

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



Université Blida 1
Faculté de Technologie
Département des Énergies Renouvelables



MEMOIRE

En vue de l'obtention du diplôme de Master
en Énergie Renouvelable, Option : Habitat Bioclimatique

Thème :

**Effet de l'isolation thermique des chambres froides sur leur
consommation énergétique et capacité de stockage**

Par :

- **DOUIFI Mohammed Amin**
- **MESSAS Abdelmadjid**

Encadré par :

Dr. GUEBLI Wassila

Devant le jury :

Président de jury : **Pr. HAMID Abdelkader**

Examineur : **Dr. LAFRI Djamel**

Examineur : **Dr. OUKACI Soumia**

Juin 2023

REMERCIEMENTS

En ce moment précieux où nous avons l'opportunité de présenter notre mémoire de fin d'étude, nous tenons à exprimer notre profonde gratitude envers toutes les personnes qui ont joué un rôle essentiel dans la réalisation de ce travail.

Tout d'abord, nous souhaitons exprimer notre reconnaissance envers le Dieu tout-puissant pour nous avoir accordé la force, la persévérance et la sagesse nécessaires pour mener à bien ce projet. Sa guidance et sa présence bienveillante ont été une source d'inspiration et de réconfort tout au long de ce parcours académique.

Nous tenons à adresser nos remerciements les plus sincères à notre promotrice, **Mme Guebli**. Son expertise, sa disponibilité et sa bienveillance ont été d'une valeur inestimable pour la réussite de notre mémoire. Ses conseils éclairés et ses encouragements continus ont nourri notre réflexion et nous ont permis de repousser nos limites intellectuelles.

Un immense merci également aux membres du jury, pour avoir accepté d'évaluer notre travail avec attention et rigueur. Leurs commentaires constructifs et leurs recommandations avisées nous ont permis de perfectionner notre mémoire et d'approfondir nos connaissances dans le domaine des énergies renouvelables.

Nous souhaitons exprimer notre gratitude envers les professeurs et le personnel du département des énergies renouvelables de Blida pour leur dévouement et leur soutien académique et logistique pour leur contribution essentielle à faciliter notre recherche et notre progression dans ce domaine.

Enfin, nous tenons à remercier toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à notre parcours académique. Que ce soit par des discussions enrichissantes, des encouragements chaleureux ou une aide technique, votre soutien a été précieux et a nourri notre motivation tout au long de cette aventure.

Nous sommes conscients que nos mots ne suffisent pas à exprimer toute notre reconnaissance envers chacun d'entre vous, mais nous espérons sincèrement que ce message témoigne de notre profonde gratitude.



DÉDICACES

À mon cher père, à ma mère et mes petites sœurs,

Cette dédicace est un hommage à votre amour, votre soutien inconditionnel et votre présence indéfectible tout au long de mon parcours universitaire. Vos encouragements constants, vos sacrifices et votre confiance en moi ont été des moteurs essentiels de ma réussite.

À ma grande famille et mes cousins, qui ont toujours été là pour moi, je vous adresse mes remerciements les plus chaleureux. Votre soutien moral, vos conseils avisés et notre complicité ont été des sources de réconfort et de motivation pendant mes années d'études.

À mon binôme indéfectible, notre partenariat solide a été un pilier dans nos accomplissements. Ta détermination a été des forces motrices qui nous ont guidés vers la réussite. Je suis honoré d'avoir eu la chance de travailler avec toi.

À mes amis universitaires, je souhaite exprimer ma profonde gratitude pour votre soutien sans faille. Vos encouragements, nos discussions animées, nos séances d'étude et nos moments de détente ont été des piliers essentiels de mon équilibre pendant cette période exigeante.

Et enfin, à mes amis du quartier, qui m'ont accompagné depuis mon enfance, je vous suis reconnaissant pour votre amitié sincère et votre présence constante. Vos encouragements, vos sourires et votre soutien indéfectible m'ont apporté une force et une joie inestimables tout au long de ce parcours.

Vous avez tous joué un rôle crucial dans ma vie et dans la réalisation de ce mémoire de fin d'étude. Votre amour, votre soutien et votre amitié ont été des cadeaux précieux, et je ne pourrais jamais assez-vous remercier pour cela.

Cette dédicace vous est dédiée, avec une profonde reconnaissance et un amour infini.

Bien à vous,

DOUIFI MOHAMMED AMIN



DÉDICACES

Avec joie, plaisir, fierté et respect, je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents qui m'ont toujours encouragé pour que je réussisse dans mes études.

A mon père, à qui rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien-être.

A ma chère mère, qui m'a toujours poussé et motivé dans mes études.

A ma chère sœur, et mes petits frères, qui n'ont pas cessée de me conseiller, encourager, et soutenir tout au long de mes études, que dieu les protège et leurs offre la chance et le bonheur.

A **Amin**, cher ami avant d'être binôme pour sa patience et disponibilité.

A tous mes amis de promotion et mes amis d'enfance, toute personne qui occupe une place dans mon cœur.

A vous cher lecteur

MESSAS ABDELMADJID



SOMMAIRE

| | |
|--|----|
| SOMMAIRE | |
| LISTE DES FIGURES | |
| LISTE DES TABLEAUX | |
| INTRODUCTION GENERALE | 1 |
| BUT DE TRAVAIL : | 2 |
| PROBLEMATIQUE : | 2 |
| PLAN DE TRAVAIL : | 3 |
| CHAPITRE I..... | 4 |
| INTRODUCTION : | 4 |
| 1.1 Chambres froides : | 4 |
| 1.1.1 Définition : | 4 |
| 1.1.2 Histoire de la réfrigération : | 5 |
| 1.1.3 La naissance du froid artificiel : | 6 |
| 1.2 Les types des chambres froides : | 7 |
| 1.2.1 Les chambres froides positives (0° à +10°) | 7 |
| 1.2.2 Les chambres froides négatives (-28° à 0°) | 7 |
| 1.3 Fonctionnement général : | 8 |
| 1.4 Principaux composants d'une chambre froide : | 8 |
| 1.5 Le Rôle de chaque composant : | 9 |
| 1.5.1 Compresseur | 9 |
| 1.5.2 Condenseur | 10 |
| 1.5.3 Détendeur | 10 |
| 1.5.4 Évaporateur | 11 |
| 1.5.5 Le fluide frigorigène : | 12 |
| 1.5.5.1 Classification des fluides frigorigènes : | 12 |
| 1.5.5.2 Critères de sélection des fluides frigorigènes : | 13 |
| 1.6 Cycle frigorifique | 15 |
| 1.6.1 Définition des différents points du cycle : | 16 |
| 1.6.2 Transformations thermodynamiques subies par le fluide au cours du cycle sont : | 17 |
| 1.7 La production de froid : | 17 |
| 1.8 L'utilisation de chambres froides positives et négatives : | 18 |
| 1.9 L'isolation thermique dans la chambre froide : | 18 |
| 1.9.1 Avantages de l'isolation thermique pour la chambre froide | 18 |
| 1.9.2 Les différents isolants d'une chambre froide | 19 |
| 1.9.2.1 Le polyuréthane : | 19 |
| 1.9.2.2 Le polystyrène expansé : | 20 |
| 1.10 Le stockage et la conservation des aliments : | 21 |
| 1.10.1 Techniques de conservation : | 21 |
| 1.10.1.1 Bases de microbiologie : | 21 |
| 1.10.1.2 Conservation par le froid : | 21 |
| L'ÉTAT DEL'ART : | 23 |
| 1.1 Mémoires consultés : | 23 |
| 1.2 Les articles consultés : | 24 |

| | |
|---|----|
| CONCLUSION : | 25 |
| CHAPITRE II..... | 26 |
| INTRODUCTION : | 26 |
| II.1 Description de projet : | 26 |
| II.1.1 Site de la chambre : | 26 |
| II.1.1.1 Informations géographiques concernant la ville de Sidi Lakhdar : | 27 |
| II.1.1.2 Données météorologiques du site : | 28 |
| II.1.2 Dimension des deux chambres : | 30 |
| II.1.2.1 Structure des deux chambres froides : | 30 |
| II.1.2.2 Composition des parois : | 31 |
| II.2 Remarques et améliorations suggérées pour augmenter l'efficacité de la chambre : | 32 |
| II.2.1 La nouvelle composition des parois : | 33 |
| II.3 Bilan thermique des deux chambres froides : | 34 |
| II.3.1 Les charges thermiques : | 35 |
| II.3.2 Détermination des charges thermique : | 36 |
| II.3.2.1 Charges externes : | 36 |
| II.3.2.2 Charges internes : | 40 |
| II.3.3 Application numérique pour le calcul des charges thermiques : | 45 |
| II.3.3.1 Les charges externes : | 47 |
| II.3.3.2 Charges internes : | 49 |
| II.3.3.3 Charge frigorifique effective intermédiaire : | 52 |
| CONCLUSION : | 54 |
| CHAPITRE III..... | 55 |
| INTRODUCTION : | 55 |
| III.1 Simulation : | 55 |
| III.1.1 Coolselector : | 56 |
| III.1.2 INTARCON : | 56 |
| III.1.3 Fichier EXCEL : | 57 |
| III.2 L'exécution des programmes..... | 58 |
| III.2.1 Coolselector..... | 58 |
| III.2.2 INTARCON..... | 66 |
| III.2.3 EXCEL : | 72 |
| III.2.4 Les différents résultats obtenus..... | 73 |
| III.3 Choix d'Équipements : | 73 |
| III.3.1 Equipement actuel..... | 73 |
| III.3.1.1 Compresseur et condenseur..... | 74 |
| III.3.1.2 Évaporateur..... | 76 |
| III.3.1.3 Détendeur..... | 77 |
| III.3.2 Nouvel équipement proposé..... | 78 |
| III.3.2.1 Fluide frigorigène..... | 78 |
| III.3.2.2 Compresseur..... | 79 |
| III.3.2.3 Condenseur..... | 81 |
| III.3.2.4 Détendeur..... | 82 |
| III.3.2.5 Évaporateur..... | 84 |

| | |
|--|-----|
| III.4 Détermination les facteurs de puissance | 85 |
| III.4.1 Tressage de cycle frigorifique (P-H) : | 85 |
| III.4.2 Les facteurs de froide : | 88 |
| CONCLUSION : | 89 |
| CHAPITRE IV..... | 90 |
| INTRODUCTION : | 90 |
| IV.1 Résultats : | 90 |
| IV.1.1 Quantités de stockage supplémentaires des produits entrants | 92 |
| IV.1.2 Les gains énergétiques et financiers | 93 |
| IV.1.2.1 Les gains énergétiques | 93 |
| IV.1.2.2 Les gains financiers | 98 |
| CONCLUSION : | 99 |
| CONCLUSION GENERALE..... | 100 |
| ANNEXE | 102 |
| REFERENCE..... | 104 |

Liste des figures

| | |
|---|----|
| Figure I-1 : Chambre froide ^[2] | 5 |
| Figure I-2 : Chambre froide aux anciens siècles ^[3] | 6 |
| Figure I-3 : Composants d'une chambre froide ^[7] | 9 |
| Figure I-4 : Compresseur ^[9] | 9 |
| Figure I-5 : Condenseur ^[10] | 10 |
| Figure I-6 : Détendeur ^[11] | 11 |
| Figure I-7 : Évaporateur ^[12] | 11 |
| Figure I-8 : Bouteille fluide frigorigène ^[14] | 12 |
| Figure I-9 : Diagramme (HP) ^[18] | 16 |
| Figure I-10 : Le polyuréthane et panneau sandwich ^[23] | 20 |
| Figure I-11 : Le polystyrène ^[25] | 20 |
| Figure II-1 : Sidi Lakhdar, Ain defla. ^[27] | 27 |
| Figure II-2 : Température (C°) mensuelle moyenne maximale et minimale. ^[28] | 28 |
| Figure II-3 : Température horaire moyenne à Sidi Lakhdar. ^[28] | 29 |
| Figure II-4 : Niveaux de confort selon l'humidité à Sidi Lakhdar. ^[28] | 29 |
| Figure II-5 : Plan de la chambre froide | 30 |
| Figure III-1 : Interface principale | 58 |
| Figure III-2 : Étape N°1 | 58 |
| Figure III-3 : Étape N°2 | 59 |
| Figure III-4 : Étape N°3 | 59 |
| Figure III-5 : Étape N°4 | 60 |
| Figure III-6 : Étape N°5 | 60 |
| Figure III-7 : Rapport frigorifique..... | 61 |
| Figure III-8 : Le rapport de Coolselector | 62 |
| Figure III-9 : Le rapport page 2/4..... | 63 |
| Figure III-10 Le rapport page 3/4 | 64 |
| Figure III-11 : Le rapport page 4/4..... | 65 |
| Figure III-12 Interface principale de l'INTARCON..... | 66 |
| Figure III-13 : Calculateur INTARCON | 67 |
| Figure III-14 : Étape N°1 INTARCON..... | 67 |
| Figure III-15 : Étape N°2 INTARCON..... | 67 |
| Figure III-16 : Étape N°3 INTARCON | 68 |
| Figure III-17 : Étape N°4 INTARCON | 68 |
| Figure III-18 : Étape N°5 INTARCON..... | 69 |
| Figure III-19 : Résultat d'INTARCON | 69 |
| Figure III-20 : Résultat INTARCON page 1/2..... | 70 |
| Figure III-21 : Résultat INTARCON page 2/2..... | 71 |
| Figure III-22 : Bilan thermique via EXCEL..... | 72 |
| Figure III-23 : Fiche technique de compresseur | 74 |
| Figure III-24 : Fiche technique de compresseur..... | 75 |
| Figure III-25 : Fiche technique d'évaporateurN°1 | 76 |
| Figure III-26 : Fiche technique d'évaporateurN°2..... | 77 |
| Figure III-27 : Détendeur thermostatique TGE Danfoss ^[32] | 77 |
| Figure III-28 : R404a ^[34] | 78 |
| Figure III-29 : Fiche technique de compresseur..... | 79 |
| Figure III-30 : Fiche technique de compresseur..... | 80 |
| Figure III-31 : Fiche technique de condenseur | 81 |
| Figure III-32 : Fiche technique de condenseur | 81 |
| Figure III-33 : Détendeurs électriques Type ETS 6 ^[35] | 82 |
| Figure III-34 : Fiche technique d'évaporateur | 84 |

| | |
|--|----|
| Figure III-35 : Diagramme enthalpique R404A | 86 |
| Figure IV-1 : Puissances frigorifiques à l'état initial et l'état amélioré | 91 |
| Figure IV-2 : Produits entrants dans les deux cas pour les deux chambres..... | 93 |
| Figure IV-3 : La puissance de chaque composant pour la chambre N°1 dans les deux cas..... | 94 |
| Figure IV-4 : La puissance de chaque composant pour la chambre N2 dans les deux cas..... | 95 |
| Figure IV-5 : La consommation énergétique pour 3 mois des deux cas..... | 97 |
| Figure IV-6 : Le montant d'électricité consommé (DZD) pour les deux chambres..... | 98 |

Liste des tableaux

| | |
|--|----|
| Tableau I:1 Classification des fluides frigorigènes | 13 |
| Tableau I:2 Caractéristiques des fluides frigorigènes | 14 |
| Tableau II:1 Température (C°) mensuelle moyenne maximale et minimale | 28 |
| Tableau II:2 Dimensions la chambre froide | 30 |
| Tableau II:3 Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées | 39 |
| Tableau II:4 Densité d'entreposage | 39 |
| Tableau II:5 Propriétés de la pomme de terre (Annexe 1)..... | 40 |
| Tableau II:6 Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne dans une chambre froide | 42 |
| Tableau II:7 Nombre et durée des périodes de dégivrage | 43 |
| Tableau III:1 Les puissances frigorifique à l'état initial | 73 |
| Tableau III:2 Les puissances frigorifique à l'état amélioré..... | 73 |
| Tableau III:3 Les puissances de compresseur et condenseur..... | 88 |
| Tableau III:4 Les facteurs de froid..... | 88 |
| Tableau IV:1 La puissance frigorifique a l'état initial et l'état amélioré | 90 |
| Tableau IV:2 La quantité d'énergie de chaque état | 96 |
| Tableau IV:3 Les gains financiers | 98 |

ملخص

تركز هذه المذكرة على دراسة غرف التبريد والتأكد على أهمية العزل الحراري بها، يتم تقديم تعريف عام لغرف التبريد ومكوناتها الرئيسية. بعد ذلك، يتم إجراء دراسة حالة على غرفة تبريد موجودة، بما في ذلك تقييم مفصل لحالتها الحالية. يتم تقديم اقتراحات للتحسينات، مع التركيز بشكل خاص على تحسين العزل الحراري لتحسين أداء غرفة التبريد. ثم يتم تنفيذ التوازن الحراري، مما يجعل من الممكن تحديد المعدات الجديدة اللازمة لضمان ظروف التخزين المثلى. أخيراً، يتم دراسة النتائج التي تم الحصول عليها من خلال التحليلات المختلفة، مما يوفر معلومات قيمة حول فعالية التعديلات التي تم إجراؤها وتأثيرها على الحفاظ على المواد الغذائية. تقدم هذه المذكرة مقارنة شاملة لدراسة غرف التبريد، مع إبراز أهميتها وتقديم توصيات عملية لتحسين أدائها.

كلمات مفتاحية: غرف التبريد، العزل الحراري، التوازن الحراري، ظروف التخزين.

Résumé

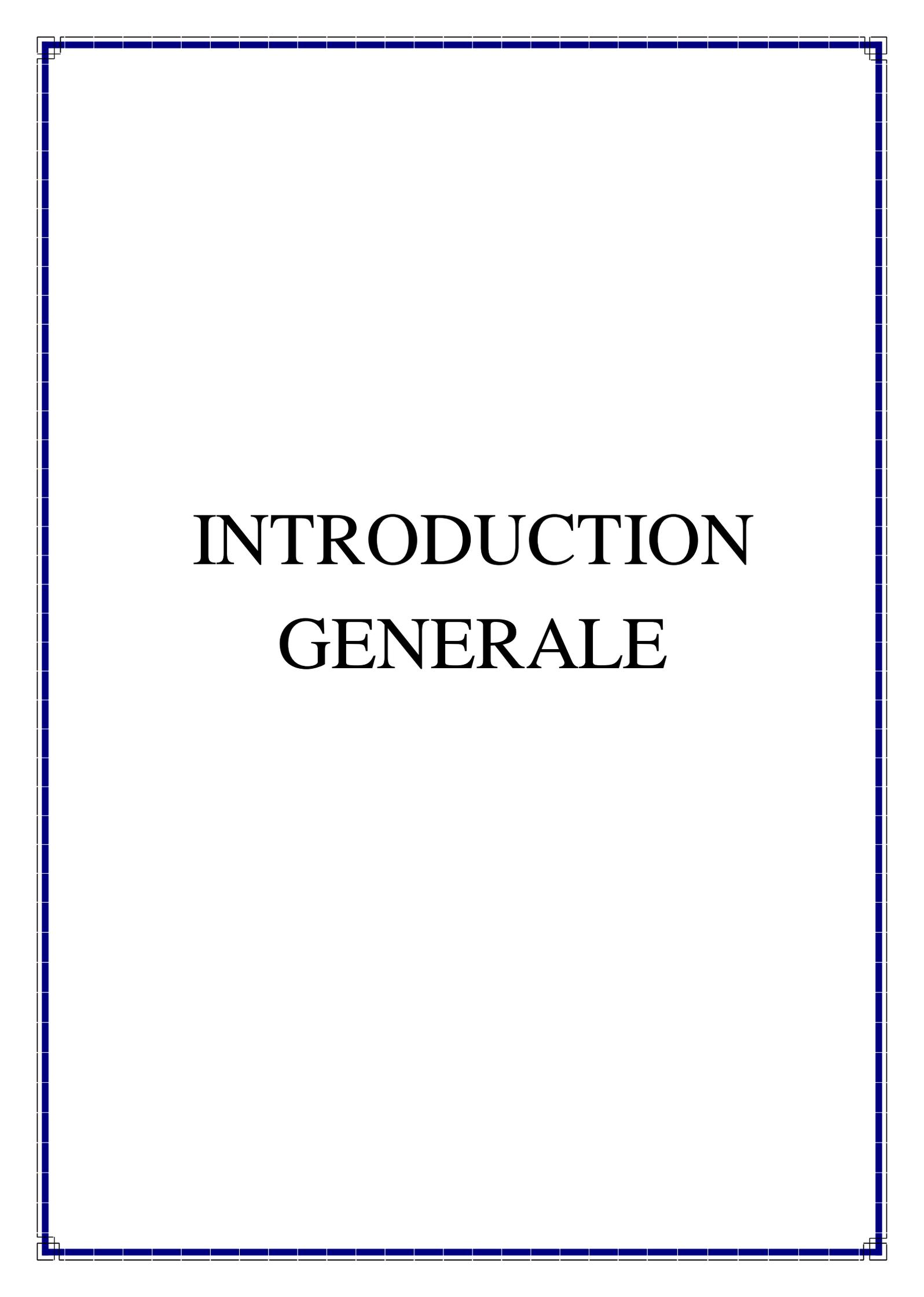
Ce mémoire de fin d'études se concentre sur l'étude des chambres froides, en mettant l'accent sur l'importance de l'isolation thermique. Une définition générale des chambres froides ainsi que de leurs composants clés est présentée. Ensuite, une étude de cas est réalisée sur une chambre froide existante, comprenant une évaluation détaillée de son état actuel. Des suggestions d'améliorations sont proposées, avec un accent particulier sur l'amélioration de l'isolant thermique pour optimiser les performances de la chambre froide. Le bilan thermique est ensuite réalisé, permettant de déterminer les nouveaux équipements nécessaires pour garantir des conditions de conservation optimales. Enfin, les résultats obtenus à travers différentes analyses sont étudiés, fournissant des informations précieuses sur l'efficacité des modifications apportées et leur impact sur la conservation des denrées. Ce mémoire offre une approche complète de l'étude des chambres froides, en mettant en évidence leur importance et en proposant des recommandations pratiques pour améliorer leurs performances.

Mots clés : Chambres froides, isolation thermique, bilan thermique, conditions de conservations.

Abstract

This dissertation focuses on the study of cold rooms, focusing on the importance of thermal isolation. A general definition of cold rooms and their key components is presented. Next, a case study is conducted on an existing cold room, including a detailed assessment of its current condition. Suggestions for improvements are proposed, with particular emphasis on improving the thermal insulation to optimize the performance of the cold room. The thermal balance is then carried out, making it possible to determine the new equipment needed to guarantee optimal conservation conditions. Finally, the results obtained through various analyses are studied, providing valuable information on the effectiveness of the modifications made and their impact on the conservation of food. This brief offers a comprehensive approach to the study of cold rooms, highlighting their importance and proposing practical recommendations to improve their performance.

Keywords: cold rooms, thermal insulation, thermal balance, conservation conditions.



INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

La conservation des denrées alimentaires est un enjeu majeur dans notre société moderne. En effet, avec l'augmentation de la demande alimentaire et la mondialisation des échanges, il devient essentiel de pouvoir stocker et préserver les denrées périssables sur de plus longues périodes. C'est là que l'utilisation des chambres froides entre en jeu. Ces installations spécifiques offrent des conditions optimales pour la conservation des produits alimentaires, en les maintenant à des températures basses et stables.

Les chambres froides sont des installations spécialement conçues pour le stockage et la conservation des produits alimentaires. Elles sont équipées de systèmes de réfrigération qui maintiennent les denrées à des températures basses et stables, retardant ainsi leur dégradation et leur altération. Ces chambres offrent un environnement contrôlé qui limite la croissance des micro-organismes responsables de la détérioration des aliments, ce qui permet de préserver leur qualité, leur fraîcheur et leur valeur nutritionnelle.

Pour assurer un fonctionnement efficace des chambres froides, l'isolation thermique joue un rôle fondamental. En effet, une bonne isolation permet de limiter les échanges de chaleur entre l'intérieur et l'extérieur de la chambre froide. Cela garantit une température constante et évite les variations brusques pouvant affecter la qualité des denrées stockées. De plus, une isolation de qualité réduit également les coûts énergétiques en limitant les pertes de froid et en optimisant l'efficacité des systèmes de réfrigération.

Outre le rôle de l'isolation thermique, il est également important de prendre en compte le bilan thermique dans le contexte des chambres froides et de la conservation des denrées. Le bilan thermique consiste à évaluer les échanges de chaleur et à maintenir un équilibre entre la chaleur absorbée et la chaleur dissipée dans le système de conservation. Il englobe des aspects tels que l'isolation, le dimensionnement des équipements de réfrigération, la gestion de la charge thermique et l'efficacité énergétique globale. Un bon bilan thermique permet de maintenir des conditions de conservation optimales, tout en minimisant les coûts énergétiques et en réduisant l'impact environnemental.

La conservation des denrées alimentaires est un besoin essentiel de notre société moderne. Les chambres froides et leur utilisation offrent une solution efficace pour préserver la qualité et la fraîcheur des produits sur de plus longues périodes. L'isolation thermique joue un rôle clé dans le maintien de conditions optimales à l'intérieur de ces installations. En combinant des technologies de conservation appropriées et une bonne gestion des chambres froides, il est possible de répondre aux exigences croissantes en matière de conservation des denrées et de garantir la sécurité alimentaire pour tous.

But de travail :

Notre objectif de travail consiste à mener une étude thermique des charges thermiques et d'améliorer l'isolation thermique d'une chambre froide. Cette étude vise à comprendre et à optimiser les flux de chaleur à travers les systèmes et les structures, en identifiant les sources de pertes thermiques et en proposant des solutions pour les minimiser.

En effectuant cette étude thermique et en proposant des améliorations pratiques, nous visons à augmenter la capacité de stockage et réduire la consommation d'énergie, à améliorer le confort thermique de la chambre froide.

Problématique :

Tout d'abord, l'augmentation de la capacité de stockage est un objectif important pour les entreprises qui utilisent des chambres froides. Une isolation thermique adéquate permet de réduire les pertes de froid et les fluctuations de température à l'intérieur de la chambre. En minimisant ces variations, on peut mieux organiser l'espace de stockage et optimiser l'utilisation de la chambre froide, ce qui permet de stocker une plus grande quantité de produits tout en maintenant leur qualité.

Ensuite, la réduction de la consommation d'énergie est un enjeu majeur pour les opérateurs de chambre froide. Une mauvaise isolation thermique entraîne des fuites de chaleur, obligeant les systèmes de réfrigération à fonctionner plus longtemps et à consommer davantage d'énergie pour maintenir des températures basses.

Alors comment augmenter la capacité de stockage, de réduire la consommation d'énergie et d'améliorer le confort thermique des produits stockés pour une chambre froide ?

Pour ce faire, nous nous intéresserons à deux chambres froides pour conserver les pommes de terre à température positive, et nous essaierons d'optimiser les performances de la chambre froide en fonction de différentes données géographiques, climatiques et thermodynamiques.

Plan de travail :

- **Le premier chapitre** : En effectuant une recherche bibliographique et en réalisant une revue de l'état de l'art, nous avons pu extraire les recommandations essentielles pour notre cas d'étude.
- **Le deuxième chapitre** : Contient une présentation de notre étude de cas, la détermination des charges thermique et comment effectuer un bilan thermique.
- **Le troisième chapitre** : Il comprend la simulation pour faire le bilan thermique et la sélection d'équipements de réfrigération à l'aide des programmes de simulation spécialisés dans le domaine de froid.
- **Le quatrième chapitre** : Nous avons analysé les résultats issus des simulations réalisées et avons engagé une discussion concernant ces résultats spécifiquement pour la chambre froide étudiée.

CHAPITRE I

CHAPITRE I

BIBLIOGRAPHIE ET L'ETAT DE L'ART

INTRODUCTION :

Le recours au froid constitue une pratique courante pour assurer une conservation prolongée des aliments, de quelques jours à quelques semaines. Les chambres froides, tant publique que privé est en pleine expansion, car les producteurs de produits alimentaires et les détaillants cherchent de plus en plus à externaliser leurs activités logistiques.

En outre, la consommation des produits alimentaires réfrigérés est en train d'augmenter.

I.1 Chambres froides :

I.1.1 Définition :

Une chambre froide est une enceinte destinée à conserver des produits (agroalimentaires, pharmaceutiques, ...), 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, ...) 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 I-1 : Chambre froide [2]

I.1.2 Histoire de la réfrigération :

Aujourd'hui, la réfrigération fait partie de notre quotidien. Que ce soit pour conserver nos aliments ou nous rafraîchir en été. Les Chinois furent les premiers à s'apercevoir que la glace rendait leurs boissons plus savoureuses en les refroidissant. À l'époque des Grecs et des Romains, des esclaves étaient chargés de transporter la glace des sommets des montagnes. Cette glace était conservée dans des silos aux parois recouvertes de paille en vue d'une utilisation ultérieure. Au XVIème siècle, cette technique de conservation des aliments était devenue courante en France et en Europe. En 1612, Francis Bacon fut le premier à utiliser la neige pour conserver les denrées alimentaires.

Au fil du temps, la réfrigération est devenue de plus en plus importante dans notre vie quotidienne, avec une utilisation croissante dans les secteurs alimentaire, médical et industriel. Cependant, les gaz réfrigérants utilisés dans les anciennes technologies de réfrigération ont été découverts pour être nocifs pour l'environnement et ont été progressivement remplacés par des alternatives plus respectueuses de l'environnement. Aujourd'hui, la réfrigération est essentielle pour de nombreux aspects de notre vie moderne et continue d'évoluer avec de nouvelles technologies plus efficaces et plus respectueuses de l'environnement.



Figure I-2 : Chambre froide aux anciens siècles [3]

I.1.3 La naissance du froid artificiel :

Après avoir constaté que les aliments se conservaient mieux en hiver, l'Homme a longtemps cherché à reproduire les températures hivernales afin de préserver ses denrées même en été. C'est comme cela qu'au fil des siècles, les Hommes furent amenés à créer de la glace et du froid artificiel.

Il aura fallu attendre la découverte du microscope pour s'apercevoir que les températures inférieures à 10°C ne tuaient pas les microbes mais empêchaient leur développement. Ce fut alors évident que conserver les denrées alimentaires en utilisant du froid était beaucoup plus intéressant que d'utiliser des méthodes ancestrales comme le séchage, le fumage ou le salage.

La première méthode de réfrigération artificielle a été développée en 1755 par William Cullen, un physicien écossais, qui a réussi à créer de la glace artificielle en

utilisant de l'éther liquide. Cependant, cette méthode était encore expérimentale et n'a pas été utilisée à grande échelle.

Et en 1862 lors de l'exposition universelle que Ferdinand Carré fit découvrir au monde entier sa machine produisant d'énormes blocs de glace. Sa machine suscita l'étonnement général du public du fait qu'elle produisait de la glace grâce à la chaleur.

La première armoire conservatrice fût inventée par Charles Tellier. Pour démontrer l'efficacité de son procédé de réfrigération devant les membres de l'Académie des Sciences, il fit partir de France un navire, nommé le Frigorifique, rempli de carcasses de viande et de volailles vers l'Amérique du Sud. Une fois le voyage retour achevé, tout le monde pu constater que la cargaison était intacte. Cette expérience fut reproduite deux ans plus tard avec un chargement de 80 tonnes de viandes congelées à -30° . Les chambres froides étaient alimentées grâce à des machines frigorifiques à absorption. [4]

I.2 Les types des chambres froides :

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 :

I.2.1 Les chambres froides positives (0° à $+10^{\circ}$)

Les chambres froides positives permettent le maintien des produits en dessous de la température ambiante à la température optimale pour sa conservation ; et ce au-dessus du 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. [5]

I.2.2 Les chambres froides négatives (-28° à 0°)

Dans les chambres froides négatives la température d'une denrée est abaissée à un niveau tel que la majeure partie de son eau de constitution est transformée en cristaux de glace plus ou moins gros ; on parle alors de congélation.

La congélation peut être suivie d'une surgélation ou congélation rapide. La surgélation des denrées consiste à soumettre à celles-ci à l'action du froid à basse température, de façon à provoquer rapidement la cristallisation de l'eau de la denrée et abaisser sa température à une valeur suffisamment basse pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible. [5]

I.3 Fonctionnement général :

Le fonctionnement est en globalité le même qu'un réfrigérateur avec une plus grande puissance et des contraintes techniques beaucoup plus importantes.

La chambre froide Positive est composée de deux parties bien distinctes : le circuit frigorifique et les panneaux de chambre froide (l'enceinte).

L'expression : « faire du froid » est fautive, il est impossible de faire du froid pour faire diminuer la température. En vérité on absorbe de la chaleur.

Le groupe moto compresseur absorbe et refoule le gaz frigorigène dans toute l'installation frigorifique de la chambre froide.

Négatives ou positives, les chambres froides sont construites suivant le même principe. On utilise des panneaux isothermes pour l'isolation des murs, un groupe de froid avec agent frigorigène pour maintenir une température basse... Quelques différences subsistent cependant entre les chambres froides positives et négatives. [6]

I.4 Principaux composants d'une chambre froide :

Le principe de fabrication de froid repose sur l'évaporation d'un liquide pur appelé fluide frigorigène.

Une installation de base se compose alors des quatre organes principaux avec un liquide qui les traverse dans ces organes :

- 1. Le compresseur**
- 2. Le condenseur**
- 3. Le détendeur**
- 4. L'évaporateur**
- 5. Fluide frigorigène**

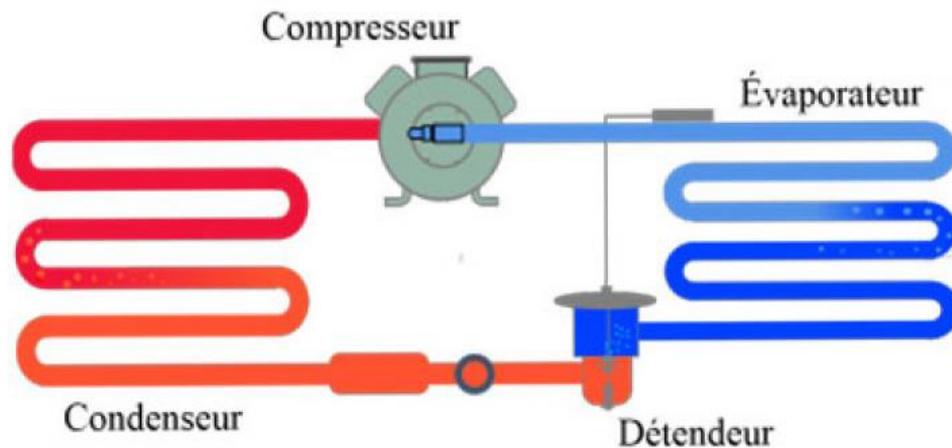


Figure I-3 : Composants d'une chambre froide [7]

I.5 Le Rôle de chaque composant :

I.5.1 Compresseur

Le compresseur aspire le fluide à basse pression et à basse température, l'énergie mécanique de la compression va permettre une élévation de la pression et de la température. La différence de pression va permettre au fluide de circuler dans le circuit frigorifique. Ici le fluide est à l'état gazeux. [8]

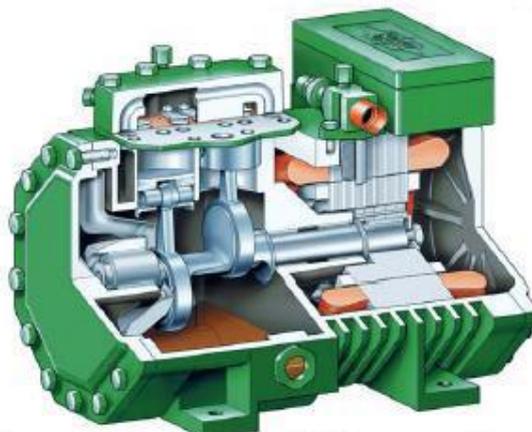


Figure I-4 : Compresseur [9]

I.5.2 Condenseur

Les gaz chauds à haute pression et haute température venant du compresseur se dirigent vers le condenseur, qui est un échangeur qui va permettre aux gaz de se condenser par échange avec un fluide extérieur (l'eau, l'air) à température et pression constante, c'est la phase de condensation ; la vapeur se transforme en liquide. [8]



Figure I-5 : Condenseur [10]

I.5.3 Détendeur

Il est chargé de réduire la pression du fluide frigorigène, qui se trouve à l'état liquide sous haute pression, à une pression plus basse et à un état de saturation de vapeur, le liquide formé dans le condenseur est détendu par abaissement brusque de la pression au passage du détendeur. Cette baisse de pression entraîne une

diminution de la température du fluide frigorigène, qui permet à l'évaporateur de capter la chaleur de l'espace à refroidir. [8]



Figure I-6 : Détendeur [11]

I.5.4 Évaporateur

L'évaporateur est lui aussi un échangeur de chaleur, le fluide liquide provenant du détendeur va entrer en ébullition dans l'évaporateur en absorbant de la chaleur au fluide extérieur, (l'eau, l'air...) C'est la phase d'évaporation. Le gaz est ensuite aspiré par le compresseur pour un nouveau cycle. [8]



Figure I-7 : Évaporateur [12]

I.5.5 Le fluide frigorigène :

Un fluide frigorigène est un fluide ou un mélange de fluides présentant des particularités physiques permettant d'exploiter un cycle de compression/détente pour transférer de la chaleur. Ils possèdent en particulier une température d'évaporation faible sous pression atmosphérique.

Les fluides frigorigènes sont utilisés pour refroidir des dispositifs réfrigérants (réfrigérateur, congélateur, climatiseur...). Dans ces appareils, le fluide frigorigène sert également à transporter l'huile du compresseur. [13]



Figure I-8 : Bouteille fluide frigorigène [14]

I.5.5.1 Classification des fluides frigorigènes :

1) Classement de l'atotoxicité des fluides frigorigènes :

On distingue deux groupes A et B :

- **Le groupe A** pour lequel il n'y a pas de preuve de toxicité des fluides frigorigènes pour des concentrations inférieures ou égales à 400 ppm.
- **Le groupe B** pour lequel il ya des preuves de toxicité pour des concentrations inférieures à 400 ppm.

2) Classement de l'inflammabilité des fluides frigorigènes :

On distingue trois groupes 1, 2 et 3 :

- **Le groupe 1** : le fluide frigorigène ne permet pas de propagation de la flamme dans l'air à 21°C et 101 kPa.

- **Le groupe 2** : le fluide frigorigène a une limite inférieure d'inflammabilité supérieure à $0,10 \text{ kg/m}^3$ à 21°C et 101 kPa et une chaleur de combustion inférieure à 19 kJ/kg .
- **Le groupe 3** : le fluide frigorigène est hautement inflammable avec une limite inférieure d'inflammabilité inférieure ou égale à $0,10 \text{ kg/m}^3$ à 21°C et 101 kPa et une chaleur de combustion supérieure ou égale à 19 kJ/kg . [15]

Tableau I:1 Classification des fluides frigorigènes

| | Faiblement toxique | Fortement toxique |
|-----------------------|--------------------|-------------------|
| Non inflammable | A1 | B1 |
| Inflammable | A2 | B2 |
| Hautement inflammable | A3 | B3 |

I.5.5.2 Critères de sélection des fluides frigorigènes :

- ❖ Le choix d'un fluide frigorigène est basé sur différents critères :
 - Utilisation : Climatisation, rafraichissement, 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 (Groupe A1).

- Sans action sur la santé du personnel.
- Sans action sur les denrées à conserver.
- Sans odeur.
- Fuite facile à détecter.
- Pas d'affinité pour les constituants de l'atmosphère.
- Être d'un cout abordable et d'un approvisionnement facile. [16]

Tableau I:2 Caractéristiques des fluides frigorigènes

| Nom | Formule | T normale d'ébullition | T critique | ODP | GWP |
|------------------------------|-----------------------------|------------------------|------------|-------|-------|
| CFC | | | | | |
| R11 | CCl_3F | 23.8 | 198 | 1 | 4 000 |
| R12 | CCl_2F_2 | -29.8 | 111.8 | 0.9 | 8 500 |
| R115 | $CClF_2CF_3$ | -39.1 | 79.9 | 0.4 | 9 300 |
| R502 | R22/R115 (48,8/51,2) | -45.4 | 82.2 | 0.229 | 5 590 |
| HCFC | | | | | |
| R22 | $CHClF_2$ | -40.8 | 96.2 | 0.05 | 1 700 |
| R123 | CHF_2CF_3 | 27.9 | 183.7 | 0.02 | 93 |
| R141b | CH_3CCl_2F | 32.2 | 204.4 | 0.1 | 630 |
| R142b | CH_3CClF_2 | -9.8 | 137.2 | 0.066 | 2000 |
| HFC | | | | | |
| R32 | CH_2F_2 | -51.7 | 78.2 | 0 | 650 |
| R125 | CHF_2FCF_3 | -48.1 | 66.3 | 0 | 2800 |
| R134a | CH_2FCF_3 | -26.1 | 101.1 | 0 | 1300 |
| R143a | CH_3CF_3 | -47.2 | 73.6 | 0 | 3800 |
| Mélanges de HFC | | | | | |
| R404A | R125/143a/134a (44/52/4) | -46.5 | 72.1 | 0 | 3260 |
| R407C | R32/125/134a (23/25/52) | -43.6 | 87.3 | 0 | 1530 |
| R410A | R32/125 (50/50) | -51.4 | 84.9 | 0 | 1730 |
| Hydrocarbures | | | | | |
| R290 (propane) | $CH_3CH_2CH_3$ | -42.1 | 96.8 | 0 | <10 |
| R600 (butane) | $CH_3CH_2CH_2CH_3$ | -0.5 | 152 | 0 | <10 |
| R600a (isobutane) | $CH(CH_3)_2 - CH_3$ | -11.8 | 135 | 0 | <10 |
| Composés inorganiques | | | | | |
| R717 (ammoniac) | NH_3 | -33.3 | 133 | 0 | <1 |
| R744 (gaz carbonique) | CO_2 | -78.4 | 31.1 | 0 | 1 |

Autres éléments entrent dans la composition d'un circuit frigorifique :

- **Le filtre déshydrateur**, dont l'objectif est de filtrer le fluide frigorigène et de lui retirer ses impuretés éventuelles. On peut en effet retrouver des copeaux de cuivre, de la limaille ou des boues. L'autre rôle du filtre est de retirer l'humidité du circuit. Physiquement, il est situé entre le condenseur et le détendeur.
- **Le voyant**, dont le but est de permettre la visualisation du passage du fluide frigorigène au moment où ce dernier est liquide à 100 %. Ce voyant liquide est situé lui aussi entre le condenseur et le détendeur, juste après le déshydrateur.
- **La bouteille réservoir de fluide**. En fonction du débit de fluide réglé par le détendeur, il faut pouvoir stocker le fluide non utilisé. La bouteille est située à la sortie du condenseur.
- Les **pressostats hauts et basse pression**. Leur rôle est sécuritaire. Ils ont pour fonction de couper le compresseur en cas de détection de pression anormale trop élevée (pour le pressostat HP), ou d'éviter que la pression ne tombe trop bas (pour le pressostat BP).
- **La vanne de service**, essentiellement utile lors des opérations de maintenance, d'installation ou de démantèlement d'un circuit frigorifique.
- **La vanne d'inversion de cycle**, dont le nom définit parfaitement l'usage. Elle permet de passer du mode froid au mode chaud, en fonction des besoins. ^[17]

I.6 Cycle frigorifique

En thermodynamique, on appelle cycle l'ensemble des changements d'état que subit un médium donné par exemple un fluide frigorigène lorsque partant d'un certain état, il revient après avoir subi un certain nombre de transformations. Au cours de ces changements d'état, il y a variation de ces grandeurs d'état qui sont la température, la pression et l'enthalpie.

Le tracé de ce cycle, appelé cycle frigorifique de Mollier, sur le diagramme (HP) est présenté dans la figure. ^[18]

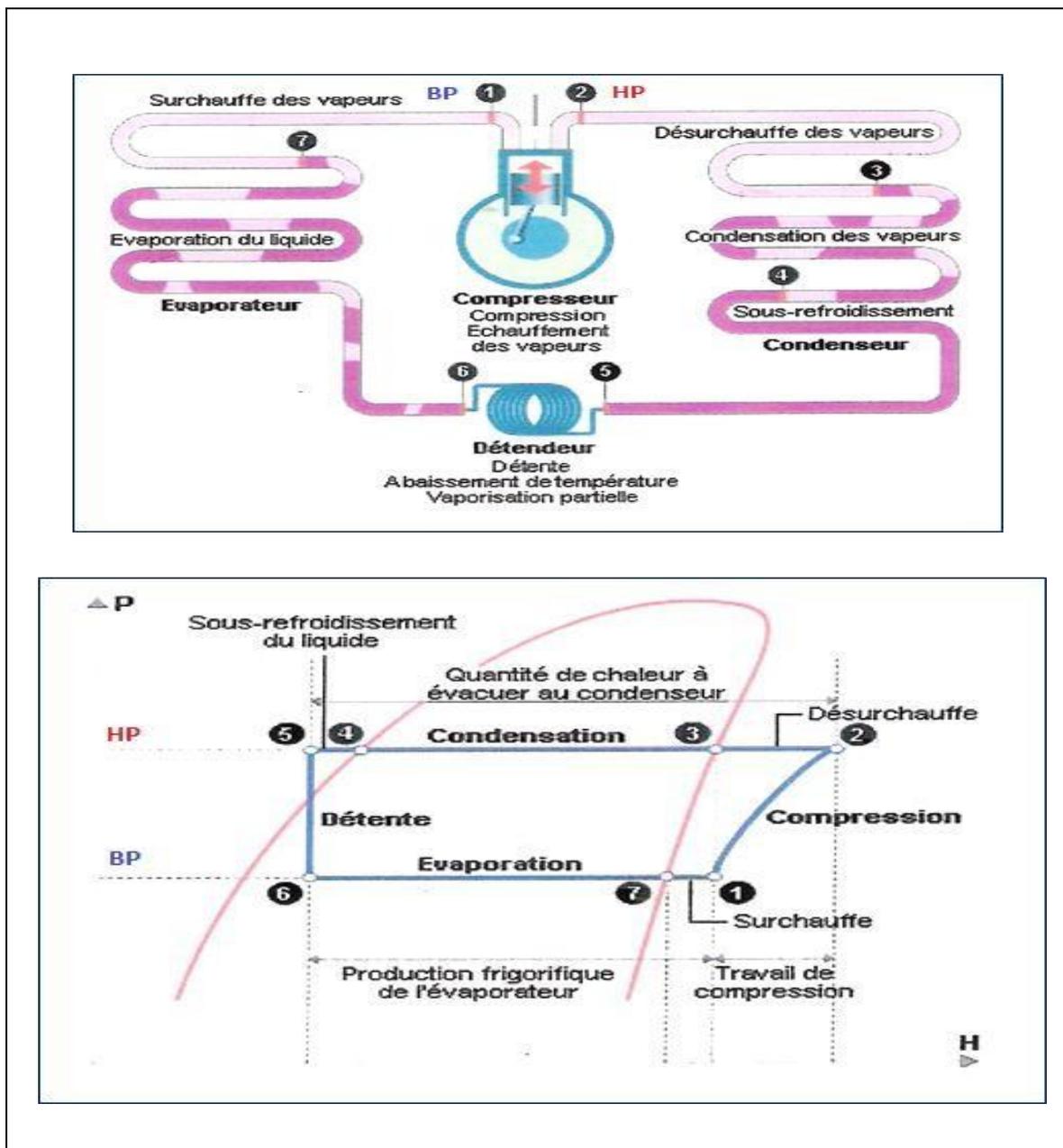


Figure I-9 : Diagramme (HP) [18]

I.6.1 Définition des différents points du cycle :

- 1- Aspiration des vapeurs dans la compression
- 2- Refoulement des vapeurs
- 3- Début condensation –fin désurchauffe
- 4- Fin condensation – début sous refroidissement
- 5- Fin sous refroidissement – entrée dans le détendeur
- 6- Début évaporation

7- Fin évaporation

I.6.2 Transformations thermodynamiques subies par le fluide au cours du cycle sont :

1→2 : compression isentropique

2→3 : désurchauffe (isobare)

3→4 : condensation isotherme

4→5: sous refroidissement

5→6: détente isenthalpique

6→7 : évaporation isotherme.

I.7 La production de froid :

Le réfrigérant est aspiré dans le compresseur sous forme de gaz à basse pression. En le traversant, il évolue de la basse pression à la haute pression. Il arrive au condenseur et est refroidi par l'air circulant à contre-courant, qui change progressivement d'état et devient complètement liquide en sortie. Dans le condenseur, le réfrigérant dégage de la chaleur en se condensant. Le passage dans le détendeur fait chuter sa pression, ce qui fait chuter sa température. Il est à l'état liquide à basse pression. En traversant l'évaporateur, il s'évapore, absorbant la chaleur de l'environnement pour le refroidissement. Il se sert donc froid. Le réfrigérant, à l'état de vapeur à basse pression, retourne au compresseur et recommence son cycle. [19]

I.8 L'utilisation de chambres froides positives et négatives :

On retrouve les chambres froides :

- **Dans le secteur alimentaire :**

Pour la conservation des denrées alimentaires, les 2 chambres froides sont utilisées. L'usage du froid positif ou négatif dépend du type d'aliment à conserver et du respect des températures imposées par loi. Par exemple, la conservation des fruits et légumes s'effectue grâce à une chambre froide positive. En effet, la conservation des viandes et produits de la mer nécessite une chambre froide négative.

- **Dans le secteur pharmaceutique :**

Certains médicaments, les vaccins ou les poches de sang doivent être conservés à une certaine température pour rester viables. Les poches de sang sont par exemple conservées à une température située entre 2 et 6°C.

- **Chez les fleuristes et pépiniéristes :**

Les plantes sont des êtres vivants et sont par conséquent très fragiles. Pour permettre leur commercialisation dans de bonnes conditions, les fleurs, arbustes et plantes doivent être conservés dans des chambres réfrigérées. On utilise dans ce secteur des chambres froides positives. [20]

I.9 L'isolation thermique dans la chambre froide :

L'isolation thermique est une « barrière pour le transfert de chaleur ». Elle vise à conserver la température (le froid) à l'intérieur de chambre froide d'autre part elle empêche la pénétration de la chaleur externe. Une bonne isolation diminue donc les apports dus à la transmission de chaleur et l'ensoleillement, pour réaliser cette bonne isolation il faut tenir compte des caractéristiques thermique et physique de l'isolant.

I.9.1 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.

I.9.2 Les différents isolants d'une chambre froide

En fonction de vos besoins, vous pouvez avoir besoin d'une chambre froide positive, dont la température est au-dessus de 0°, ou d'une chambre froide négative, pour les aliments qui doivent être conservés à une température inférieure à 0°.

Dans les deux cas, il sera impératif de bien gérer l'isolation pour que la température reste stable et au niveau souhaité.

Une bonne isolation passera par des solutions pour les parois bien sûr, mais également pour les plafonds et les sols. Deux couches d'isolants sur les murs seront nécessaires dans le cas d'une chambre froide négative pour éviter toute déperdition de froid.

Les matériaux les plus souvent utilisés sont le polyuréthane, le liège, le polystyrène ou même la paille, pour les chambres froides les plus écolos. Certains sont utilisés davantage pour les plafonds et d'autres pour les sols ou les murs.

Mais les matériaux ne sont pas les seuls éléments qui garantissent une bonne isolation. La conception même de la chambre froide influence son isolation (traditionnelle ou autoportante, résistance de la dalle...).

Les panneaux sandwich en polyuréthane s'utilisent dans de nombreuses configurations. Leurs épaisseurs vont varier en fonction de la température à maintenir. [21]

I.9.2.1 Le polyuréthane :

La réaction de formation du polyuréthane fut découverte par Charles Adolphe Wurtz en 1849. Presque au même moment Otto Bayer et ses collègues découvraient le polyuréthane en 1937 chez Bayer/I.G.

Ce plastique peut être présent sous forme de mousses souples, mousses rigides ou produits non-mousse. Il possède un caractère thermodurcissable. La mousse rigide composée de fines cellules fermées emprisonne un gaz à faible conductivité thermique. Ce matériau est un excellent isolant thermique. On peut signaler que la conductivité thermique de la mousse de polyuréthane se situe entre **0,023** et **0,028** W/(m.K). [22]



Figure I-10 : Le polyuréthane et panneau sandwich [23]

I.9.2.2 Le polystyrène expansé :

Le polystyrène expansé PSE (ou PSE-M) est fabriqué à partir de billes solides de PS cristal de 0,2 à 0,3 mm contenant un gaz, le plus souvent du Pentane ou du Butane. Par traitement à la vapeur d'eau, ces billes enflent de 40 à 50 fois leur volume initial puis fusionnent dans un moule, sous l'effet de la pression. Composée de 95 à 98 % de gaz, la mousse rigide, de couleur blanche, à cellules fermées ainsi obtenue est un produit au rendement standard. L'adjonction de graphite à la formulation augmente ses capacités d'isolation, mais le produit est très sensible aux UV. Il est reconnaissable à sa couleur grise plus ou moins foncée. [24]

Calcul de l'efficacité thermique du PSE

Le coefficient de conductibilité thermique λ du PSE est obligatoirement spécifié sur l'emballage. Il varie entre **0,040 W/(m.K)** et **0,030W/(m.K)**. Plus le chiffre du λ est élevé, meilleur est le rendement. A l'inverse, l'efficacité d'isolation (**R**), augmente avec l'épaisseur de l'isolant. [24]

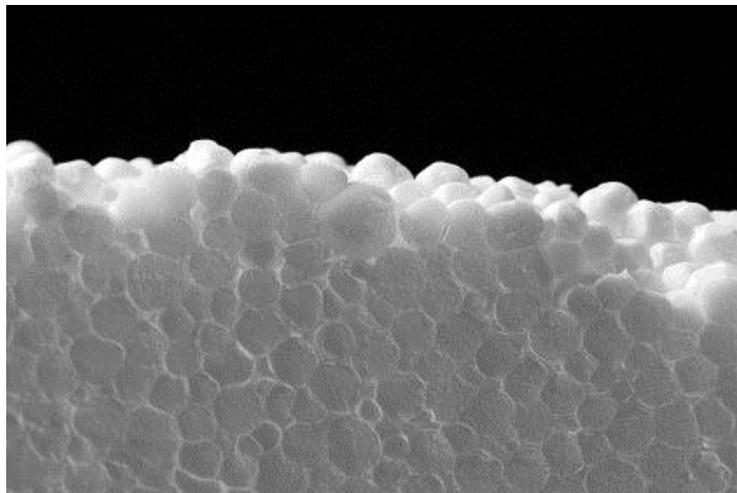


Figure I-11 : Le polystyrène [25]

I.10 Le stockage et la conservation des aliments :

La conservation des aliments est un ensemble de procédés de traitement visant à préserver le goût, la texture, la couleur, les propriétés nutritionnelles et la comestibilité des aliments, tout en évitant les intoxications alimentaires potentielles. Ces techniques ont émergé il y a quelques siècles dans le but de stocker les aliments pendant les périodes d'abondance des récoltes, afin de prévenir les famines lors des périodes moins productives comme la fin de l'hiver ou les années de faible production. [26]

I.10.1 Techniques de conservation :

I.10.1.1 Bases de microbiologie :

Les micro-organismes sont des êtres invisibles à l'œil nu (moins de $50.10^{-6}m$). On distingue quatre types principaux de micro-organismes :

- Les bactéries, qui constituent le groupe le plus important et se présentent sous 2 formes principales : arrondies (coccidies) ou en bâtonnet (bacilles).
- Les virus, qui ne se multiplient qu'en parasitant des cellules vivantes.
- Les champignons dont :
 - Les levures, champignons unicellulaires, qui pour certaines sont utiles dans les fermentations des produits alimentaires (pains, vins...).
 - Les moisissures, champignons microscopiques filamenteux.
- Une quatrième catégorie composée des protozoaires (comme la toxoplasmose) et des vers (tænia, ascaris...).[26]

I.10.1.2 Conservation par le froid :

I.10.1.2.A Réfrigération :

La réfrigération consiste en un abaissement de la température de l'aliment vers $0^{\circ}C$ (froid positif) de façon à limiter la multiplication des micro-organismes (doublement de la population microbienne très ralenti et arrêt de la production de toxine).

La réfrigération ne permet pas de stabiliser les denrées de manière durable, les microorganismes potentiellement présents dans le produit se développent plus lentement. L'arrêt de tout développement bactérien et microbien nécessite des

températures beaucoup plus faibles (respectivement - 10° C et - 18° C). Le développement lent des germes psychrophiles (germes ayant une température optimale de croissance inférieure à 20 ° C) et la persistance des actions enzymatiques génèrent une altération des produits (poissage artificiel, ...), et donc limitent la conservation dans le temps.

L'efficacité de la réfrigération nécessite le suivi de quelques règles pratiques :

- Respecter la chaîne du froid (éviter les ruptures et l'attente des produits hors de la chambre froide, équiper cette dernière d'un thermomètre).
- Refroidir rapidement les produits chauds destinés à être réfrigérés (ex : plats chauds cuisinés).
- Éviter les contaminations croisées entre produits. [26]

I.10.1.2.B Congélation et surgélation

La congélation et la surgélation correspondent à une diminution de la température en dessous du point de cristallisation de façon à ce que l'eau libre du produit alimentaire concerné ne soit plus disponible (transformation en cristaux de glace) et que tout développement microbien soit inhibé :

- -18° C correspond à la température de congélation, où s'arrête toute multiplication microbienne
- -30° C à celle de la surgélation. Cette température externe permet d'atteindre -18° C à cœur du produit à l'issue d'un temps où le produit est maintenu dans la cellule de surgélation (la surgélation implique aussi une chute rapide de la température avec formation de cristaux de glace microscopiques sans altération de la paroi des cellules de la denrée ; cette technique assure une meilleure tenue à la décongélation). [26]

Ces techniques permettent une conservation prolongée, mais néanmoins limitée dans le temps, du fait du processus de rancissement des graisses (ce phénomène est accentué pour les produits riches en acides gras insaturés). Par exemple à -18° C, les fruits et légumes se conservent 12 à 18 mois contre 12 à 15 mois pour les viandes de bœuf ou seulement 6 mois pour les viandes de porc. A - 18° C, le rancissement des graisses se poursuit en effet très lentement. Il n'est stoppé que par une congélation à - 25° C à cœur. [26]

L'ÉTAT DE L'ART :

I.1 Mémoires consultés :

Mémoire N°01 :

Titre : " ETUDE ET OPTIMISATION D'UNE CHAMBRE FROIDE A REFRIGERATION"

L'année : 2007

Auteur : Nacer ABAS.

La revue : ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE, Département de Génie Mécanique.

Résumé de mémoire : L'objet de cette étude est le calcul de l'épaisseur de la couche isolante d'une chambre froide à réfrigération (Application sur les dattes), puis le calcul du bilan thermique de la chambre froide et la sélection des éléments constituant la machine frigorifique (évaporateur, groupe de condensation et le détendeur).

Mémoire N°02 :

Titre : " BILAN THERMIQUE DES CHAMBRES FROIDES ET RECUPERATION D'ENERGIE DE CONDENSATION "

L'année : 2006

Auteur : RAKOTONIMANGA Tojo Nirina.

La revue : UNIVERSITE D'ANTANANARIVO, ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE D'ANTANANARIVO.

Résumé de mémoire : A Madagascar, la conception des chambres froides est vraiment nécessaire non seulement à cause de son climat mais aussi pour la conservation des fruits de mer et des autres produits agricoles.

Mais en tant que pays en voie de développement, des recherches s'y imposent afin d'avoir un rendement meilleur.

Le présent ouvrage concerne le bilan des chambres froides et aussi l'étude de récupération d'énergie de condensation pour alimenter un équipement à eau

chaude. Cette récupération permet d'améliorer le refroidissement de l'installation et d'économiser l'eau.

I.2 Les articles consultés :

Article N°01 :

Titre : "Thermal insulation in refrigerated storage systems"

L'année : 2017

Auteur : E. Ahmadpour, M. Mehrpooya and M. Jafari.

Source: Journal of Thermal Analysis and Calorimetry.

Résumé de l'article : Cet article examine l'importance de l'isolation thermique pour les systèmes de stockage réfrigérés, en mettant en évidence les avantages économiques et environnementaux de l'utilisation d'une bonne isolation thermique. L'article explique également comment l'isolation thermique peut améliorer la durabilité et la performance des systèmes de stockage réfrigérés.

Article N°02 :

Titre : "Importance of Insulation in Cold Storage Applications"

L'année : 2012

Auteur : M. F. Karaaslan and A. Kaynakli.

Source : International Journal of Refrigeration.

Résumé de l'article : Cet article parle sur l'importance de l'isolation thermique pour les applications de stockage à froid, en mettant en évidence les avantages de l'utilisation d'une isolation thermique efficace pour la conservation des denrées alimentaires. L'article discute également des différents matériaux d'isolation thermique disponibles et comment choisir le bon matériau pour une application donnée.

CONCLUSION :

Alors le premier rôle des chambres froides est de prolonger la durée de vie du produit, de le conserver plus longtemps et de le stocker pour le réutiliser après production à différents moments.

Après cette étude bibliographique et de consulter quelques articles, nous avons appris que ces chambres diffèrent selon l'usage qui leur est destiné, et dans notre cas nous avons adopté la chambre froide positive car elle est orientée vers la conservation des légumes.

CHAPITRE II

CHAPITRE II ETUDE DE CAS

INTRODUCTION :

Après quelques généralités, nous aborderons dans cette section la définition et les détails de notre projet sur lequel nous travaillons.

Avant commencer à procéder au dimensionnement il est nécessaire premièrement de connaître cette pièce est destinée à stocker quoi et quelles températures sont nécessaires.

Alors, ont dû procéder à la détermination des charges techniques de la chambre froide, ces charges thermiques correspondant à la production frigorifique nécessaire pour en assurer nous besoin.

II.1 Description de projet :

Ce sont des chambres froides positives pour un propriétaire privé, construites en 2010, dans le but de conserver des produits alimentaires comme les légumes, et elles sont orientées notamment vers le produit de la pomme de terre, car ces chambres sont situées dans la commune de Sidi Lakhdar dans la wilaya d'Ain defla, qui est bien connu dans le domaine de la production des pommes de terre.

II.1.1 Site de la chambre :

Sidi Lakhdar est une ville située dans la wilaya d'**Ain Defla** en **Algérie**. Elle se trouve à une altitude de 308 mètres au-dessus du niveau de la mer et couvre une superficie d'environ 39 km², selon le recensement le plus récent, la ville comptait une population de plus 30,000 habitants.

La région est caractérisée par un climat semi-aride sec et chaud, avec des étés très chauds et secs et des hivers doux. Les précipitations annuelles moyennes à Sidi Lakhdar sont d'environ 600 mm, avec une période la plus pluvieuse en hiver, de novembre à mars.

Caractérisée par une végétation adaptée aux conditions climatiques méditerranéennes, la région est principalement couverte d'une végétation de type maquis, le pin d'Alep est également présent dans la région, notamment dans les zones montagneuses environnantes.

Sidi Lakhdar est également caractérisée avec des températures moyenne annuelle d'environ 21°C. Les températures maximales moyennes en été (juillet-août) sont d'environ 35°C, tandis que les températures minimales moyennes en hiver (décembre-janvier) sont d'environ 6°C. Les précipitations annuelles moyennes sont d'environ 600 mm, et une période la plus sèche en été (juin-septembre). Le nombre moyen de jours de pluie par an est d'environ 80 jours. L'humidité relative moyenne est d'environ 70%, et l'ensoleillement annuel moyen est d'environ 3 100 heures. Ces conditions météorologiques peuvent avoir un impact significatif sur la vie des habitants de Sidi Lakhdar, ainsi que sur les activités économiques de la région.

II.1.1.1 Informations géographiques concernant la ville de Sidi Lakhdar :

- **Coordonnées géographiques de Sidi Lakhdar :**
 - Latitude : 36.2653
 - Longitude : 2.1615
- **Altitude de Sidi Lakhdar :** 308 m
- **Climat de Sidi Lakhdar :** Climat semi-aride sec et chaud
- ❖ **Localisation de la commune dans la wilaya d'Aïn Defla :**

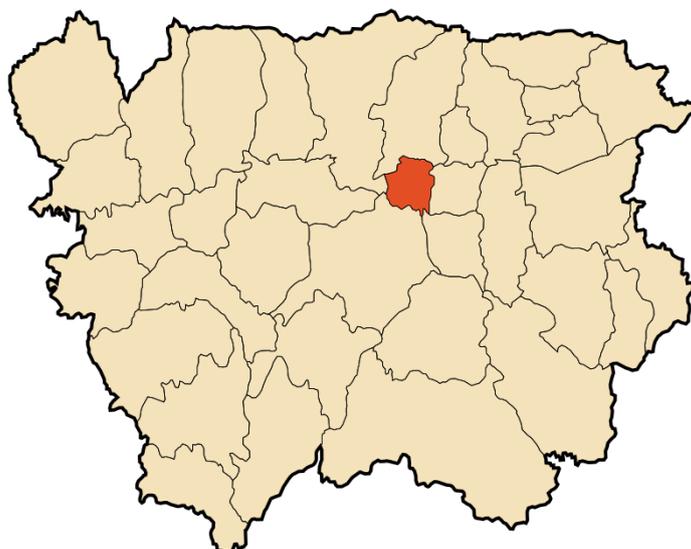


Figure II-1 : Sidi Lakhdar, Ain defla. [27]

II.1.1.2 Données météorologiques du site :

1. Température (C°) mensuelle moyenne maximale et minimale (2022) :

Tableau II:1 Température (C°) mensuelle moyenne maximale et minimale

| Moyenne | Janv. | Févr. | Mars | Avr. | Mai | Juin | Juil. | Aout | Sept. | Oct. | Nov. | Déc. |
|---------|-------|-------|------|------|------|------|-------|------|-------|------|------|------|
| Haute | 14°C | 15°C | 19°C | 21°C | 25°C | 31°C | 34°C | 35°C | 31°C | 25°C | 19°C | 15°C |
| Temp. | 9°C | 10°C | 13°C | 15°C | 19°C | 24°C | 28°C | 28°C | 24°C | 19°C | 14°C | 10°C |
| Basse | 5°C | 6°C | 7°C | 9°C | 13°C | 18°C | 21°C | 22°C | 19°C | 14°C | 9°C | 6°C |

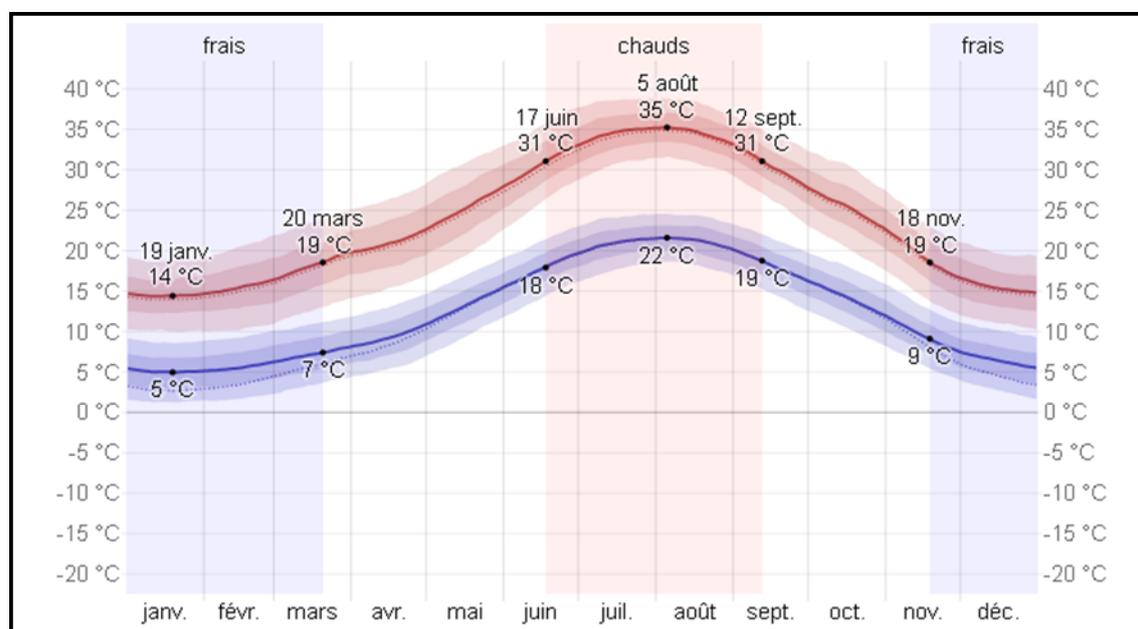


Figure II-2 : Température (C°) mensuelle moyenne maximale et minimale. [28]

2. Température horaire moyenne à Sidi Lakhdar :

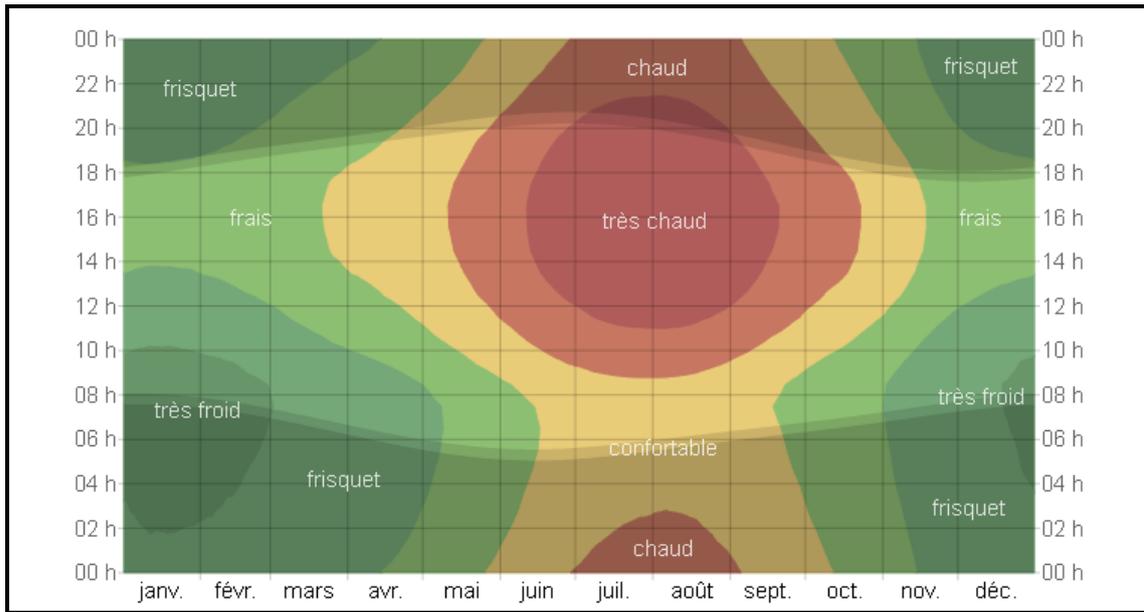


Figure II-3 : Température horaire moyenne à Sidi Lakhdar. [28]

3. Niveaux de confort selon l'humidité à Sidi Lakhdar :

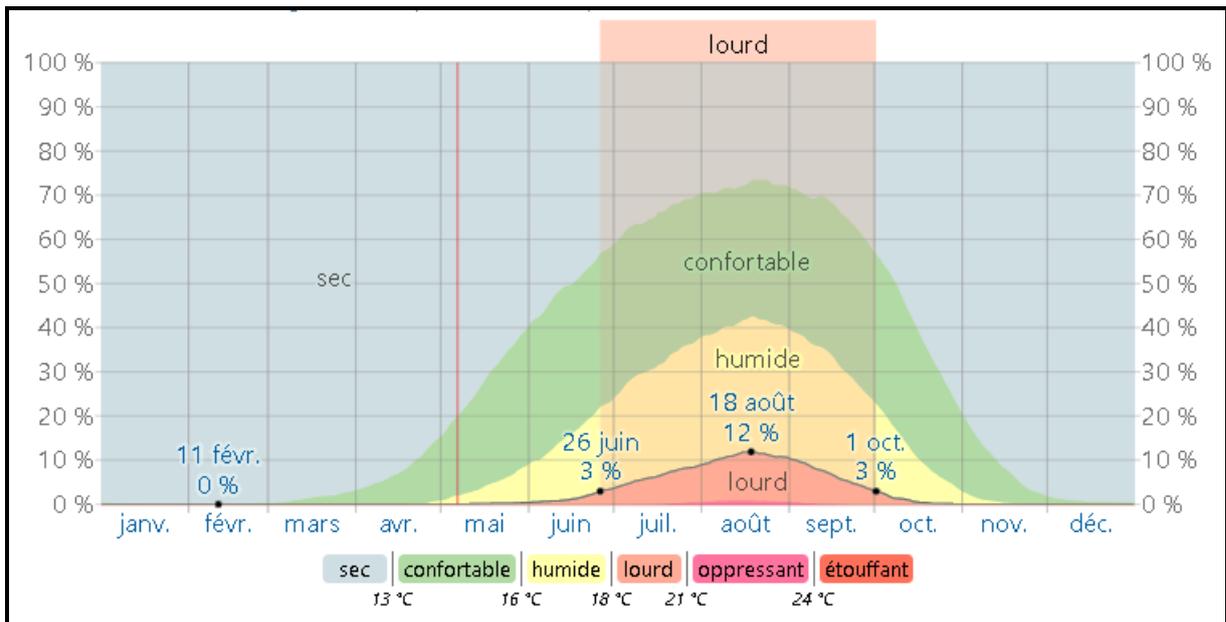


Figure II-4 : Niveaux de confort selon l'humidité à Sidi Lakhdar. [28]

II.1.2 Dimension des deux chambres :

La chambre froide à ces dimensions, c'est-à-dire la longueur, la largeur, la hauteur et le volume. Cette salle est divisée en deux chambres voire tableaux ci-dessous :

Tableau II:2 Dimensions la chambre froide

| Chambre | Longueur (m) | Largeur (m) | Hauteur (m) | Volume (m ³) |
|---------|--------------|-------------|-------------|--------------------------|
| N°01 | 9 | 9 | 4.5 | 364.5 |
| N°02 | 9 | 7.5 | 4.5 | 303.75 |

II.1.2.1 Structure des deux chambres froides :

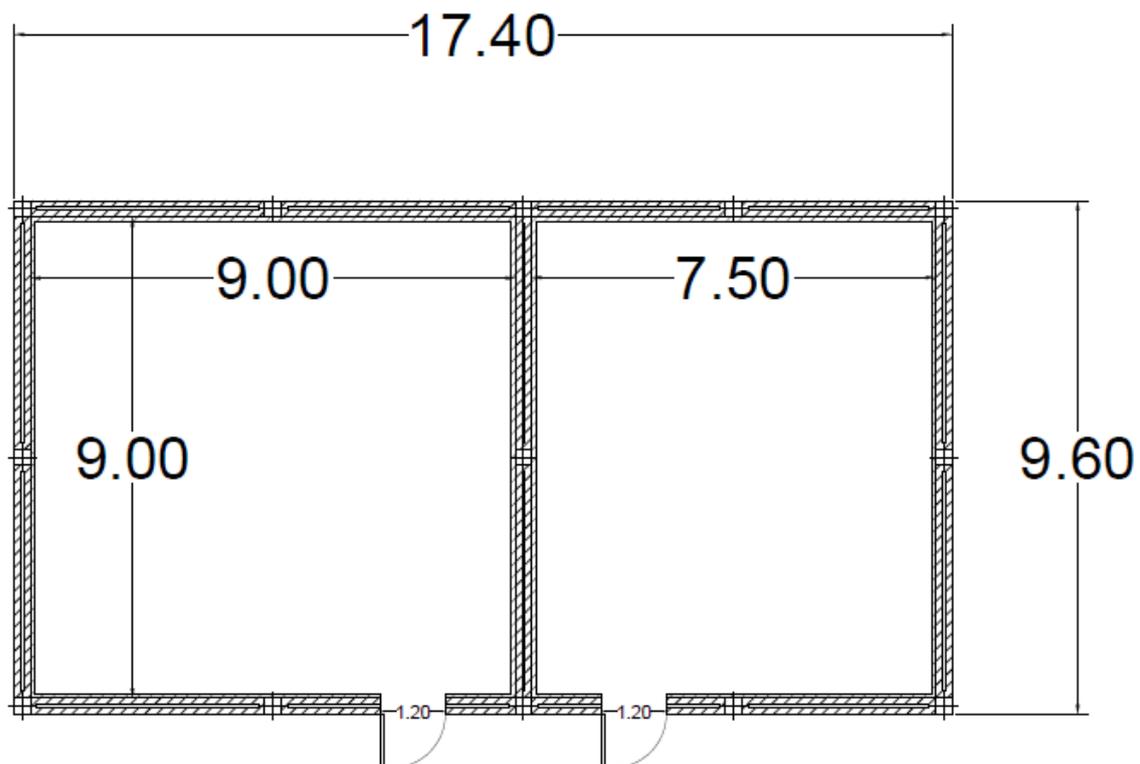


Figure II-5 : Plan de la chambre froide

II.1.2.2 Composition des parois :**a) Plancher bas : de l'extérieur à l'intérieur**

| Couche | Épaisseur (mm) | Conductivité thermique λ (W/m.K) | Résistance (m ² .K/W) |
|-----------------|----------------|--|----------------------------------|
| Dalle | 110 | 1.4 | 0.079 |
| Chape | 70 | 1.5 | 0.046 |
| Mortier de pose | 20 | 1.4 | 0.014 |
| | | | R _T = 0.139 |

- Avec une épaisseur totale de : **0.2 m**

b) Plancher haut : de l'extérieur à l'intérieur

| Couche | Épaisseur (mm) | Conductivité thermique λ (W/m.K) | Résistance (m ² .K/W) |
|---------------|----------------|--|----------------------------------|
| Dalle | 60 | 1.4 | 0.043 |
| Hourdis | 160 | 1.2 | 0.13 |
| Polystyrène | 80 | 0.035 | 2.29 |
| Enduit ciment | 20 | 0.9 | 0.022 |
| | | | R _T = 2.485 |

- Avec une épaisseur totale de : **0.32 m**

c) Mur : de l'extérieur à l'intérieur

Sont des murs double cloison isolé de l'intérieur par polystyrène expansé sous forme de panneaux, recouverts avec une couche d'enduit ciment :

| Couche | Épaisseur (mm) | Conductivité thermique λ (W/m.K) | Résistance (m ² .K/W) |
|---------------|----------------|--|----------------------------------|
| Mortier | 20 | 1.4 | 0.014 |
| Brique | 100 | 0.5 | 0.2 |
| Lame d'air | 60 | 0.33 | 0.18 |
| Brique | 100 | 0.5 | 0.2 |
| Mortier | 20 | 1.4 | 0.014 |
| Polystyrène | 80 | 0.035 | 2.29 |
| Enduit ciment | 20 | 0.9 | 0.022 |
| | | | $R_T = 2.92$ |

- Avec une épaisseur totale de : **0.4 m**

II.2 Remarques et améliorations suggérées pour augmenter l'efficacité de la chambre :

Après la visite sur le terrain et connaissant la composition de la chambre, nous avons remarqué ce qui suit :

- Manque d'entretien régulier
- Dégradation de rendement des équipements de réfrigération
- Isolation sans étude approfondie
- L'absence de certains composants dans la structure (l'isolation du sol)
- Conductivité thermiques élevée de la paroi
 - **Améliorations suggérées :**
 - Rénovation de l'isolant thermique
 - Ajouter l'isolation dans le sol pour éviter les fuites de chaleur
 - Assurer la bonne conductivité thermique des parois ($U \leq 0.36 \text{w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)
 - Renouvellement de l'éclairage

- Pour diminuer les échanges d'humidité entre l'intérieur et l'extérieur, on installe du un écran pare-vapeur

II.2.1 La nouvelle composition des parois :

a) Plancher bas : de l'extérieur à l'intérieur

| Couche | Epaisseur (mm) | Conductivité thermique λ (W/m.K) | Résistance ($m^2.K/W$) |
|-----------------|----------------|--|--------------------------|
| Dalle | 110 | 1.4 | 0.078 |
| Polyuréthane | 80 | 0.028 | 2.857 |
| Pare vapeur | 0.3 | 0.04 | 7.5×10^{-3} |
| Chape | 70 | 1.5 | 0.046 |
| Mortier de pose | 20 | 1.4 | 0.014 |
| | | | $R_T = 3$ |

- Avec une épaisseur totale de : **0.28 m**

b) Plancher haut : de l'extérieur à l'intérieur

On va changer l'isolant PSE avec les panneaux sandwich :

| Couche | Epaisseur (mm) | Conductivité thermique λ (W/m.K) | Résistance ($m^2.K/W$) |
|-------------------|----------------|--|--------------------------|
| Dalle | 60 | 1.4 | 0.042 |
| Hourdis | 160 | 1.2 | 0.134 |
| Mortier | 20 | 1.4 | 0.014 |
| Panneaux sandwich | 80 | 0.028 | 2.857 |
| | | | $R_T = 3.047$ |

- Avec une épaisseur totale de : **0.32 m**

c) Mur : de l'extérieur à l'intérieur

Sont des murs double cloison isolé de l'intérieur par polystyrène expansé sous forme de panneaux, recouverts avec une couche d'enduit ciment :

| Couche | Épaisseur (mm) | Conductivité thermique λ (W/m.K) | Résistance ($m^2.K/W$) |
|-------------------|----------------|--|--------------------------|
| Mortier | 20 | 1.4 | 0.014 |
| Brique | 100 | 0.5 | 0.2 |
| L'âme d'air | 60 | 0.33 | 0.18 |
| Brique | 100 | 0.5 | 0.2 |
| Mortier | 20 | 1.4 | 0.014 |
| Panneaux sandwich | 80 | 0.028 | 2.857 |
| | | | $R_T = 3.465$ |

Avec une épaisseur totale de : **0.38 m**

II.3 Bilan thermique des deux chambres froides :

Le bilan thermique est essentiel dans la conception et l'optimisation de l'isolation thermique d'une chambre froide. Il permet de déterminer la quantité de chaleur qui doit être évacuée pour maintenir une température constante à l'intérieur de la chambre froide et calculer la puissance frigorifique nécessaire pour évacuer la chaleur produite à l'intérieur de la chambre froide et maintenir la température de consigne.

Cette quantité de chaleur dépend des caractéristiques thermiques de la chambre froide, telles que les matériaux d'isolation utilisés, l'épaisseur de l'isolant, les dimensions de la chambre, les conditions ambiantes.

II.3.1 Les charges thermiques :

Les charges thermiques se répartissent en deux grandes catégories :

Les charges **externes** et **internes**

A. Charges externes :

Elles sont généralement constituées de :

- Des apports au travers de l'enveloppe du chambre (parois, plancher, plafond...) [Q_{tr}]
- Des charges dues au renouvellement d'air [Q_{re}]
- Des charges dues à l'ouverture des portes [Q_{op}]

B. Charges internes :

Elles-mêmes subdivisées en sous catégories :

Des charges dépendantes de denrées entreposées :

- Des charges dues aux produits entrants [Q_{de}]
- Respiration des denrées (fruits et légumes principalement) [Q_{res}]
- Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs [Q_{vent}]

Des charges indépendantes des denrées entreposées :

- Les charges dues à l'Eclairage [Q_{ec}]
- Les charges dues au Personnel [Q_{pe}]
- Charge thermique due aux résistances de Dégivrage [$Q_{dég}$]
- Charges thermiques dues à des Machines diverses [Q_{me}]

II.3.2 Détermination des charges thermique :

II.3.2.1 Charges externes :

II.3.2.1.A Charges thermiques par transmission à travers les parois :

Les Charge thermique par transmission sont données par la relation suivante :

$$Q_{tr} = U \times S \times \Delta T \quad \text{II.1}$$

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

U : Coefficient de transmission thermique de la paroi considérée en W/m².°C

S : surface de la paroi considérée en m²

ΔT : Différence de température entre les deux côtés de la paroi considérée entre Ta (Température ambiante de l'air externe) et Ti (température dans la chambre) en °C [18]

a. Calcul du coefficient de transmissions surfacique **U** :

Le coefficient de transmission thermique est donné par la formule suivante :

$$U = \frac{1}{Rt} \text{ avec } Rt = \frac{1}{he} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{hi} \quad \text{II.2}$$

Rt : résistance thermique (m².K/W)

he : coefficient de convection extérieur (W/m².K)

hi : coefficient de convection intérieur (W/m².K)

e : épaisseur de l'isolant ou de paroi (m)

λ : coefficient de conduction thermique (W /m.K)

Remarque : Pour le sol la température à considérer est de 26°C

- La surface de transmission de la paroi **S** :

$$S = L \times H \quad \text{II.3}$$

Tel que :

- L: Longueur de la paroi
- H: Largeur de la paroi

II.3.2.1.B Charge thermique par renouvellement d'air :

Charge thermique par renouvellement d'air sont données par la relation suivante :

$$Q_{re} = ma \times \Delta h \quad \text{II.4}$$

$$\text{Avec } \Delta h = h_{ae} - h_{aa} \quad \text{II.5}$$

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

ma : 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 kJ/kg

$$ma = \frac{V_{ae} \times \rho_{aa}}{86400} \quad \text{II.6}$$

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

V_{ae} : Débit volume d'air extérieur en m³/j

$$\rho_{aa} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{T_i}{273.15}} \quad \text{II.7}$$

$$V_{ae} = n \times V \quad \text{II.8}$$

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} \quad \text{II.9}$$

V_{ae} : débit volumique en m³/j

V : volume de la chambre froide en m³

n : taux de renouvellement de l'air extérieur

T_i : la température de la chambre froide en °C [18]

II.3.2.1.C Charges dues à l'ouverture des portes :

Charges dues à l'ouverture des portes est donné par la formule suivante :

$$Q_{op} = [8 + (0.067 * \Delta T)] \times T_{ouv} \times \rho_{aa} \times h' \times l' \times B \times C_{min} \quad \text{II.10}$$

$$\text{Avec } B = (h_{ae} - h_{aa}) \times \sqrt{h' \times \left(1 - \frac{\rho_{ae}}{\rho_{aa}}\right)} \quad \text{II.11}$$

$$\text{et } \rho_{ae} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{T_e}{273.15}} \quad \text{II.12}$$

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 min/h

p_{aa} : masse volumique de l'air dans la chambre froide en kg/m^3

p_{ae} : masse volumique de l'air de l'autre côté de la porte en kg/m^3

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

T_e : la température de l'autre côté de la porte en $^{\circ}\text{C}$

La valeur de ρ_0 étant prise égale à 1.293 kg/m^3

C_{min} : coefficient de minoration dû à la présence éventuelle d'un rideau d'air

- $C_{min} = 1$ dans le cas d'une porte sans rideau.
- $C_{min} = 0.25$ en présence d'un rideau.

❖ Le temps d'ouverture des portes (T_{ouv}) d'une chambre froide est calcul comme suite :

$$T_{ouv} = dt \times \frac{fj}{24} \quad \text{II.13}$$

T_{ouv} : temps d'ouverture en min/h

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

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

$$fj = \frac{\emptyset \times C}{1000} \quad \text{II.14}$$

\emptyset : Flux journalier des marchandises par %

Tableau II:3 Durée moyenne de transit de différents types de marchandises entreposées

| Type de porte | Type de marchandise | dt (min/t) |
|----------------------------|----------------------------|------------|
| Porte à ouverture manuelle | - Viande animale | - 15 |
| | - Marchandises palettisées | - 6 |
| Porte à ouverture Auto | - Viande animale | - 1 |
| | - Marchandises palettisées | - 0.8 |

❖ **Charge maximale :**

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

$$C = A \times H \times de \times \eta_0 \quad \text{II.15}$$

C : Contenance de la chambre froide en Kg

A : Surface de la chambre froide en m²

H : Hauteur maximale de gerbage en m

de : Densité d'entreposage en kg/m³

η_0 : Coefficient d'occupation au sol des marchandises en %

Tableau II:4 Densité d'entreposage

| Matières | Densité d'entreposage (Kg/m ³) | Conditionnement | Matières | Densité d'entreposage (Kg/m ³) | Conditionnement |
|-----------------|--|-----------------|----------|--|-----------------|
| Pommes de terre | 400 700 | Sacs En vrac | Oignons | 450 | Sacs |
| Légumes | 420 | Expresso | Carottes | 420 | Expresso |
| Riz | 700 | Sacs | Pommes | 350 | Caisses |

II.3.2.2 Charges internes :**1. Des charges dépendantes de denrées entreposées :****I.9.1.1.A Les charges dues aux produits entrants :**

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

$$Q_{de} = \frac{m \times (C_1 \times (T_1 - T_2) + L + C_2 \times (T_2 - T_3))}{86400} \quad \text{II.16}$$

Q_{de} : charge thermique due aux denrées entrantes en W

m : masse de denrée introduite chaque jour en kg/j

C_1 : capacité thermique massique avant congélation des denrées en kJ/kg.K

C_2 : capacité thermique massique après congélation des denrées en kJ/kg.K

L : chaleur latente de congélation de la denrée introduite en kJ/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

Tableau II:5 Propriétés de la pomme de terre (**Annexe 1**)

| Pomme de terre | |
|--|----------|
| Température de stockage (°C) | 6 |
| Hygrométrie relative % | 85-90 |
| Max. période de stockage | 6-9 mois |
| Cp (avant congélation) (kJ/kg.K) | 3.43 |
| Cp (après congélation) (kJ/kg.K) | 1.8 |
| Point de congélation (°C) | -1.5 |
| La chaleur de la respiration (KJ/kg.j) | 2.18 |

II.3.2.2.A Respiration des denrées (fruits et légumes principalement) :

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 :

$$Q_{res} = \frac{m \times q_{res}}{86400} \quad \text{II.17}$$

Q_{res} : charge 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

II.3.2.2.B Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs :

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

$$Q_{vent} = \frac{n \times P \times t_e}{t_i} \quad \text{II. 18}$$

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

n : Nombre de moteurs de ventilateurs

P : Puissance du moteur considéré en W

t_e : Durée de fonctionnement des ventilateurs en h/j

t_i : Durée de marche de l'installation frigorifique en h/j [18]

2. Des charges indépendantes des denrées entreposées :

II.3.2.2.C Les charges dues à l'Eclairage :

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 les objets (degré de protection) et être insensibles aux effets de la poussière.

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

$$Q_{ec} = \frac{n \times P \times t}{24} \quad \text{II. 19}$$

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 [18]

II.3.2.2.D Les charges dues au Personnel :

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

$$Q_{pe} = \frac{N \times q_p \times t}{24} \quad \text{II.20}$$

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

N : Nombre de personnes opérant dans la chambre froide

q_p : Quantité de chaleur dégagée par unité de temps par une personne en activité moyenne dans une chambre froide en W

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

Tableau II:6 Quantité de chaleur dégagée par une personne en activité moyenne dans une chambre froide

| Température de la chambre froide (°C) | Quantité de chaleur dégagée par personne (W) |
|---------------------------------------|--|
| 20 | 180 |
| 15 | 200 |
| 10 | 210 |
| 5 | 240 |
| 0 | 270 |
| -10 | 300 |
| -5 | 330 |
| -15 | 360 |
| -20 | 390 |
| -25 | 420 |

II.3.2.2.E Charge thermique due aux résistances de Dégivrage :

Le dégivrage d'un évaporateur se fait par des résistances électriques, la charge due aux résistances électriques est alors donnée par :

$$Q_{dég} = \frac{P \times n \times t}{t_i} \quad \text{II.21}$$

$Q_{dég}$: Charge thermique due aux résistances de Dégivrage en W

P : Puissance calorifique de chaque résistance de dégivrage en W

n : Nombre de résistances électriques,

t : Temps de fonctionnement du système de dégivrage en h/j

t_i : Durée de marche de l'installation frigorifique en h/j [18]

Tableau II:7 Nombre et durée des périodes de dégivrage

| Type de chambre froide | Nombre et durée des périodes de dégivrage (h/j) |
|--|---|
| Chambre froide à produits laitiers Chambre froide à fruits et légumes | 1 h/j |

II.3.2.2.F Charges thermiques dues à des Machines diverses [Q_{me}] :

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

On a :

$$Q_{me} = \frac{N \times P \times t}{t_i} \quad \text{II.22}$$

Q_{me} : Charges thermiques dues à des Machines diverses en W

N : Nombre de matériels roulants d'un type donné

P : Puissance totale de chaque type de matériel roulant en W

t : Durée de fonctionnement du matériel roulant pris en compte en h/j

t_i : Durée de marche de l'installation frigorifique en h/j [16]

II.3.2.2.G Charge frigorifique effective intermédiaire :

La charge thermique intermédiaire Q_{int} en Watt est la somme des charges thermiques calculées précédemment :

$$Q_{int} = \sum Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{de} + Q_{res} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{me} \quad \text{II.23}$$

Alors la puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur s'écrit :

$$P_{int} = \frac{Q_{int} \times 24}{t_{inst}} \quad \text{II.24}$$

t_{inst} : La durée journalière de fonctionnement de l'installation frigorifique en h/j [18]

- Détermination les charges thermiques effectives Q_0 :

La charge thermique effective Q_0 en Watt est la somme des charges thermiques calculées précédemment :

$$Q_0 = \sum Q_{int} + Q_{vent} + Q_{deg} \quad \text{II.25}$$

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%. [18]

- Puissance frigorifique effective :

La puissance frigorifique effective se 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. C'est-à-dire la formule s'écrit :

$$P_{eff} = \frac{Q_0 \times 24}{t_{inst}} \quad \text{II.26}$$

P_{eff} : La puissance frigorifique effective en W

Q_0 : Les charges thermiques effectives en W

t_{inst} : Durée de marche de l'installation frigorifique en h/j [18]

II.3.3 Application numérique pour le calcul des charges thermiques :

❖ Conditions de conservation :

- Température intérieure de conservation : 6°C
- Température extérieure maximale : 36°C
- Degré hygrométrique maximale : 90 %
- Humidité relative maximal de site : 70%
- Durée journalière de marche des machines : 16 heures par jour

a. Pour assurer la bonne conductivité thermique des parois ($U \leq 0.36 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°C}$) il faut calculer l'épaisseur de l'isolant :

On a:

$$U = \frac{1}{Rt} \leq 0.36 \text{ avec } Rt = \frac{1}{he} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{hi}$$

$$\frac{1}{he} + \frac{1}{hi} = 0.17 \text{ w/m}^2 \cdot \text{°C selon le DTR (Annexe 2)}$$

1) Pour les murs :

$$Rt = 0.17 + \sum \frac{e}{\lambda} = 0.17 + 0.014 + 0.2 + 0.18 + 0.2 + 0.014 + \frac{e_i}{0.028} \geq \frac{1}{U}$$

$e_i \geq 2 \times 0.028 \geq 0.056$, l'épaisseur de l'isolant doit être plus que **56 mm** pour les murs.

2) Pour le plancher haut :

$$Rt = 0.17 + \sum \frac{e}{\lambda} = 0.22 + 0.014 + 0.134 + 0.042 + \frac{e_i}{0.028} \geq \frac{1}{U}$$

$e_i \geq 2.37 \times 0.028 \geq 0.066$, l'épaisseur de l'isolant doit être plus que **66 mm** pour le plancher haut.

3) Pour le plancher bas :

$$Rt = 0.17 + \sum \frac{e}{\lambda} = 0.22 + 0.014 + 7.5 \times 10^{-3} + 0.046 + 0.078 + \frac{e_i}{0.028} \geq \frac{1}{U}$$

$e_i \geq 2.42 \times 0.028 \geq 0.068$, l'épaisseur de l'isolant doit être plus que **68 mm** pour le plancher bas.

Alors on choisira une épaisseur de 80 mm pour toute la structure.

b. Calcul du coefficient de transmissions surfacique U :

Le coefficient de transmission thermique est donné par la formule suivante :

$$U = \frac{1}{Rt} \text{ avec } Rt = \frac{1}{he} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{hi}$$

Etat initial :1. Plancher bas :

$$U_{pb} = \frac{1}{Rt} = \frac{1}{0.22 + 0.139} = 2.78 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

2. Plancher haut :

$$U_{ph} = \frac{1}{Rt} = \frac{1}{0.17 + 2.485} = 0.38 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

3. Les murs :

$$U_m = \frac{1}{Rt} = \frac{1}{0.17 + 2.92} = 0.33 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

Après l'amélioration :1. Plancher bas :

$$U'_{pb} = \frac{1}{Rt} = \frac{1}{0.22 + 3} = 0.31 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

2. Plancher haut :

$$U'_{ph} = \frac{1}{Rt} = \frac{1}{0.17 + 3.047} = 0.31 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

3. Les murs :

$$U'_m = \frac{1}{Rt} = \frac{1}{0.17 + 3.465} = 0.27 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

II.3.3.1 Les charges externes :**I. L'état initial :****II.3.3.1.A Charges thermiques par transmission à travers les parois :**

Les Charge thermique par transmission sont données par la relation suivante :

$$Q_{tr} = U \times S \times \Delta T$$

- Chambre N°01 :

| Chambre N°01 | Longueur (m) | Largeur (m) | Surface (m ²) | U (W/m ² .C) | T _a (C°) | T _i (C°) | ΔT (C°) | Q(W) |
|--------------|--------------|-------------|---------------------------|-------------------------|---------------------|---------------------|---------|---------------|
| Mur 1 | 9 | 4.5 | 40.5 | 0.33 | 36 | 6 | 30 | 400.95 |
| Mur 2 | 9 | 4.5 | 40.5 | 0.33 | 36 | 6 | 30 | 400.95 |
| Mur 3 | 9 | 4.5 | 40.5 | 0.33 | 36 | 6 | 30 | 400.95 |
| Mur 4 | 9 | 4.5 | 40.5 | 0.33 | 36 | 6 | 30 | 400.95 |
| Plafond | 9 | 9 | 81 | 0.38 | 36 | 6 | 30 | 923.4 |
| Sol | 9 | 9 | 81 | 2.78 | 26 | 6 | 20 | 4503.6 |
| | | | | | | | | 7030.8 |

- Chambre N°02 :

| Chambre N°02 | Longueur (m) | Largeur (m) | Surface (m ²) | U (W/m ² .C) | T _a (C°) | T _i (C°) | ΔT (C°) | Q(W) |
|--------------|--------------|-------------|---------------------------|-------------------------|---------------------|---------------------|---------|----------------|
| Mur 5 | 7.5 | 4.5 | 33.75 | 0.33 | 36 | 6 | 30 | 334.12 |
| Mur 6 | 9 | 4.5 | 40.5 | 0.33 | 36 | 6 | 30 | 400.95 |
| Mur 7 | 7.5 | 4.5 | 33.75 | 0.33 | 36 | 6 | 30 | 334.12 |
| Mur 4 | 9 | 4.5 | 40.5 | 0.33 | 36 | 6 | 30 | 400.95 |
| Plafond | 9 | 7.5 | 67.5 | 0.38 | 36 | 6 | 30 | 769.5 |
| Sol | 9 | 7.5 | 67.5 | 2.78 | 26 | 6 | 20 | 3753 |
| | | | | | | | | 5992.64 |

II.3.3.1.B Charge thermique par renouvellement d'air :

Charge thermique par renouvellement d'air sont données par la relation suivante :

$$Q_{re} = ma \times \Delta h$$

$$\text{Avec } \Delta h = h_{ae} - h_{aa} ; ma = \frac{V_{ae} \times \rho_{aa}}{86400}$$

- Masse volumique de l'air de la chambre froide en kg/m³

$$\rho_{aa} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{T_i}{273.15}} = \frac{1.293}{1 + \frac{6}{273.15}} = 1.265 \text{ kg/m}^3$$

- Volume de la chambre froide en m³ :

$$V_1 = 9 \times 9 \times 4.5 = 364.5 \text{ m}^3$$

$$V_2 = 9 \times 7.5 \times 4.5 = 303.75 \text{ m}^3$$

- Taux de renouvellement de l'air extérieur :

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}}$$

$$n_1 = \frac{70}{\sqrt{364.5}} = 3.66 \text{ j}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{70}{\sqrt{303.75}} = 4.01 \text{ j}^{-1}$$

- Débit volumique en m³/j :

$$V_{ae} = n \times V$$

$$V_{ae_1} = 3.66 \times 364.5 = 1334 \text{ m}^3/\text{j}$$

$$V_{ae_2} = 4.01 \times 303.75 = 1218 \text{ m}^3/\text{j}$$

- Débit massique de l'air extérieur admis en kg/s :

$$ma = \frac{V_{ae} \times \rho_{aa}}{86400}$$

$$ma_1 = \frac{1334 \times 1.265}{86400} = 0.0195 \text{ kg/s}$$

$$ma_2 = \frac{1218 \times 1.265}{86400} = 0.0178 \text{ kg/s}$$

- Différence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air de la chambre froide en kJ/kg :

$$\Delta h = h_{ae} - h_{aa}$$

D'après le diagramme de l'air humide (**Annexe 3**) On a :

Pour la température égale à 6°C et taux d'humidité = 90%, $h_{aa} = 20 \text{ KJ/kg}$.

Et pour $T = 36^\circ\text{C}$ et taux d'humidité = 70%, $h_{ae} = 105 \text{ KJ/kg}$.

$$\Delta h = 105 - 20 = 85 \text{ KJ/kg}$$

- Charge thermique par renouvellement d'air en W :

$$Q_{re1} = 0.0195 \times 85 = 1.657 \text{ Kw} \quad Q_{re1} = 1657 \text{ W}$$

$$Q_{re2} = 0.0178 \times 85 = 1.513 \text{ Kw} \quad Q_{re2} = 1513 \text{ W}$$

II.3.3.1.C Charges dues à l'ouverture des portes

Charges dues à l'ouverture des portes est donné par la formule suivante :

$$Q_{op} = [8 + (0.067 * \Delta T)] \times T_{ouv} \times \rho_{aa} \times h' \times l' \times B \times C_{min}$$

Dans le cas d'une chambre froide comportant une seule porte on calcule simplement la charge thermique par renouvellement d'air et nous ajoutons 10% de cette dernière charge, par mesure de sécurité. Cependant si la chambre comporte plusieurs portes il faut calculer la charge thermique due à l'ouverture des portes.

Dans notre cas on a une seule porte dans chaque chambre donc $Q_{op} = Q_{re} \times 10\%$

$$Q_{op1} = 1657 \times 10\% \approx 165 \text{ W}$$

$$Q_{op2} = 1513 \times 10\% \approx 150 \text{ W}$$

II.3.3.2 Charges internes :

❖ Charge maximale :

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

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

Le propriétaire veut d'utiliser 90% de la chambre N°1 et 80% de la chambre N°2

Donc :

$C_1 = 81 \times 4 \times 700 \times 0.9 = 204 \text{ tonnes}$ de pomme de terre (On prend $C_1 = 200$ tonnes)

$C_2 = 67.5 \times 4 \times 700 \times 0.8 = 151 \text{ tonnes}$ de pomme de terre (On prend $C_2 = 150$ tonnes)

1. Des charges dépendantes de denrées entreposées :

II.3.3.2.A Les charges dues aux produits entrants :

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

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

- Chambre N°1 reçoit 25% de sa contenance max jusqu'à ce qu'elle soit remplie à 100%
- Chambre N°2 reçoit 20% de sa contenance max jusqu'à ce qu'elle soit remplie à 100%

Donc : $m_1 = 50$ tonnes et $m_2 = 30$ tonnes

$$Q_{de1} = \frac{50000 \times (3.43 \times (20 - 6))}{86400} = 27.79 \text{ kW}$$

$$Q_{de2} = \frac{30000 \times (3.43 \times (20 - 6))}{86400} = 16.67 \text{ kW}$$

II.3.3.2.B Respiration des denrées (fruits et légumes principalement) :

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 :

$$Q_{res} = \frac{m \times q_{res}}{86400}$$

$$Q_{res1} = \frac{50000 \times 2.18}{86400} = 1.26 \text{ kW}$$

$$Q_{res2} = \frac{30000 \times 2.18}{86400} = 760 \text{ W}$$

II.3.3.2.C Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs des évaporateurs :

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

$$Q_{vent} = \frac{n \times P \times t_e}{t_i}$$

$$Q_{vent\ 1} = \frac{8 \times 175 \times 16}{16} = 1400\ W$$

$$Q_{vent\ 2} = \frac{2 \times 780 \times 16}{16} = 1560\ W$$

2. Des charges indépendantes des denrées entreposées :

II.3.3.2.D Les charges dues à l'Eclairage :

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

$$Q_{ec} = \frac{n \times P \times t}{24}$$

$$Q_{ec1} = \frac{4 \times 150 \times 8}{24} = 200\ w$$

$$Q_{ec2} = \frac{2 \times 150 \times 8}{24} = 100\ w$$

II.3.3.2.E Les charges dues au Personnel :

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

$$Q_{pe} = \frac{N \times q_p \times t}{24}$$

$$Q_{pe1} = \frac{4 \times 240 \times 8}{24} = 320\ W$$

$$Q_{pe2} = \frac{4 \times 240 \times 8}{24} = 320\ W$$

II.3.3.2.F Charge thermique due aux résistances de Dégivrage

Le dégivrage d'un évaporateur se fait par des résistances électriques, la charge due aux résistances électriques est alors donnée par :

En supposant une seule résistance de 2500W et la période de dégivrage = 3 x 20 min/j

$$Q_{dég} = \frac{P \times n \times t}{t_i}$$

$$Q_{dég1} = \frac{2500 \times 1 \times 1}{16} = 156.25 \text{ W}$$

$$Q_{dég2} = \frac{2500 \times 1 \times 1}{16} = 156.25 \text{ W}$$

II.3.3.2.G Charges thermiques dues à des Machines diverses [Q_{me}] :

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

On a :

$$Q_{me} = \frac{N \times P \times t}{t_i}$$

On suppose qu'il n'y a aucune machine particulière dans les chambres froides.

On a par conséquent :

$$Q_{me} = 0 \text{ W}$$

II.3.3.3 Charge frigorifique effective intermédiaire :

La charge thermique intermédiaire Q_{int} en Watt est la somme des charges thermiques calculées précédemment :

$$Q_{int} = \sum Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{de} + Q_{res} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{me}$$

$$Q_{int1} = 38422.8 \text{ W}$$

$$Q_{int2} = 25505.6 \text{ W}$$

La puissance frigorifique intermédiaire de l'évaporateur est :

$$P_{int} = \frac{Q_{int} \times 24}{t_{inst}}$$

$$P_{int1} = \frac{38422.8 \times 24}{16} = 57634.2 \text{ W}$$

$$P_{int2} = \frac{25505.6 \times 24}{16} = 38258.4 \text{ W}$$

$$P_{prévisionnelle} = P_{int} \times 1.2 = 69161 \text{ W}$$

$$P_{prévisionnelle} = P_{int} \times 1.2 = 45910 \text{ W}$$

- **Détermination les charges thermiques effectives Q_{eff} :**

La charge thermique effective Q_{eff} en Watt est la somme des charges thermiques calculées précédemment :

$$Q_{eff} = \sum Q_{int} + Q_{vent} + Q_{dég}$$

$$Q_{eff\ 1} = 39979\ W$$

$$Q_{eff\ 2} = 27222\ W$$

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%.

- Puissance frigorifique effective de l'évaporateur :

$$P_{éff} = \frac{Q_{eff} \times 24}{t_{inst}}$$

$$P_{éff\ 1} = \frac{39979 \times 24}{16} = 59968\ W$$

$$P_{éff\ 2} = \frac{27222 \times 24}{16} = 40832\ W$$

| Chambre | Q_{int} (W) | $P_{pré}$ (W) | P_{int} (W) | $Q_{dég}$ (W) | Q_{vent} (W) | $P_{éff}$ (W) |
|---------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|---------------|
| N°1 | 38422.8 | 69161 | 57634 | 156.25 | 1400 | 59968 |
| N°2 | 25505.6 | 45910 | 38258.4 | 156.25 | 1560 | 40832 |

II. L'état amélioré

On applique les mêmes calculs et nous obtiendrons les résultats suivants :

| Chambre | Q_{int} (W) | $P_{pré}$ (W) | P_{int} (W) | $Q_{dég}$ (W) | Q_{vent} (W) | $P_{éff}$ (W) |
|---------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|---------------|
| N°1 | 33826 | 60886 | 50739 | 156.25 | 1400 | 53073 |
| N°2 | 21695 | 39051 | 32543 | 156.25 | 1560 | 35117 |

CONCLUSION :

Après l'étude de notre cas et la réalisation d'un bilan thermique qui mit en évidence toutes les charges thermiques qui peuvent être considérées dans les calculs thermiques d'une chambre froide pour les deux états, l'état initial tel qu'il était dans le premier, et l'état amélioré après modification de certains composants.

On peut dire que la bonne isolation assure une meilleure conservation des produits stockés et économise l'énergie en réduisant les pertes de froid et elle a également un impact sur la puissance frigorifique, et nous avons ainsi pu déterminer les besoins de refroidissement nécessaires pour les deux chambres froides, en prenant en compte l'ensemble des charges thermiques identifiées lors de l'étude thermique.

CHAPITRE III

CHAPITRE III SIMULATION ET CHOIX D'EQUIPEMENTS

INTRODUCTION :

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.

III.1 Simulation :

Les programmes et les sites tels que **Coolselector**, **INTARCON** et **Excel** jouent tous un rôle important dans le dimensionnement et la réalisation d'un bilan frigorifique précis, chacun de ces outils offre des fonctionnalités spécifiques qui peuvent être utilisées de manière efficace pour atteindre cet objectif.

L'utilisation de ces programmes et 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.

III.1.1 Coolselector :



Coolselector est un logiciel développé par Danfoss, une entreprise spécialisée dans les solutions de réfrigération et de climatisation. Coolselector est conçu pour aider les professionnels de l'industrie HVACR (chauffage, ventilation, climatisation et réfrigération) à sélectionner les composants et les systèmes frigorifiques appropriés pour leurs applications offrant des fonctionnalités de sélection et de dimensionnement des composants frigorifiques. Il aide à simplifier le processus de conception des systèmes frigorifiques en fournissant des données techniques et des calculs précis, permettant ainsi de choisir les équipements adaptés à chaque application spécifique.

Coolselector^{®2} vous aide à optimiser la consommation d'énergie et à augmenter l'efficacité de tout système HVACR. Effectuez 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. [29]

III.1.2 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. [30]

III.1.3 Fichier EXCEL :



Excel est un logiciel de la suite bureautique Office de Microsoft et permet la création de tableaux, de calculs automatisés, de plannings, de graphiques et de bases de données. On appelle ce genre de logiciel un "tableur".

Excel peut être utilisé pour réaliser un bilan frigorifique en utilisant des formules et des fonctions intégrées pour effectuer des calculs de charges thermiques et de flux de chaleur, il est possible de créer des feuilles de calcul personnalisées pour effectuer un bilan frigorifique. Les formules mathématiques et les fonctions intégrées d'Excel permettent de calculer les charges thermiques, les pertes de chaleur, les capacités de refroidissement requises et d'autres paramètres pertinents. [31]

III.2 L'exécution des programmes

III.2.1 Coolselector

1) L'interface principale du programme

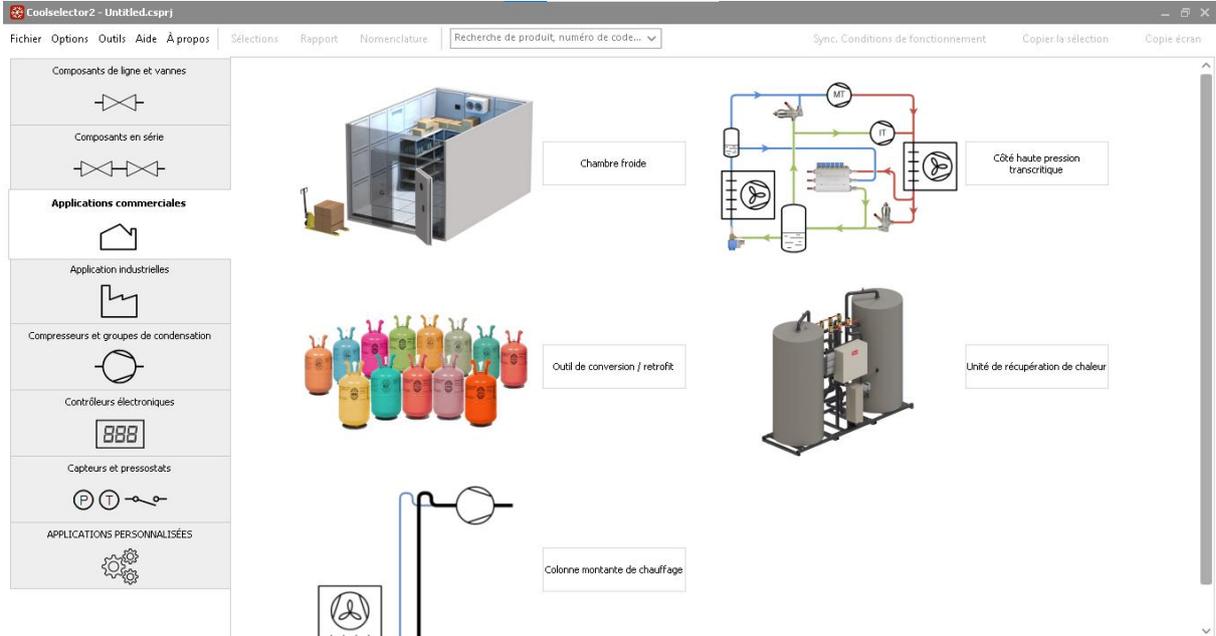


Figure III-1 : Interface principale

2) Étape 1 : Assistant charge thermique



Figure III-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
 Largeur : 5,00 m
 Hauteur : 3,60 m

Condition chambre:
 Température : 5,0 °C
 Humidité relative: 80 %
 Heures de fonctionnement: 17,3 h

Denrées:
 Produits: [dropdown]
 Quantité par jour: 4000 kg
 Température d'entrée : 10,0 °C

Charge thermique respiration: [dropdown]
 Masse totale dans la chambre 20000 kg

Dimensions intérieures
 Dimensions extérieures

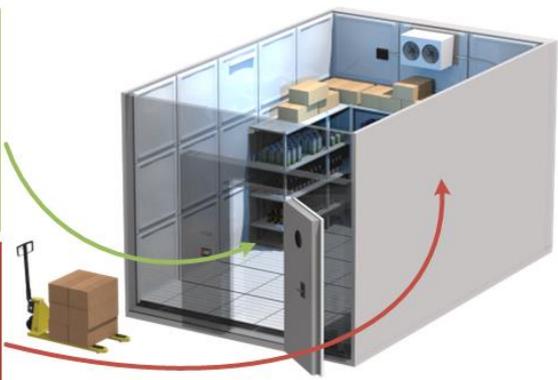
Renouvellement d'air (infiltration):
 Température : 28,0 °C
 Humidité relative: 55 %
 Ouvertures de porte:
 Parfois [dropdown]
 Taux de renouvellement d'air: 4,81
 (fois le volume de la chambre par 24 heures)

Transfert de chaleur:
 Panneaux standards
 Panneaux personnalisés
 Type : Polyuréthane [dropdown]
 Epaisseur: 100,0 mm
 Température extérieure à la char: 28,0 °C
 Température sous-sol: 10,0 °C

Le sol est isolé

Charges additionnelles
 Dégivrage
 Electrique
 Naturel
 Puissance: 1510 W
 Dégivrage par jour: 4
 Temps de dégivrage: 30 min

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



Aide < Précédent Suivant >

Figure III-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 [dropdown]

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, relais, pressure switch, receiver, stop valves, filter drier, sight glass.

Optyma™ Slim pack
 Groupe de condensation carré, 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 [dropdown] [i]

Aide < Précédent Suivant >

Figure III-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:

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 III-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: | Évaporation : | Condensation : |
| Puissance frigorifique : <input type="text" value="2,602 kW"/> | Température de point de rosée : <input type="text" value="-3,3 °C"/> | Température extérieure: <input type="text" value="32,0 °C"/> |
| | Surchauffe utile : <input type="text" value="5,4 K"/> | Sous-refroidissement : <input type="text" value="3,0 K"/> |
| | Surchauffe additionnelle : <input type="text" value="0 K"/> | Sous-refroidissement additionnel : <input type="text" value="0 K"/> |
| | <input type="checkbox"/> Température des gaz de retour : <input type="text" value="-2,0 °C"/> | Altitude: <input type="text" value="0 m"/> |

Chambre froide:

Température :

Humidité relative:

Heures de fonctionnement:

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 :

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

[? Aide](#)
[< Précédent](#) [Sélectionner](#)

Figure III-6 : Étape N°5

7) Rapport frigorifique :

The screenshot displays the Coolselector2 software interface. The main window shows a report titled "Coolselector2" with the Danfoss logo. The report is structured as follows:

- 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 extérieure: | 32,0 °C |
| Température de point de rosée d'évapo : | -3,3 °C | Sous-refroidissement : | 3,0 K |
| Pression d'évaporation : | 2,594 bar | Sous-refroidissement additionnel : | 0 K |
| Surchauffe utile : | 5,4 K | Altitude: | 0 m |
| Surchauffe additionnelle : | 0 K | | |
| Température des gaz de retour : | 2,1 °C | | |
- Conditions nominales :** *Personnaliser*
- Puissance frigorifique requise:** 2,602 kW
- Sélection :** OP-MCZC048MTA02E, R134a

The left sidebar contains a "Mettre à jour" button and various filters for the report, including "Chambre froide 1" which is currently selected.

Figure III-7 : Rapport frigorifique

❖ **Le rapport de notre cas :**

Pour éviter la répétition de tous les cas, nous afficherons un seul rapport pour voir son contenu en détail :

- Le rapport de Coolselector pour la chambre froide N°1 état initial :

Coolselector2



| Informations sur le projet | |
|----------------------------|----------------------------|
| Nom du projet : | Chambre froide N°1 |
| Commentaires : | Etat initial |
| Créé par : | |
| Coolselector2 version: | 5.2.6. Base de données: 99 |
| Imprimé: | |
| Préférences utilisées: | Toutes les applications |

Chambre froide 1

Chambre froide 1 - Groupe de condensation

| Conditions de fonctionnement | | | |
|---|----------------------|------------------------------------|---------|
| Fluide frigorigène : | R404A | | |
| Température de point de rosée d'évaporateur | -2,0 °C | Température extérieure: | 37,0 °C |
| Pression d'évaporation : | 5,669 bar | Sous-refroidissement : | 3,0 K |
| Température d'évaporation à point-moyen: | -2,1 °C | Sous-refroidissement additionnel : | 0 K |
| Surchauffe utile : | 5,2 K | Altitude: | 0 m |
| Surchauffe additionnelle : | 0 K | | |
| Température des gaz de retour : | 3,2 °C | | |
| Conditions nominales : | <i>Personnaliser</i> | | |
| Puissance frigorifique requise: | 56,15 kW | | |

Sélection : OP-MGZE271MTA06D, R404A

Pourcentage de correspondance (47,2%) inférieur à la valeur minimum (90%).

| | |
|---------------------------|------------------|
| Modèle | OP-MGZE271MTA06D |
| Numéro de code | 114X8016 |
| Modèle de compresseur | MTZ160-4 |
| Gamme de produits | Optyma™ |
| Version du produit | A06 |
| Fluide frigorigène | R404A |
| Refroidissement [kW] | 26,50 |
| COP refroidissement [W/W] | 1,86 |
| Puissance totale [kW] | 14,28 |
| Courant total [A] | 23,88 |
| Fréquence [Hz] | 50 |
| Alimentation électrique | 380 - 400 V 3 ph |
| Te [°C] | 50,6 |

Page 1/4

Figure III-8 : Le rapport de Coolselector

Coolselector2



Chambre froide 1 - Evaporateur de chambre froide

Refroidisseur Optyma™ Optyma™ DACC RX H1475.1A4/A2H

| | |
|---|-------------------------------|
| Numéro de code | 114U0040 |
| Refroidisseur Optyma™ | Optyma™ DACC RX H1475.1A4/A2H |
| Puissance [kW] | 58,23 |
| FPI - Fin Per Inch - Nombre d'ailettes par pouce | 6 |
| AWEF | Non conforme à la norme AWEF |
| Match | 103,71 |
| Méthode de dégivrage | Naturel |
| Chute de pression [bar] | 0,377 |
| Chute de pression du distributeur [bar] | 2,500 |
| PS/PMS [bar] | 24,00 |
| Débit d'air [m³/h] | 18400 |
| Jet d'air [m] | 18,20 |
| Nombre de ventilateurs | 4 |
| Puissance par ventilateur [W] | 1503 |
| Tension du ventilateur [V] | 460V/3Ph/50-60Hz |
| Intensité à pleine charge [A] | 2,200 |
| Niveau de pression acoustique[dBA] | 63 |
| Niveau de puissance acoustique du ventilateur [dBA] | 76 |
| Surface [m²] | 319,7 |
| Volume de la batterie [L] | 58,31 |
| Connexion d'entrée [in] | 7/8 |
| Connexion de sortie [in] | 1 5/8 |
| Pas d'ailette [mm] | 4,00 |
| Longueur [m] | 3,78 |
| Largeur [m] | 0,70 |
| Hauteur [m] | 0,85 |
| Poids [kg] | 205,9 |

Page 2/4

Figure III-9 : Le rapport page 2/4

Coolselector2



Chambre froide 1 - Détails chambre froide

Conditions évaporateur

| | |
|---------------------------------|----------|
| Puissance frigorifique : | 26,50 kW |
| Température de point de rosée : | -2,0 °C |
| Température entrée air: | 6,0 °C |
| Différence moyenne température: | 8,3 K |
| Puissance ventilateur estimée: | 1400 W |
| Puissance dégivrage estimée: | 40000 W |

Charge chambre froide calculée:

| | |
|--------------------------|-----------------|
| Transmission: | 9,934 kW |
| Infiltration: | 1,462 kW |
| Glace sur évaporateur: | 0,125 kW |
| Total denrées: | 43,13 kW |
| Refroidissement denrées: | 33,77 kW |
| Respiration denrées: | 9,360 kW |
| Lumières: | 0,019 kW |
| Personnels: | 0,030 kW |
| Ventilateurs: | 1,400 kW |
| Autre : | 0 kW |
| Dégivrage: | 0,050 kW |
| Total: | 56,15 kW |

Détails chambre froide:

| | |
|---|----------|
| Condition chambre: | |
| Température : | 6,0 °C |
| Humidité relative: | 90,0 % |
| Heures de fonctionnement: | 16,0 h |
| Dimensions intérieures: | |
| Longueur : | 9,00 m |
| Largeur : | 9,00 m |
| Hauteur : | 4,00 m |
| Denrées: | |
| Type : | Légumes |
| Quantité par jour: | 50000 kg |
| Température d'entrée : | 16,0 °C |
| Renouvellement d'air (infiltration): | |
| Température : | 36,0 °C |
| Humidité relative: | 70,0 % |
| Ouvertures de porte: | Parfois |

Page 3/4

Figure III-10 Le rapport page 3/4

Coolselector2



| | |
|--------------------------------------|------------|
| Taux de renouvellement d'air: | 2,8 |
| Transfert de chaleur: | |
| Epaisseur panneau: | 80,00 mm |
| Température extérieure à la chambre: | 36,0 °C |
| Température sous-sol: | 26,0 °C |
| Le sol est isolé: | Non |
| Charges supplémentaires: | |
| Lumières: | 150 W |
| Ventilateurs: | 1400 W |
| Personnels: | 2,0 h/jour |
| Autre : | 0 W |
| Dégivrage: | |
| Type de dégivrage: | Naturel |
| Dégivrage par jour: | 4,0 |
| Defrosts time: | 30 |

Page 4/4

Figure III-11 : Le rapport page 4/4

III.2.2 INTARCON

1) L'interface principale du site :



Figure III-12 Interface principale de l'INTARCON

2) Calculateur de réfrigérateur

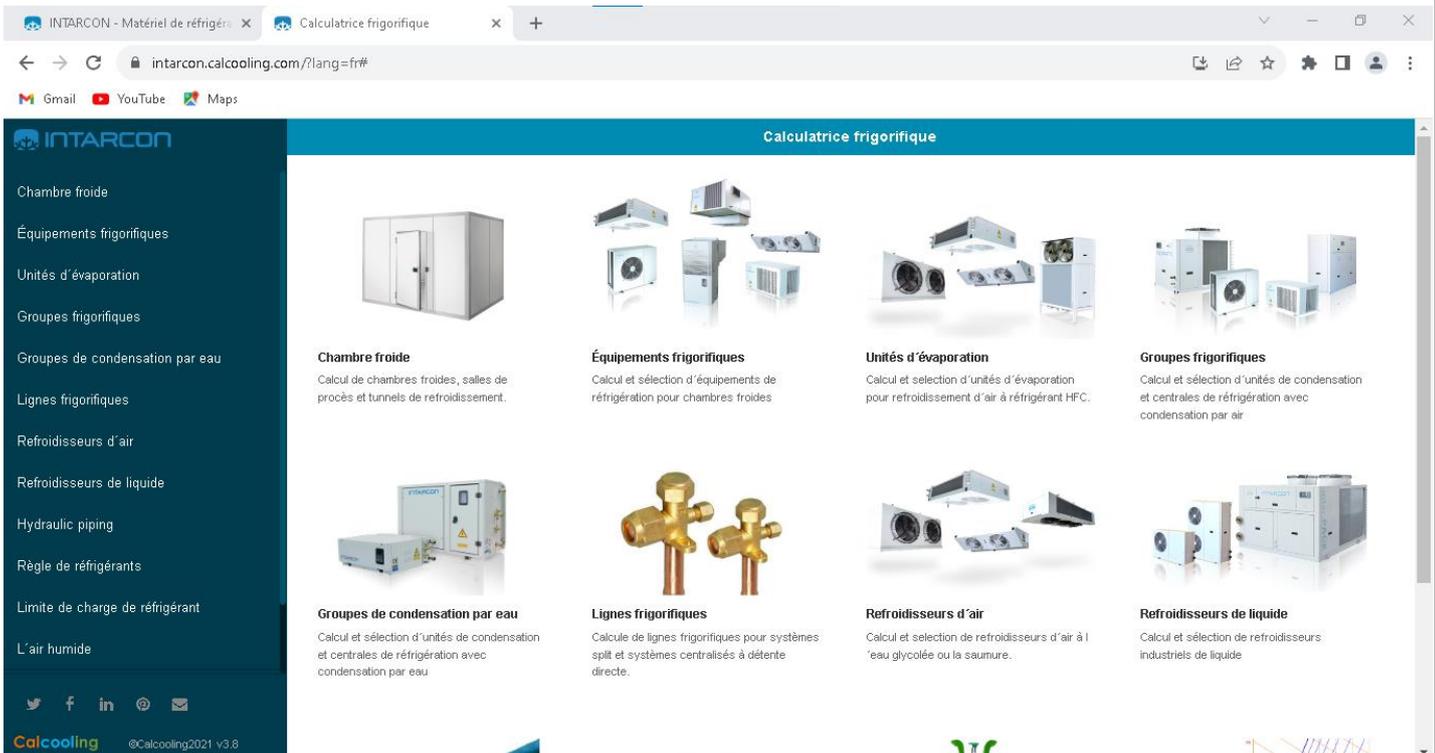


Figure III-13 : Calculateur INTARCON

Après de sélectionner 'chambre froide' :

3) Étape 1 : Départ

Chambre froide

Départ | Produit | Chambre | Ventilation | Charges | Résultats | imprimer | réinitialiser

Type de chambre: chambre froide modulaire

Épaisseur d'isolement: 100 mm

Isolément du sol: oui non

Longueur (interne): 2,00 m

Largeur (interne): 3,00 m

Hauteur (interne): 2,00 m

Volume interne: 12,00 m³

Température: conservation à température positive

Température de la chambre: 0,0 °C

Localisation: ESPAGNE

Température ambiante: 35,0 °C

Calcul standard et sélection d'équipements. Cliquez ici pour sélectionner un équipement frigorifique basé sur des paramètres standards.

Figure III-14 : Étape N°1 INTARCON**4) Étape 2 : Insertion le type et les charges des produits stockés**

Chambre froide

Départ | **Produit** | Chambre | Ventilation | Charges | Résultats | imprimer | réinitialiser

Type de produit: GÉNÉRIQUE À TEMPÉRATURE POSITIVE

Température de stockage: 0,0 °C

Humidité de stockage: 85 %

Point de congélation: -1,0 °C

Teneur en eau: 80 %

Chaleur spécifique: 3,6 kJ/kg·K

Chaleur de respiration: 0,0 kJ/kg

Chaleur spécifique sous congélation: 2,0 kJ/kg·K

Emballage: Type d'emballage: en vrac

Poids de l'emballage: 0,00 kg/kg

Charge de produit: Densité de charge: 250 kg/m³

Taux de rotation par jour: 10 %/24h

Température d'entrée: 25,0 °C

Figure III-15 : Étape N°2 INTARCON

5) Étape 3 : l'emplacement et l'isolation utilisée

Chambre froide

Départ | Produit | **Chambre** | Ventilation | Charges | Résultats | imprimer | réinitialiser

Emplacement

à l'intérieur d'un bâtiment

Altitude: 0 m

Température ambiante: 35.0 °C

Humidité relative ambiante: 25 %

Temp. moyenne mensuelle min.: 8.5 °C

Temp. moyenne mensuelle max.: 22.7 °C

Isolement thermique

Parois: Polyurethane injecté | aire: 21.8 m² | épaisseur: 100 mm

Plafond: Polyurethane injecté | aire: 6.5 m² | épaisseur: 100 mm

Sol: Polyurethane injecté | aire: 6.5 m² | épaisseur: 100 mm

Porte: Polyurethane injecté | aire: 2.0 m² | épaisseur: 75 mm

Vitrage

Fenêtre: Verre triple | aire: 0,0 m²

Calcooling @Calcooling2021 v3.8

Figure III-16 : Étape N°3 INTARCON

6) Étape 4 : Les données de ventilation

Chambre froide

Départ | Produit | Chambre | **Ventilation** | Charges | Résultats | imprimer | réinitialiser

Ventilation à travers des portes

Température de l'air extérieur: 35.0 °C

Humidité de l'air extérieur: 25 %

Hauteur de la porte: 1.8 m

Largeur de la porte: 0.8 m

Temps d'ouverture: 1.2 min

Ouvertures de porte par jour: 24.3 /24h

Renouvellements d'air par jour: 20.2 /24h

Calcooling @Calcooling2021 v3.8

Figure III-17 : Étape N°4 INTARCON

7) Étape 5 : Déterminer les différentes charges

| Chambre froide | | Charges | | Résultats | |
|----------------------------------|-----------------------|------------|-----------------------------|-----------|--|
| Occupation de personnel | Chaleur unitaire: | 272 Wpers | Nombre de personnes: | 0 pers | |
| Éclairage | Chaleur unitaire: | 0 W/m² | Aire: | 6.0 m² | |
| Résistance de porte | Chaleur unitaire: | 10 W/m | Périmètre: | 5.2 m | |
| Dégivrage | Type de dégivrage: | électrique | | | |
| Ventilateurs | Débit d'air: | 240 m³/h | Pression statique totale: | 150 Pa | |
| | Efficacité: | 27 % | Puissance électrique: | 0.037 kW | |
| Autres charges thermiques | Puissance électrique: | 0.00 kW | Heures de travail par jour: | 8,0 hv24h | |

Figure III-18 : Étape N°5 INTARCON

8) Résultats

| Chambre froide | | Résultats | | |
|--|---|-----------|--|--------|
| Besoins frigorifiques | Période de calcul: | 24,0 h | <ul style="list-style-type: none"> Product Transfert Ventilation Charges | |
| | Réfrigération du produit: | 27150 kJ | | |
| | Transfert thermique: | 26180 kJ | | |
| | Renouvellement d'air: | 15936 kJ | | |
| | Charges thermiques: | 6861 kJ | | |
| | TOTAL: | 76127 kJ | | |
| | Heures de travail: | 18,0 h | | |
| Puissance frigorifique nécessaire | Puissance frigorifique pour la conservation du produit: | 756 W | Puissance frigorifique totale: | 1175 W |

Figure III-19 : Résultat d'INTARCON

❖ **Les résultats de notre cas via INTARCON :**

Pour éviter la répétition de tous les cas, nous afficherons un seul rapport pour voir son contenu en détail :

Les résultats d'INTARCON pour la chambre froide N°1 état initial :

Calculatrice frigorifique



Chambre froide

| | | | |
|------------------------|------------------------|-----------------------|--|
| Type de chambre | Chambre en dur | | |
| | Épaisseur d'isolement: | 80 mm | |
| | Isolement du sol: | non | |
| | Longueur (interne): | 9,00 m | |
| | Largeur (interne): | 9,00 m | |
| | Hauteur (interne): | 4,50 m | |
| | Volume interne: | 364.50 m ³ | |



| | | | |
|--------------------|-------------------------------------|----------------------------|--------|
| Température | conservation à température positive | Température de la chambre: | 6.0 °C |
|--------------------|-------------------------------------|----------------------------|--------|

| | | | |
|------------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------------------------|
| Type de produit | pomme de terre neuve | Température de stockage: | 6.0 °C |
| | Humidité de stockage: | 90 % | Point de congélation: |
| | Teneur en eau: | 80 % | Chaleur spécifique: |
| | Chaleur de respiration: | 5,4 kJ/kg | Chaleur spécifique sous congélation: |
| | | | 1,9 kJ/kg-K |

| | | | | |
|--------------------------|----------------------------|-----------------------|--------------------|--------------|
| Charge de produit | Densité de charge: | 700 kg/m ³ | Charge totale: | 255150 kg |
| | Taux de rotation par jour: | 8 %/24h | Rotation par jour: | 20412 kg/24h |
| | Température d'entrée: | 20,0 °C | | |

| | | | | |
|--------------------|-----------------------------|-----------|-----------------------------|------|
| Emplacement | à l'intérieur d'un bâtiment | Altitude: | 308 m | |
| | Température ambiante: | 36.0 °C | Humidité relative ambiante: | 70 % |

| | | | | | |
|----------------------------|------------------------------|-------|----------------------|------------|-------|
| Isolement thermique | Parois: Polystyrène expansé | aire: | 164.9 m ² | épaisseur: | 80 mm |
| | Plafond: Polystyrène expansé | aire: | 82.4 m ² | épaisseur: | 80 mm |
| | Sol: Polystyrène expansé | aire: | 82.4 m ² | épaisseur: | 0 mm |
| | Porte: Polystyrène expansé | aire: | 8.0 m ² | épaisseur: | 60 mm |

| | | | | |
|---|-------------------------------|----------|---------------------------------|----------|
| Ventilation à travers des portes | Ouvertures de porte par jour: | 0,5 /24h | Renouvellements d'air par jour: | 0,5 /24h |
|---|-------------------------------|----------|---------------------------------|----------|

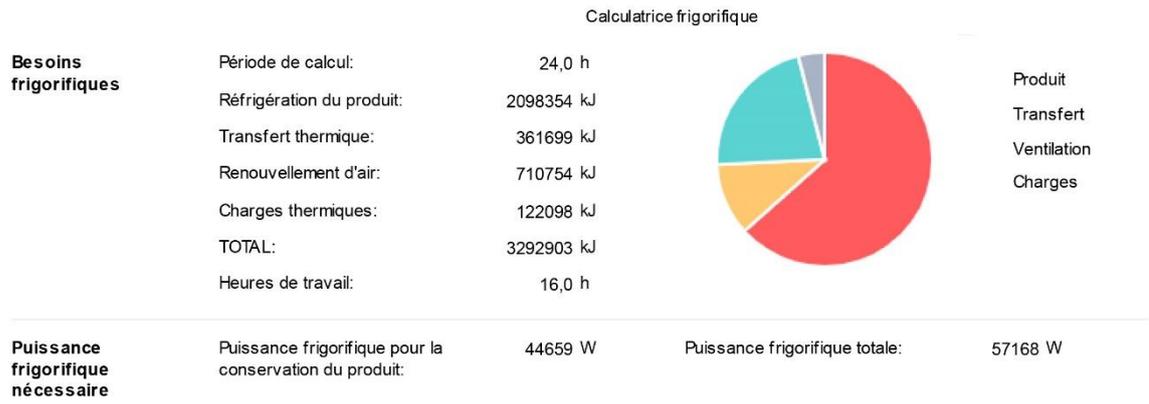
| | | | | |
|-----------------------------|---|-------------------------------|--|--------|
| Atmosphère contrôlée | Production naturelle de CO ₂ : | 132,70 kgCO ₂ /24h | Concentration maximale admise de CO ₂ : | 1,00 % |
| | Débit d'air neuf: | 313 m ³ /h | | |

| | | | | |
|----------------------------|-------------------|--------|------------|-------|
| Résistance de porte | Chaleur unitaire: | 10 W/m | Périmètre: | 6.4 m |
|----------------------------|-------------------|--------|------------|-------|

| | | | | |
|------------------|--------------------|------|--|--|
| Dégivrage | Type de dégivrage: | aire | | |
|------------------|--------------------|------|--|--|

| | | | | |
|---------------------|--------------|------------------------|-----------------------|----------|
| Ventilateurs | Débit d'air: | 7290 m ³ /h | Puissance électrique: | 1,000 kW |
|---------------------|--------------|------------------------|-----------------------|----------|

Figure III-20 : Résultat INTARCON page 1/2



<https://intarcon.calcooling.com/?lang=fr#coldroom>

2/2

Figure III-21 : Résultat INTARCON page 2/2

III.2.3 EXCEL :

Ce fichier d'Excel est utilisé par de nombreux spécialistes dans le domaine de la climatisation pour définir la puissance frigorifique, car son utilisation est très simple et donnent des très bons résultats primaires.

Nous montrerons directement ses résultats sur nos cas :

| BILAN THERMIQUE | | | | | |
|---|------------|-------------------------|--------------------------|---|----------------|
| Dimension intérieures | | | | | |
| Longueur | Largeur | Hauteur | Surface sol | Surface murs | Volume |
| 9,0 | 9,0 | 4,5 | 81 | 162 | 364,5 |
| m | m | m | m ² | m ² | m ³ |
| Base de temps (h) | | 24,0 | soit t = 86 400 secondes | | |
| Conditions de base | | | | | |
| | Intérieure | Extérieure | Plafond | Sol | |
| T (°C) | 6,0 | 36,0 | 36,0 | 26,0 | |
| H.R. (%) | 90,0 | 70,0 | | | |
| h (kJ.kg-1) | 19,12 | 104,67 | | | |
| w (kg.kg ⁻¹) | 0,0052 | 0,0266 | | | |
| v* (m3.kg-1) | 0,797 | 0,913 | | | |
| Pv sat (Pa) | 935 | 5 939 | | | |
| APPORTS PAR LES PAROIS | | | | | |
| Coeff. K (W.m-2.K-1) | mur 1 | 0,330 | valeur/défaut = | W.m-2.K-1 (fonction de T° int) | 40,5 |
| | mur 2 | 0,330 | valeur/défaut = | W.m-2.K-1 (fonction de T° int) | 40,5 |
| | mur 3 | 0,330 | valeur/défaut = | W.m-2.K-1 (fonction de T° int) | 40,5 |
| | mur 4 | 0,330 | valeur/défaut = | W.m-2.K-1 (fonction de T° int) | 40,5 |
| | plafond | 0,380 | valeur/défaut = | W.m-2.K-1 (fonction de T° int) | 81,0 |
| | sol | 2,780 | valeur/défaut = | W.m-2.K-1 (fonction de T° int) | 81,0 |
| murs verticaux Qp1 = Kmur x Smur x DTmur x t | | | 110 855 | kJ | |
| plafond Qp2 = Kplafond x Splafond x DTplafond x t | | | 79 782 | kJ | |
| sol Qp3 = Ksol x Ssol x DTSol x t | | | 389 111 | kJ | |
| Qparois | | | 579 747 | kJ | |
| Qparois/Qtota | | | 17,5 | % | |
| APPORTS PAR LES DENRÉES | | | | | |
| Quantité introduite / base de temps (kg) | 50 000 | valeur/défaut = | 9 113 | kg/base de temps (25 kg.m-3) | |
| quantité stockée | | | | | |
| Température d'introduction | 20,0 | °C | | | |
| Température de sortie ou de stockage | 6,0 | °C par défaut = | 6,0 | °C (température intérieure) | |
| Chaleur massique avant congélation C1 | 3,600 | kJ.kg-1.K-1 | DT1 = | 14,0 K | |
| Chaleur de respiration | | kJ.kg-1.K-1 | | | |
| Chaleur latente de congélation L | | kJ.kg-1 | T°cong. = | °C | |
| Chaleur massique après congélation C2 | | kJ.kg-1.K-1 | DT2 = | K | |
| avant congélation QD1 = m x C1 x DT1 | 2 520 000 | kJ | | | |
| respiration QD = m x R | - | kJ | | | |
| pendant la congélation QD2 = m x L | - | kJ | | | |
| après la congélation QD3 = m x C2 x DT2 | - | kJ | | | |
| Qdenrées | | | 2 520 000 | kJ | |
| Qdenrées/Qtota | | | 76,1 | % | |
| APPORTS PAR L'EMBALLAGE | | | | | |
| Quantité introduite / base de temps (kg) | - | valeur/défaut = | 10 000 | kg/base de temps (20 % des denrées) | |
| Température d'introduction | 20 | °C | | | |
| Chaleur massique C | 1,700 | kJ.kg-1.K-1 | DT = | 14,0 K | |
| Qemballage = m x C x DT | | | - | kJ | |
| Qemballage | | | - | kJ | |
| Qemballage/Qtota | | | - | % | |
| APPORTS PAR L'ÉCLAIRAGE | | | | | |
| Puissance installée | 5 | W.m-2 de surface au sol | | | |
| Durée d'éclairage | 8,0 | h | soit | 28 800 secondes | |
| Qéclairage = P x Ssol x t | | | 11 664 | kJ | |
| Qéclairage | | | 11 664 | kJ | |
| Qéclairage/Qtota | | | 0,4 | % | |
| APPORTS PAR LE PERSONNEL | | | | | |
| Individus dans l'ambiance n | 4 | | | | |
| P apportée par un individu | 240 | W | | | |
| temps passé dans l'ambiance | 8 | heures | | | |
| Qpersonnel = n x P x t | | | 27 648 | kJ | |
| Qpersonnel | | | 27 648 | kJ | |
| Qpersonnel/Qtota | | | 0,8 | % | |
| APPORTS PAR LE RENOUELEMENT D'AIR | | | | | |
| Taux de renouvellement d'air T | 1,2 | par défaut | 4,80 | Volumen/base de temps (service fort prendre Tx2 ; service faible Tx0,6) | |
| Qrespiration = (V x t / v*) x (he - hi) | | | 46 868 | kJ | |
| Qrespiration | | | 46 868 | kJ | |
| Qrespiration/Qtota | | | 1,4 | % | |
| APPORTS PAR LES MACHINES | | | | | |
| Nombre de machines (n) | - | | | | |
| Puissance apportée par machine (P) | 500 | W | | | |
| Temps de fonctionnement (t) | 8,0 | heures | | | |
| Qmachines = n x P x t | | | - | kJ | |
| Qmachines | | | - | kJ | |
| Qmachine/Qtota | | | - | % | |
| APPORTS PAR LA VENTILATION | | | | | |
| 4 % de Qparois + Qdenrées + Qemballage + Qéclairage + Qpersonnel + Qrespiration + Qmachines | | | | | |
| Qventilation | | | 127 437 | kJ | |
| Qventilation/Qtota | | | 3,8 | % | |
| BILAN TOTAL JOURNALIER | | | | | |
| Qtota = somme Q | | | 3 313 364 | kJ | |
| | | | 38,35 | kW | |
| BILAN TOTAL JOURNALIER MAJORÉ | | | | | |
| Majoration | | | 10 | % | |
| Qtotalmajoré = somme Q x majorat | | | 3 644 701 | kJ | |
| | | | 42,18 | kW | |
| PUISANCE DU GROUPE À INSTALLER | | | | | |
| Temps de fonctionnement de l'installation frigorifique | | | 16,0 | heures | |
| Φ0 compresseur | | | 57,52 | kW | |
| soit | | | 157,8 | W/m3 | |

Figure III-22 : Bilan thermique via EXCEL

III.2.4 Les différents résultats obtenus

Voici les résultats sous forme d'un tableau :

1) État initial :

Tableau III:1 Les puissances frigorifique à l'état initial

| Chambre | Coolselector | INTARCON | Fichier EXEL | Calcule à main |
|---------|--------------|----------|--------------|----------------|
| N°1 | 56.15 kW | 57.16 kW | 57.52 kW | 59.97 kW |
| N°2 | 39 kW | 38.48 kW | 39.9 kW | 40.83 kW |

2) État amélioré :

Tableau III:2 Les puissances frigorifique à l'état amélioré

| Chambre | Coolselector | INTARCON | Fichier EXEL | Calcule à main |
|---------|--------------|----------|--------------|----------------|
| N°1 | 49.5 kW | 54.23 kW | 50.53 kW | 53.07 kW |
| N°2 | 33.3 kW | 35 kW | 34.1 kW | 35.11 kW |

III.3 Choix d'Équipements :

III.3.1 Equipement actuel

❖ CHAMBRE N°1 :

Conditions de fonctionnement :

- Fluide frigorigène : R404a
- Production frigorifique : $Q_o' = 66 \text{ KW}$
- Température d'évaporation : $\theta_o = 0 \text{ °C}$
- Température de condensation : $\theta_k = +40 \text{ °C}$

❖ CHAMBRE N°2 :

Conditions de fonctionnement :

- Fluide frigorigène : R404a
- Production frigorifique : $Q_o' = 40 \text{ KW}$
- Température d'évaporation : $\theta_o = 0 \text{ °C}$
- Température de condensation : $\theta_k = +40 \text{ °C}$

III.3.1.1 Compresseur et condenseur

Dans notre cas le propriétaire a déjà un groupe de condensation de la marque Bitzer qui se compose d'un compresseur et condenseur combinés

- CHAMBRE N°01 :

Type de l'unité extérieur (Compresseur et condenseur) : **4TC-12.2Y (2 unités)**

Les caractéristiques de compresseur :

Input Values

| | | | |
|---------------------------|---|---|------------------|
| Compressor model Mode | (4TC-12.2Y) Refrigeration and Air conditioning | Suction gas temperature Operating mode | 20,00 °C Auto |
| Refrigerant | R404A | Power supply | 400V-3-50Hz |
| Reference temperature | Dew point temp. | Capacity Control | 100% |
| Liq. subc. (in condenser) | 0 K | Useful superheat | 100% |

Result

| | | | |
|---------|---------------------|-----------|---------------------------------|
| Q [W] | Cooling capacity | COP [-] | COP/EER |
| Qu* [W] | Evaporator capacity | m [kg/h] | Mass flow |
| P [kW] | Power input | Op. | Operating mode |
| I [A] | Current | th [°C] | Discharge gas temp. w/o cooling |
| Qc [W] | Condenser Capacity | | |

| tc | to | 10°C | 0°C | -10°C | -20°C | -30°C | -40°C | -50°C | -60°C |
|-------------|-------------|-------|----------|----------|----------|----------|----------|-------|-------|
| 30°C | Q [W] | -- | 39446 | 26920 | 17547 | 10650 | 5699 | -- | -- |
| | Qu* [W] | -- | 39446 | 26920 | 17547 | 10650 | 5699 | -- | -- |
| | P [kW] | -- | 8,49 | 7,81 | 6,68 | 5,26 | 3,68 | -- | -- |
| | I [A] | -- | 15,04 | 14,07 | 12,55 | 10,78 | 9,08 | -- | -- |
| | Qc [W] | -- | 47940 | 34729 | 24230 | 15910 | 9382 | -- | -- |
| | COP [-] | -- | 4,64 | 3,45 | 2,63 | 2,02 | 1,55 | -- | -- |
| | m [kg/h] | -- | 1003 | 670 | 430 | 258 | 137,0 | -- | -- |
| | Op. | -- | Standard | Standard | Standard | Standard | Standard | -- | -- |
| | th [°C] | -- | 62,1 | 75,4 | 90,3 | 107,8 | 130,2 | -- | -- |
| | 40°C | Q [W] | -- | 33276 | 22573 | 14526 | 8590 | 4323 | -- |
| Qu* [W] | | -- | 33276 | 22573 | 14526 | 8590 | 4323 | -- | -- |
| P [kW] | | -- | 9,99 | 8,72 | 7,15 | 5,40 | 3,62 | -- | -- |
| I [A] | | -- | 17,23 | 15,36 | 13,16 | 10,95 | 9,01 | -- | -- |
| Qc [W] | | -- | 43262 | 31289 | 21673 | 13994 | 7942 | -- | -- |
| COP [-] | | -- | 3,33 | 2,59 | 2,03 | 1,59 | 1,19 | -- | -- |
| m [kg/h] | | -- | 955 | 632 | 400 | 233 | 116,5 | -- | -- |
| Op. | | -- | Standard | Standard | Standard | Standard | Standard | -- | -- |
| th [°C] | | -- | 73,4 | 86,5 | 101,5 | 119,9 | 0 | -- | -- |
| 50°C | | Q [W] | -- | 27046 | 18227 | 11546 | 6591 | 3015 | -- |
| | Qu* [W] | -- | 27046 | 18227 | 11546 | 6591 | 3015 | -- | -- |
| | P [kW] | -- | 11,17 | 9,42 | 7,45 | 5,39 | 3,36 | -- | -- |
| | I [A] | -- | 19,02 | 16,38 | 13,57 | 10,93 | 8,77 | -- | -- |
| | Qc [W] | -- | 38216 | 27642 | 18995 | 11980 | 6371 | -- | -- |
| | COP [-] | -- | 2,42 | 1,94 | 1,55 | 1,22 | 0,90 | -- | -- |
| | m [kg/h] | -- | 901 | 590 | 366 | 206 | 93,4 | -- | -- |
| | Op. | -- | Standard | Standard | Standard | Standard | Standard | -- | -- |
| | th [°C] | -- | 84,8 | 98,0 | 113,3 | 132,8 | 0 | -- | -- |

-- No calculation possible (see message in single point selection)
 *According to EN12900 (20°C suction gas temp., 0K liquid subcooling)

Figure III-23 : Fiche technique de compresseur

- **CHAMBRE N°02 :**

Type de l'unité extérieur (Groupe de condensation) : **4PC-15.2 40p**

Les caractéristiques de l'unité :

Input Values

| | | | |
|---------------------------|------------------------------------|-------------------------|-------------|
| Compressor model | (4PC-15.2Y) | Suction gas temperature | 20,00 °C |
| Mode | Refrigeration and Air conditioning | Operating mode | Auto |
| Refrigerant | R404A | Power supply | 400V-3-50Hz |
| Reference temperature | Dew point temp. | Capacity control | 100% |
| Liq. subc. (in condenser) | 0 K | Useful superheat | 100% |

Result

| | | | |
|---------|---------------------|-----------|---------------------------------|
| Q [W] | Cooling capacity | COP [-] | COP/EER |
| Qu* [W] | Evaporator capacity | m [kg/h] | Mass flow |
| P [kW] | Power input | Op. | Operating mode |
| I [A] | Current | th [°C] | Discharge gas temp. w/o cooling |
| Qc [W] | Condenser capacity | | |

| tc | to | 10°C | 0°C | -10°C | -20°C | -30°C | -40°C | -50°C | -60°C |
|------|-----------|------|----------|----------|----------|----------|----------|-------|-------|
| 30°C | Q [W] | -- | 47117 | 32077 | 20807 | 12493 | 6501 | -- | -- |
| | Qu* [W] | -- | 47117 | 32077 | 20807 | 12493 | 6501 | -- | -- |
| | P [kW] | -- | 9,96 | 9,06 | 7,70 | 6,04 | 4,23 | -- | -- |
| | I [A] | -- | 18,27 | 17,06 | 15,33 | 13,43 | 11,70 | -- | -- |
| | Qc [W] | -- | 57078 | 41141 | 28508 | 18530 | 10731 | -- | -- |
| | COP [-] | -- | 4,73 | 3,54 | 2,70 | 2,07 | 1,54 | -- | -- |
| | m [kg/h] | -- | 1198 | 798 | 510 | 303 | 156,3 | -- | -- |
| | Op. | -- | Standard | Standard | Standard | Standard | Standard | -- | -- |
| | th [°C] | -- | 61,6 | 74,4 | 88,8 | 106,3 | 130,8 | -- | -- |
| 40°C | Q [W] | -- | 39958 | 27064 | 17361 | 10190 | 5023 | -- | -- |
| | Qu* [W] | -- | 39958 | 27064 | 17361 | 10190 | 5023 | -- | -- |
| | P [kW] | -- | 11,51 | 9,99 | 8,18 | 6,17 | 4,07 | -- | -- |
| | I [A] | -- | 20,5 | 18,31 | 15,92 | 13,57 | 11,56 | -- | -- |
| | Qc [W] | -- | 51468 | 37050 | 25537 | 16363 | 9092 | -- | -- |
| | COP [-] | -- | 3,47 | 2,71 | 2,12 | 1,65 | 1,23 | -- | -- |
| | m [kg/h] | -- | 1146 | 758 | 478 | 277 | 135,3 | -- | -- |
| | Op. | -- | Standard | Standard | Standard | Standard | Standard | -- | -- |
| | th [°C] | -- | 72,1 | 84,6 | 99,1 | 117,2 | 0 | -- | -- |
| 50°C | Q [W] | -- | 32481 | 21770 | 13680 | 7704 | 3422 | -- | -- |
| | Qu* [W] | -- | 32481 | 21770 | 13680 | 7704 | 3422 | -- | -- |
| | P [kW] | -- | 12,78 | 10,66 | 8,43 | 6,11 | 3,75 | -- | -- |
| | I [A] | -- | 22,3 | 19,24 | 16,24 | 13,51 | 11,30 | -- | -- |
| | Qc [W] | -- | 45257 | 32428 | 22107 | 13819 | 7171 | -- | -- |
| | COP [-] | -- | 2,54 | 2,04 | 1,62 | 1,26 | 0,91 | -- | -- |
| | m [kg/h] | -- | 1082 | 705 | 434 | 241 | 106,0 | -- | -- |
| | Op. | -- | Standard | Standard | Standard | Standard | Standard | -- | -- |
| | th [°C] | -- | 83,0 | 95,5 | 110,5 | 130,4 | 0 | -- | -- |

-- No calculation possible (see message in single point selection)
 *According to EN12900 (20°C suction gas temp., 0K liquid subcooling)

Figure III-24 : Fiche technique de compresseur

III.3.1.2 Évaporateur

- CHAMBRE N°01 :

Référence d'évaporateur : **S3HC 430 N 50 (2 unités)**

Les caractéristiques d'évaporateur :



B3HC - S3HC 3900 ÷ 27200 W

| | | Passo alette | Fin spacing | Pas des ailettes | Lamellenabstand | | TC = 10 °C ÷ -25 °C | | | | | | |
|---------------------------------------|---|--------------------|--------------------|----------------------------------|-----------------|---------------|---------------------|------------------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|-------|
| Modello Modèle | Type Modell | B3HC - S3HC | | 73-50 | 106-50 | 133-50 | 145-50 | 215-50 | 272-50 | 323-50 | 362-50 | 430-50 | |
| Potenza Puissance | Rating Leistung | (*) TC ΔT1 | 2,5 °C 10 K | (R404A) W | 5350 | 6700 | 8000 | 10800 | 13500 | 18450 | 20200 | 24800 | 27200 |
| Portata d'aria Débit d'air | Air quantity Luftdurchsatz | | | m³/h | 2600 | 2400 | 2650 | 5200 | 4800 | 7450 | 7200 | 9950 | 9600 |
| Freccia d'aria Projection de l'air | Air throw Wurfweite | | | m | 15,5 | 14,5 | 16 | 18,5 | 17,5 | 21 | 20 | 24 | 23 |
| Superficie Surface | Surface Fläche | esterna externe | external äußere | m² | 12,3 | 18,4 | 24,5 | 24,5 | 36,8 | 45,9 | 55,1 | 61,3 | 73,5 |
| | | interna interne | internal innere | m² | 1,3 | 1,9 | 2,6 | 2,6 | 3,8 | 4,8 | 5,7 | 6,4 | 7,6 |
| Peso Poids | Weight Gewicht | | | kg | 27 | 32 | 35 | 44 | 51 | 65 | 71 | 86 | 93 |
| Dati comuni | | Common data | | Caractéristiques communes | | | | Gleichbleibende Daten | | | | | |
| Elettroventilatori Ventilateurs | Fans Ventilatoren | Ø 350 mm | | n° | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 |
| Assorbimento Puisance moteurs | Motor power consumption Motorleistung Aufnahme | 1 ~ 230V 50Hz | | W | 175 | 175 | 175 | 350 | 350 | 525 | 525 | 700 | 700 |
| | | | | A | 0,8 | 0,8 | 0,8 | 1,6 | 1,6 | 2,4 | 2,4 | 3,2 | 3,2 |
| Sbrinamento Dégivrage | Defrost Abtauung | E 230 V | | W | 2075 | 2975 | 3710 | 3680 | 5280 | 7620 | 7620 | 9940 | 9940 |
| Volume circuito Volume circuit | Circuit volume Rohrinhalt | | | dm³ | 2,1 | 3,2 | 4,0 | 4,0 | 6,0 | 7,4 | 8,7 | 9,7 | 11,5 |

(*) Per altre condizioni vedere diagrammi. (*) For other conditions see diagrams. (*) Pour autres conditions voir diagrammes. (*) Für andere Bedingungen siehe Diagramme.

Figure III-25 : Fiche technique d'évaporateur N°1

- **CHAMBRE N°02 :**

Référence d'évaporateur : **NHI 587 N 3**

Les caractéristiques d'évaporateur :

NHI 12000 ÷ 100000 W

| 3 = 4,5 mm | | Passo alette | Fin spacing | Paso aletas | Шар оребрения | TC = 10 °C ± -30 °C | | | | | | |
|---------------------|-------------------------|-----------------------------|-------------|----------------------|---------------|---------------------|-------|-------|-------|--------|----------|----------|
| Modello | Modello | (4PΔ) | NHI | 204-3 | 294-3 | 407-3 | 587-3 | 611-3 | 881-3 | 1174-3 | 1468-3 ● | 1469-3 ▲ |
| Potenza | Rating | TC 2,5 °C | | (R404A) W | 15800 | 19900 | 31500 | 39900 | 47400 | 59800 | 80800 | 100000 |
| Potencia | Производительность | ● ΔT1 | | 10 K | 15800 | 19900 | 31500 | 39900 | 47400 | 59800 | 80800 | 100000 |
| Portata d'aria | Air quantity | | | m³/h | 8100 | 7500 | 16200 | 15000 | 24300 | 22500 | 30000 | 37500 |
| Caudal de aire | Расход воздуха | | | | 8100 | 7500 | 16200 | 15000 | 24300 | 22500 | 30000 | 37500 |
| Freccia d'aria | Air throw | | | m | 36 | 34 | 40 | 38 | 44 | 42 | 46 | 50 |
| Flecha de aire | Длина воздушного факела | | | | 36 | 34 | 40 | 38 | 44 | 42 | 46 | 50 |
| Superficie | ★ | equivalente | equivalente | m² | 66 | 99 | 131 | 197 | 197 | 294 | 393 | 491 |
| Surface | | equivalente | equivalente | | 66 | 99 | 131 | 197 | 197 | 294 | 393 | 491 |
| Superficie | TURBOCOIL | esterna | externa | m² | 39 | 58 | 77 | 116 | 116 | 173 | 231 | 289 |
| Поверхность | | interna | interna | m² | 3,8 | 5,8 | 7,7 | 11,5 | 11,5 | 17,3 | 23,1 | 28,9 |
| Peso | Weight | | | kg | 85 | 95 | 140 | 165 | 200 | 235 | 305 | 370 |
| Peso | Вес | | | | 85 | 95 | 140 | 165 | 200 | 235 | 305 | 370 |
| Dati comuni | | Common data | | Datos comunes | | Общие данные | | | | | | |
| Elettroventilatori | Fans | Ø 500 mm | n° | 1 | 1 | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 5 | |
| Electroventiladores | Электровентиляторы | Ø 500 mm | n° | 1 | 1 | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 5 | |
| Assorbimento motori | Motor power consumption | 3 - 400V 50 Hz | W | 780 | 780 | 1560 | 1560 | 2340 | 2340 | 3120 | 3900 | |
| Consumo | Потребляемая мощность | 3 - 400V 50 Hz | A | 1,7 | 1,7 | 3,4 | 3,4 | 5,1 | 5,1 | 6,8 | 8,5 | |
| Sbrinatorio | E | 230 V | W | 5240 | 7120 | 9700 | 13200 | 14160 | 19280 | 25360 | 31440 | |
| Defrost | SB | H ₂ O (Δp10 kPa) | dm³/h | 1600 | 2400 | 3100 | 4600 | 4600 | 6800 | 9000 | 11200 | |
| Desescarche | G | 230 V | W | 540 | 540 | 950 | 950 | 1360 | 1360 | 1770 | 2180 | |
| Оттайка | G-GB | attacco connection | Ø mm | 28 | 28 | 28 | 28 | 35 | 35 | 35 | 35 | |
| Volume circuito | Circuit volume | | | dm³ | 8,5 | 12,5 | 16 | 23 | 23 | 34 | 45 | 56 |
| Volume circuito | Объем контура | | | | 8,5 | 12,5 | 16 | 23 | 23 | 34 | 45 | 56 |

Per NHI - HIL
 (●) Per altre condizioni vedere diagrammi.
 ΔT1 = differenza tra la temperatura dell'aria in entrata e la temperatura d'evaporazione del refrigerante.
 * Superficie equivalente
 Superficie di uno scambiatore di calore di pari potenza ma con tubi ed alette tradizionali.

For NHI - HIL
 (●) For other conditions see diagrams.
 ΔT1 = difference between air inlet temperature and refrigerant temperature.
 * Surface equivalent
 Equal surfaces of comparable capacity with traditional tubes and fin configuration.

Para NHI - HIL
 (●) Ver diagrama para otras condiciones.
 ΔT1 = diferencia entre la temperatura del aire a la entrada y la temperatura de evaporación del refrigerante.
 * Superficie equivalente
 Superficie equivalente a la de un intercambiador térmico de potencia similar con una configuración de tubos y aletas tradicional.

Для NHI-HIL
 (●) Для других условий см. диаграмму
 ΔT1 = разность между температурой воздуха на входе и температурой кипения хладагента.
 * Эквивалентная поверхность
 Поверхность теплообменника равной производительности, но выполненного из гладких труб с традиционным оребрением.

EUROVENT CERTIFIED PERFORMANCE
 CERTIFY-ALL DX AIR COOLERS

Figure III-26 : Fiche technique d'évaporateur N°2

III.3.1.3 Détendeur

Le même type de détendeur est utilisé dans les deux chambres :

- Réfrigérants : R410A, R32, R452B, R454B, R22, R134a, R1234ze, R407F, R407A, R404A, R507, R407C et R290.
- Plage de capacité : 3,5 – 52 TR / 12 – 182 kW pour R410A
- Conception des ports d'équilibrage
- Biflow avec expansion dans les deux sens
- Faible hystérésis
- Longue durée de vie pour les applications de thermopompe
- Types de connexions mécaniques à souder ODF, torche, MIO, ORFS disponibles
- Élément d'alimentation en acier inoxydable soudé au laser, tube capillaire et ampoule



Figure III-27 : Détendeur thermostatique TGE Danfoss [32]

- La fonction MOP (Max Operating Pressure) est disponible
- Fonction de purge en option
- PS / MWP (pression de fonctionnement maximale) : 49 bar / 711 psi
- Écoulement direct
- Réglage réglable de la surchauffe
- Certification UL [33]

III.3.2 Nouvel équipement proposé

Conditions de fonctionnement :

- Fluide frigorigène : R404a
- Production frigorifique N°1 : $Q_{o1} = 53 \text{ KW}$
- Production frigorifique N°2 : $Q_{o2} = 35 \text{ KW}$
- Température d'évaporation : $\theta_o = 0 \text{ °C}$
- Température de condensation : $\theta_k = +50 \text{ °C}$

III.3.2.1 Fluide frigorigène

. Le HCFC ou Hydro Chlorofluorocarbures (cocktail mélangeant chlore, fluor, carbone et hydrogène), qui a été interdit définitivement depuis 2015 à cause de sa propriété physique nocive. L'utilisation de ses deux fluides frigorigènes dans tous les groupes de froid est ainsi déconseillée.

Actuellement, l'utilisation du liquide frigorigène HFC est encore autorisée pour créer du froid dans la chambre froide. Sa composition chimique rend le gaz moins nocif que les autres fluides frigorigènes. Étant donné que nous étudions l'effet de l'isolation thermique sur la capacité et la puissance de refroidissement, nous avons décidé de conserver le même fluide frigorigène le R404a car son utilisation est toujours autorisée dans les circuits frigorifiques.

Figure III-28 : R404a [34]



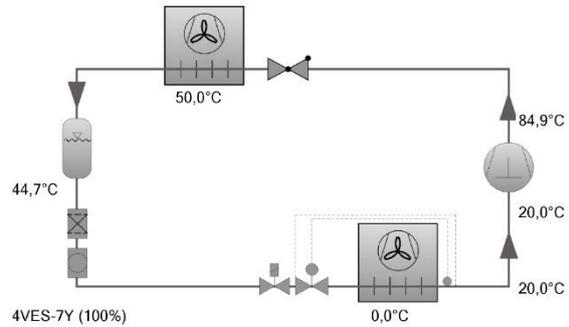
III.3.2.2 Compresseur

- Chambre N°1 : (2 unités)

Selection: Compresseurs à pistons semi-hermétiques

Données de départ

| | |
|--|----------------------------------|
| Modèle de compress. | 4VES-7Y |
| Mode | Réfrigération et air conditionné |
| Fluide frigorigène | R404A |
| Température de référence | Point de rosée |
| Temp. d'évaporation | 0 °C |
| Temp. de condensation | 50,0 °C |
| Fluide sous refroidi (après le condenseur) | 5,00 K |
| Température de gaz aspiré | 20,00 °C |
| Mode de travail | Auto |
| Tension d'alimentation | 400V-3-50Hz |
| Régulateur puissance | 100% |
| Surchauffe utilisable | 100% |



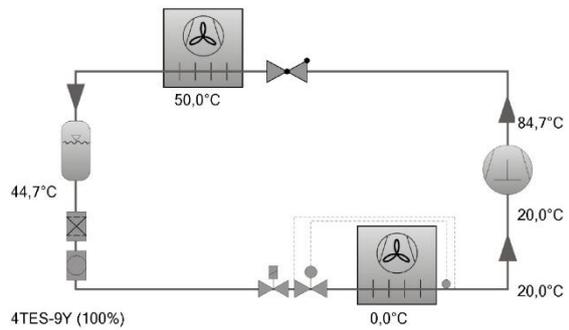
Résultats

| | |
|--|-------------|
| Compresseur | 4VES-7Y-40P |
| Etages de puissance | 100% |
| Puiss. frigorifique | 28,2 kW |
| Puiss. frigorifique * | 26,5 kW |
| Puiss. évaporateur | 28,2 kW |
| Puiss. absorbée | 8,29 kW |
| Intensité (400V) | 13,95 A |
| Plage des tensions | 380-420V |
| Puissance de condensation | 36,5 kW |
| Facteur de puiss. | 3,40 |
| Facteur de puiss. * | 3,19 |
| Débit masse | 779 kg/h |
| Mode de travail | Standard |
| Température gaz refoulement non refroidi | 84,9 °C |

Figure III-29 : Fiche technique de compresseur

- **Chambre N°2 :****Selection: Compresseurs à pistons semi-hermétiques***Données de départ*

| | |
|--|----------------------------------|
| Modèle de compress. | 4TES-9Y |
| Mode | Réfrigération et air conditionné |
| Fluide frigorigène | R404A |
| Température de référence | Point de rosée |
| Temp. d'évaporation | 0 °C |
| Temp. de condensation | 50,0 °C |
| Fluide sous refroidi (après le condenseur) | 5,00 K |
| Température de gaz aspiré | 20,00 °C |
| Mode de travail | Auto |
| Tension d'alimentation | 400V-3-50Hz |
| Régulateur puissance | 100% |
| Surchauffe utilisable | 100% |

*Résultats*

| | |
|--|--------------------|
| Compresseur | 4TES-9Y-40P |
| Etages de puissance | 100% |
| Puiss. frigorifique | 34,1 kW |
| Puiss. frigorifique * | 32,0 kW |
| Puiss. évaporateur | 34,1 kW |
| Puiss. absorbée | 10,01 kW |
| Intensité (400V) | 16,92 A |
| Plage des tensions | 380-420V |
| Puissance de condensation | 44,1 kW |
| Facteur de puiss. | 3,41 |
| Facteur de puiss. * | 3,20 |
| Débit masse | 945 kg/h |
| Mode de travail | Standard |
| Température gaz refoulement non refroidi | 84,7 °C |

-

Figure III-30 : Fiche technique de compresseur

III.3.2.3 Condenseur

- **Chambre N°1 :**

HK REFRIGERATION
 42, Rue Roger SALENGRO BP 205
 69 741 GENAS - FRANCE
 Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
 Email : customer.serv@lennoxemea.com



Customer : Chambre N°1
 Proposal ref. :

Version : 4.15

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

Model : WA 37 08/12P



Total capacity : 27,3 kW DT1 (Dew) / DTM (Mean) : 13,4 / 13,2 K

| | |
|---|---|
| <p>Operating conditions</p> <p>Refrigerant : R404A Ambient temperature : 35 °C Unit number : 1 Altitude : 0 m</p> | <p>Fan characteristics (per unit)</p> <p>Nb. and diameter of fans : 3 x 500 mm Rotation speed : 750 rpm Air flow-rate : 8820 m3/h Pressure : 0 Pa Real input power : - W Maximum input power : 3 x 120 W Maximum operating current : 3 x 0,35 A Energy class : C Motor coupling : Delta Voltage/ Nb Phases / Frequency : 400 V / 3 / 50-60 Hz</p> |
| <p>Thermal capacity (per unit)</p> <p>Capacity per unit : 27,3 kW DT1 (Dew) / DTM (Mean) : 13,4 / 13,2 K</p> | <p>Dimensional characteristics (per unit)</p> <p>Dimensions (L/D/H) : 2050 / 873 / 808 mm Empty net weight : 104 kg Packaging (L/D/H) : 2220 / 450 / 1025 mm Packed unit weight : 126 kg Standard packaging : Cardboard on pallet</p> |
| <p>Acoustic characteristics (per unit)</p> <p>Lp (at 10m) : 40 (*) / 33 (**) dB(A) Lw : 71 dB(A)</p> | |
| <p>Coil characteristics (per unit)</p> <p>Surface : 79 m² Volume : 13,4 dm³ Fin spacing : 2,12 mm</p> | |

Figure III-31 : Fiche technique de condenseur

- **Chambre N°2 :**

HK REFRIGERATION
 42, Rue Roger SALENGRO BP 205
 69 741 GENAS - FRANCE
 Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
 Email : customer.serv@lennoxemea.com



Customer : Chambre N°2
 Proposal ref. :

Version : 4.15

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

Model : WA 44 04/06P



Total capacity : 35 kW DT1 (Dew) / DTM (Mean) : 15,1 / 14,9 K

| | |
|---|--|
| <p>Operating conditions</p> <p>Refrigerant : R404A Ambient temperature : 35 °C Unit number : 1 Altitude : 0 m</p> | <p>Fan characteristics (per unit)</p> <p>Nb. and diameter of fans : 2 x 500 mm Rotation speed : 1000 rpm Air flow-rate : 10130 m3/h Pressure : 0 Pa Real input power : - W Maximum input power : 2 x 480 W Maximum operating current : 2 x 0,8 A Energy class : D Motor coupling : Star Voltage/ Nb Phases / Frequency : 400 V / 3 / 50 Hz</p> |
| <p>Thermal capacity (per unit)</p> <p>Capacity per unit : 35 kW DT1 (Dew) / DTM (Mean) : 15,1 / 14,9 K</p> | <p>Dimensional characteristics (per unit)</p> <p>Dimensions (L/D/H) : 1390 / 873 / 808 mm Empty net weight : 80 kg Packaging (L/D/H) : 1560 / 450 / 1025 mm Packed unit weight : 97 kg Standard packaging : Cardboard on pallet</p> |
| <p>Acoustic characteristics (per unit)</p> <p>Lp (at 10m) : 40 (*) / 33 (**) dB(A) Lw : 71 dB(A)</p> | |
| <p>Coil characteristics (per unit)</p> <p>Surface : 70 m² Volume : 11,9 dm³ Fin spacing : 2,12 mm</p> | |

Figure III-32 : Fiche technique de condenseur

III.3.2.4 Détendeur

Le même type de détendeur est utilisé dans les deux chambres :

La gamme de détendeurs électriques est basée sur de nombreuses années d'expérience.

ETS 6 sécurise la fiabilité et fournit des solutions précises pour l'expansion et contrôle de débit dans une large gamme de réfrigération et de climatisation systèmes.

Compact et léger. La gamme actuelle est disponible avec une large gamme de capacité, et peut être utilisé avec tous les réfrigérants fluorés courants.

Le fonctionnement bi-flux est également possible pour les pompes à chaleur.

Le fonctionnement de la vanne se fait au moyen d'un moteur unipolaire, qui peut être contrôlé par un certain nombre de contrôleurs de Danfoss ou de fournisseurs tiers.

Avec un EKE 1V et EIM 336 (conducteurs de courant) et un capteur AKS, une précision supérieure à 0,5 K peut être obtenue. [36]

Caractéristiques :

- Optimisation de l'efficacité énergétique du système.
- Contrôle de débit de précision avec haute résolution.
- Compact et léger.
- Conception économe en énergie.
- Savoir-faire éprouvé et haute fiabilité.
- Large gamme pour tous les réfrigérants courants.
- Bi-débit pour les applications de thermopompe.

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

- De la puissance frigorifique Q_o
- Du débit volumique liquide $V_l = m \times v$

v est donné par le programme de « Coolselector » à $T_0 = 0^\circ\text{C}$



Figure III-33 :
Détendeurs électriques Type
ETS 6 [35]

$$m = 5040 \text{ Kg/h} = 1.4 \text{ Kg/s}$$

$$V = 8.6 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$V_l = 1.4 \times 8.6 \times 10^{-4} = 1.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

D'après le diagramme enthalpique (**Annexe 4**) de fréon R404a on a :

$$\text{Pour } T_0 = 0^\circ\text{C} \rightarrow P_0 = 6.15 \text{ bar}$$

$$\text{Pour } T_c = +50^\circ\text{C} \rightarrow P_c = 23.15 \text{ bar}$$

Donc la chute de pression que doit créer par le détendeur est :

$$\Delta P = P_c - P_0 = 23.15 - 6.15$$

$$\Delta P = 17 \text{ bar}$$

Avec un taux de compression égale :

$$\tau = \frac{P_c}{P_0} = \frac{23.15}{6.15} = 3.76$$

III.3.2.5 Évaporateur

- Chambre N°1 :

Référence d'évaporateur : **S3HC 430 N 50 (2 unités)**

Les caractéristiques d'évaporateur : **Figure III-25**

- Chambre N°2 :

Référence d'évaporateur : **3C A4386 R +EC2**

Les caractéristiques d'évaporateur :

HK REFRIGERATION

42, Rue Roger SALENGRO BP 205
69 741 GENAS - FRANCE
Tel. : +33(0)472 471 444 - Fax : +33(0)472 471 399
Email : customer.serv@lennoxemea.com



Customer : Chambre N°2

Proposal ref. :

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

Date 28/05/2023

Version : 4.15

3C-A 4386 R + EC2 (1315 rpm) (Multi Refrigerant)



Total capacity : 35,2 kW

DT1 (Dew) / DTM (Mean) : 8 / 8,2 K

Operating conditions

| | |
|--------------------|-----------------|
| Refrigerant : | R404A |
| Room temperature : | 6 °C |
| Unit number : | 1 |
| Pressure : | -1 bar / 25 bar |

Aeraulic characteristics (per unit)

| | |
|----------------------------|------------|
| Nb. and diameter of fans : | 3 x 450 mm |
| Air flow-rate : | 14160 m3/h |
| Pressure : | 0 Pa |
| Air throw : | 34 m |
| Lp (at 4m) : | 47 dB(A) |

Coil characteristics (per unit)

| | |
|------------------|----------------------|
| Surface : | 110.6 m ² |
| Volume : | 17,4 dm ³ |
| Fin spacing : | 4 mm |
| Inlet / Outlet : | 1"3/8-2"1/8 (D) |

Electrical characteristics (per unit)

| | |
|----------------------------------|--------------------|
| Rotation speed : | 1315 tr/min |
| Maximum input power : | 3 x 460 W |
| Maximum operating current : | 3 x 2,92 A |
| Motor coupling : | - |
| Voltage/ Nb Phases / Frequency : | 230V / 1 / 50-60Hz |

Dimensional characteristics (per unit)

| | |
|----------------------|---------------------|
| Dimensions (L/D/H) : | 2811/610/635 mm |
| Empty net weight : | 114 kg |
| Packaging (L/D/H) : | 2920 / 750 / 750 mm |
| Packed unit weight : | 171 kg |
| Standard packaging : | Pallet |

| Rotation speed | Total capacity | Air flow-rate | Air throw | Lp (at 4m) |
|----------------|----------------|---------------|-----------|------------|
| 1315 | 35,2 | 14160 | 34 | 47 |
| 900 | 27,09 | 9410 | 20 | 38 |

Figure III-34 : Fiche technique d'évaporateur

III.4 Détermination les facteurs de puissance

$$P = Q_m \times C_p \times \Delta\theta \quad \text{III.1}$$

$$P = Q_m \times \Delta H \quad \text{III.2}$$

P : Puissance calorifique échangée par l'eau en KW

Q_m : Débit massique en Kg/s

C_p : Chaleur massique KJ/Kg.°C

$\Delta\theta$: Ecart de température en °C lors de l'échange

ΔH : Enthalpie massique de fluide

III.4.1 Tressage de cycle frigorifique (P-H) :

Conditions de fonctionnement :

- Fluide frigorigène : R404a
- Température d'évaporation : $\theta_o = 0$ °C
- Température de condensation : $\theta_k = +50$ °C
- Sous refroidissement = 5 k
- Surchauffe = 5 k
- Désurchauffe ligne refoulement = 10 k
- Sous refroidissement de ligne liquide = 10 k
- Surchauffe de ligne d'aspiration = 10 k

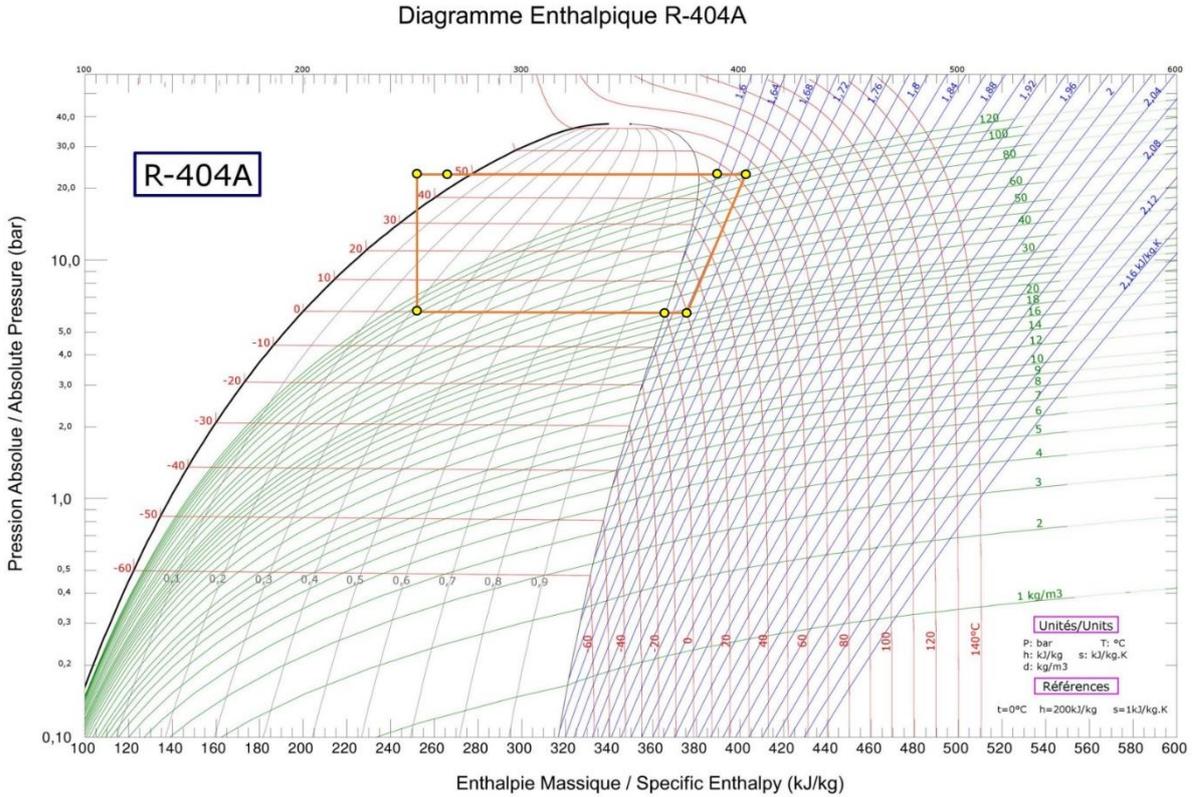


Figure III-35 : Diagramme enthalpique R404A

Alors pour déterminer les puissances du compresseur et le condenseur nous devons extraire ΔH d'après le diagramme et le débit massique Q_m .

On a :

$$\Delta H_{\text{évap}} = 365 - 250 = 115 \text{ Kj/Kg}$$

$$\Delta H_{\text{compr}} = 401 - 374 = 27 \text{ Kj/Kg}$$

$$\Delta H_{\text{conds}} = 388 - 264 = 124 \text{ Kj/Kg}$$

A l'état initial :

- La puissance d'évaporateur N°1 : 59.97 KW
- La puissance d'évaporateur N°2 : 40.83 KW

A l'état amélioré :

- La puissance d'évaporateur N°1 : 53.07 KW
- La puissance d'évaporateur N°2 : 35.11 KW

Et :

$$Q_m = \frac{P}{\Delta H_{\text{évap}}} \text{ Kg/s} \quad \text{III. 3}$$

Alors on obtient :

Etat initial :

$$Q_{m1} = \frac{59.97}{115} = 0.521 \text{ Kg/s}$$

$$Q_{m2} = \frac{40.83}{115} = 0.335 \text{ Kg/s}$$

Etat amélioré :

$$Q'_{m1} = \frac{53.07}{115} = 0.461 \text{ Kg/s}$$

$$Q'_{m2} = \frac{35.11}{115} = 0.305 \text{ Kg/s}$$

Donc maintenant on peut calculer les puissances :

1) Compresseur :

$$P = Q_m \times \Delta H \quad \text{III.4}$$

A l'état initial :

- La puissance compresseur N°1 = 0.521×27 : 14.06 KW
- La puissance compresseur N°2 = 0.335×27 : 9.04 KW

A l'état amélioré :

- La puissance compresseur N°1 = 0.461×27 : 12.44 KW
- La puissance compresseur N°2 = 0.305×27 : 8.23 KW

2) Condenseur :

A l'état initial :

- La puissance condenseur N°1 = 0.521×124 : 64.6 KW
- La puissance condenseur N°2 = 0.335×124 : 41.54 KW

A l'état amélioré :

- La puissance condenseur N°1 = 0.461×124 : 57.16 KW
- La puissance condenseur N°2 = 0.305×124 : 37.82 KW

Tableau III:3 Les puissances de compresseur et condenseur

| | Chambre | ΔH (Kj/Kg) | Etat initial | | Etat amélioré | |
|--------------------|------------|-----------------------|-----------------------|--------|-----------------------|--------|
| | | | Q _m (Kg/s) | P (KW) | Q _m (Kg/s) | P (KW) |
| Compresseur | N°1 | 27 | 0.521 | 14.06 | 0.461 | 12.44 |
| | N°2 | | 0.335 | 9.04 | 0.305 | 8.23 |
| Condenseur | N°1 | 124 | 0.521 | 64.6 | 0.461 | 57.16 |
| | N°2 | | 0.335 | 41.54 | 0.305 | 37.82 |

III.4.2 Les facteurs de froide :

Le facteur de froide pour de compresseur est donné par la formule suivante :

$$COP = \frac{P_{Evap}}{P_{Comp}} \quad \text{III.5}$$

Tableau III:4 Les facteurs de froid

| Chambre | Etat | COP de froid |
|---------|----------|--------------|
| N°1 | Initial | 4.26 |
| | Amélioré | 4.26 |
| N°2 | Initial | 4.5 |
| | Amélioré | 4.27 |

CONCLUSION :

En conclusion, notre objectif principal était d'effectuer un bilan thermique efficace et de sélectionner les équipements de refroidissement appropriés pour notre projet, pour atteindre cet objectif, nous avons utilisé des logiciels spécialisés dans le domaine du refroidissement, qui nous a permis de modéliser et d'analyser différents scénarios.

Dans le prochain chapitre, nous approfondirons nos résultats et les implications pratiques de nos choix.

CHAPITRE IV

CHAPITRE IV RESULTATS ET DISCUSSIONS

INTRODUCTION:

Dans ce chapitre, nous consacrerons une attention particulière à l'analyse de nos résultats et aux implications pratiques découlant de nos choix antérieurs des équipements de refroidissement. Ce travail rigoureux nous a permis de bénéficier de plusieurs avantages significatifs.

Nous énumérons les avantages qui s'offriront à nous après avoir renforcé l'isolation thermique dans la chambre froide.

IV.1 Résultats :

La comparaison entre les puissances frigorifique à l'état initial et l'état amélioré :

Tableau IV:1 La puissance frigorifique a l'état initial et l'état amélioré

| Chambre | Etat initial | Etat amélioré |
|----------------|---------------------|----------------------|
| N°1 | 60 kW | 53 kW |
| N°2 | 41 kW | 35 kW |

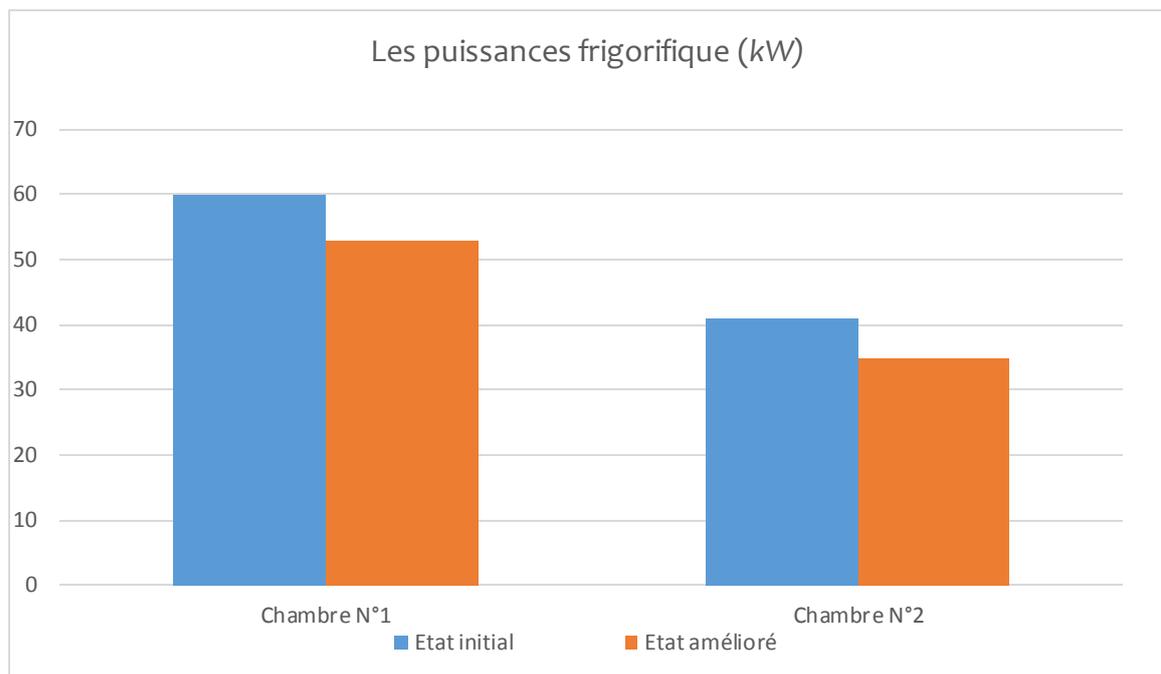


Figure IV-1 : Puissances frigorifiques à l'état initial et l'état amélioré

On remarque que les puissances frigorifiques sont diminuées environ 7000 watt de puissance économisée pour la chambre N°1 et 6000 watt pour la chambre N°2.

Lorsque nous diminués la puissance frigorifique, il est possible d'en tirer parti de différentes manières, offrant ainsi des avantages significatifs :

- **La première approche** consiste à conserver les équipements existants tout en augmentant les quantités de denrées stockées dans la chambre froide. Cette méthode permet d'optimiser l'utilisation de l'espace disponible sans nécessiter de gros investissements en matière d'équipement.

En maximisant la capacité de stockage, les entreprises peuvent accroître leur productivité et répondre à une demande croissante, sans compromettre l'efficacité énergétique.

- **Une autre manière** est de minimiser la consommation d'électricité en remplaçant les anciens équipements par des modèles plus efficaces sur le plan énergétique.

L'installation de nouveaux équipements éco énergétiques peut réduire la demande en électricité, ce qui se traduit par une diminution des coûts

d'exploitation. Les technologies modernes offrent des options plus écologiques et économiques, telles que des systèmes de réfrigération à haute efficacité énergétique, des compresseurs optimisés ou des dispositifs de contrôle de la température plus précis. En investissant dans ces solutions, les entreprises peuvent réduire leurs factures d'électricité de manière significative.

Réduire les factures d'électricité présente également un avantage financier supplémentaire, car cela permet de diminuer la valeur totale des montants payés pour l'énergie consommée. Les économies réalisées peuvent être réinvesties dans d'autres domaines de l'entreprise.

En réduisant les coûts liés à l'électricité, les entreprises peuvent améliorer leur rentabilité globale et renforcer leur compétitivité sur le marché.

IV.1.1 Quantités de stockage supplémentaires des produits entrants

Dans le cas du maintien de mêmes équipements, nous pouvons bénéficier de quantités supplémentaires, que nous calculerons dans la suite :

$$P_{\dot{e}} = Q_{de} + Q_{res} \quad \text{IV.1}$$

$$Q_{de} = \frac{m \times (C_1 \times (T_1 - T_2))}{86400} = \frac{m \times 3.43 \times 14}{86400}$$

$$Q_{res} = \frac{m \times q_{res}}{86400} = \frac{m \times 2.18}{86400}$$

$$Q_{de} + Q_{res} = \frac{(m \times 2.18) + (m \times 3.43 \times 14)}{86400} = \frac{m \times (2.18 + (3.43 \times 14))}{86400}$$

$$m = \frac{P_{\dot{e}} \times 86400}{50.2} = \frac{7 \times 86400}{50.2}$$

$$m_1 = 12047 \text{ Kg}$$

$$m_2 = \frac{6 \times 86400}{50.2} = 10326 \text{ Kg}$$

Alors avec la même configuration on peut recevoir jusqu'à **62 tonnes** de la denrée par jour à la chambre N°1 et de **40.3 tonnes** à la chambre N°2.

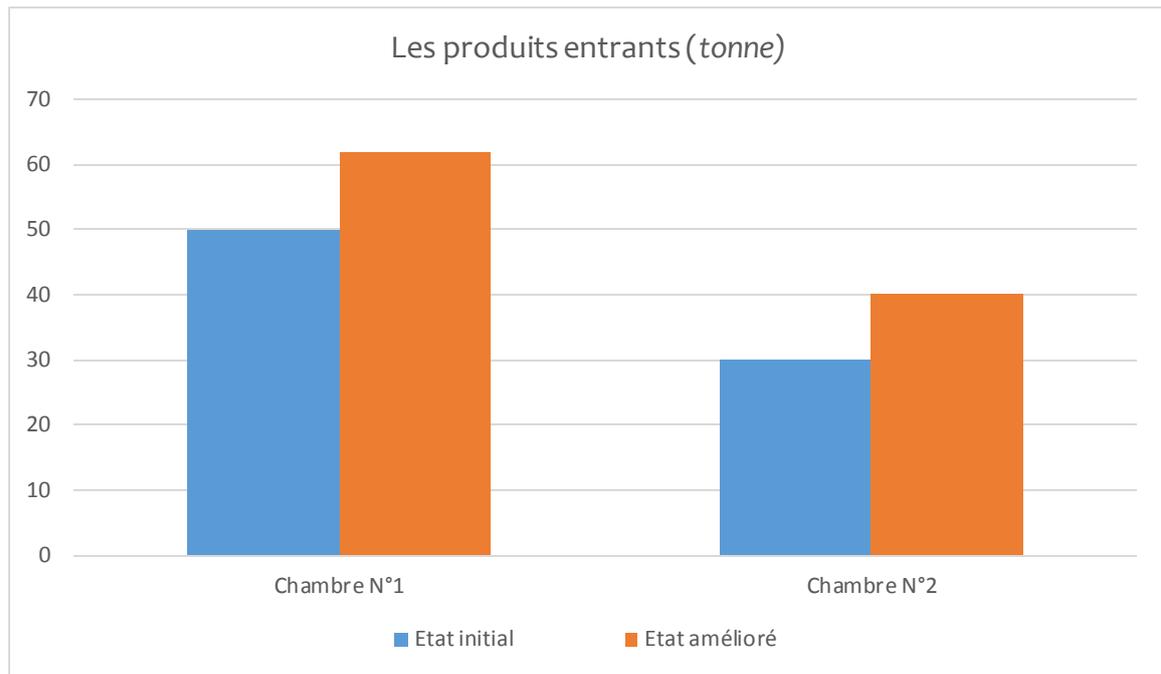


Figure IV-2 : Produits entrants dans les deux cas pour les deux chambres

IV.1.2 Les gains énergétiques et financiers

Dans ce cas, nous choisissons de remplacer l'équipement, nous pouvons bénéficier de consommation énergétique plus faible, que nous calculerons dans la suite :

IV.1.2.1 Les gains énergétiques

Pour calculer la consommation d'énergie, nous utilisons des fiches techniques des composants pour déterminer la puissance de chaque élément :

I. L'état initial :

❖ **Chambre N°1 :**

- Compresseur : 20000 W
- Condenseur : 1500 W
- Evaporateur : 1400 W
- Détendeur : 0 W

❖ **Chambre N°2 :**

- Compresseur : 11510 W
- Condenseur : 1000 W
- Evaporateur : 1560 W
- Détendeur : 0 W

II. L'état amélioré :❖ **Chambre N°1 :**

- Compresseur : 16580 W
- Condenseur : 720 W
- Evaporateur : 1400 W
- Détendeur : 5 w

❖ **Chambre N°2 :**

- Compresseur : 10010 W
- Condenseur : 960 W
- Evaporateur : 1380 W
- Détendeur : 5 W

L'histogramme de la chambre N°1 :

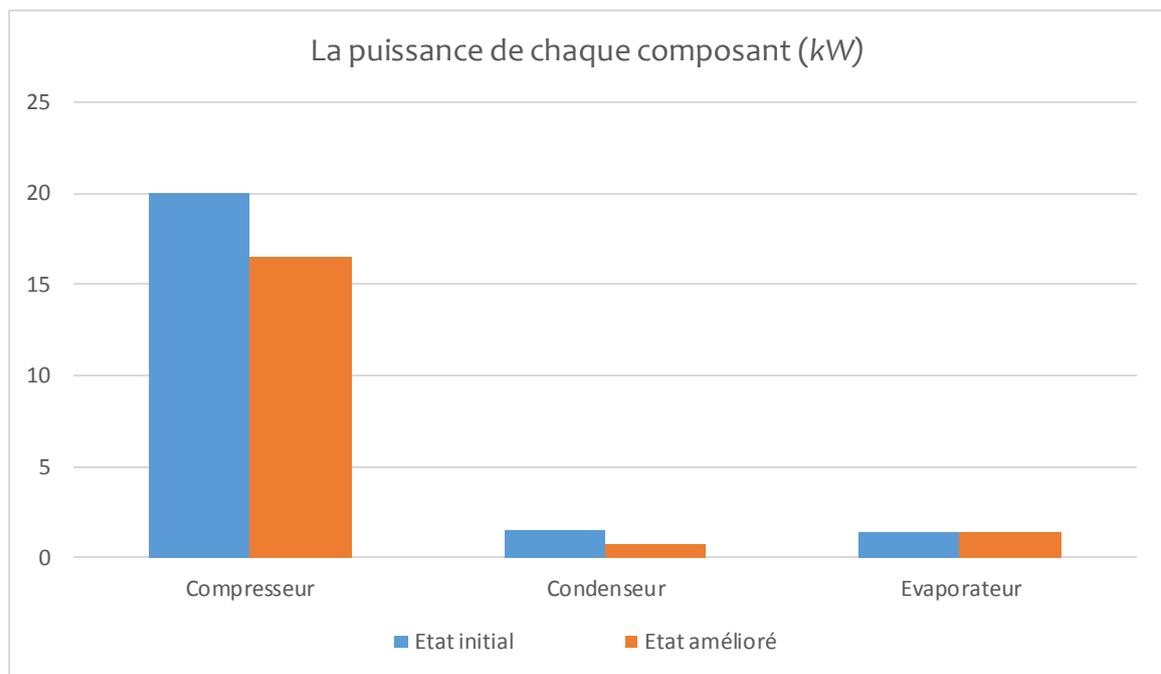


Figure IV-3 : La puissance de chaque composant pour la chambre N°1 dans les deux cas

L'histogramme de la chambre N°2 :

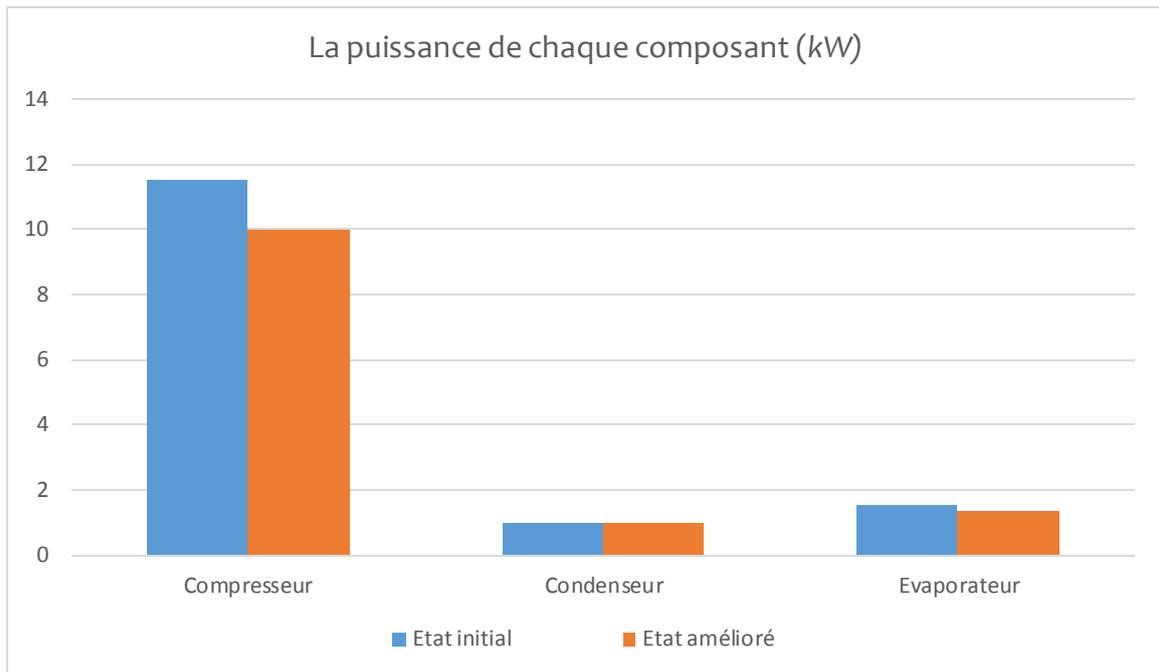


Figure IV-4 : La puissance de chaque composant pour la chambre N2 dans les deux cas

- **Les quantités d'énergie consommée**

Pour calculer les quantités d'énergie consommées, nous devons savoir comment fonctionne le système, de sorte que lorsque les denrées sont entrées en premier lieu, les moteurs fonctionnent de toutes leurs puissances, et après refroidissement du produit, ils s'arrêtent. En cas de fuites inattendues de température extérieure, le moteur redémarre pour se refroidir.

- Temps de fonctionnement par jour est : **16h/j**

- Estimations du temps de travail en cas de la perte thermique est : **1h/j**

La formule de l'énergie est :

$$E = P \times t \quad KWh \quad \text{IV.2}$$

P : la puissance en KW

t : temps de fonctionnement en h

$$t = (16h \times \text{nombre de jour de réfrigération}) \\ + (1h \times \text{nombre de jour de stockage})$$

Pour un stockage de 3 mois on a :

Chambre N°1 :

$$t = (16h \times 4j) + (1h \times 86j) = 150 h$$

Chambre N°2 :

$$t = (16h \times 5j) + (1h \times 85j) = 165 h$$

Tableau IV:2 La quantité d'énergie de chaque état

| Les composants | | Puissance (KW) | | | | Temps de fonct. (h) | Quantités d'énergie (KWh) |
|----------------|---------------|----------------|------------|-------------|--------|---------------------|---------------------------|
| | | Compresseur | Condenseur | Evaporateur | Totale | | |
| Chambre N°1 | Etat initial | 20 | 1.5 | 1.4 | 22.9 | 150 | 3435 |
| | Etat amélioré | 16.58 | 0.72 | 1.4 | 18.7 | | 2805 |
| Les gains | | 3.42 | 0.78 | 0 | 4.2 | | 630 |
| Chambre N°2 | Etat initial | 11.51 | 1 | 1.56 | 14.07 | 165 | 2321.5 |
| | Etat amélioré | 10 | 0.96 | 1.38 | 12.34 | | 2036 |
| Les gains | | 1.51 | 0.04 | 0.18 | 1.73 | | 285.5 |

L'histogramme de la consommation :

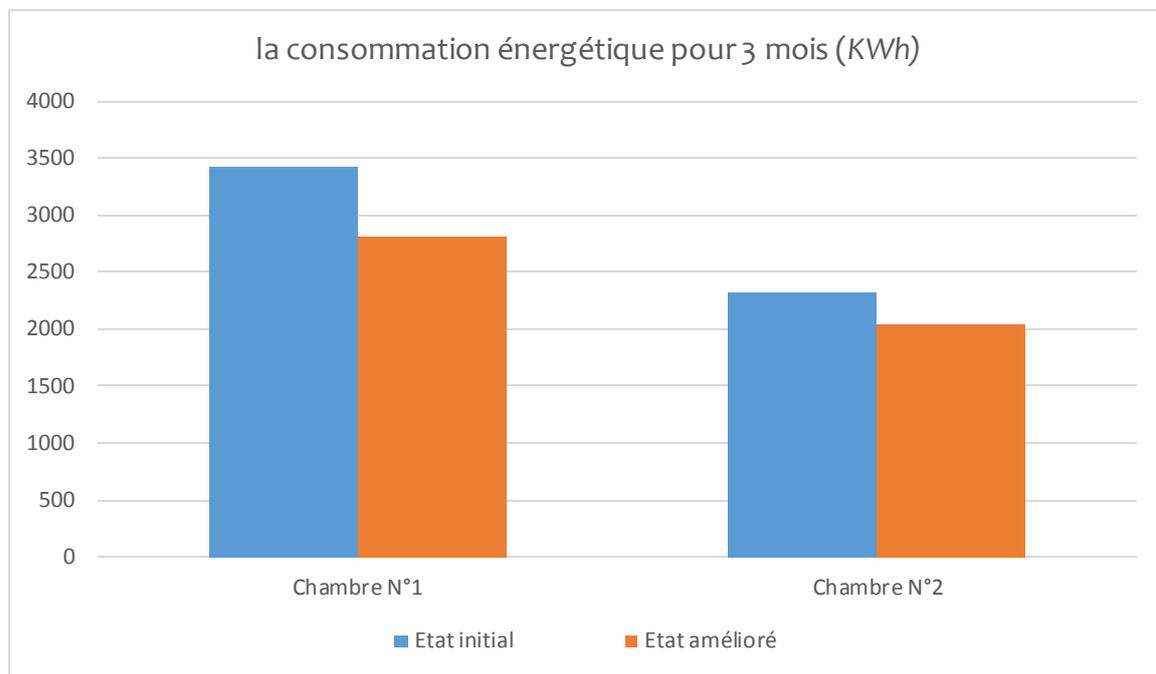


Figure IV-5 : La consommation énergétique pour 3 mois des deux cas.

IV.1.2.2 Les gains financiers

Tableau IV:3 Les gains financiers

| Prix unitaire de chaque tranche (DA) | | | 1.78 | 4.18 | 4.81 | 5.48 | Montant (DA) |
|--------------------------------------|----------------|---------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------|
| Numéro de tranche | | | 1 ^{ere} tranche | 2 ^{eme} tranche | 3 ^{eme} tranche | 4 ^{eme} tranche | |
| Consommation (KWh) | Chambre N°1 | Etat initial | 125 | 125 | 750 | 2435 | 17697 |
| | | Etat amélioré | 125 | 125 | 750 | 1805 | 14244 |
| | Les gains | | 0 | 0 | 0 | 630 | 3453 |
| | Chambre N°2 | Etat initial | 125 | 125 | 750 | 1321.5 | 11594 |
| | | Etat amélioré | 125 | 125 | 750 | 1036 | 10029 |
| | Les gains | | 0 | 0 | 0 | 285.5 | 1565 |

L'histogramme du montant d'électricité :

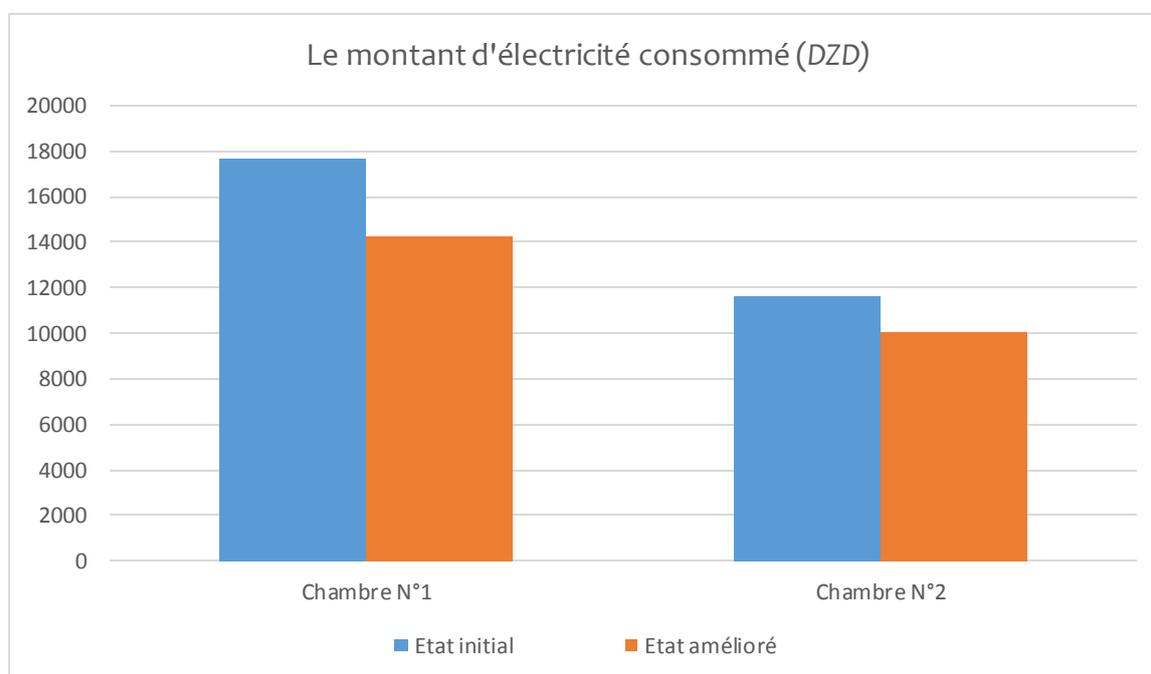


Figure IV-6 : Le montant d'électricité consommé (DZD) pour les deux chambres

CONCLUSION :

Le renforcement de l'isolation thermique présente des avantages, parmi ces avantages est l'augmentation de la quantité des denrées que nous pouvons recevoir dans nos chambres froides qui améliore notre capacité à répondre aux demandes croissantes du marché.

Dans le même temps, la réduction de la consommation d'énergie nous permet d'économiser beaucoup d'argent, ces synergies contribuent à améliorer notre efficacité opérationnelle, notre rentabilité et notre compétitivité globale.

En continuant à investir dans les améliorations énergétiques, nous sommes confiants dans notre capacité à assurer une gestion durable et rentable des chambres froides.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

En conclusion, l'étude de la chambre froide et l'application de mesures appropriées pour améliorer son efficacité thermique ont conduit à des résultats significatifs en termes d'augmentation des niveaux de stockage et de réduction de la consommation d'énergie.

Tout d'abord, l'établissement d'un bilan thermique approprié a permis de comprendre les flux de chaleur et les pertes énergétiques dans la chambre froide. Cette évaluation détaillée a fourni une base solide pour identifier les domaines nécessitant des améliorations.

Ensuite, l'application d'une isolation thermique renforcée a été cruciale pour minimiser les fuites de chaleur. Une isolation adéquate réduit les transferts de chaleur indésirables entre l'intérieur de la chambre froide et son environnement extérieur, ce qui contribue à maintenir une température stable à l'intérieur. Cette mesure a permis d'optimiser les conditions de stockage, en prolongeant la durée de conservation des produits tout en garantissant leur qualité.

En ce qui concerne l'équipement existant, les résultats ont montré une augmentation directe des niveaux de stockage après l'optimisation thermique. En maximisant l'espace utilisable et en éliminant les zones sujettes à des variations de température, il est possible d'exploiter pleinement la capacité de stockage de la chambre froide, ce qui se traduit par une meilleure gestion des produits et une augmentation potentielle des revenus.

Dans le cas d'un remplacement de l'équipement, les avantages sont encore plus importants. La réduction significative de la consommation d'énergie entraîne des économies substantielles sur les factures d'électricité. En utilisant des technologies plus efficaces sur le plan énergétique, telles que des systèmes de réfrigération modernes et des moteurs à haute efficacité, il est possible de réduire considérablement l'empreinte carbone de la chambre froide, tout en réalisant des économies financières à long terme.

En résumé, l'étude de la chambre froide, l'établissement d'un bilan thermique adéquat et l'application d'une isolation thermique renforcée sont des mesures essentielles pour améliorer l'efficacité énergétique et les performances de stockage. Ces actions se traduisent par des résultats tangibles, tels qu'une augmentation des niveaux de stockage et une réduction significative de la consommation d'énergie et des coûts associés. Il est donc recommandé d'adopter ces mesures pour optimiser les opérations des chambres froides et promouvoir la durabilité environnementale et économique.

ANNEXE

Annexe 1 : Propriétés des légumes

CONSERVATION DES PRODUITS ALIMENTAIRES LES PLUS COURANTS EN CHAMBRE FROIDE

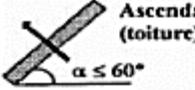
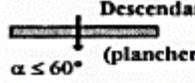
| Produits | Température stockage °C | Hygrométrie relative % | Temps entreposage | Point de congélation °C | Chaleur spécifique avant congélation kJ/kg K | Chaleur spécifique après congélation kJ/kg K | Chaleur latente kJ/kg | Chaleur de respiration kJ/kg d |
|---------------------------|-------------------------|------------------------|-------------------|-------------------------|--|--|-----------------------|--------------------------------|
| Légumes | | | | | | | | |
| Artichauts | 0/5/0 | 85-90 | 1-4 semaines | 1,22 | 3,64 | 1,88 | 279 | |
| Asperges* | 0/+1 | 85-95 | 1-2 semaines | -1 | 3,94 | 2,01 | 314 | 4,95 |
| Haricots verts | 0/+7 | 85-95 | 1-4 semaines | -1 | 3,85 | 1,97 | 297 | 15,9 |
| Betteraves rouges | -1/0 | 85-95 | 3-7 mois | -1,05 | 3,85 | 1,93 | 293 | 2,6 |
| Salsifis** | 0 | 90-95 | 1-2 semaines | -0,61 | 3,85 | 1,97 | 302 | |
| Chou de Bruxelles | -2/0 | 85-95 | 1-3 mois | -0,83 | 3,68 | 1,93 | 283 | 5,11 |
| Chou | 1,5/+1 | 85-95 | 2-8 mois | 0,6 | 3,89 | 1,97 | 306 | 1,3 |
| Carotte | -1/+1 | 80-90 | 4-6 mois | 1,35 | 3,77 | 1,93 | 276 | 3,94 |
| Chou fleur | -2/0 | 85-95 | 2-3 mois | -1,6 | 3,89 | 1,97 | 307 | 4,34 |
| Céleri** | 0,5/0 | 85-95 | 1-4 mois | 0,5 | 3,98 | 2,01 | 313 | |
| Mais | -0,5/+1,5 | 80-95 | 1-4 semaines | -1 | 3,31 | 1,76 | 246 | 7,54 |
| Concombre* | -18 | 90 | 5 mois | -0,6 | 4,06 | 2,05 | 318 | |
| Endive | 0 | 90-95 | 2-3 semaines | -0,06 | 3,94 | 2,01 | 307 | |
| Ail | 0/+1 | 65-80 | 6-8 mois | -2 | 2,89 | 1,67 | 207 | 1,63 |
| Poireau | 0,5/0 | 85-90 | jusqu'à 1 mois | 0,89 | 3,18 | | | 1,46 |
| Salade** | 0/+1 | 85-95 | 1-4 semaines | -0,3 | 4,02 | 2,01 | 316 | 5,69 |
| Melon | +2/+10 | 80-90 | 1-6 semaines | -1 | 3,89 | 1,97 | 301 | |
| Champignons | 0/+2 | 80-90 | 1-2 semaines | -0,89 | 3,89 | 1,97 | 302 | 9,22 |
| Olives | +7/+10 | 85-90 | 4-6 semaines | -1,2 | 3,35 | 1,76 | 251 | |
| Oignons** | -2 | 75-80 | 6-9 mois | -1,2 | 3,77 | 1,93 | 288 | 6 |
| Petits-pois** | -0,5/0 | 85-95 | 1-4 semaines | -1,09 | 3,31 | 1,76 | 246 | 9,22 |
| Poivre* | +7/+10 | 90-95 | 2-3 semaines | -0,7 | 3,94 | 1,97 | 307 | 3,14 |
| Pommes de terre nouvelles | +3/+10 | 85-90 | 1-6 semaines | 0,61 | 3,56 | 1,84 | 270 | |
| Pomme de terre* | +3/+10 | 85-90 | 6-9 mois | -1,5 | 3,43 | 1,8 | 255 | 2,18 |
| Rhubarbe | 0/+0,5 | 90-95 | 2-4 semaines | -1,5 | 4,02 | 2,01 | 311 | 3 |
| Epinard | -1/0 | 85-95 | 10-14 jours | -0,75 | 3,94 | 2,01 | 307 | 5,95 |
| Tomates - pas mûres | +5/+15 | 85-90 | 1-4 semaines | -0,56 | 3,98 | 2,01 | 311 | 0,67 |
| Tomates - mûres | 0/+2 | 85-90 | 1-6 semaines | -0,7 | 3,94 | 2,05 | 314 | 1,39 |
| Navets | 0 | 90-95 | 2-5 mois | -1,05 | 3,89 | 1,97 | 302 | 2,6 |

* Très délicat

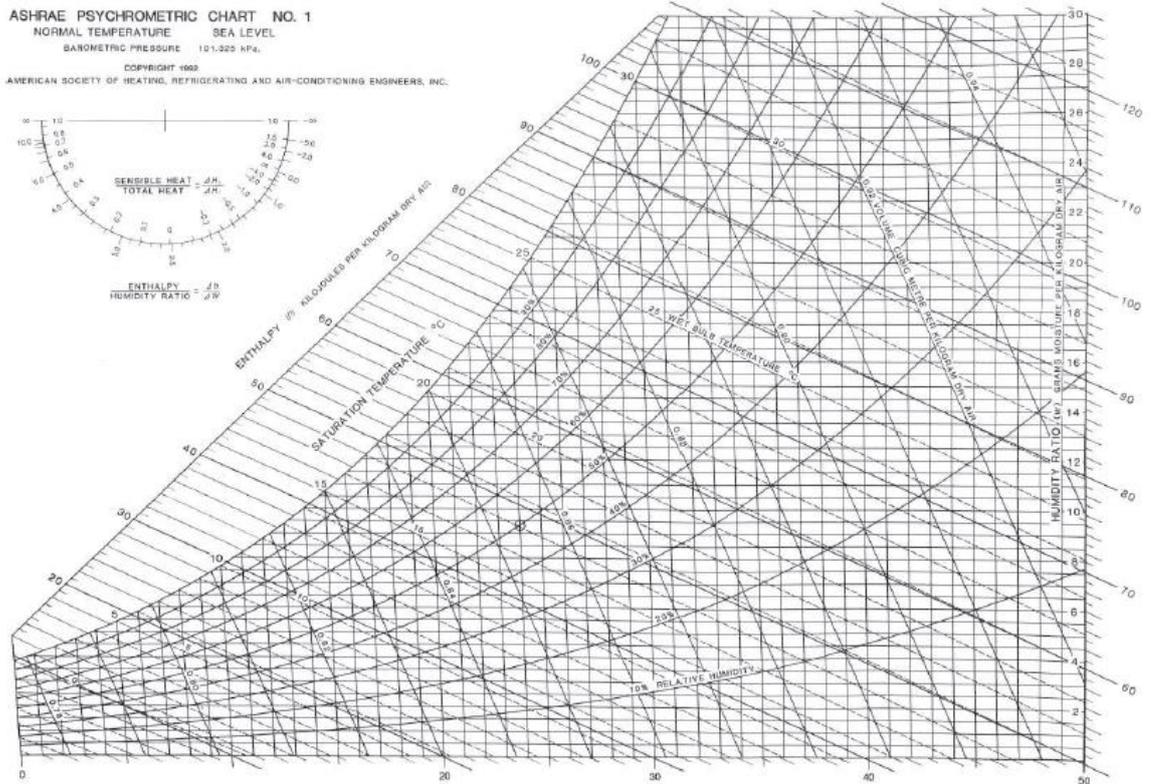
** Peu délicat

56 ÉQUIPEMENTS CHR | MON PARTENAIRE PRO | MONOBLOCS & CHAMBRES FROIDES

Annexe 2 : DTR C3-2

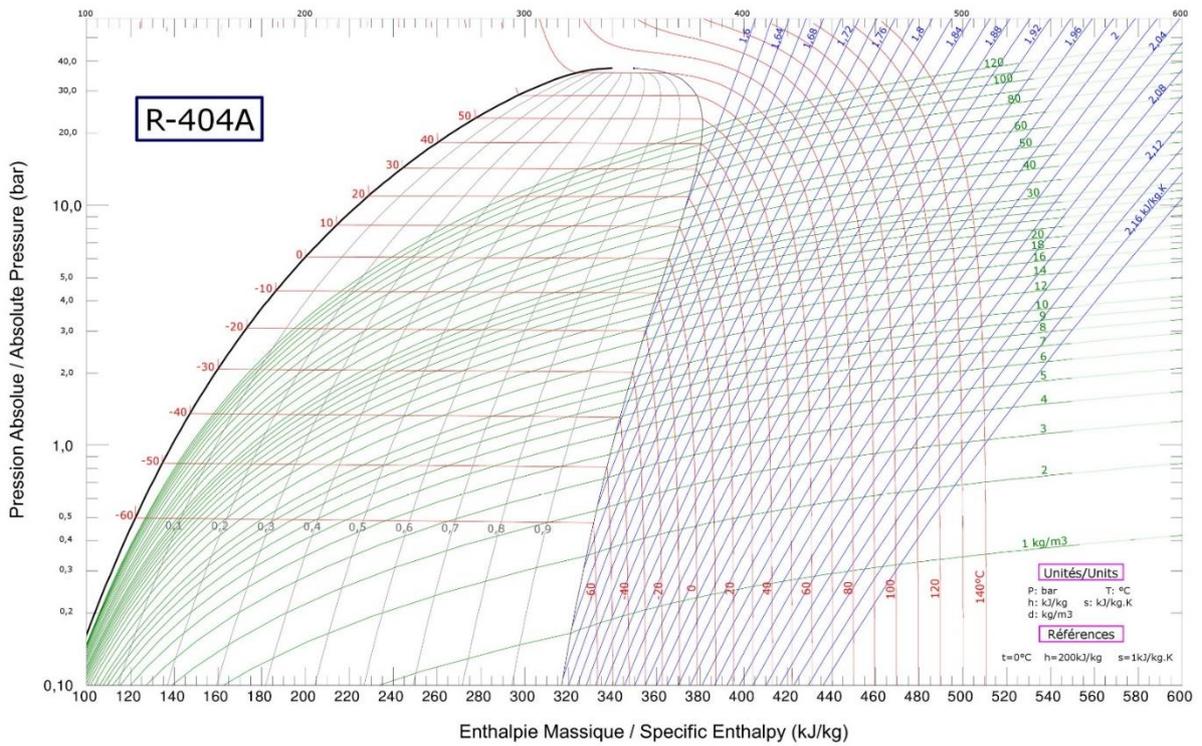
| $\frac{l}{h}$ en $m^2 \cdot ^\circ C/W$ | Paroi en contact avec : | | | Paroi en contact avec : | | |
|--|--|---------|-----------------|---|---------|-----------------|
| | - l'extérieur, - un passage ouvert, - un local ouvert. | | | - un autre local, chauffé ou non chauffé, - un comble, - un vide sanitaire. | | |
| | $1/h_i$ | $1/h_e$ | $1/h_i + 1/h_e$ | $1/h_i$ | $1/h_e$ | $1/h_i + 1/h_e$ |
|  Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$ | 0,11 | 0,06 | 0,17 | 0,11 | 0,11 | 0,22 |
|  Ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$ | 0,09 | 0,05 | 0,14 | 0,09 | 0,09 | 0,18 |
|  Descendant (plancher) $\alpha \leq 60^\circ$ | 0,17 | 0,05 | 0,22 | 0,17 | 0,17 | 0,34 |

Annexe 3 : Diagramme psychrométrique



Annexe 4 : Diagramme enthalpique R404a

Diagramme Enthalpique R-404A



REFERENCE

- [1] : Développement d'un logiciel d'expertise technique d'installations frigorifiques de chambre froide. Par Raoul Ouambo Tobou. ENSAI de Ngaoundere – Cameroun ingénieur 2003. Dans la catégorie : Informatique et Télécommunications.
- [2] : <https://www.climperfect.com/chambre-froide/>
- [3] : http://www.lebic.net/parc_igloo.html
- [4] : <http://www.abcclim.net/historique-froid-climatisation.html>
- [5] : Dewey, D.H. 1983. Controlled atmosphere storage of fruits and vegetables. In S. Thorn, ed., Developments in food preservation. London: applied science.
- [6] : Technique du froid Cours de base, CFmnLog, juillet 2007.
- [7] : <https://www.clim34.fr/blog/decouvrir-la-technique/les-organes-du-circuit-frigorifique.html>
- [8] : www.abcclim.net/le-circuit-frigorifique.html
- [9] : <https://energieplus-lesite.be/techniques/froid-alimentaire7/compresseurs-frigorifiques-d1/>
- [10] : <https://www.bitzer.de/fr/fr/groupes-de-condensation/serie-lhe-avec-compresseurs-generation-2-2-etages/>
- [11] : <https://www.lefroid.fr/fr/c/p/401060>
- [12] : https://fr.made-in-china.com/co_amg8888/product_Factory-Price-Evaporator-Cooling-Fan-Air-Conditioner-for-Industrial-Refrigeration_eshygsugu.html
- [13] : www.futura-sciences.com/maison/definitions/thermique-fluide-frigorigene-5754/
- [14] : <https://www.goafricaonline.com/gn/24843-sogedi-gaz-conakry-guinee>
- [15] : Présentation fluide frigorigène
- [16] : Mémoire sous le thème Chambre Froide fait par Othman. Jaber
- [17] : <https://www.dalkiafroidsolutions.com/principes-et-composants-dun-circuit-frigorifique>
- [18] : Mémoire sous le thème *ETUDE D'UN SYSTEME DE REFRIGERATION DE GRANDE CAPACITE* par *BOUCHAKHCHOUKHA SAWSEN*
- [19] : DOSSIER TECHNIQUE Chambre Froide à Température Positive
- [20] : www.fthsynergie.com/blog/2017/10/26/chambres-froides-positives-et-negatives-comment-faire-le-bon-choix

- [21] : www.nouet-batiment.fr/actualites/quels-sont-les-isolants-pour-une-chambre-froide/
- [22] : www.ramenetessciences.wordpress.com/2017/05/05/le-polyurethane-pu/
- [23] : <https://lotus-metal.com/produit/bardage-frigorifique-a-fixation-cachee/>
- [24] : www.bricoleurpro.ouest-france.fr/dossier-874-polystyrene.html
- [25] : <https://www.durable.com/dossiers/isolation/materiaux-isolation/isolation-polystyrene/>
- [26] : Document « Diversifier... ? » de Bourgogne-Franche-Comté - Octobre 2019
- [27] : [https://fr.m.wikipedia.org/wiki/Sidi_Lakhdar_\(A%C3%AFn_Defla\)](https://fr.m.wikipedia.org/wiki/Sidi_Lakhdar_(A%C3%AFn_Defla))
- [28] : <https://fr.weatherspark.com/y/47093/M%C3%A9t%C3%A9o-moyenne-%C3%A0-Affreville-Alg%C3%A9rie-tout-au-long-de-l'ann%C3%A9e>
- [29] : www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/
- [30] : www.intarcon.com/fr/societe/
- [31] : www.cours-informatique-gratuit.fr/dictionnaire/office-excel/
- [32] : <https://www.electricalautomationnetwork.com/fr/danfoss-refrigeration/067n5159-danfoss-refrigeration-detendeur-thermostatique-tge-r134a-r513a-067n5159>
- [33] : Fiche technique Thermostatic expansion valves type TGE 10
- [34] : <https://fr.m.wikipedia.org/wiki/R404A>
- [35] : <https://scychiller.com/fr/performance-differences-between-electronic-expansion-valves-and-thermal-expansion-valves/>
- [36] : Fiche technique Electric expansion valves Type ETS 6