



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Energétique

Etude et dimensionnement d'une installation frigorifique pour une
usine de production de pizzas fraîches et surgelées ainsi que de
viennoiseries surgelées

Encadré par :
Pr Abdelkader HAMID

Proposé par :
Mr Jean-François MICHEL

Réalisé par :
AFIF Ouissam Affaf
YOUCEFI Affaf

Année universitaire 2018/2019

Remerciements :

*E*n premier lieu, on remercie Dieu tout puissant de nous avoir donné la force et la patience pour mener à bien ce travail.

*O*n tient à remercier vivement notre encadreur **Pr HAMID.A** pour sa disponibilité et son aide tout au long de ce travail.

*O*n remercie aussi nos honorables jurés d'avoir accepté d'examiner notre travail,

Mr SEMMAR, Mr LAFRI, Mr DOUMAZ

*O*n tient tout particulièrement à remercier **Mme Laurence MICHEL**, directrice associé d'AGRO-Ingénierie, de nous avoir ouvert les portes de son cabinet, de sa bienveillance et de sa disponibilité, ainsi que **Esma TEBIB**, Architecte et Chef de projet, pour ses conseils, ses orientations et son aide, sans oublier l'ensemble de l'équipe d'AGRO-ingénierie pour leur professionnalisme et leur gentillesse, nous avons été honorer de faire partie de votre équipe durant les deux mois de notre sage.

*N*os vifs remerciements vont à **Mr Jean François MICHEL**, notre maitre de stage, et directeur au sein d'AGRO-Ingénierie, ainsi qu'a **Mr Francis MASSON**, Consultant Expert en énergie et agro-industrie, qui nous ont accordé leurs temps précieux et ceci malgré leurs nombreuses obligations, et qui ont partagé avec nous leurs expériences et leurs passion pour le domaine de l'agroalimentaire.

*O*n remercie tous les enseignants du département génie mécanique, qui nous ont transmis au cours de notre cursus universitaire, le savoir sans le quel ce travail n'aurait pas vu le jour.

*A*ussi on tient à exprimer nos remerciements à toute **l'équipe du CCU Sciences Technologies**, où nous avons effectué l'ensemble de nos recherches, pour leur accueil chaleureux, leur écoute, leur aide et leur efficacité.

*N*ous remercions également les membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre travail, en acceptant de l'examiner et de l'enrichir par leurs propositions.

*C*omme nous remercions toutes personnes ayant contribué de près ou de loin à enrichir notre étude.

Dédicace

« La réussite n'est pas définitive,
L'échec n'est pas fatal :
C'est le courage de continuer qui compte »

Winston Churchill

Du plus profond de mon cœur, je dédie ce travail à tous ceux qui me sont cher :

Mes parents,

Mon frère et mes sœurs,

A toute ma grande famille,

A tous mes amies,

A tous ceux qui par un geste, un sourire, ou un 'Douaa' ont contribué à l'élaboration de cette œuvre.

Et enfin à celui présent dans mon cœur ma moitié 'Anis'.

Avec toute ma reconnaissance

AFFAF

Dédicaces

A ma maman qui a toujours cru en moi, et ma grand-mère la deuxième femme de ma vie,

A mon père pour son soutien et ses sacrifices,

A mes sœurs, Biba et Nina,

A ma grande famille, avec tout mon amour,

A ma Patrie, en lui souhaitant le meilleur

« Les questions de méthode priment toutes les autres »

René DECARTE

A mes enseignants et à mes formateurs, en espérant avoir été à la hauteur de leurs savoirs précieux et leurs efforts

A mon Oncle, Ahmed RABHI, qui m'a transmis l'amour et la passion de l'ingénierie,

A l'ingénieur Mohamed BLASI, dont la méthodologie reste un exemple pour moi,

A l'équipe du CCU science technologie, ma deuxième maison, aux belles rencontres, au partage, et en particulier aux Pères Sanchez et Desigaux, pour leur écoute et leur soutien,

A mon équipe au sein de STCCO, avec qui j'ai tant partagé,

A mes amis qui m'ont supporté dans les périodes les plus stressantes,

J'ai eu la chance, dans mon parcours, de rencontrer des gens exceptionnels, qui ont beaucoup partagé avec moi et enrichi mes connaissances, je leurs dédis ce travail.

Avec toute ma gratitude,

Ouissam

Sommaire

Résumé :	8
Introduction:	10
Chapitre I : GENERALITES SUR LE FROID INDUSTRIEL	12
I.1 Introduction au froid industriel :.....	13
I.2 Techniques de production du Froid :	13
I.3 Éléments de base d'une installation frigorigène :.....	13
I.4 Fonctionnement d'une machine frigorifique :.....	15
I.5 Fluides frigorigènes :	16
I.6 Systèmes directs et indirects :.....	19
I.7 Conditions de conservation des aliments :.....	20
Chapitre II : PRESENTATION DU PROJET	24
II.1 Présentation d'Agro Ingénierie :	25
II.2 Etapes de déroulement d'un projet :.....	25
II.3 Présentation du projet :.....	27
Chapitre III : BILAN FRIGORIFIQUE	34
III.1 BILAN THERMIQUE D'UNE INSTALLATION :	35
III.2 Détermination des charges externes :.....	36
III.3 Charges thermiques internes :	38
III.4 Installations commerciales:	42
III.5 Charge thermique globale.....	42
III.6 Le calcul de la puissance frigorifique nécessaire :.....	42
III.7 Isolation d'une chambre froide :	43
III.8 Conditions à l'intérieur de l'usine :	44
III.9 Calcul du bilan Frigorifique :.....	45

III.10	CF produits fini frais :	45
III.11	CF produits fini congelé :	49
III.12	Comparaison des résultats :	53
Chapitre IV	:DIMENSIONNEMENT DES ORGANES PRINCIPAUX DE L'INSTALLATION	57
IV.1	Choix de l'installation :	58
IV.1.1	Système direct et système indirecte :	58
IV.1.2	Principe de l'installation choisie :	59
IV.1.3	Choix du fluide frigorigène :	59
IV.1.4	Caractéristique de l'ammoniac:	59
IV.1.5	Calcul des performances thermodynamique :	60
IV.1.6	Choix du fluide Frigoporteur :	61
IV.2	Dimensionnement des principaux composants de l'installation :	63
IV.2.1	Le compresseur :	63
IV.2.2	L'évaporateur :	64
IV.2.3	Le condenseur :	64
IV.2.4	Le détendeur :	65
IV.3	Calcul de la puissance nécessaire pour le froid positive :	65
IV.3.1	Calcul thermique de l'installation frigorifique :	65
IV.3.2	Régime de fonctionnement :	66
IV.3.3	Calcul des performances thermodynamique :	68
IV.3.4	Dimensionnement des principaux composants de l'installation :	69
IV.4	Calcul de la puissance nécessaire pour le froid négative :	73
IV.4.1	Calcul thermique de l'installation frigorifique :	73
IV.4.2	Calcul des performances thermodynamique :	75
IV.4.3	Dimensionnement des principaux composants de l'installation :	76

IV.5	Mesure de sécurité à prendre en considération :.....	79
	Conclusion :	80
	Bibliographie.....	82
	Annexes	86

Liste des figures :

Figure I.1: Eléments principaux d'une installation frigorigène.....	14
Figure I.2: Diagramme P-H d'une machine frigorifique.....	15
Figure II.1: Vue en 3D du bâtiment de production.	28
Figure II.2: Division du terrain du projet	28
Figure II.3: Etapes de productions de pizzas surgelées.....	31
Figure II.4: Etapes de production de viennoiseries surgelées.....	32
Figure II.5 : Classification des besoins en froid du bâtiment de production	33
Figure III.1: Isolation du sol et parois sandwich	43
Figure III.2 : Introduction des données de la CF -.....	54
Figure III.3 : Résultats de la CF - calculés par le logiciel INTRACON.....	54
Figure III.4: Introduction des données de la CF +.....	55
Figure III.5: Résultats de la CF + calculés par le logiciel INTRACON	55
Figure IV.1 : schéma de l'installation proposé.....	63
Figure IV.2: Eléments principaux d'une installation frigorigène.....	66
Figure IV.3: Représentation de l'installation sur le diagramme enthalpique	67
Figure IV.4 : Système bi-étagé	73
Figure IV.5 : Représentation de l'installation sur le diagramme enthalpique.	74
Figure IV.6 : schéma de l'installation avec les puissances des machines.....	78

Liste des tableaux :

Tableau I.1: Classification des fluides frigorigènes.....	17
Tableau I.2: Conditions de conservation d'aliments réfrigérés	22
Tableau I.3: Durée de conservation des aliments surgelés en fonction de leur température de stockage.	23
Tableau IV.1: Propriétés du Monoéthylène-glycol en fonction de sa concentration.....	62
Tableau IV.2: Caractéristique des différents points du cycle du R717.....	67
Tableau IV.3: Les puissances nécessaires pour l'évaporateur de chaque chambre.	69
Tableau IV.4 : Les puissances nécessaires pour l'évaporateur de chaque salle et couloirs. ...	70
Tableau IV.5: Caractéristiques des différents points du cycle.	74
Tableau IV.6: Les puissances nécessaires pour l'évaporateur de chaque chambre.	76

Nomenclature :

C_p : Chaleur massique à pression constante (J/kg °C)

e : Epaisseur (m)

h : Enthalpie massique (J/kg)

H : Hauteur (m)

l : Largeur (m)

L : Longueur (m)

K : Coefficient global d'échange thermique (W/m² °C)

m : Masse (kg)

M : Masse molaire (g/mol)

L_d : Chaleur de fermentation ou de dissociation chimique (kJ /kg)

P : Puissance (W)

q_m : Débit massique (kg/s)

S : Surface (m²)

T : Température (K)

V : Volume (m³)

R : résistance thermique de la paroi en m² .°C.W⁻¹.

W : Puissance unitaire des lampes en kW

N : Nombre de personnes

Q : quantité de chaleur

Symboles grecs

φ : densité de l'air (kg/m³)

η : Rendement (sans unité)

ε : coefficient de performance (sans unité)

θ : Température (°C) λ : Conductivité thermique (W/m °C)

ρ : Masse volumique (kg/m³)

Φ : Puissance frigorifique (KW)

Résumé :

Le but de notre travail est de répondre à la demande du bureau d'étude AGRO-Ingénierie, de dimensionner l'installation du froid industriel d'une usine de fabrication de pizza et viennoiserie situé en Algérie.

A travers notre étude nous avons appréhendé, à partir des données fournies par le client, les besoins frigorifiques du bâtiment de production en calculant un bilan thermique qui nous a permis de dimensionner les organes principaux de l'installation pour le froid positive et négative.

Dans notre proposition nous avons opté pour une installation centralisée, offrant une meilleure efficacité énergétique, avec un choix de fluide frigorigène répondant aux exigences du protocole de Montréal pour la protection de l'environnement.

Mots clés :

Froid industriel, usine agroalimentaire, bilan thermique, dimensionnement.

ملخص

الهدف من دراستنا هذه هو الإجابة على الطلب مكتب الدراسات قصد تحجيم عملية تركيب البرد الإصطناعي

لمصنع تصنيع الببترز و العجائن المتواجد بالجزائر
من خلال دراستنا لهذا المشروع و إستنادا على المعطيات المقدمة من الزبون تمكنا من حساب حاجيات التبريد الإصطناعي للمبنى و هذا يتم بحساب التوازن الحراري الذي سمح لنا بتحجيم الأجهزة الرئيسية لتركيب البرد الصطناعي الإيجابي و السلبي

استنادا على هذا كله نقترح تركيب مركزي، هذا الأخير يعطينا فعالية طاقوية أفضل مع إمكانية اختيار السائل المستعمل في عملية التبريد الذي يلبي حاجياتنا في الحفاظ على بيتتنا و محيطنا وفق متطلبات بروتوكول مونتريال

كلمات البحث

التبريد الصناعي، مصنع لتجهيز الأغذية، التوازن الحراري، التحجيم

Abstract

The purpose of our work is to respond to the request of the AGRO-Ingénierie design office, to size the installation of industrial refrigeration of a pizza and pastry factory located in Algeria.

Through our study we have apprehended, from the data provided by the customer, the refrigeration needs of the production building by calculating a heat balance which allowed us to size the main organs of the installation for the positive and negative cold.

In our proposal we selected a centralized installation, offering a better energy efficiency, with a choice of refrigerant meeting the requirements of the Montreal Protocol for the protection of the environment.

Keywords :

Industrial refrigeration, food factory, heat balance, sizing.

Introduction:

« Algérie, premier marché du Maghreb, l'agroalimentaire est la deuxième industrie du pays » (1).

En Algérie la grande compétitivité et la politique actuel qui encourage les exportations fait de l'industrie agroalimentaire une industrie en constante évolution avec des exigences de plus en plus grandes en matière d'hygiène, de productivité et d'économie d'énergie.

C'est pour ces raisons que nous nous sommes orienté vers la conception des besoins énergétiques d'une usine agroalimentaire.

L'usine que nous étudierons est destinée à la fabrication de pizzas fraîches et surgelées, et de viennoiseries surgelées, à travers ce travail il sera question, d'appréhender les exigences du secteur agroalimentaire, de calculer des besoins et dimensionnement des machines, pour le système de Froid Industriel.

Les besoins en refroidissement d'un outil ou d'un produit, en stockage de froid ou en surgélation sont spécifiques à chaque industrie. Qu'il s'agisse de l'industrie agro-alimentaire, pharmaceutique, ou encore de pétrochimie, optimiser une installation de froid industriel est aujourd'hui un enjeu majeur pour les entreprises afin de pérenniser l'outil de production et de minimiser l'empreinte carbone. (2)

Ce travail a été réalisé au sein d'un bureau d'étude spécialisé dans la conception des usines agroalimentaires, nous avons choisie pour cela un projet en cours d'étude, qui nous as permis de traiter une problématique réelle en mettant en pratique les connaissances acquises lors de notre cursus universitaire.

Les deux paramètres principaux que nous prendrons en considération dans notre étude sont les aspects écologique et économique de la conception.

Le compromis entre les deux paramètres est l'objet de notre recherche, à la fin de notre étude nous y répondrons avec une conception qui alliera conformité et économie.

Pour atteindre notre but nous avons mis en place quatre chapitres :

Chapitre I : GENERALITES SUR LE FROID INDUSTRIEL

Chapitre II : PRESENTATION DU PROJET

Chapitre III : BILAN FRIGORIFIQUE

Chapitre IV : DIMENSIONNEMENT DES ORGANES PRINCIPAUX DE L'INSTALLATION

**Chapitre I : GENERALITES SUR LE FROID
INDUSTRIEL**

I.1 Introduction au froid industriel :

Le froid industriel regroupe tous les systèmes permettant d'obtenir et de maintenir un système (local, produit, etc.) à une température inférieure à celle de l'environnement.

Le froid trouve de nombreuses applications dans des domaines très variés, et c'est dans le domaine alimentaire que le froid occupe une place prépondérante car il permet de limiter les gaspillages (pertes après récolte ...) et de prolonger la durée de conservation des produits ce qui permet un élargissement des échanges. (3)

I.2 Techniques de production du Froid :

La production du froid peut être faite par deux principaux systèmes ; ceux qui consomment, pour fonctionner, de l'énergie mécanique ou son équivalent : les systèmes mécano-frigorifiques, et ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique : les systèmes thermo-frigorifiques.

1/ Systèmes mécano-frigorifiques : Parmi eux, deux familles se détachent :

- les systèmes à compression de vapeurs liquéfiables,
- les systèmes utilisant des cycles à gaz.

2/ Systèmes thermo-frigorifiques : On distingue, parmi ces systèmes frigorifiques consommant de l'énergie thermique :

- les systèmes à absorption,
- les systèmes à adsorption et thermochimiques,
- les systèmes à éjection.

I.3 Éléments de base d'une installation frigorifère :

Suivant le schéma de base ci-dessous, nous décrirons ses éléments ainsi que leurs rôles dans la production du froid :

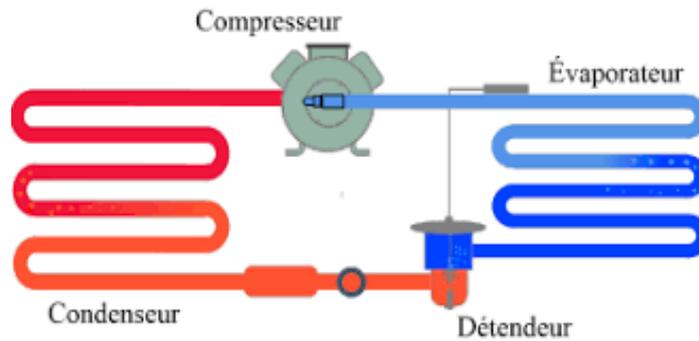


Figure I.1: Eléments principaux d'une installation frigorigène.

a. L'évaporateur :

Au niveau de l'évaporateur, on absorbe les calories du milieu dans lequel il se trouve. Le fluide frigorigène à basse pression et température négative va s'évaporer au contact de l'air ambiant en absorbant les calories du milieu. La consommation électrique de l'évaporateur représente en moyenne 10% de la consommation totale de l'installation frigorifique.

b. Le compresseur :

Le compresseur comprime le gaz issu de l'évaporateur pour le porter à haute pression ce qui fait monter sa température. Le compresseur est actionné par un moteur électrique dont la consommation est directement liée à la différence de pression (HP – BP). La consommation électrique du compresseur représente en moyenne 80% de la consommation totale de l'installation frigorifique.

c. Le condenseur :

Au niveau du condenseur, on évacue les calories absorbées à l'évaporateur et produites pendant la phase de compression. Lors de cet échange de chaleur, le fluide frigorigène passe de l'état gazeux à l'état liquide. La consommation électrique du condenseur représente en moyenne 10% de la consommation totale de l'installation frigorifique.

d. Le détendeur :

Le détendeur fait passer le liquide de haute pression à basse pression. La température du fluide va chuter (température négative). (4)

I.4 Fonctionnement d'une machine frigorifique :

Le rôle d'une machine frigorifique est d'extraire de la chaleur à une source froide. On utilise pour cela un fluide frigorigène : Lors de l'évaporation d'un fluide, il y a absorption de chaleur qui correspond à la chaleur latente de vaporisation. On fait décrire au fluide le cycle suivant composé de deux isobares et deux adiabatiques :

- Le fluide frigorigène se vaporise à la température T_0 et à la pression P_0 en prélevant la quantité de chaleur Q_f dans l'évaporateur.
- La vapeur est comprimée et refoulée la pression P_1 par le compresseur.
- Dans un deuxième échangeur de chaleur la vapeur est condensée à la pression P_1 et la température T_1 constantes, en rejetant la chaleur Q_c dans le condenseur.
- Le liquide est détendu de la pression P_1 à la pression P_0 par une valve de détente..

Le diagramme P-H d'une machine frigorifique :

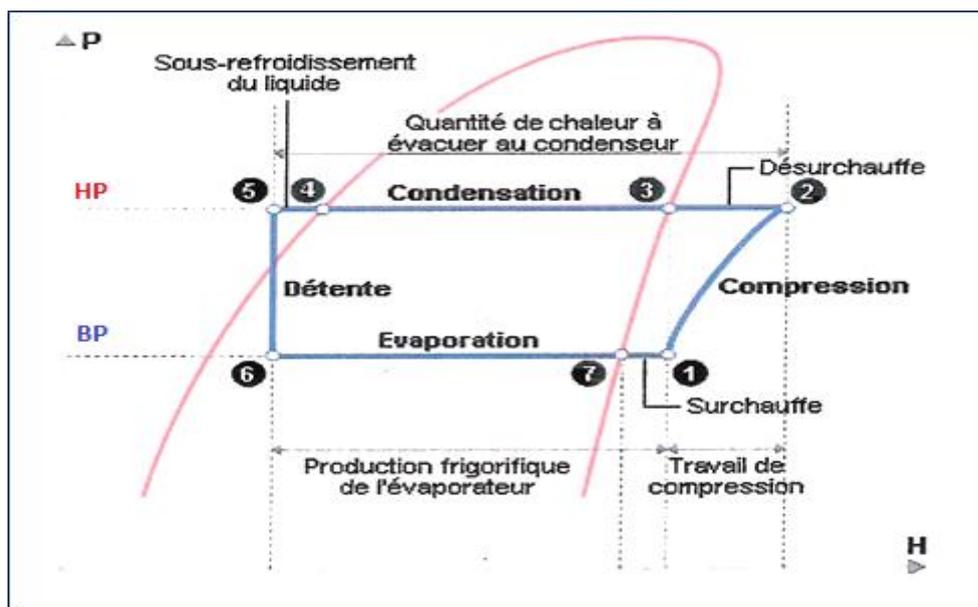


Figure I.2: Diagramme P-H d'une machine frigorifique.

L'évolution du fluide frigorigène se compose donc :

- Une compression : 1-2
- Une condensation à pression constante : 2-5
- Une détente isenthalpique : 5-6
- Une évaporation à pression constante : 6-7

I.5 Fluides frigorigènes :

On appelle fluide frigorigènes des corps chimiques dont les propriétés ont été reconnues favorables à l'utilisation dans les machines frigorifiques. Théoriquement tout composé capable de subir des changements d'état (surtout entre l'état liquide et l'état vapeur) dans la zone des températures qui intéressent la réfrigération artificielle pourrait être retenu. (5)

Le fluide frigorigène a pour rôle de prélever de la chaleur au milieu à refroidir et de l'évacuer à un autre milieu qui l'absorbe.

I.5.1 Nomenclature et classification :

La nomenclature des fluides frigorigènes est très précise et elle suit la norme ISO 817. Elle concerne aussi bien les fluides halogénés que les fluides naturels. Pour caractériser un fluide, on utilise une notation de type : R-XYZ où R veut dire "réfrigérant" qui signifie « fluide frigorigène » en anglais. Un fluide frigorigène halogéné comporte quatre types d'atomes : carbone (C), chlore (Cl), fluor (F), et hydrogène (H). (6)

a. Mélanges zéotropes (série 400) :

Un mélange zéotrope est un mélange dont les compositions en phase vapeur et en phase liquide diffèrent lorsque les deux phases coexistent. (7)

b. Mélanges azéotropes (série 500) :

Un mélange azéotropique se comporte comme un corps pur. Les numérotations sont chronologiques par ordre d'enregistrement. (6)

c. Hydrocarbures (série 600) :

Les composés organiques contenant du carbone et de l'hydrogène les plus utilisés en production du froid sont les hydrocarbures (HC).

d. Composés inorganiques (série 700) :

Pour les composés inorganiques, la règle consiste à utiliser simplement la masse molaire après le 7. Comme par exemple :

- R-717: ammoniac NH₃, M = 17 g.mol⁻¹
- R-744 : dioxyde de carbone CO₂, M = 44 g.mol⁻¹ (6)

Tableau I.1: Classification des fluides frigorigènes. (8)

Code chiffré R	Appellation chimique	Formule	Masse molaire	Temp.C ritique °C	Pression critique par bar abs	Temp. Normale ébullition °C
728	Azote	N ₂	28.013	-146.90	33.96	-195.8
729	Air	-	28.97	-140.61	37.67	-194.3
732	Oxygène	O ₂	31.9988	-118.40	50.81	-182.94
50	Méthane	CH ₄	16.04	-82.50	46.41	-161.5
14	Tétrafluorométhane	CF ₄	88.01	-45.65	37.44	-127.94
1150	Ethylène	C ₂ H ₄	28.05	+9.3	51.17	-103.72
170	Ethane	C ₂ H ₆	30.07	+32.2	48.9	-88.80
744	Anhydride carbonique	CO ₂	44.01	+31.0	73.8	-78.44
290	Propane	C ₃ H ₈	44.10	+97.9	42.6	-47.7

22	Chlorodifluorométhane	CHClF ₂	86.48	+96	49.8	-40.75
115	Chloropentafluorométhane	CClF ₂ CF ₃	154.48	+79.9	31.55	-39.10
717	Ammoniac	NH ₃	17.03	+133	114.25	-33.33
12	Dichlorodifluorométhane	CCl ₂ -F ₂	120.93	+112	41.16	-29.8
C318	Octafluorocyclobutane	C ₄ F ₈	200.04	115.3	27.83	-5.8
21	Dichlorofluorométhane	CHCl ₂ F	102.92	178.5	51.7	+8.8
718	Eau	H ₂ O	18.02	+374.2	221.2	+100

I.5.2 Critères de choix d'un fluide frigorigène :

Afin de fournir du froid de manière efficace et durable, le fluide frigorigène doit avoir les caractéristiques suivantes (9) :

- Grande chaleur latente de vaporisation,
- Point d'ébullition assez bas,
- Faible taux de compression,
- Faible volume spécifique de la vapeur saturée pour réduire le diamètre des tubes et la cylindrée des compresseurs,
- Température critique élevée (brasure, reprise sur tuyauterie, etc.),
- Compatible avec les matériaux et les huiles classiques,
- Non toxique pour l'homme, non explosif et ininflammable,
- Un coût peu élevé et une bonne disponibilité,
- Faible impact environnemental.

I.5.3 Impact environnemental d'un fluide frigorigène :

Depuis le 16 septembre 1987, le **Protocole de Montréal** signé par 24 pays et par la Communauté économique européenne et qui compte aujourd'hui 190 pays signataires, est un accord international visant à réduire et, à terme, éliminer complètement les substances qui appauvrissent la couche d'ozone. (10)

Ce protocole impose la suppression de l'utilisation des CFC (sauf pour des utilisations qualifiées de critiques ou essentielles), et autres substances appauvrissant la couche d'ozone, et cela dans un délai permettant la mise en place de substituts.

Pour chaque fluide, on attribue trois indices principaux, qui sont fonction de leurs impacts respectifs sur l'environnement:

- **ODP** (*Ozone Depletion Potential*) : indice caractérisant la participation de la molécule à l'appauvrissement de la couche d'ozone
- **GWP** (*Global Warning Potential*) : indice qui caractérisant la participation de la molécule à l'effet de serre
- **TEWI** (*Total Equivalent Warning Impact*) : Concept permettant de valoriser le réchauffement planétaire (*global warming*) durant la vie opérationnelle d'un système de froid en fonction de son ODP et de son GWP. (11)

Les enjeux écologiques ont favorisé le retour vers des fluides frigorigènes naturels, comme l'ammoniac et le dioxyde de carbone ainsi que le développement de fluides de synthèses, tel que les HFO, alliant performance thermodynamique et qualité environnementale.

I.6 Systèmes directs et indirects :

En parallèle avec la question du choix du fluide frigorigène d'un système thermodynamique défini, il existe un degré de liberté très important dans plusieurs secteurs d'application : le recours à caloporteur / frigoporteur. Le système thermodynamique n'est plus en contact direct avec l'ambiance finale. Les groupes refroidisseurs d'eau en sont l'exemple typique. Les circuits à eau glycolée en froid commercial ou industriel aussi. Le CO₂ peut lui-même être utilisé en frigoporteur. En froid commercial, en climatisation tertiaire, en pompes à chaleur résidentielles cette architecture fait sens, limite drastiquement la charge de fluide et donne des degrés de liberté nouveaux pour le choix des fluides, en particulier pour gérer l'inflammabilité ou la toxicité. Les systèmes indirects doivent être conçus pour maintenir une efficacité énergétique au moins égale à la référence à détente directe. (12)

I.7 Conditions de conservation des aliments :

Le but de la conservation des denrées alimentaires est d'en permettre l'utilisation à des époques et en des lieux qui ne sont pas ceux de la production et d'en faciliter le transport. (12)

La maîtrise de la conservation passe par la compréhension des facteurs et des mécanismes d'altération des aliments. La biodégradation est causée par trois sortes de micro-organisme : bactéries, levures et moisissures. Ils se développent au détriment des aliments, les rendant impropres le plus souvent à la consommation par rancissement, putréfaction, toxicité.

60 % de notre alimentation est aujourd'hui réfrigérée. Le froid est une nécessité au le stockage, au transport et à la commercialisation des denrées alimentaires. Avec l'abaissement de la température des denrées les évolutions physiologiques, biochimiques et microscopiques sont stoppées mais pas détruite, car contrairement à la chaleur, le froid ne stérilise pas quel que soit le niveau de température atteint. (13)

I.7.1 Modes de conservation des aliments par froid :

La chaîne de froid:

Cette expression désigne les différents maillons -imbriqués les uns aux autres – qui permettent le maintien à une température optimum des denrées alimentaires depuis leur production jusqu'à leur consommation.

Les conditions de respect de la chaîne de froid ont une influence primordiale sur la quantité des aliments distribués et la protection d consommateur.

Le professeur MONVOISIN avait défini celle-ci dans une formule lapidaire qu'il appelait le «*trépier-frigorifique*» : *produit sain, réfrigération précoce, froid continu.*

Congélation (congélation lente) :

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

Les températures de conservation des denrées congelées, sont comprises entre -10 et -30 °C ; la durée de conservation est fonction de la nature de la denrée et de sa température de

stockage. Elle a pour avantage d'arrêter la majorité des réactions enzymatiques et de stopper le développement et l'action de la plupart des micro-organismes à -18°C (0°F). (14)

Surgélation (congélation rapide) :

C'est la congélation rapide des denrées en les soumettant à l'action du froid à basse température, provoquant la cristallisation rapide de l'eau de la denrée, et abaissant sa température à une valeur suffisamment basse pour que la proportion d'eau non congelée soit très faible. En général, la température recherchée est de l'ordre de -18°C à -20°C .

Les denrées surgelées sont des denrées qui, conformément au décret du 9 septembre 1964, satisfont à un ensemble de conditions. Ces conditions peuvent être ainsi résumées :

- Produits dans un très bon état de fraîcheur et d'hygiène.
- Délai avant congélation aussi réduit que possible.
- Congélation rapide jusqu'à -18°C .
- Stockage et distribution à une température inférieure ou égale à -18°C .
- Vente des denrées au consommateur à l'état congelé. (14)

Réfrigération (conservation au frais):

La température de réfrigération doit être comprise entre 0 et $+4^{\circ}\text{C}$ selon le type de produits. Elle réduit les phénomènes d'oxydation et préserve les saveurs. Elle ne s'utilise que pour quelques jours et est effectuée dans un réfrigérateur ou dans une chambre froide positive. La durée de stockage varie selon les aliments (produits frais et/ou semi-conserves). (15)

I.7.2 Température de stockage :

Pour minimiser la masse d'eau émise par les aliments, par conséquent celle condensé par la batterie froide, il est important d'adopter la température minimale de stockage compatible avec les produits entreposés. (16)

Elle est fonction de la nature du produit réfrigéré. Pour les tissus morts (viandes) et leurs dérivées, les végétaux découpés en usines et destinés à être consommés crus, les plats cuisinés réfrigérés elle est de l'ordre de 0°C . Pour les fruits et légumes, inégalement sensibles au froid, il existe une température critique, comprise entre 0 et $+16^{\circ}\text{C}$, au-dessous de laquelle, il y a des risques d'apparition d'altérations d'origine physiologique (maladies dues au froid).

Le tableau suivant est extrait du *Manuel de l'entreposage frigorifique dans les pays chauds*, d'après A. Gac , C. Bailey, D. Côme, nous donne les conditions de conservation de quelques produits réfrigérés dans notre process :

Avec : S : semaines, M : mois et J : jour

Tableau I.2: conditions de conservation d'aliments réfrigérés. (17)

Aliment	C°	HR%	D.P.C	Sensibilité au Froid
Tomates	8 à 10	85 - 90	1 s	Très sensible
Poivron	7 à 10	90 - 95	1 – 3 s	Très sensible
Fromage	0 à 5	80 - 90	2 m pâte molle	Peu sensible
Beurre	0 à 4		2 – 4 s	Peu sensible
Viandes rouges	-1.5 à 0	85 - 95	3 s	Peu sensible
Poissons	0		4 – 6 j	

Pour les denrées congelées ou surgelées, les mêmes recommandations sont valables, encore que le flétrissement soit sensiblement plus lent. De plus, s'ils sont étanches, les paquets ne perdent pas, globalement, de masse.

D'autres part dans les grands entrepôts industriels, pour éviter le phénomène du givre à l'intérieur des emballages (givrage interne) résultant de la sublimation de la glace, contenu dans la région superficielle du produit quand il est soumis à des fluctuations répétées de température, les marchandises sont regroupées en cartons et stockées sur palettes, souvent protégées par film plastique, la température de l'air à la partie supérieur des piles peut ainsi

varier entre -25 à -30 °C et -17 °C par période de 24 heures, sans engendrer de givrage dans les paquets. (12)

Le tableau suivant est extrait du *Manuel de l'entreposage frigorifique dans les pays chauds*, d'après A. Gac , C. Bailey, D. Côme, nous donne la durée pratique conservation, en mois, en fonction de la température de stockage, de quelques produits congelés dans notre process :

Tableau I. 3: Durée de conservation des aliments surgelés en fonction de leur température de stockage. (17)

Produits Température	Bœuf	Viande hachée emballée (non salée)	Volaille (poulet et dinde)
-18°C	12 mois	18 mois	12 mois
-25°C	18 mois	>12 mois	24 mois

Chapitre II : PRESENTATION DU PROJET

II.1 Présentation d'Agro Ingénierie :

AGRO INGENIERIE est un cabinet spécialisé dans la conception et réalisation des usines agro alimentaire, en Algérie et à l'international. L'équipe accompagne et conseil le client de la phase idée à la réception du projet, avec une démarche éco-responsable soucieuse de l'environnement.

A travers notre immersion au sein d'Agro Ingénierie nous avons pris connaissance des étapes par les quelles passe un projet de la phase idée à la phase usine agroalimentaire. Dans ce qui suit un résumé de ses étapes.

II.2 Etapes de déroulement d'un projet :

Phase 1 : elle est divisée en deux étapes :

- a- Collecté des données et conception de l'outil de production
- b- Développement du scénario préférentiel

a. Collecte des données :

Lors de l'entretien avec le client le chef de projet détermine les besoins, le process envisagé, et les critères et objectifs du client. Cette étape se finalise par une étude de faisabilité (Plan directeur).

- 1- Besoins :
 - Besoins de la production,
 - Stockages matières premières et consommables,
 - Stockages de produits finis, préparation ...,
 - Production (personnel, énergie, sécurité alimentaire),
 - Données concernant les besoins spécifiques du bureau,
- 2- Données administratives locales,
- 3- Critères et objectifs du client.

b. Développement du scénario préférentiel:

Il s'agit de présenter au client plusieurs propositions à partir des quels il sélectionnera la conception la plus approprié à son projet, une fois le choix fait il lui sera remis les documents suivants:

- Plan de masse,
- Plan du projet (plan avant projet sommaire),
- Note architectural et vue en 3D,
- Descriptif sommaire des travaux,
- Chiffrage de la proposition (DZD pour le local et Euro pour les importations),
- Planning indicatif de réalisation pour fluides et process.

Phase 2 : Il s'agit d'élaborer l'avant projet détaillé (avec dimensionnement des besoins, calendrier et budget) et de le soumettre pour obtention du permis de construire.

Phase 3 : A l'octroi du permis de construire, le chef de projet élabore un cahier des charges regroupant l'ensemble des besoins de l'usine (fluides et process), il accompagnera ensuite le client dans son choix de la proposition la plus conforme techniquement et financièrement, avec une étude comparatif regroupant les offres des fournisseurs (Visa du mettre d'œuvre).

Liste des lots du cahier des charges :

- Panneaux/ portes alimentaire,
- Portes relevages rapides,
- Sols spéciaux,
- Electricité : C.F et C. faible,
- Froid industriel/ traitement d'air /clim,
- Tuyauterie / production thermique inclus RIA,
- Air comprimé,
- Matériel d'hygiène,
- Lot process AMO : gestion des énergies, supervision de la mise en place des équipements, coordination avec le corps d'état bâtiment

Phase 4 : Début des travaux où agro-ingénierie en mettre d'œuvre se chargera du suivie des travaux.

Phase finale : dossiers ouvrages exécutés (assistance aux opérations de réception)

La réception du projet par le client avec l'accompagnement d'Agro ingénierie et l'élaboration du plan finale du projet.

II.3 Présentation du projet :

II.3.1 Situation du site :

Pour des raisons de confidentialité, nous nous abstenons de mentionner la région et le client dans notre mémoire.

Le projet sera implanté en région centre d'Algérie, avec un climat de type continental, sec et rigoureux, répondant aux conditions climatiques :

- été : +40°C / 30% (Bulbe humide de sélection : 25°C)

- Hiver : +5C° / 85%

- Altitude : 940 m

Dimension : Bâtiment construit 17000m² en RDC et 3000 m² en R+1.

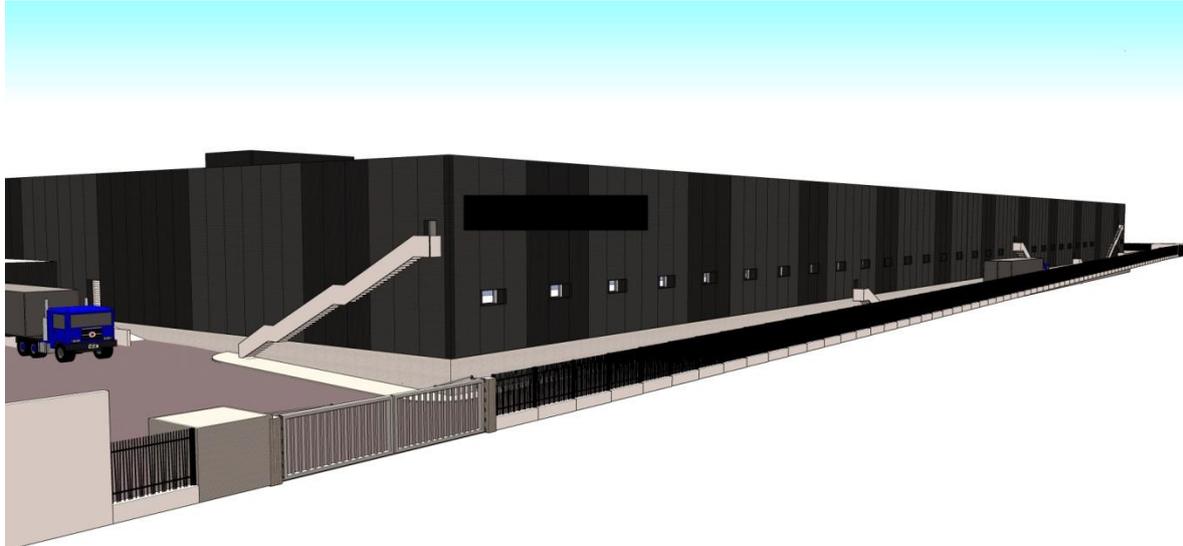


Figure II.1: Vue en 3D du bâtiment de production.

Le projet se divise en :

BP :	BU :	AS:	EV
<ul style="list-style-type: none"> • Bâtiment de production • 2 lignes pizza (ligne 2 en phase2) • 1 ligne pain (phase2) • 1 ligne viennoiserie 	<ul style="list-style-type: none"> • Bâtiment utile • Alimentation en énergies (froid, chaufferie, air, eau) • Laboratoire RSD • Atelier maintenance 	<ul style="list-style-type: none"> • Administration et locaux sociaux 	<ul style="list-style-type: none"> • Entretien véhicule, BA, PG

Figure II.2: Division du terrain du projet

Dans notre étude nous appréhenderons uniquement les besoins en froid du bâtiment de production.

Sur le terrain seront implantés :

- Matières premières ;
- Ligne de production viennoiserie, pizza et pain ;

- Stockage de produits finis surgelés / expéditions ;
- Article de conditionnement ;
- Bureau vestiaire pour le fonctionnement de l'usine Energie / maintenance.

II.3.2 Données de bases:

Pour chaque produit fabriqué nous définirons les points suivants :

- Types de fabrication (surgelé et fraîche),
- Matières premières (capacité de stockage) quantité/unité à calculer,
- Poids produit fini,
- Cadence (unité/h),
- Production journalière (14h/jours),
- Cadence de livraison produit fini : logistique (expédition),
- Poids produit fini.

Unité de fabrication:

Elle compte deux lignes de productions :

- 1- Ligne de fabrication de pizza fraîche / surgelée
- 2- Ligne de fabrication de viennoiserie

Outre les lignes de fabrication, le projet comportera :

- Espaces de réception (quais) et stockage des matières premières,
- Un espace de préparation et de cuisson des ingrédients pour le topping sur les pizzas,
- Espaces de stockage d'emballage et de produits finis (en négatif et positif), et quais d'expédition,
- Administration en R+1,
- Bâtiment : locaux sociaux en R+1,
- Parking pour véhicules légers (environ 40 places),
- Bâtiment utilités et locaux techniques,
- Locaux de maintenance des camions et annexes,

- Equipements de traitement des eaux usées,
- Réserve d'eau pour la sécurité incendie,
- Deux logements de fonction en R+1,
- Un bâtiment pour le stockage et tri des déchets.

II.3.3 Processus industriel :

Pizza :

a. Données générales pizzas :

- Cadence : 4000 unités/heure,
- Poids d'une pizza produit fini : 340 grammes,
- Type de fabrication :
 - 50% frais sous atmosphère contrôlée,
 - 50% surgelé par tunnel de surgélation

b. Production journalière :

Les stockages produits finis (PF) possibles tout en frais ou tout en surgelé sont calculé sur la base 14 heures /jours effectives :

$4000 \text{ pizzas/heure} \times 14 \text{ heures} = 56\,000 \text{ pizzas par jour (Réal : probablement } 50\,000 \text{ pizzas/jours)}$

Soit $50\,000 \text{ p/j} \times 340\text{g/pizza} = 17 \text{ tonnes/ jours produits finis}$

c. Matières premières pizzas :

Farine - tomate - viande et thon – légumes

d. Fabrication pizzas :

Ci-dessous un diagramme regroupant les différentes étapes de production de pizza surgelée, pour la production de pizza fraîche la surgélation sera supprimée :

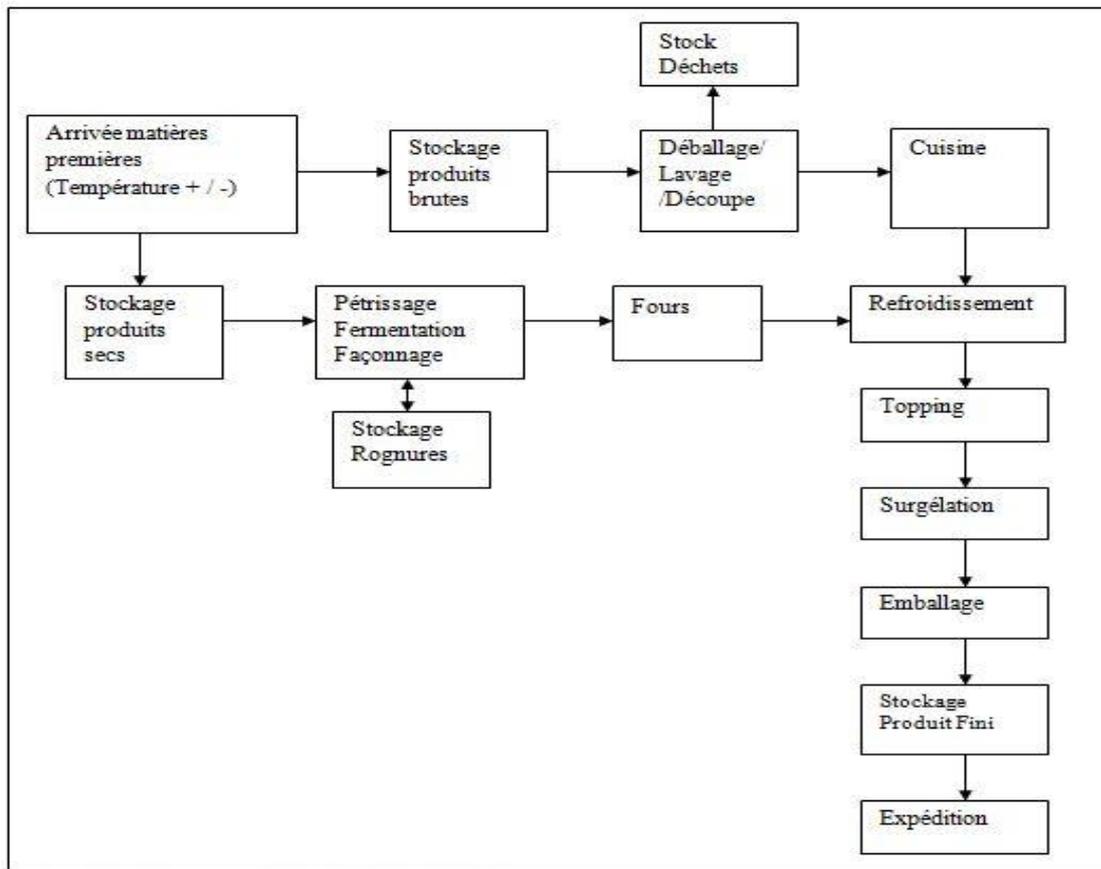


Figure II.3: Etapes de productions de pizzas surgelées.

Viennoiseries :

a. Données générales viennoiseries :

- Type de fabrication 100% surgelé, surgélation sur chariots,
- Cadence 400kg/h

b. Calcul de la production journalière :

Les stockages PF possibles tout en surgelé sont calculé sur la base 14h/j :

$$400 \text{ kg/ heure} \times 14 \text{ heures} = 5600 \text{ kg /jour}$$

c. Matières premières viennoiseries :

Farine – beurre – Margarine ou autre MG – chocolat autres farine et additifs

d. Fabrication viennoiserie :

Ci-dessous un organigramme regroupant les différentes étapes de production de viennoiserie surgelé :

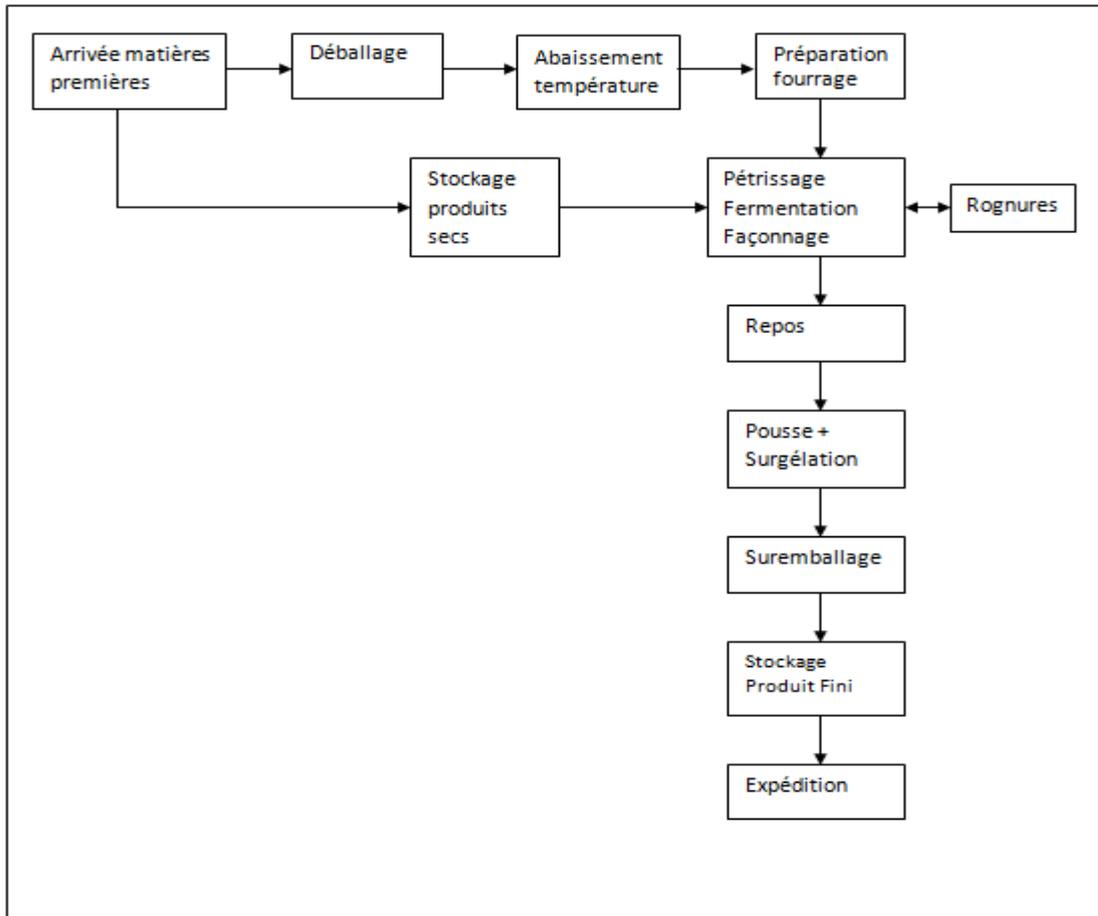


Figure II.4 : Etapes de production de viennoiseries surgelées.

II.3.4 Besoins en froid :

On divisera les besoins en froid en deux catégories distinctes :

- Le besoin pour stockage => Chambres Froides,
- Le besoin pour traitement des aliments : comme le refroidissement, la surgélation par tunnel ou surgélateur manuel, le suremballage, et quai d'expédition (8c°), et les salles de travailles.

Ci-dessous un schéma résumant notre approche :

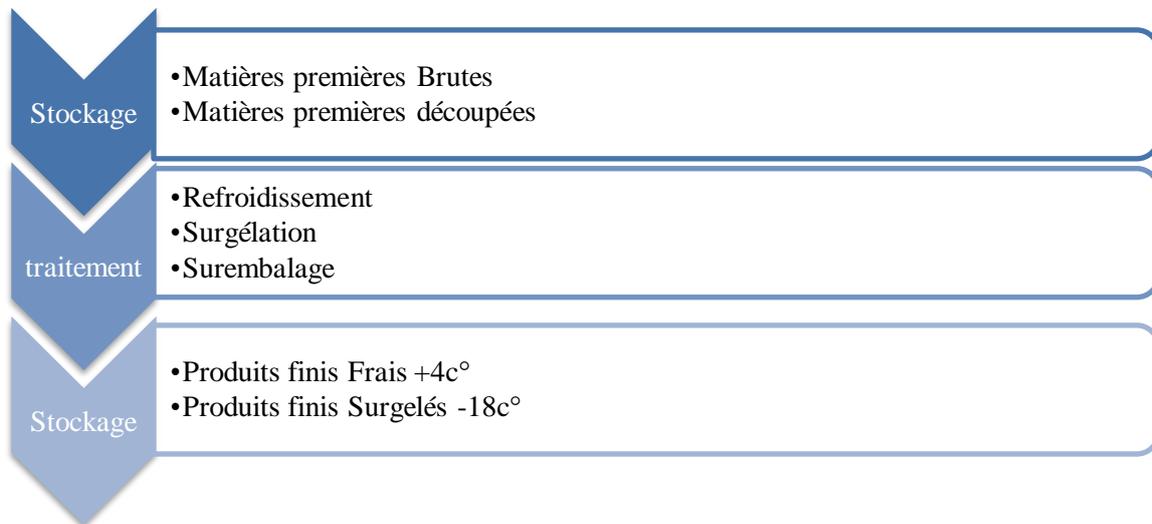


Figure II.5: classification des besoins en froid du bâtiment de production

A noter que les surgélateurs, leurs différents modes de fonctionnement et leur dimensionnement ne font pas partie de notre étude, ils sont dimensionnés par le fournisseur en fonction du process. Nous procéderons à la quantification de ces besoins à partir des données, fournis par le bureau d'études, sous forme de tableaux et de plans dans la partie qui suit.

Chapitre III : BILAN FRIGORIFIQUE

III.1 BILAN THERMIQUE D'UNE INSTALLATION :

Le calcul des charges thermique d'une enveloppe, nous permet de déterminer la puissance frigorifique de la machine. Cette dernière représente la quantité de froid nécessaire, d'une part, à la congélation ou le refroidissement des denrées, d'autre part pour compenser les apports thermiques extérieurs et intérieurs. Elles se résument en deux composantes : Les charges externes et les charges internes.

a. Les charges externes :

Elles sont constituées essentiellement de :

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

b. Les charges internes :

On les subdivise en deux catégories:

- Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées,
- Charges thermiques dues à l'éclairage,
- Charges thermiques dues aux personnes,
- Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs,
- Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage
- Charges thermiques dues à des machines diverses,
- Charges thermiques dues aux denrées entrant,
- Charges thermiques dues à la respiration des produits,
- Quantité de chaleur nécessaire à la réfrigération des denrées,
- Charges thermiques dues à la fermentation ou dissociation chimique

Pour notre étude, nous avons regroupé l'ensemble de ces charges et apports spécifiques à chaque local dans le tableau Excel global en **annexe**.

Pour la démonstration des calculs, nous avons sélectionné deux chambres froides une positive et l'autre négative :

- a- CF produits fini frais.
- b- CF produits fini congelé.

III.2 Détermination des charges externes :

Charges thermiques par transmission à travers les parois :

Les charges thermiques par transmission sont données par La relation suivante (16):

$$Q_{tr} = 24.K.S.\Delta\theta \text{ en Wh} \quad [3.1]$$

K : Coefficient global d'échange de chaleur en $W / m^2 .K$

S : Aire de La paroi à travers laquelle se fait l'apport d'énergie en m^2

$\Delta\theta$: Ecart de température (en K) propre à chaque paroi entre $\theta\alpha$ (température ambiante de l'air externe) et θf (température dans la chambre froide).

24 : durée d'une journée en heures

Et (18):

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_{si} + \frac{e}{\lambda} + R_{se}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} [W/m^2.K] \quad [3.2]$$

Avec :

- R : résistance thermique de la paroi en $m^2.K.W^{-1}$,
- e : épaisseur de la paroi en m,
- λ : conductivité thermique du matériau en $W.m^{-1}.K^{-1}$,
- R_{si} : résistance superficielle interne de la paroi en $m^2.K.W^{-1}$
- R_{se} : résistance superficielle externe de la paroi en $m^2 .K.W^{-1}$,

- h_i : coefficient de transfert de chaleur par convection-rayonnement interne en $W.m^{-2}.^{\circ}K^{-1}$,
- h_e : coefficient de transfert de chaleur par convection-rayonnement externe en $W.m^{-2}.^{\circ}K^{-1}$.

Charges thermiques par renouvellement d'air

La quantité d'air admise doit être refroidie de la température extérieure à la température de la chambre froide, donc constitue une charge thermique donnée par la formule suivante (19) :

$$Q_{re} = \frac{V.\Delta h.\varphi.n}{1000} \quad [3.3]$$

Où :

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

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

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

φ : densité de l'air = 1,2 kg/ m^3 .

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

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

Charges thermiques par ouverture des portes :

Dans le cas d'une chambre froide comportant une seule porte on calcule simplement la charge thermique par renouvellement d'air. Cependant si la chambre comporte plusieurs portes il faut calculer la charge thermique due à l'ouverture des portes. Pour une porte cette charge s'écrit : (20)

$$Q_{op} = 24 [8 + (0.067 * \Delta\theta_p)] \cdot \tau_p \cdot l_p \cdot h_p \cdot \left[\left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_f} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \cdot (h_a - h_f) C_{ra} \text{ en KJ} \quad [3.4]$$

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

III.3 CHARGES THERMIQUES INTERNES :

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

Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées :

a. Charges thermiques dues à l'éclairage :

La charge thermique apportée par les lampes est donnée par:

Pour les lampes à incandescence (21):

$$Q_{ec} = 860.W.t. n \text{ en Kj} \quad [3.5]$$

Pour les lampes fluorescentes (21):

$$Q_{ec} = 1,25.860.W.t.n \text{ en Kj} \quad [3.6]$$

- W: Puissance unitaire des lampes en kW
- n: Nombre de lampes

- t: Temps d'éclairage en heures par jour.
- 1,25: (0,25 tient compte de la puissance absorbée par le ballast des lampes fluo)

En utilisant l'éclairage de LED, il suffit d'installer 2 projecteurs de 35 watt chacun pour éclairer une surface de 72 m².

b. Charges thermiques dues aux personnes

La charge thermique due aux personnes se calcule par la formule (22):

$$Q_{pe} = q_h \cdot t \cdot N \text{ en Kj} \quad [3.7]$$

Avec :

- N : Nombre de personnes
- q_h: Puissance totale émise par individu en kW (sensible+ latente)
- t : Temps de séjour en heures.

c. Charges thermiques dues à des machines diverses

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

On a:

$$Q_{me} = P \cdot t \cdot i \text{ en KWh} \quad [3.7]$$

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

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

t : Durée de fonctionnement du matériel roulant pris en compte en heures. (20)

d. Charges thermiques dues aux moteurs des ventilateurs

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 (7)

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

$$Q_{\text{vent}} = \frac{30 \cdot S \cdot 24h}{100} \quad [3.8]$$

Où :

- Q_{vent} = quantité de chaleur journalière dégagée par les ventilateurs de l'évaporateur (kWh).
- S = surface intérieure de la chambre froide (m²).

e. Charges thermiques dues aux résistances de dégivrage

Dans les chambres froides négatives, il faut prévoir un système de dégivrage pour les évaporateurs pour conserver La bonne puissance frigorifique. Le dégivrage induit des charges thermiques données par (8):

$$Q_{\text{deg}} = E \cdot n \cdot t \quad \text{enWh} \quad [3.9]$$

- E : Puissance calorifique de chaque résistance de dégivrage en W
- n : Nombre de résistances électriques,
- t : Temps de fonctionnement du système de dégivrage.

Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées :

a. Charges thermiques dues aux denrées entrant :

Cette charge résulte du fait que les produits introduits dans la chambre froide sont toujours à une température supérieure à celle de la chambre et ils dégagent une certaine quantité de chaleur. Dans le cas d'une congélation et un refroidissement après congélation, la charge thermique se répartit comme suit (20):

$$Q_d = m_d \cdot C_{p_d} (\theta_{in} - \theta_f) \text{ en kJ} \quad [3.10]$$

Avec :

- Q_d : apport de chaleur par les denrées en kJ,
- m_d : masse des denrées introduite dans la chambre froide par jour en kg,
- C_{p_d} : capacité thermique massique des denrées en kJ/kg.K,
- θ_{in} : température initiale des denrées (avant refroidissement) en K
- θ_f : température finale des denrées égale à la température de la chambre froide en K.

b. Charges thermiques dues à la dissociation chimique des produits

La modification physicochimique des tissus après la mort sous l'action des liquides biologiques est un processus qui dégage de la chaleur. Cette quantité de chaleur est donnée comme suit (21) :

$$Q_{resp} = m L_d \text{ en KJ} \quad [3.11]$$

- m : Masse des denrées en kg
- L_d : Chaleur de fermentation ou de dissociation chimique (kJ /kg)

Somme des charges thermique de la chambre froide :

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

$$Q_{cf}[kj] = Q_{tr} + Q_{re} + Q_{op} + Q_{ec} + Q_{pe} + Q_{me} + Q_{de} + Q_{resp} + Q_{deg} + Q_{vent}$$

Charges thermiques non chiffrables :

5% à 10% du bilan provisoire (somme des apports précédents) selon le niveau d'incertitude. A intégrer à Q_{cf} calculé ci-dessus, on la note par Q_{sup} (charges thermiques supplémentaires) (23).

$$Q_{sup} = 0,05 \text{ à } 0,1 \text{ de } Q_{cf} \text{ en Kj} \quad [3.12]$$

III. 4 Installations commerciales:

Dans ce type d'installations, certains apports ne sont pas calculés. Ils sont incorporés dans le bilan général sous forme d'un pourcentage forfaitaire de la somme des postes précédents.

Ce pourcentage est évalué, suivant l'importance du service, de 10 à 20% des valeurs ainsi calculées (7):

$$Q_{IC} = 0.1 \text{ à } 0.2 Q_{sup} \quad [3.13]$$

III.5 Charge thermique globale

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

$$Q_t = Q_{cf} + Q_{sup} + Q_{IC} \quad [3.14]$$

III.6 Le calcul de la puissance frigorifique nécessaire :

La phase finale du calcul du bilan consiste à diviser la quantité d'énergie totale par le temps de fonctionnement des compresseurs pour obtenir la puissance frigorifique à installer (24) :

$$Q_0 = \frac{Q_t}{t} \text{ en Kw} \quad [3.15]$$

Avec :

- Q_0 : puissance frigorifique nécessaire en kW,

- Q_T : charge thermique totale à extraire de la chambre froide en kJ,
- t : temps de fonctionnement des compresseurs.

III.7 Isolation d'une chambre froide :

Les chambres froides sont généralement conçues avec une charpente métallique recouverte de panneaux d'isolant préfabriqué et d'un pare-vapeur. A l'extérieur, le bâtiment est souvent protégé par un revêtement anti-incendie en béton.

Aujourd'hui, et afin de réduire les consommations d'énergie, on tend de plus en plus à augmenter l'épaisseur de la couche d'isolant. On préconise actuellement une épaisseur de paroi de 7 à 10 cm de polyuréthane (isolant le plus couramment utilisé) pour les chambres de réfrigération (25).

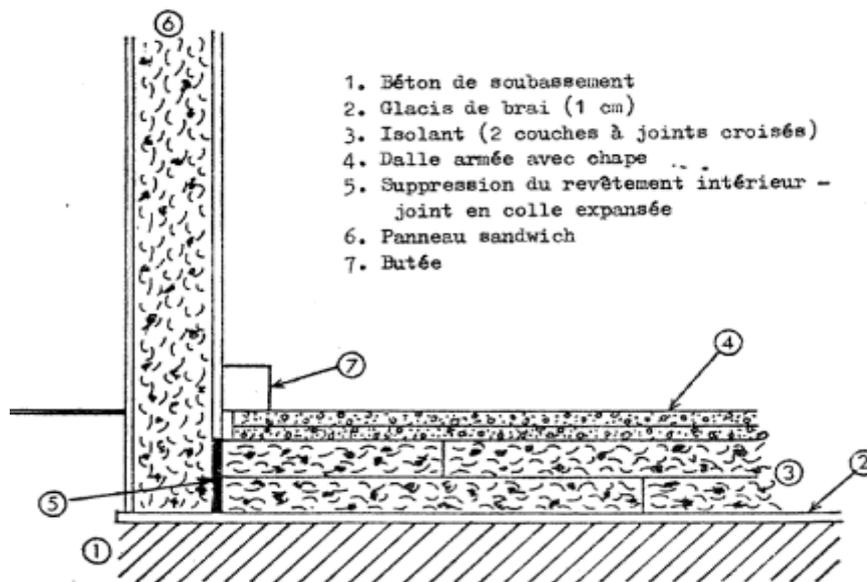


Figure III.1: Isolation du sol et parois sandwich

L'isolation sandwich implique que l'isolant soit résistant à la compression, à la traction et au cisaillement, ce qui est le cas des mousses denses en plastique (polystyrène – polyuréthanes - PVC). Les 2 faces de l'isolant sont intimement collées à deux feuilles résistantes, telles que tôles

(1 mm) en acier galvanisé, en alliage d'aluminium ou en acier inoxydable (pour des raisons d'hygiène), ou bien stratifié verre polyester (3 à 4 mm) ou contreplaqué qualité marine (10mm). Dans tous les cas, la face externe doit présenter les caractéristiques d'un écran d'étanchéité à la vapeur, ce qui oriente le choix du matériel à utiliser.

Panneaux Sandwich : Elément de remplissage ou de cloison composé de deux panneaux (ou plaques) de part et d'autre d'une âme (un isolant par ex.) et généralement muni d'un dispositif de jonction avec d'autres éléments. (26)

Pont Thermique : Les ponts thermiques sont des points de jonction où l'isolation n'est pas continue et qui provoquent des pertes de chaleur comme nous pouvons le voir dans la figure 8 l'isolation de ses pont se fait avec l'injection d'une résine et le montage des panneaux et fait de sortes à les isoler. (18)

III.8 Conditions à l'intérieur de l'usine :

Vous les trouverez, en annexe, dans le tableau Excel regroupant les données spécifiques à chaque local ainsi que les dimensions des chambres et salles de l'usine.

III.9 Calcul du bilan Frigorifique :

La puissance frigorifique de notre installation doit être apte à compenser, en un temps maximal journalier prédéterminé (ou imposé) de fonctionnement « t » de l'installation, le bilan frigorifique maximal Q_M correspondant à tous les apports de chaleur pendant la journée la plus chaude, où le service est le plus sévère [17].

La quantité de frigories nécessaire pour la formation de la glace est proportionnelle :

- A la chaleur massique sensible de l'eau (C_p),
- A la chaleur latente de gel de l'eau,
- A la différence de température à l'entrée et à la sortie du produit.

Outre la quantité de frigories nécessaire, il ya des apports calorifiques qu'il faut compenser. Ces apports sont dus :

- aux déperditions à travers les parois,
- au renouvellement d'air
- aux personnels,
- à l'équipement électrique,
- à l'éclairage,
- aux autres apports évalués à 10% des apports totaux

III.10 CF produits fini frais :

Détermination des charges externes :

a. Charges thermiques par transmission à travers les parois :

Ces charges concernent :

- 1- Le plafond,
- 2- Le planchez ou sol (mais par hypothèse, on considère qu'il n'y a pas d'apport),
- 3- Les parois

Démonstration de calcul d'après la formule : $Q_{tr} = 24.K.S.\Delta\theta$

La surface de transmission S est la moyenne géométrique des surfaces intérieure et extérieure (21):

$$S = \sqrt{\sum S_{int} \times \sum S_{ext}} \quad [3.16]$$

$$S = \sqrt{631.8 \times 631.9}$$

$$S = 631.85 \text{ m}^2$$

Pour le plafond on prendra

$$S = 272 \text{ m}^2 \text{ (donné dans le tableau 2)}$$

$$K = 0.197 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta\theta = T_{ext} - T_{final \text{ produit}}$$

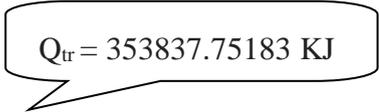
$$\Delta\theta = 25 - 2 = 23 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{tr} = Q_{tr, \text{parois}} + Q_{tr, \text{plafond}}$$

$$Q_{tr} = (24 \times 0.197 \times 631.85 \times 23) + (24 \times 0.197 \times 272 \times 23)$$

$$Q_{tr} = 98288.2644 \text{ W}$$

$$Q_{tr} = 353837.75183 \text{ KJ}$$


$$Q_{tr} = 353837.75183 \text{ KJ}$$

b. Charges thermiques par renouvellement d'air :

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

$$V = 2448 \text{ m}^3$$

$$\Delta h = 97 \text{ KJ/Kg}$$

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

$$n = 70 / 2448^{0.5}$$

$$n = 1.414$$

$$\varphi = 1.2 \text{ kg} / \text{m}^3$$

$$Q_{re} = 2448 * 97 * 1.2 * 1.415$$

$$Q_{re} = 403142.628 \text{ Kj}$$

NB : nous ne deviserons pas par 1000 pour obtenir le résultat en Kj

Détermination des charges thermiques internes :

a. Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées

1- Charges thermiques dues à l'éclairage :

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

Nous prévoyons, une puissance de 15 W/m²

$$Q_{ec} = 15 * h * S$$

Avec :

- h: heure d'éclairage, estimé selon la nature du local (CF, salle, couloirs ...)
- S : surface de la chambre en m²

$$Q_{ec} = 15 * 4 * 272$$

$$Q_{ec} = 16320 \text{ wh}$$

$$Q_{ec} = 58752 \text{ Kj}$$

$$Q_{ec} = 58752 \text{ Kj}$$

2- Charges thermiques dues aux personnes :

$$Q_{pe} = q_{h.t} * N$$

Dans les chambres froides la présence humaine est nulle:

$$Q_{pe} = 0 \text{ Kj}$$

3- Charges thermiques dues à des machines diverses :

Nous l'avons comme donnée et pour cette chambre froide elle est égale à 0 kw.

b. Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées :

1- Charges thermiques dues aux denrées entrant :

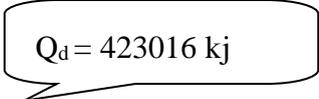
$$Q_d = m_d \cdot C_{p_d} (\theta_{in} - \theta_f)$$

$$m_d = 4400 \text{ kg}$$

C_{p_d} = La capacité thermique de la glace 4.18 kj/kg K (pour simplifier les calculs, la capacité thermique des produits stockés a été exceptée).

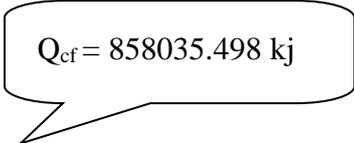
$$\theta_{in} - \theta_f = 23 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_d = 4400 * 4.18 * 23$$


$$Q_d = 423016 \text{ kj}$$

Somme des charges thermique de la chambre froide :

$$Q_{cf} = Q_{tr} + Q_{ec} + Q_{rev} + Q_d + Q_{\text{equipment}} + Q_{\text{apport personne}}$$


$$Q_{cf} = 858035.498 \text{ kj}$$

Charges thermiques non chiffrables :

$$Q_{sup} = 0,05 Q_{cf}$$

$$Q_{sup} = 42901.77 \text{ kj}$$

Installations commerciales :

$$Q_{IC} = 0.1 Q_{cf}$$

$$Q_{IC} = 85803.549 \text{ kj}$$

NB: les charges que nous n'avons pas calculées sont incorporées dans ce pourcentage.

Bilan général :

$$Q_t = Q_{cf} + Q_{sup} + Q_{IC}$$

$$Q_t = 858035.498 + 42901.77 + 85803.549$$

$$Q_t = 986740.8178 \text{ Kj}$$

Le calcul de la puissance frigorifique nécessaire :

$$Q_0 = \frac{Q_t}{t}$$

$$Q_0 = \frac{986740.82}{14 \times 3600}$$

$Q_0 = 19.578 \text{ Kw}$

III.11 CF produits fini congelé :

Détermination des charges externes :

a. Charges thermiques par transmission à travers les parois :

Ces charges concernent :

- 1- Le plafond,
- 2- Le planchez ou sol (mais par hypothèse, on considère qu'il n'y a pas d'apport),
- 3- Les parois.

Démonstration de calcul d'après la formule : $Q_{tr} = 24.K.S.\Delta\theta$

La surface de transmission S est la moyenne géométrique des surfaces intérieure et extérieur :

$$S = \sqrt{\sum S_{int} \times \sum S_{ext}} \quad (3.16)$$

$$S = \sqrt{776.7 \times 776.9}$$

$$S = 776.8 \text{ m}^2$$

Pour le plafond on prendra

$$S = 361.95 \text{ m}^2 \text{ (donné dans le tableau 1)}$$

$$K = 0.12 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta\theta = T_{\text{ext}} - T_{\text{final produit}}$$

$$\Delta\theta = 40 - (-20) = 60 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{tr}} = Q_{\text{tr,parois}} + Q_{\text{tr,plafond}}$$

$$Q_{\text{tr}} = (24 \times 0.12 \times 776.7 \times 60) + (24 \times 0.12 \times 362 \times 60)$$

$$Q_{\text{tr}} = 196767.36 \text{ W}$$


$$Q_{\text{tr}} = 708362.496 \text{ KJ}$$

b. Charges thermiques par renouvellement d'air :

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

$$V = 3257.55 \text{ m}^3$$

$$\Delta h = 1467 \text{ KJ/Kg}$$

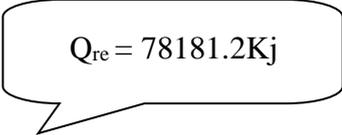
$$n = \frac{85}{V^{0.5}} \text{ pour les chambres positives}$$

$$n = 85 / 3257.55^{0.5}$$

$$n = 1.489$$

$$\varphi = 1.2 \text{ kg / m}^3$$

$$Q_{re} = 3257.55 * 1467 * 1.2 * 1.489$$


$$Q_{re} = 78181.2 \text{Kj}$$

NB : nous ne diviserons pas par 1000 pour obtenir le résultat en Kj

Détermination des charges internes :

a. Charges thermiques indépendantes des denrées entreposées

1- Charges thermiques dues à l'éclairage :

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

Nous prévoyons, une puissance de 15 W/m²

$$Q_{ec} = 15 * h * S$$

$$Q_{ec} = 15 * 4 * 361.95$$

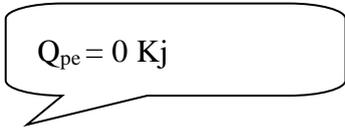
$$Q_{ec} = 21717 \text{ wh}$$

$$Q_{ec} = 8540353.176 \text{ Kj}$$

2- Charges thermiques dues aux personnes :

$$Q_{pe} = q_h \cdot t \cdot N$$

Dans les chambres froides, la présence humaine est nulle alors :


$$Q_{pe} = 0 \text{ Kj}$$

3- Charges thermiques dues à des machines diverses :

Comme donné, la charge thermique pour cette chambre froide est égale à 0 kw.

b. Charges thermiques internes dépendantes des denrées entreposées :

1- Charges thermiques dues aux denrées entrant :

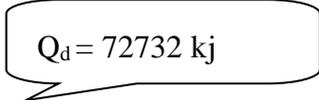
$$Q_d = m_d \cdot C_{p_d} (\theta_{in} - \theta_f)$$

$$m_d = 5800 \text{ kg}$$

C_{p_d} = La capacité thermique de la glace 2.09 kJ/kg K (pour simplifier les calculs, la capacité thermique des produits stockés a été exceptée)

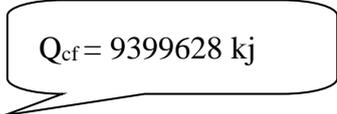
$$\theta_{in} - \theta_f = 60 \text{ °C}$$

$$Q_d = 5800 * 2.09 * 60$$


$$Q_d = 72732 \text{ kJ}$$

Somme des charges thermique de la chambre froide :

$$Q_{cf} = Q_{tr} + Q_{ec} + Q_{rev} + Q_d + Q_{equipment} + Q_{apport \text{ personne}}$$


$$Q_{cf} = 9399628 \text{ kJ}$$

Charges thermiques non chiffrables :

$$Q_{sup} = 0,05 Q_{cf}$$

$$Q_{sup} = 469981.4 \text{ kJ}$$

Installations commerciales :

$$Q_{IC} = 0.1 Q_{cf}$$

$$Q_{IC} = 939962.8 \text{ kJ}$$

NB: les charges que nous n'avons pas calculées sont comprises dans ce pourcentage.

Bilan général :

$$Q_t = Q_{cf} + Q_{sup} + Q_{IC}$$

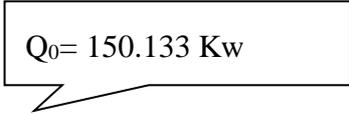
$$Q_t = 9399628 + 469981.4 + 939962.8$$

$$Q_t = 10809609 \text{ KJ}$$

Le calcul de la puissance frigorifique nécessaire :

$$Q_0 = \frac{Qt}{t}$$

$$Q_0 = \frac{986740.82}{20 \times 3600}$$


$$Q_0 = 150.133 \text{ Kw}$$

Les résultats du bilan de l'ensemble des locaux sont regroupés dans le tableau Excel général que vous retrouverai en Annexe

III.12 Comparaison des résultats :

Dans ce qui suit nous comparerons nos résultats calculés aux résultats obtenus avec un logiciel de fabricant renommé, ce type de logiciel, accessible en ligne, est fréquemment utilisé par les ingénieurs frigoristes pour le dimensionnement des machines frigorifiques.

Nous avons choisi un de ces logiciels, à titre d'exemple, pour estimer les besoins frigorifiques des deux chambres froides produits finis, positive et négative, les résultats ci-dessous sont en cohérence avec ceux de notre étude :

INTARCON

Accueil | Produit | Chambre | Charges | Calcul | Sélection ? Fermer

Type de chambre froide:

Application: Salle de manipulation ou haute temp (15°C) Réfrigération à moyenne température (0°C) Conservation à basse température (-20°C)

Volume de la chambre: m³

Dimensions intérieures: m (longueur) x m (profondeur) x m (hauteur)

Épaisseur d'isolement: mm

Localisation:

Température ambiante: °C

Appuyez sur le bouton "Calculer" pour obtenir un premier résultat basé sur les paramètres par défaut. Toutefois, vous pouvez consulter, modifier et spécifier plus de données sur le produit, les caractéristiques de la chambre, le renouvellement d'air ou les charges internes de chaleur à l'aide des onglets.

Figure III.2: Introduction des données de la CF -

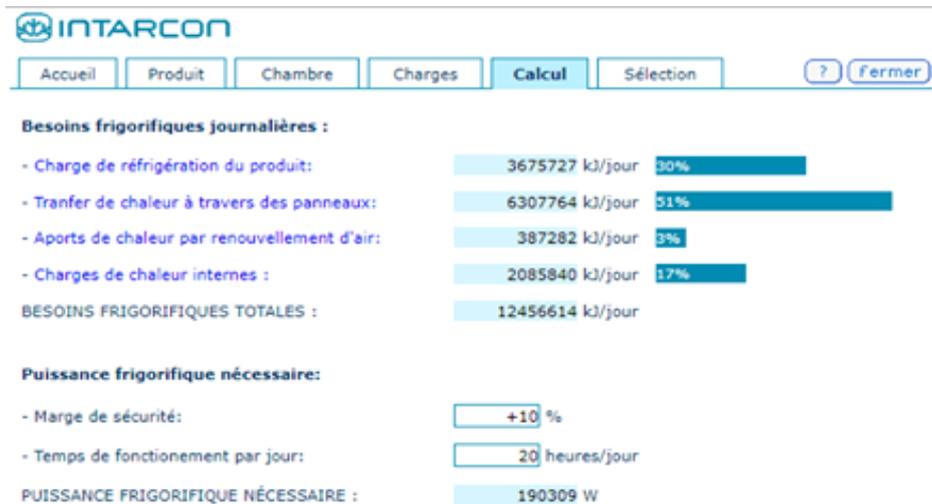


Figure III.3 : Résultats de la CF - calculés par le logiciel INTRACON

INTARCON

Accueil | Produit | Chambre | Charges | Calcul | Sélection ? Fermer

Type de chambre froide:

Application:

- Salle de manipulation ou haute temp (15°C)
- Réfrigération à moyenne température (0°C)
- Conservation à basse température (-20°C)

Volume de la chambre: m³

Dimensions intérieures: m (longueur) x m (profondeur) x m (hauteur)

Épaisseur d'isolement: mm

Localisation:

Température ambiante: °C

Appuyez sur le bouton "Calculer" pour obtenir un premier résultat basé sur les paramètres par défaut. Toutefois, vous pouvez consulter, modifier et spécifier plus de données sur le produit, les caractéristiques de la chambre, le renouvellement d'air ou les charges internes de chaleur à l'aide des onglets.

Figure III.4 : Introduction des données de la CF +



Figure III.5 : Résultats de la CF + calculés par le logiciel INTRACON

Pour les chambres froides négatives la différence est de 21%, et pour celle positive elle est au alentour de 5%. Cette différence reste acceptable et les valeurs sont du même ordre de grandeur.

Dans notre étude nous avons optimisé notre estimation toute en veillant à ne pas surdimensionné l'installation. Nous pouvons expliquer l'écart des résultats entre ceux calculé et eux du logiciel par le fait que les constructeurs peuvent avoir tendances à ajouter des coefficients de sécurité et d'autres coefficients à fin de proposer la puissance adéquate a leurs gammes de produits, qui ont pour résultats une surestimation.

La surestimation engendre un surcoût de l'installation et de la consommation d'énergie pour assurer une distribution continue et efficace du froid.

**Chapitre IV : DIMENSIONNEMENT DES ORGANES
PRINCIPAUX DE L'INSTALLATION**

IV.1 Choix de l'installation :

Pour notre installation, un système centralisé est choisi où l'ensemble des besoins frigorifiques est assuré par un équipement unique situé au sein de local technique, comprenant, en général, plusieurs machines ainsi que la condensation et les départs (direct ou indirect).

Les principaux avantages d'un système centralisé sont :

- Cumul et foisonnement des besoins ;
- Réduction de la puissance frigorifique installée ;
- Meilleur rendement à charge partielle ;
- Pilotage et maintenance plus facile.

IV.1.1 Système direct et système indirecte :

Compte tenu de l'importance de l'usine (surfaces des locaux, différences des températures et des puissances) et du fluide frigorigène sélectionné, la réfrigération indirecte en substitution au circuit de distribution d'ammoniac par pompe. La charge en fluide frigorigène d'une installation à frigoporteur est nettement plus petite que celle d'une installation à détente directe (0.1 à 1kg de frigorigène par kW de puissance frigorifique contre 3.5 à 5.5 kg pour la détente directe). (12)

Le frigoporteur nous offre également une meilleure sécurité compte tenu de la toxicité de l'ammoniac, et une meilleure maintenance de l'installation).

Le recours au frigoporteur dans une installation centralisée nous offre également les avantages suivants :

- Pressions de services inférieures à celle d'une détente directe, les problèmes d'étanchéité sont par conséquent plus faciles à résoudre
- L'évolution des postes de distribution sont plus faciles à gérer (ajout ou suppression des postes utilisateurs).
- Le fluide reste confiné dans la salle des machines ce qui facilite un éventuel changement du fluide frigorigène.

Pour le froid négatif, nous optons pour un circuit à détente direct car la détente indirecte est peu utilisée devant des charges élevées du fluide frigorigène

IV.1.2 Principe de l'installation choisie :

Dans les installations industrielles, où le froid est indispensable à la production, il est primordial de prévoir une installation de telle sorte que la production de froid reste continue en cas de panne ou d'intervention nécessitant l'arrêt du compresseur. Pour assurer cette continuité il est d'usage d'installer soit un compresseur de secours, avec une puissance équivalente, qui prendra le relais lors de l'arrêt du compresseur en marche, soit l'installation d'une centrale frigorifique avec deux compresseurs fonctionnant simultanément, ce système a pour avantages :

- L'adaptation de la consommation d'énergie à la demande réelle : on peut varier la puissance du système simplement par exemple par la mise en marche ou à l'arrêt d'un ou de plusieurs compresseurs.
- La fiabilité : un incident sur un compresseur n'arrête pas la production de froid.
- La possibilité de prévoir un surplus de puissance, pour des raisons de sécurité ou pour une augmentation ultérieure de la puissance installée (notamment en cas de grosses chaleurs ou d'une extension de l'installation).

A noter également, que sur le marché, il n'existe pas de compresseur avec une puissance aussi importante.

IV.1.3 Choix du fluide frigorigène :

Nous avons choisi pour cette usine des installations fonctionnant à l'ammoniac car il présente un nombre important d'avantages : température critique élevée, coefficients de transfert thermique élevés, meilleur rendement sur une large plage d'utilisation, dimensions plus faibles, coût du fluide moins élevé, etc

IV.1.4 Caractéristique de l'ammoniac:

L'ammoniac est un corps pur inorganique, de formule chimique NH_3 , incolore, d'odeur piquante (27) :

- Température critique : $132,35^\circ\text{C}$.

- Pression critique : 113 bars.
- Température d'ébullition sous la pression atmosphérique : -33.5°C
- Masse volumique de la vapeur inférieure à la masse volumique de l'air.
- Solubilité dans l'eau : très soluble.
- Température d'auto-combustion : 630°C.
- Potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone : ODP = 0.
- Potentiel d'effet de serre global à 100 ans : GWP₁₀₀ = 0.
- Toxicologie : produit toxique par inhalation : irritation de la gorge et des voies respiratoires (effets à partir de 250 ppm), toux, larmoiements, maux de tête, nausées, vomissements ; risques d'œdème et d'arrêt respiratoire ;
- Contact avec la peau : corrosif, provoque des brûlures ; provoque de graves brûlures oculaires.
- Manipulation et stockage : éviter le contact avec les flammes et les surfaces chaudes ; tenir à l'écart de la chaleur ; éviter tout contact direct avec le produit ; stocker dans un endroit frais, ventilé et à l'abri du rayonnement solaire direct.
- Matières incompatibles : les halogènes, les matières oxydantes, certains métaux (par exemple le cuivre).
- Matériaux d'emballage : acier ordinaire.
- Autres informations : en présence d'humidité, l'ammoniac corrode le cuivre, le zinc, et de nombreux alliages.

IV.1.5 Calcul des performances thermodynamique :

Débit du fluide frigorigène R717 (28) :

$$\Phi_0 = q_m (h_1 - h_6) \quad [4.1]$$

Avec :

q_m : débit massique du fluide frigorigène en Kg/s.

h_6 : enthalpie du point 6 en Kj/Kg

h_1 : enthalpie du point 1 en Kj/Kg

Φ_0 : la puissance frigorifique en KW.

$$q_m = \frac{Q_0}{h_1 - h_6} \quad [4.2]$$

Taux de compression τ :

$$\tau = \frac{P_c}{P_v} \quad [4.3]$$

Travail du compresseur en KW (28)

$$W = h_2 - h_1 \quad [4.4]$$

IV.1.6 Choix du fluide Frigoporteur :

Le choix d'un fluide frigoporteur pour une application donnée doit, à côté de l'aspect économique, prendre en compte de nombreux autres critères dont l'importance est variable suivant les marchés visés :

- Les critères de toxicité sont essentiels pour les applications alimentaires ;
- Les critères de corrosivité sont étudiés différemment suivant que l'installation est nouvelle et que le choix des matériaux est laissé à la discrétion du concepteur ou que l'installation est ancienne et que les matériaux sont imposés ;
- Le poids des réglementations en vigueur, suivant que l'on équipe un site industriel ou un établissement recevant du public (29).

IV.1.6.1 Propriétés Monoéthylène-glycol :

Le monoéthylène-glycol (MEG), est un fluide frigoporteur à différentes concentrations. Les solutions de monoéthylène-glycol, utilisé en industrie agroalimentaire et pharmaceutique, il s'agit d'un mélange d'eau et d'éthylène aussi appelé eau glycolée, et présentent deux fonctions principales :

- Abaisser le point de congélation d'une solution aqueuse,
- Retarder l'apparition de la corrosion.

La concentration du mélange modifie sa température de congélation et elle sera choisie en fonction de la température finale du liquide frigoporteur. Quand on augmente la concentration on réduit les performances de l'installation donc le choix de la concentration sera fait pour avoir un point de congélation à environ 5K en dessous de la température la plus basse du mélange.

Pour notre configuration nous choisissons une concentration de 35% offrant une température de fusion de -17°C .

Dans le tableau ci-dessous nous avons regroupé différentes concentrations du MEG ainsi que l'évolution de leurs propriétés thermiques :

Tableau IV.1: Propriétés du Monoéthylène-glycol en fonction de sa concentration (30)

Concentration	25%	30%	35%	40%
T fusion ($^{\circ}\text{C}$)	-9.4	-12.9	-17	-23.3
T min d'utilisation ($^{\circ}\text{C}$)	-5	-10	-15	-20
Masse volumique à 20°C (Kg/m^3)	1018	1022	1026	1063

Le transfert de froid entre le fluide frigorigène et le frigoporteur se fera à travers un échangeur de chaleur, par manque de données sont dimensionnement ne fera l'objet de notre étude.

Les échangeurs de chaleur sont des appareils permettant de transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent (fluide chaud/ fluide froid & matériau/ fluide froid).

Ci-dessous un plan d'installation illustrant notre choix :

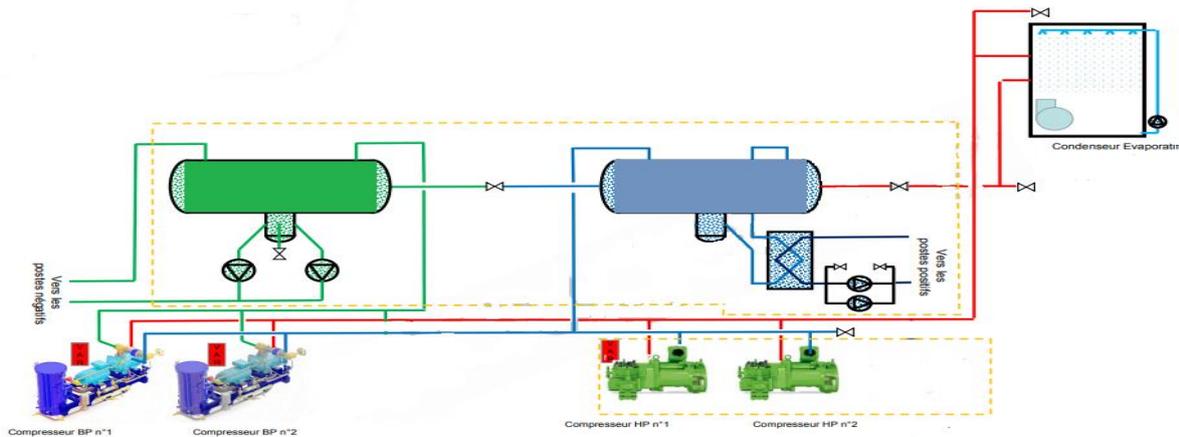


Figure IV.1 : schéma de l'installation proposé

IV.2 Dimensionnement des principaux composants de l'installation :

IV.2.1 Le compresseur :

Pour trouver la puissance du compresseur, il faut d'abord calculer le débit massique q_m du fluide frigorigène pour le multiplier après par la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du compresseur et ça donne [13] :

$$P = q_m (h_2 - h_1) \quad [4.4]$$

P : La puissance estimée pour le compresseur en KW.

q_m : débit massique du fluide frigorigène en Kg/s.

h_2 : enthalpie du point 2 en Kj/Kg

h_1 : enthalpie du point 1 en Kj/Kg

IV.2.2 L'évaporateur :

La puissance frigorifique de l'évaporateur est calculée sur un temps moyen de fonctionnement compris entre 14 et 20 heures, donc la puissance frigorifique nécessaire à l'évaporateur sera dans ces conditions, en appelant « t » le temps de fonctionnement de la machine frigorifique exprimé en seconde (24).

$$\Phi_{0u} = \frac{Q_{tc}}{t} \quad [4.5]$$

Φ_{0u} : puissance de l'évaporateur en KW.

Q_{tc} : charge thermique de la chambre froide en Kj.

t : temps de fonctionnement en seconde. (Nous prendrons 14h pour les chambres positives et 20h pour les chambres négatives).

IV.2.3 Le condenseur :

Le condenseur est un échangeur thermique qui reçoit la chaleur et l'énergie du compresseur et de l'évaporateur.

Et pour calculer sa puissance il existe une formule utilisée par les frigoristes basée sur le premier principe de la thermodynamique: l'énergie d'un système isolé se conserve. Elle ne peut être ni créée ni détruite (par contre elle se transforme). Il existe une fonction d'état conservative, homogène à une énergie, appelée énergie interne et notée U, telle que (31):

$$\Delta U = W + Q \quad [4.6]$$

Q : transfert thermique avec le milieu extérieur.

W : travail échangé avec le milieu extérieur.

En remplaçant le transfert thermique avec le milieu extérieur par la puissance de l'évaporateur, et le travail échangé par la puissance du compresseur nous obtiendrons (7) :

$$\Phi_k = \Phi_{0u} + P$$

Et dans le cas de plusieurs évaporateurs :

$$\Phi_k = \sum \Phi_{0u} + P$$

Avec :

- Φ_k : puissance du condenseur en KW.
- Φ_{0u} : puissance de l'évaporateur en KW.
- P : puissance du compresseur en KW.

IV.2.4 Le détendeur :

Pour sélectionner un détendeur thermostatique il faut connaître :

- la puissance frigorifique : P en kW.
- le type de fluide frigorigène.
- la température d'évaporation : θ_v en °C.
- la chute de pression dans le détendeur : Δp en bar

En fonction de ces données, le choix du détendeur thermostatique est fait à partir du catalogue du fabricant.

On placera le détendeur avant l'évaporateur pour chaque chambre froide.

Coefficient de performance COP (32) :

$$\varepsilon = \frac{\Phi_0}{P} \quad [4.7]$$

IV.3 Calcul de la puissance nécessaire pour le froid positive :

IV.3.1 Calcul thermique de l'installation frigorifique :

Pour le froid positive nous allons utiliser une installation frigorifique mono-étagée.

IV.3.2 Régime de fonctionnement :

BP = 2 bars → $\theta_v = -11\text{ °C}$

HP = 14 bars → $\theta_c = +35\text{ °C}$

$C_p = 2.1\text{ kJ/ k.kg}$

- La surchauffe dans l'évaporateur est négligeable.
- La surchauffe à l'entrée de compresseur est de 22 °C .
- Le sous refroidissement dans le condenseur est négligeable.
- Le sous refroidissement à l'entrée de détendeur est de 7 °C

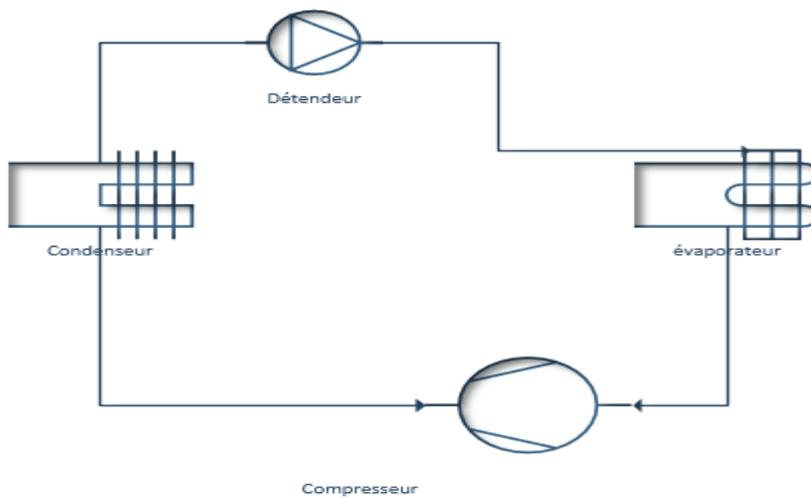


Figure IV.2 : Eléments principaux d'une installation frigorifique

a. Tracé du cycle sur le diagramme des frigoristes:

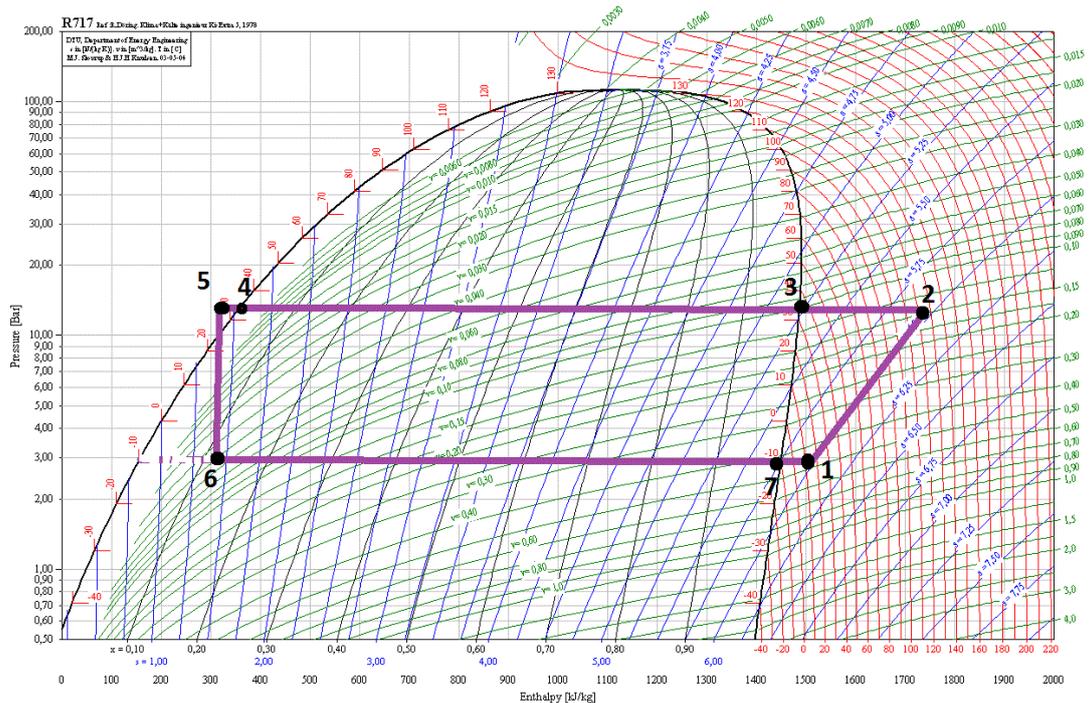


Figure IV.3: représentation de l'installation sur le diagramme enthalpique .

A partir du diagramme enthalpique R717 nous avons obtenus les valeurs des points regroupés dans le tableau suivant :

Tableau IV.2:Caractéristique des différents points du cycle du R717 (8).

Point	P (bar)	T (°C)	H (KJ/Kg)	V (m3/kg)
1	2	11	1453.33	0.33
2	14	100	1646.66	0.13
3	14	35	1440	0.1
4	14	35	346.15	0.008

5	14	28	280	0.006
6	2	-11	280	0.03
7	2	-11	1416	0.3

IV.3.3 Calcul des performances thermodynamique :

a. Débit massique du fluide frigorigène (q_m) (28) :

$$q_m = \frac{Q_0}{h_1 - h_6} = \frac{881.959}{1453.33 - 280}$$

$$q_m = 0.75 \text{ kg/s}$$

b. Débit volume que doit aspirer le compresseur (q_{vr}) (28):

$$q_{vr} = q_m \times v_1 = 0.75 \times 0.33$$

$$q_{vr} = 0.248 \text{ m}^3/\text{s}$$

c. Taux de compression (28) :

$$\tau = \text{HP} / \text{BP}$$

$$\tau = 4.66$$

d. Débit théorique du compresseur (ou volume horaire balayé par les pistons) (27) :

$$q_{vth} = \frac{q_{vr}}{n_v}$$

n_v = rendement volumétrique donné par la formules empirique suivante :

$$n_v = 1 - 0.05\tau$$

$$n_v = 0.767$$

$$q_{vth} = 0.323 \text{ m}^3/\text{s}$$

IV.3.4 Dimensionnement des principaux composants de l'installation :

a. Calcul de la puissance frigorifique de l'évaporateur :

Nous prendrons pour exemple de calcul la chambre froide produit fini frais, la charge journalière étant égale à 986740,823 Kj/jour, nous aurons :

$$\Phi_{0u} = \frac{Q_{tc}}{t}$$

$$\Phi_{0u} = \frac{986740.823}{14 \times 3600}$$

$$\Phi_{0u} = 19,578 \text{ KW}$$

Alors pour la chambre froide produit fini il faudra placer un évaporateur de puissance 20KW.

Nous regrouperons dans des tableaux les résultats obtenus pour l'ensemble des chambres et salles positives.

Tableau IV.3: Les puissances nécessaires pour l'évaporateur de chaque chambre.

CF	Puissance nécessaire calculé (kw)	Puissance nécessaire (kw)	CF	Puissance nécessaire calculé (kw)	Puissance nécessaire (kw)
Déchets	4.304	5	Vidage futs	2.868	3
Fromage	8.035	9	Tampon	3.85	4
Beurre	30.81	31	Produits frais	19.55	20

Margarine	2.257	3	Stock farine	5.484	6
Chocolat	1.773	2	Abaissement en température	3.434	4
Viandes brutes	1.894	2	Silos farine	13.948	14
Viandes prêtes	1.664	2	Refroidissement rapide	1.898	2
Légumes brutes	3.966	4	Zone fermentation	2.76	3
Légumes prêtes	1.862	2	Salle defilage	1.318	2
Rognures	1.724	2	S.bobine propre	4.709	5

Tableau IV.4 : les puissances nécessaires pour l'évaporateur de chaque salle et couloirs.

Salle	Puissance nécessaire calculé (kw)	Puissance nécessaire (kw)	Salle	Puissance nécessaire calculé (kw)	Puissance nécessaire (kw)
Réception MP	9.237	10	SAS personnel façonnage	0.693	1
MP produits sec	4.425	5	Topping surgélation	46.777	47

Stock farine	5.484	6	Suremballage pizza	12.514	13
Silos farine	13.948	14	Déballage zone viennoiserie	3.404	4
Couloir réception MP	15.218	16	Préparation fourage	3.404	4
Découpe viande	2.844	3	Zone pétrissage viennoiserie	81.357	82
Légumerie	3.649	4	Repos viennoiserie	3.289	4
Déballage lavage futs	2.800	3	Zone pousse + surgélation	12.018	13
Cuisine zone pizza	11.376	12	Suremballage viennoiserie	27.838	28
Couloir ZP	12.753	13	Couloir devant PF	13.917	14
Pétrissage pizza	4.392	5	P. com.Frais	8.7388	9
Façonnage	55.428	56	Quais d'expédition	14.435	15

b. Calcul de la puissance du compresseur (24):

$$P = q_m (h_2 - h)$$

$$P = 0.75 (1646,66 - 280) = 1024,995$$

$$P = 1025 \text{ KW}$$

$$P = 1025 \text{ KW}$$

Le compresseur de l'installation devra fournir une puissance d'au moins 1030 KW, mais comme il n'y a pas sur le marché un compresseur avec une telle puissance nous utiliserons 2 compresseurs pour l'assurer.

c. Calcul de la puissance du condenseur (32) :

$$\Phi_k = \sum \Phi_{0u} + P$$

$$\sum \Phi_{0u} = 517 \text{ KW}$$

$$P = 1025 \text{ KW}$$

$$\Phi_k = 1542 \text{ KW}$$

$$\Phi_k = 517 + 1025$$

$$\Phi_k = 1542 \text{ KW}$$

Le condenseur aura une puissance égale ou supérieure à 1542 KW.

d. Calcul du coefficient de performance COP :

$$\varepsilon = \frac{\Phi_0}{P}$$

$$\varepsilon = \frac{881,595}{1025}$$

$$\varepsilon = 0.86$$

IV.4 Calcul de la puissance nécessaire pour le froid négative :

IV.4.1 Calcul thermique de l'installation frigorifique :

Pour le froid négative nous allons utiliser une installation frigorifique bi-étagée.

IV.4.1.1 Régime de fonctionnement :

BP = 0.7 bars → $\theta_v = -41 \text{ °C}$

HP= 13 bars → $\theta_c = +35 \text{ °C}$

$C_p = 2.1 \text{ kJ/ k.kg}$

a. Calcul de la pression intermédiaire :

$$P_m = \sqrt{P_c \times P_v}$$

Dans le cas de l'ammoniac, la pression moyenne prend les valeurs suivantes

$$P_m = \sqrt{P_c \times P_v} + 0.35 \text{ [22]}$$

$$P_m = \sqrt{0.7 \times 13} + 0.35 = 3.36 \text{ Bars}$$

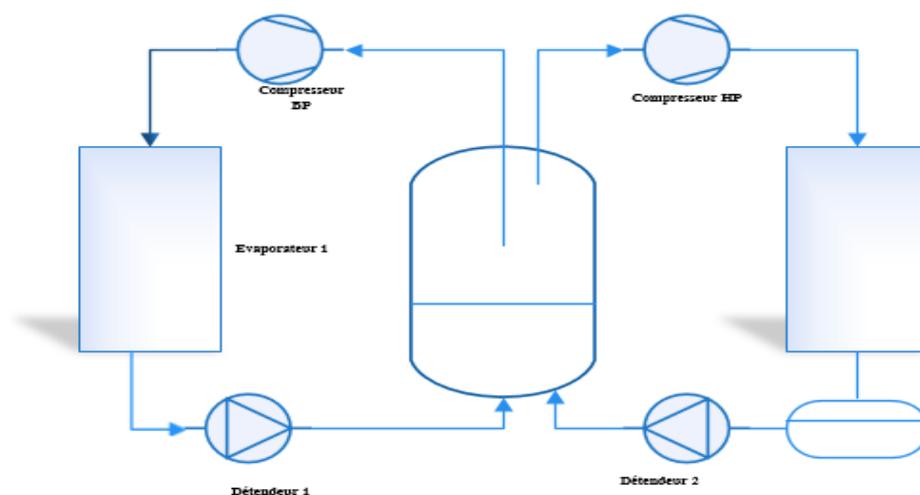


Figure IV.4 : Système bi-étagé

b. Tracé du cycle sur le diagramme des frigoristes:

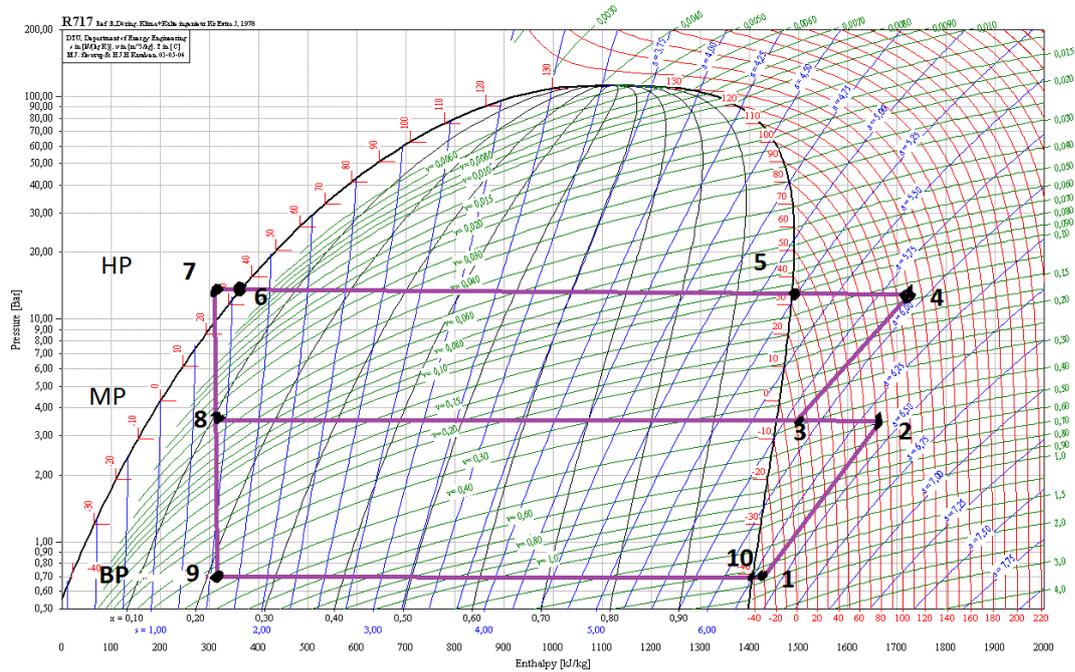


Figure IV.5: Représentation de l'installation sur le diagramme enthalpique.

A partir du diagramme enthalpique R717 nous avons obtenus les valeurs des points regroupés dans le tableau suivant :

Tableau IV.5: Caractéristiques des différents points du cycle.

Point	P (bar)	T (°C)	H (Kj/Kg)	V (m3/kg)
1	0.7	-21	1422.35	2
2	3.4	70	1611.85	0.58
3	3.4	10	1487.65	0.42
4	13	110	1695.39	0.15

5	13	35	1457.95	0.12
6	13	35	389	0.006
7	13	28	300	0.003
8	3.4	-5	300	0.04
9	0.7	-41	300	0.33
10	0.7	-41	1391	0.18

IV.4.2 Calcul des performances thermodynamique :

a. Débit massique du fluide frigorigène (q_m) (27) :

$$q_m = \frac{Q_0}{h_1 - h_9} = \frac{281.143}{1422.35 - 300}$$

$$q_m = 0.25 \text{ kg/s}$$

b. Débit volume que doit aspirer le compresseur (q_{vr}) (28):

$$q_{vr} = q_m \times v_1 = 0.25 \times 2$$

$$q_{vr} = 0.5 \text{ m}^3/\text{s}$$

c. Taux de compression [19]:

$$\tau = \text{HP} / \text{BP}$$

$$\tau = 13 / 0.7$$

$$\tau = 18.57$$

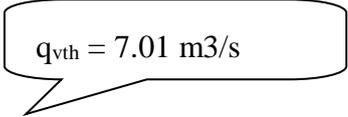
d. Débit théorique du compresseur (ou volume horaire balayé par les pistons (14) :

$$q_{vth} = \frac{qvr}{n_v}$$

n_v = rendement volumétrique donné par la formule empirique suivante :

$$n_v = 1 - 0.05\tau$$

$$n_v = 0.071$$


$$q_{vth} = 7.01 \text{ m}^3/\text{s}$$

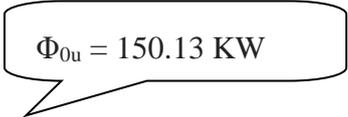
IV.4.3 Dimensionnement des principaux composants de l'installation :

e. Calcul de la puissance frigorifique de l'évaporateur :

Nous prendrons pour exemple de calcul la chambre froide produit fini congelé, la charge journalière étant égale à 10809609 Kj/jour, nous aurons :

$$\Phi_{0u} = \frac{Qtc}{t}$$

$$\Phi_{0u} = \frac{10809609}{20 \times 3600}$$


$$\Phi_{0u} = 150.13 \text{ KW}$$

Alors pour la chambre froide produit fini congelé il faudra placer un évaporateur de puissance 151 KW.

Tableau IV.6 : Les puissances nécessaires pour l'évaporateur de chaque chambre.

CF	Puissance nécessaire calculé (kw)	Puissance nécessaire (kw)
MP	52.619	53
PF	150.13	151
Préparation de commande	78.39	79

f. Calcul de la puissance du compresseur :

$$P = q_m (h_4 - h)$$

$$P = 0.25 (1695.39 - 300)$$

$$P = 348.84 \text{ KW}$$

P = 349 KW

Alors le compresseur de l'installation devra fournir une puissance d'au moins 349 KW.

g. Calcul de la puissance du condenseur [23]:

$$\Phi_k = \sum \Phi_{0u} + P$$

$$\sum \Phi_{0u} = 283 \text{ KW}$$

$$P = 349 \text{ KW}$$

$$\Phi_k = 283 + 349$$

$\Phi_k = 632 \text{ KW}$

$$\Phi_k = 632 \text{ KW}$$

Le compresseur aura une puissance égale ou supérieure à 632 KW.

a. Calcul du coefficient de performance COP :

$$\varepsilon = \frac{\Phi_0}{P}$$

$$\varepsilon = \frac{281}{349}$$

ε = 0.8

Après consultation des offres du le marché du Froid Industriel, nous présentons un schéma du principe de l'installation choisie :

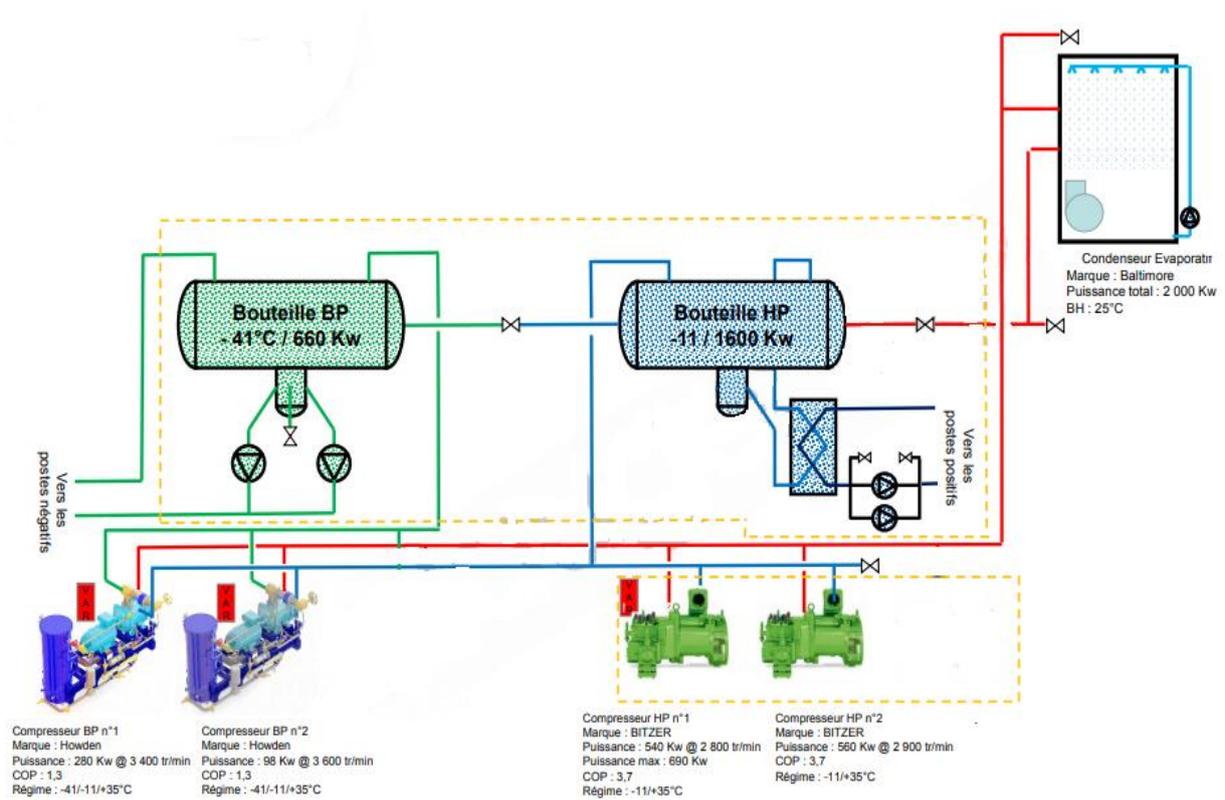


Figure IV.6 : Schéma de l'installation avec les puissances des machines.

IV.5 Mesure de sécurité à prendre en considération :

L'ensemble de l'installation doit se faire dans un local séparé étanche dénommé par la suite salle des machines. Son usage doit être réservé exclusivement à l'installation frigorifique :

- L'accès à la salle des machines ne peut se faire que par l'intermédiaire d'un "sas".
- Les portes de la salle des machines et du sas doivent être à fermeture automatique.
- La salle des machines et le sas doivent disposer de bouches d'aération mécanique, permettant d'évacuer lentement sous contrôle (p. ex. par les pompiers) et peu à peu l'ammoniac vers l'extérieur. Les ouvertures de sortie d'air doivent être dirigées vers le haut afin d'obtenir une dilution rapide de l'ammoniac dans l'atmosphère environnante.
- Les dimensions de la salle des machines doivent permettre l'installation des équipements dans de bonnes conditions de travail, laissant au moins un espace libre d'un mètre autour de chaque machine pour pouvoir en assurer le montage, le service, l'entretien et le dépannage.
- Un système de ventilation doit être installé dans la salle des machines afin d'assurer la mise en œuvre des mesures d'urgence.
- Le système de ventilation de la salle des machines ne doit pas être raccordé à d'autres conduites de ventilation, il servira exclusivement à la ventilation du local en question.
- Les installations doivent être dotées de détecteurs 50 ppm et 200 ppm dans la salle des machines et de détecteurs 200 ppm dans le sas.
- Tous les éléments du circuit frigorifique doivent être conçus, fabriqués et installés de façon à rester étanches et à supporter les vibrations, les pressions et les températures qui peuvent se produire pendant le fonctionnement, l'immobilisation et le transport, en tenant compte des contraintes thermiques, physiques et chimiques probables.
- Les matériaux utilisés, l'épaisseur des parois ainsi que la résistance à la corrosion doivent être compatibles avec l'ammoniac et répondre aux pressions et autres contraintes qui peuvent être escomptées.
- Nous proposons que la tuyauterie soit réalisée en tubes acier inox roulés soudés.
- Sans oublier bien sûr les équipements de protection individuelle.
- Tout installateur de machines frigorifiques est tenu de mettre à la disposition de chacun des salariés employés aux travaux de maintenance sur le circuit frigorifique les équipements de protection individuelle.

Conclusion :

Au terme de cette étude, nous espérons avoir atteint l'objectif premier visé par ce projet, dans la mesure où nous avons réalisé un bilan frigorifique et dimensionné les machines frigorifiques du bâtiment de production.

Aussi cette étude nous aura permis de découvrir le monde industriel et plus particulièrement l'une des industries les plus complexes et les plus exigeantes qui est celle de l'agroalimentaire.

Le faible coût de l'énergie en Algérie, fait qu'il existe un réel compromis entre économie et écologie. La difficulté d'allier les deux est surtout dû à un retour sur investissement négligeable pour une conception écologique, à long terme. En l'absence d'une législation contraignant les industriels à se plier aux normes internationales en matière de rejets de Co2 de gaz à effet de serre et de consommation d'énergie, les investisseurs ne trouvent pas d'intérêt pour les usines écoresponsables.

Pour notre dimensionnement nous avons, en fonction de la demande du client et de la réalité du marché, opté pour les choix les plus réalistes pour allier efficacité énergétique et qualité environnemental.

Il n'en est pas moins que notre conception peut faire l'objet d'études critiques et, ou, plus avant-gardistes. Lors de nos recherches et de notre stage au sein du bureau d'étude, nous avons pris conscience du champ de sujets qu'ouvre ce thème, et que nous souhaiterions voir aborder, et éventuellement y contribuer.

Parmi les nombreux sujets qui nous semblent intéressants nous citerons, quelques-uns :

- Etude critique et évaluation de l'installation proposée par rapport à la norme ISO50001, norme de management énergétique ;
- Récupération de chaleur sur la production de froid industriel du bâtiment ;
- Etude de l'ensemble des besoins énergétique de l'usine
- Conception d'un système mixtes, en décentralisant les chambres froides négatives éloigné du local technique, et comparaison des deux conceptions ;

- Dimensionnement du système indirect, l'échangeur de chaleur ainsi que le réservoir et pompe du fluide frigoporteur, avec éventuellement le choix d'un autre fluide comme le CO₂;
- Proposition d'une installation avec d'autres fluides frigorigènes, notamment le CO₂, qui sont toujours au stade expérimentale ;
- Production de froid à partir de source d'énergies renouvelables.

Bibliographie

1. Le marché algérien. *Djazagro*. [En ligne] [Citation : 19 mars 2019.] <https://www.djazagro.com>.
2. **Dehon**. Industrie. *Clima life*. [En ligne] [Citation : 18 juin 2019.] <https://climalife.dehon.fr/industrie>.
3. TECHNIQUE DU FROID. *TECHNIQUE GENERALE* . [En ligne] Juillet 2007. https://www.coursindustriels.com/uploads/2/6/0/8/26080957/cours_general_le_froid.pdf.
4. **Philippe, SMEKENS**. Production, distribution et utilisation rationnelles du froid industriel. *Article de Fond, Facilitateur URE, CCIH*.
5. **CONAN, Jean Georges**. *Réfrigération Industrielle*. s.l. : EYROLLES, 1988.
6. **Francis MEUNIER, Paul RIVET, Marie-France TERRIER**. *Froid Industriel*. s.l. : Dunod, 2003.
7. **Pierre RAPIN, Patrick JACQUARD**. *Aide-memoire formulaire du froid*. 11ème . s.l. : Dunod, 2003.
8. **Coquelet, Christophe**. *Étude des fluides frigorigènes : mesures et modélisations*. s.l. : École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2003. pastel-00000991.
9. **Eric DEVIN, Thomas MICHINEAU, Stéphanie BARRAULT, Denis CLODIC et Xueqin PAN**. ALTERNATIVES AUX HFC A FORT GWP. [En ligne] 23 Novembre 2019. http://www.cemafroid.fr/doc_telechargement/Rapport_alternative_HFC_FR.pdf.
10. PROJET DE LOI, autorisant l'approbation de l'amendement au protocole de Montréal. *ASSEMBLÉE NATIONALE* . [En ligne] 11 Octobre 2017. [Citation : 03 Juin 2019.] <http://www.assemblee-nationale.fr/15/pdf/projets/pl0270.pdf>.
11. Fluides frigorigènes. *Energie Plus*. [En ligne] [Citation : 25 mars 2019.]

12. **André, GAC.** *Equipements Frigorifiques : Automatismes et Conception.* s.l. : Lavoisier TEC & DOC, 1997.
13. *Dewey, D.H. 1983. Controlled atmosphere storage of fruits and vegetables .In S.*
14. **Pierre RAPIN, Patrick JACQUARD.** *Aide-mémoire formulaire du froid.* 14e. s.l. : Dunod, mars 2010.
15. Conservation par le froid : réfrigération, surgélation, congélation. *Bio Lineaires.* [En ligne] [Citation : 02 juin 2019.] http://www.biolineaires.com/conservation_par_le_froid__refrigeration_surgelation_congelation.
16. La Revue générale du froid. *Association Française du Froid.* 1988, p. Volume 78.
17. **A. Gac, C. Bailey, D. Côme.** *Manuel de l'entreposage frigorifique dans les pays chauds.*
18. **Yves, JANNOT.** *Transferts Thermiques.* s.l. : Ecole des Mines Nancy, 2011.
19. **frigorifiques, Fédération nationale des activités.** *Revue pratique du froid.* 1979, Vol. Volume 32.
20. **GUEZO, Bertho Serge MEVO.** *Implantation D'une Unité De Fabrique De Glace Alimentaire Dans La région De THIES. Projet de fin d'études.* s.l., Sénégal : Ecole Polytechnique de THES, Juillet 1994.
21. **JABER, Othman.** *Chambre froide.* mémoire d'ingéniora : Institut des sciences appliquées et économiques.
22. Estimation de l'apport par individu. *Energie Plus.* [En ligne] <https://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=11245#c1977> .
23. **DAVAL, Flavien.** *Etude et Conception d'une Installation Frigorifique.* s.l. : Document Ste CLAUGER.

24. **Pierre RAPIN, Patrick JACQUARD, Jean DESMONS.** *Technologie des Installations Frigorifiques.* 8ème . s.l. : Dunod, 2004.
25. **TALPIN, Juliette.** *Economie d'énergie sur économies d'énergie.* s.l. : France agricole, 2010.
26. Définition Pont thermique. *Dico BTP.* [En ligne] [Citation : 05 juin 2019.] <https://www.editions-eyrolles.com/Dico-BTP/definition.html?id=6507>.
27. **DESMONS, Jean.** *Génie climatique - aide mémoire.* s.l. : DUNOD, 4e édition.
28. —. *Génie climatique - aide mémoire.* s.l. : DUNOD, 5e édition.
29. **MARILLET, CHRISTOPHE.** *FLUIDES FRIGOPORTEURS – PROPRIETES.* 10 janvier 2003.
30. MEG 35%. *Celsius Process.* [En ligne] [Citation : 28 Mai 2019.] <http://www.celsius-process.com/pdf/MEG%2035.pdf> .
31. **Jean-Noël FOUSSARD, Julien EDMOND, Stéphane MATHE, Hubert DEBELLEFONTAINE.** *Les bases de la thermodynamique.* 3e. s.l. : DUNOD, 2015.
32. **Pierre Rapin, patrick jacquard, Jean DESMONS.** *Technologie des installations frigorifiques.* 10e. s.l. : DUNOD, 2015.
33. Normes européennes NF EN 378-1, NF EN 378-2, NF EN 378-3, NF EN 378-4, Décembre 2000.
34. **MARILLET, CHRISTOPHE.** *FLUIDES FRIGOPORTEURS – PROPRIETES.* Janvier 2003.
35. Projet N°14- Fabrication de Pizzas surgelées. *Tunisie Industrie.* [En ligne] [Citation : 19 mars 2019.] <http://www.tunisieindustrie.nat.tn>.
36. LES COMPOSANTS DES DENREES. *AE/21eau.doc/27/08/99.* [En ligne] 27 Aout 1999. [Citation : 19 mars 2019.] <http://www.epsic.ch/branches/chimie/denrees/21eau.pdf>.

37. Machine frigorifique. *Ingénieurs*. [En ligne] [Citation : 03 05 2019.] <https://www.ingenieurs.com/documents/memoire/machine-frigorifique--mini-projet-90.php> .
38. Machine Frigorifique. *energie environnement*. [En ligne] [Citation : 26 05 2019.] <http://www.energie-environnement-upmc.fr/userfiles/file/cours/Licence/LA3MJ/machine-Frigo.pdf>.
39. **Francis MEUNIER, Paul RIVET, Marie-France TERRIER**. *Froid Industriel*. 12ème. s.l. : Dunod, 2019.
40. **KHELIF, Abdelgheffar**. Modélisation d'une Machine Frigorifique à Compression Mécanique de Vapeur. *Mémoire de Master en Génie Mécanique*. s.l., Ouargla, Algérie : Université Kasdi Merbah, 2014.
41. **JACQUERD, Pierre RAPIN et Patrick**. *Aide-mémoire formulaire du froid*. 11e. Paris : Dunod, 1999.
42. Les fluides frigorigènes. *Energie Plus*. [En ligne] [Citation : 25 mars 2019.] <https://energieplus-lesite.be/techniques/la-climatisation/composants-installation-frigorifique/les-fluides-frigorigenes/>.

Annexes

Bilan énergétique du froid positive

Locaux	T amb (c°)	Hygrométrie	L (m)
Réception MP	12	47	9.6
CF déchets	4	70	4.95
CF MP(<0)	-20	90	11.65
CF Fromage	2	77	11.85
MP Produits secs	25	40	11.85
Stock Farines	20	40	11.85
silos Farine	20	40	13.9
CF Beurre	2	77	6.1
CF margarine	8	57	6.15
CF chocolat	15	40	6.1
couloir réception MP	12	47	71.3
CF viandes brutes	2	77	5.05
découpe viandes	8	57	4.8
CF viands pretes	2	77	4.8
CF legumes brutes	2	77	6.4
legumerie	20	40	8.9
CF legumes prêts	2	77	4.05
déballage lavage futs	10	52	5
cuisine zone pizza	25	40	7.65
refroidissement rapide	2	77	5.3
couloir zone préparation	12	47	63.9
pétrissage pizza	14	75	8.35
zone fermentation	2	77	6
façonnage	14	75	23.05
CF rognures	2	77	4.1
SAS personnel façonnage	25	40	2.8
CF vidage futs	6	64	7
CF tompon topping	2	77	6.25
Topping surgélation et conditionnement	6	75	49.9
SAS défilage	18	40	4.5
Stock bobine propres	18	40	12.3
suremballage pizza	6	64	16.35
déballage zone viennoiserie	10	52	7.85
CF remontée en température	4	70	7.85
préparation fourage	10	57	7.85
CF rognures	2	77	4.35
Zone pétrissage viennoiseries	14	75	59.75
repos viennoiseries	14	77	8.3
zone pousse + surgélation	10	52	18.5
suremballage viennoiserie	10	52	12.1
couloir zone viennoiseries et tech	12	47	111.75
couloir devant PF	12	47	41.15
CF PF <0	-20	90	31.75
préparation commandes <0	-20	90	11.4
CF PF frais	2	77	23.55

Bilan énergétique du froid positif

Préparation commandes frais	2	77	11.55
Quais d'expéditions	10	52	31.45
somme (kj) négatives			
Somme (kj) positives			

K (P / N) W/ m2*K

Qt 1

Qt 2

chambres négatives

0,197 / 0,12

apport calorifique des parois

apport calorifique des plafond

Bilan énergétique du froid positif

l (m)2	H (m)	S(m2)	V (m3)	S	T d'entrée pro	T finale produ
4.9	6.5	47.04	305.76	188.549993	0	0
4.85	4.5	24.0075	108.03375	88.2499858	6	4
5.6	6.5	65.24	424.06	224.349978	-18	-20
5.9	6.5	69.915	454.4475	230.799995	4	2
5.9	6.5	69.915	454.4475	230.799995	25	25
5.9	6.5	69.915	454.4475	230.799995	22	20
8.4	18	116.76	2101.68	802.849998	22	20
4.1	4.5	25.01	112.545	91.8499864	4	2
4.05	4.5	24.9075	112.08375	91.8499864	10	8
3.45	4.5	21.045	94.7025	85.9999855	17	15
2.55	4.5	181.815	818.1675	664.699998	14	12
3.95	4.5	19.9475	89.76375	81.0499846	4	2
4.6	4.5	22.08	99.36	84.6499852	8	8
2.91	4.5	13.968	62.856	69.439982	6	2
4.5	4.5	28.8	129.6	98.1499873	4	2
4.05	4.5	36.045	162.2025	116.599989	20	20
2.95	4.5	11.9475	53.76375	63.0499802	4	2
3.95	4.5	19.75	88.875	80.5999845	10	10
4.95	4.5	37.8675	170.40375	113.449989	25	25
2.25	4.5	11.925	53.6625	67.9999816	4	2
2.05	4.5	130.995	589.4775	593.599998	12	12
5.85	4.5	48.8475	219.81375	127.84999	14	14
4	4.5	24	108	90.0499861	2	2
12.4	6.5	285.82	1857.83	460.899997	14	14
3.9	4.5	15.99	71.955	72.0499827	4	2
2.5	3	7	21	31.8499608	0	25
4	4.5	28	126	99.0499874	8	6
4.8	4.5	30	135	99.4999874	0	2
14.6	6.5	728.54	4735.51	838.549999	0	6
2	6.5	9	58.5	84.5499852	0	18
4.55	6.5	55.965	363.7725	219.099994	0	18
14.6	6.5	238.71	1551.615	402.399997	0	6
3.95	4.5	31.0075	139.53375	106.249988	0	10
3.95	4.5	31.0075	139.53375	106.249988	0	4
3.95	4.5	31.0075	139.53375	106.249988	0	10
3.85	4.5	16.7475	75.36375	73.8499831	4	2
12	6.5	717	4660.5	932.799999	16	14
5.75	4.5	47.725	214.7625	126.49999	0	2
7.3	6.5	135.05	877.825	335.449996	12	10
11.95	6.5	144.595	939.8675	312.699996	0	10
2.55	6.5	284.9625	1852.25625	1485.95	0	12
3.65	6.5	150.1975	976.28375	582.449998	0	12
11.4	9	361.95	3257.55	776.799994	-18	-20
7.9	9	90.06	810.54	347.499986	-18	-20
11.55	9	272.0025	2448.0225	631.849998	4	2

Bilan énergétique du froid positif

7.95	9	91.8225	826.4025	351.049996	4	2
5.95	4.5	187.1275	842.07375	336.649996	12	10

Bilan énergétique du froid positif

Text	$\Delta\theta$ (K)	heures d'éclair	Q_eclairage (Kj)	ΔH	Qt (Kj)2	Qrev (Kj)
40	28	14	35562.24	77	89859.608	113099.412
40	36	4	5185.62	127	54075.073	110882.429
40	60	4	14091.84	1467	139563.634	3081370.64
40	38	4	15101.64	87	149279.221	155790.294
40	15	4	15101.64	57	58926.008	102069.503
40	20	4	15101.64	67	78568.011	119976.434
40	20	4	25220.16	67	273302.985	258010.502
20	18	4	5402.16	1467	28140.484	1307291.7
20	12	4	5380.02	77	18760.323	68476.4658
20	5	4	4545.72	78	7318.943	63760.9253
40	28	8	78544.08	77	316784.320	185008.262
12	10	4	4308.66	77	13795.356	61280.2467
20	12	14	16692.48	87	17289.726	72845.7686
15	13	4	3017.088	77	15365.013	51279.4527
40	38	4	6220.8	87	63482.470	83195.7305
25	5	14	27250.02	87	9923.125	93073.7711
40	38	4	2580.66	47	40780.122	28948.2237
25	15	14	14931	87	20578.143	68895.1017
25	0	14	28627.83	77	0.000	84432.4877
40	38	4	2575.8	47	43981.735	28920.9527
40	28	8	56589.84	77	282899.312	157037.592
25	11	14	36928.71	77	23937.200	95895.3258
18	16	14	18144	67	24523.565	58487.8917
25	11	14	216079.92	77	86293.753	278787.307
18	16	4	3453.84	67	19621.574	47740.2378
18	-7	4	1512	87	-3794.783	33489.4632
40	34	4	6048	47	57320.941	44316.1901
40	38	4	6480	78	64355.637	76127.3607
25	19	4	157364.64	87	271183.044	502900.327
18	0	8	3888	78	0.000	50113.1638
40	22	4	12088.44	57	82043.658	91320.6668
20	14	14	180464.76	57	95888.378	188601.927
25	15	14	23441.67	78	27126.897	77395.11
20	16	14	23441.67	77	28935.357	76402.865
25	15	14	23441.67	78	27126.897	77395.11
25	23	4	3617.46	77	28910.673	56150.194
40	26	14	542052	87	412802.058	498901.483
14	0	14	36080.1	77	0.000	94787.1001
25	15	14	102097.8	117	85644.409	291185.081
12	2	14	109313.82	87	10644.808	224043.245
40	28	4	61551.9	87	708177.617	314520.584
40	28	4	32442.66	87	277585.418	228342.404
40	60	4	78181.2	1467	483231.740	8540353.18
25	45	14	68085.36	1467	162129.593	4260077.61
25	23	4	58752.54	97	247355.626	403142.628

Bilan énergétique du froid positif

25	23	4	19833.66	77	137428.491	185937.001
40	30	14	141468.39	77	171901.568	187691.703
	0		160358.4	1577	784924.967	7341448.25
			2187926.75		6037972.699	30621199.3

Bilan énergétique du froid positif

Q aliment (KW)	Qapp personr	Q equipemen	ΣQ (Kj)	coef sécu	Qcrrrection
0	6652.8	172800	404830.256	15%	465554.795
3762	0	0	188615.689	15%	216908.043
18810	0	0	3294420.61	15%	3788583.7
4447.52	0	0	352164.067	15%	404988.677
0	0	0	193947.29	15%	223039.383
2926	0	0	240372.269	15%	276428.11
15048	0	0	611328.62	15%	703027.913
1881	0	0	1350377.76	15%	1552934.43
1254	0	0	98958.1557	15%	113801.879
313.5	0	0	77730.1017	15%	89389.617
0	0	0	666986.491	15%	767034.465
250.8	0	0	83030.2866	15%	95484.8295
0	13305.6	0	124643.405	15%	143339.916
217.36	0	0	72969.6182	15%	83915.061
2303.18	0	0	173829.744	15%	199904.205
0	26611.2	0	159925.69	15%	183914.544
1588.4	0	0	81624.9339	15%	93868.674
0	13305.6	0	122752.257	15%	141165.095
0	39916.8	345600	498577.118	15%	573363.685
0	0	0	83191.4635	15%	95670.183
0	0	0	558956.655	15%	642800.154
0	26611.2	6	192524.095	15%	221402.709
0	13305.6	0	120997.044	15%	139146.6
0	66528	1728000	2429202.72	15%	2793583.12
401.28	0	0	75571.5327	15%	86907.2627
0	0	0	30372.6613	15%	34928.5605
1847.56	0	0	125736.493	15%	144596.966
2382.6	0	0	168749.309	15%	194061.706
0	19008	864000	2050062.35	15%	2357571.7
0	3801.6	0	57802.7638	15%	66473.1783
0	0	0	206409.284	15%	237370.677
0	26611.2	2	548450.758	15%	630718.371
0	13305.6	0	149185.864	15%	171563.743
0	13305.6	0	150529.851	15%	173109.329
0	13305.6	0	149185.864	15%	171563.743
432.63	0	0	95667.2418	15%	110017.328
0	66528	1728000	3565585.29	15%	4100423.09
0	13305.6	0	144172.8	15%	165798.72
0	13305.6	0	526712.776	15%	605719.693
0	66528	0	415452.119	15%	477769.936
0	0	0	1220058.21	15%	1403066.94
0	0	0	609951.967	15%	701444.762
72732	0	0	9399659.97	15%	10809609
3385.8	26611.2	345600	4907907.96	15%	5644094.16
42301.6	0	0	858035.498	15%	986740.823

Bilan énergétique du froid positif

3845.6	0	0	382991.278	15%	440439.969
9405	26611.2	0	632629.654	15%	727524.102
94927.8	26611.2	345600	8753870.62		20242286.8
284463.63	535075.2	5529608	29804719.9		44450763.5

puissance + 881.959594

puissance - 281.142873

Bilan énergétique du froid négative

Locaux	T amb (c°)	Hygromètrie	L (m)	l (m)2	H (m)	S(m2)	V (m3)
CF MP(<0)	-20	90	11.65	5.6	6.5	65.24	424.06
CF PF <0	-20	90	31.75	11.4	9	361.95	3257.55
préparation c	-20	90	11.4	7.9	9	90.06	810.54

épaisseur par	épaisseur pla	type de sol	S parois I (m2)	S parois L2 (m	renouvelleme	nombre de lamp	nombre de persc
200	200	isolée	37.6098923	77.5382897	5	2	0
200	200	isolée	104.639725	289.816071	1	10	0
200	200	isolée	72.7899169	104.639725	3	3	4

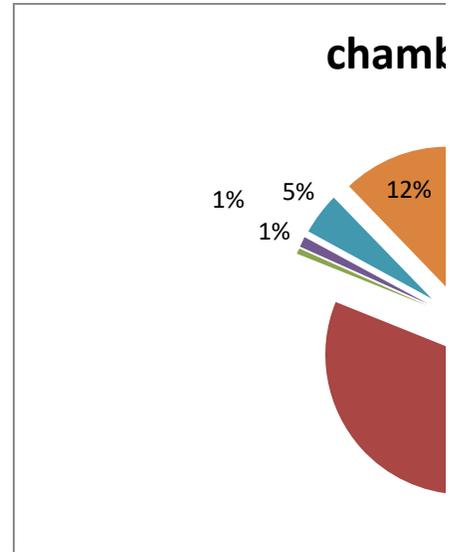
Qtité produits	cadence entre	T d'entrée pro	T finale produ	Text	$\Delta\theta$ (K)	heures d'écla	Q éclairage (kW/j
150000	0	-18	-20	40	60	2	0.042
580000	0	-18	-20	40	60	2	0.21
36000	0	-18	-20	25	45	8	0.252

H int (J/mole)	Hext (J/mole)	Qt (KWh)1	Q t(KWh)2	Qrev (Kw)	Q aliment (K J)	Qapp personr
-18.71	22.46	21.996	18.507	0.02909758	10.45	0
-18.71	22.46	82.215	102.678	0.02909758	40.4066667	0
-18.71	22.46	22.263	19.161	0.02909758	1.881	4.224

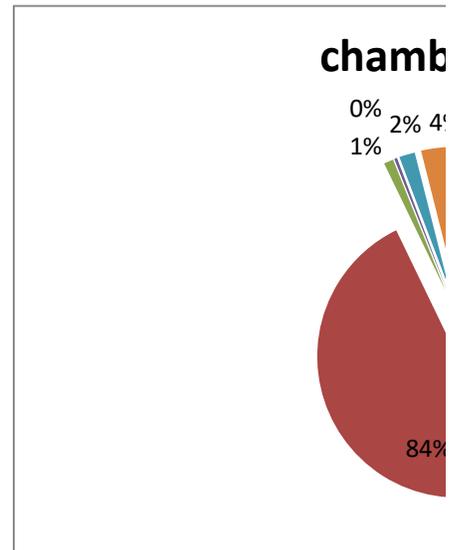
Q equipemen	ΣQ (KW)	Qdeg	coef sécu	Q correction (KW)
0	51.024	2.55122214	10%	58.93323145
0	225.539	11.2769382	10%	260.4972716
4	51.810	2.59052055	10%	59.84102473

somme KW	379.2715278
----------	-------------

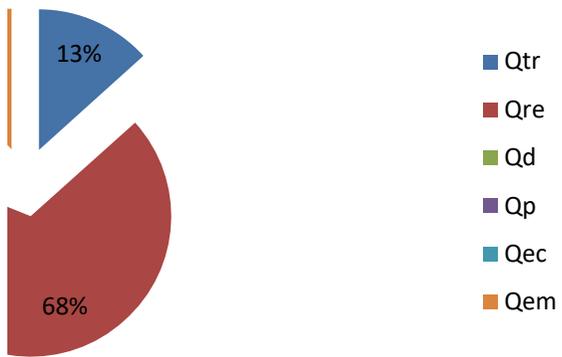
charge	chambres positives
Qtr	6037973
Qre	30621199
Qd	284464
Qp	535075
Qec	2187927
Qem	5529608



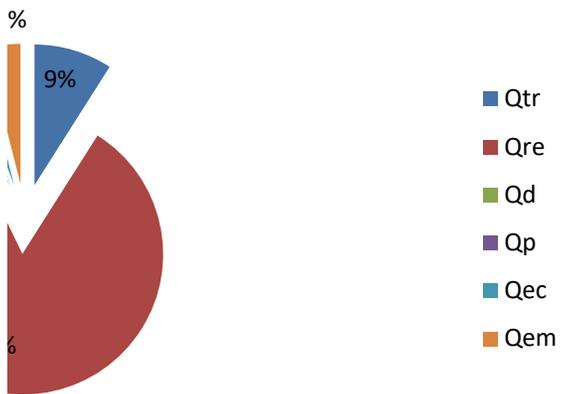
charge	chambres négatives
Qtr	784925
Qre	7341448
Qd	94928
Qp	26611
Qec	160358
Qem	345600



cores positives



cores négatives





PLAN RDC
(+ 10.00 m)

- HSP = 3 m
- HSP = 4 m
- HSP = 4,4 m
- HSP = 6,4 m
- HSP = 8,9 m
- HSP = 10 m (toute hauteur)
- HSP = 18 m

AGRO INGENIERIE
 4, rue Boualem Abouel
 Meissonnier - 16600 Alger
 e-mail : contact@agro-ingenierie.com

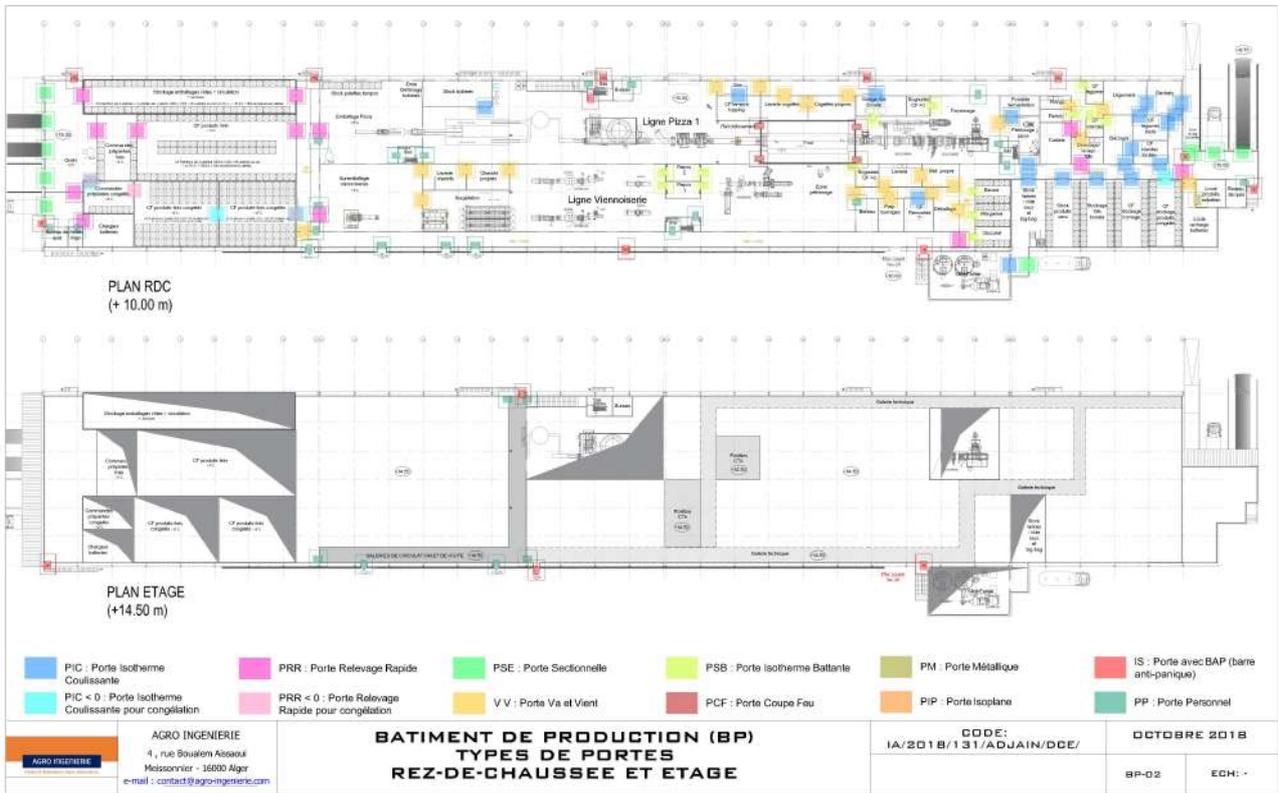
**BATIMENT DE PRODUCTION (BP)
 HAUTEURS SOUS PLAFONDS
 REZ-DE-CHAUSSEE ET ETAGE**

CODE:
 IA/2018/131/ADJAIN/DCE/

OCTOBRE 2018

BP-01

ECH: -



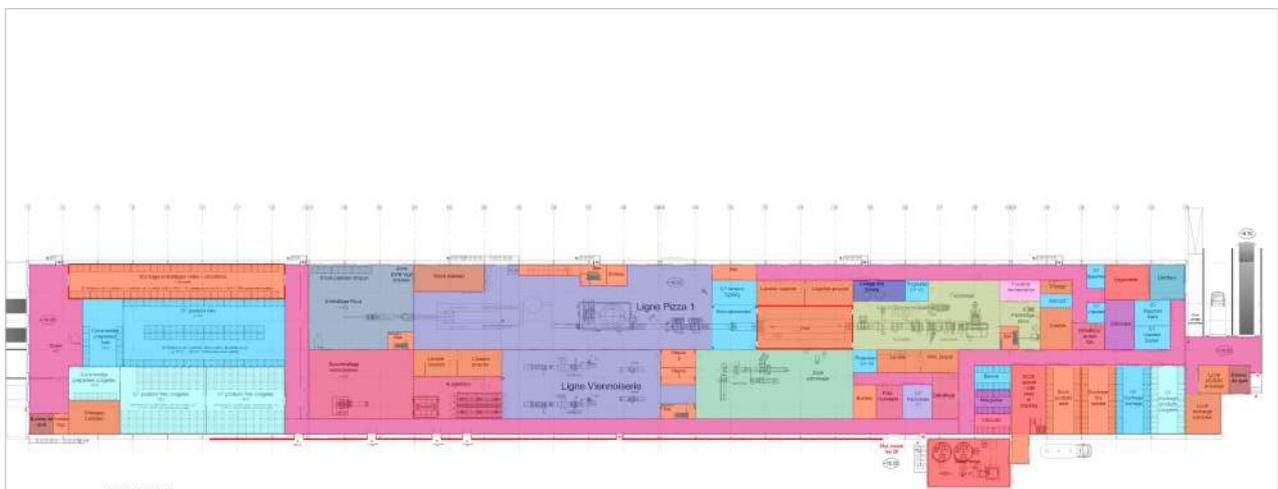
AGRO INGENIERIE
4, rue Boualem Abouel
Maisonnier - 16600 Alger
e-mail : contact@agro-ingenierie.com

BATIMENT DE PRODUCTION (BP)
TYPES DE PORTES
REZ-DE-CHAUSSEE ET ETAGE

CODE:
IA/2018/131/ADJAIN/DCE/

OCTOBRE 2018

BP-02 ECH: -



PLAN RDC
(+ 10.00 m)



AGRO INGENIERIE
4, rue Boualem Abouel
Mekouneir - 16000 Alger
e-mail : contact@agro-ingenierie.com

**BATIMENT DE PRODUCTION (BP)
TEMPERATURES
REZ-DE-CHAUSSEE**

CODE:
IA/2018/131/ADJAIN/DCE/

OCTOBRE 2018

BP-04

ECH: -