



MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

PRESENTE PAR :

DIALLO Mamadou Moustapha

ANNEE 1994-1995

AUDIT ENERGETIQUE
D'UN
ENTREPOT FRIGORIFIQUE

Mention :

E. I. E. R.
Enregistré à l'Arrivée le 03 JUIN 1995 250/15

Encadrement

T. DJIAKO

A mes Parents...

Mes Remerciements

A **Mr T. DJIAKO**, Professeur à l'EIER, mon maître de mémoire, pour son encadrement et pour ses multiples conseils.

A **Mr SY**, Directeur de S.E.E.E Burkina, pour sa constante disponibilité.

A tous **les techniciens du Laboratoire de froid**, pour les appareils de mesure mis à ma disposition.

A tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce mémoire.

SOMMAIRE

PREMIERE PARTIE: SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

RESUME

INTRODUCTION

I-NOTION D'ENERGIE

II-AUDIT ENERGETIQUE: Définition, objectifs

III-TECHNIQUES D'AUDIT ENERGETIQUE

III.1-AUDIT DANS LE BATIMENT

III.1.1-Objectif

III.1.2-Méthodologie

III.1.2.1-Recueil des données de base

III.1.2.2-Relevés et mesures

III.1.2.3 Exploitation et traitement des données

III.1.2.3-Elaboration d'un programme d'intervention

III.2-AUDIT ENERGETIQUE D'UNE ENTREPRISE INDUSTRIELLE

III.2.1-Audit préliminaire

III.2.2-Audit approfondi

DEUXIEME PARTIE: AUDIT ENERGETIQUE D'UN ENTREPOT FRIGORIFIQUE

I-NECESSITE DE L'AUDIT ENERGETIQUE D'UN ENTREPOT FRIGORIFIQUE

II-DESCRIPTION D'UN ENTREPOT FRIGORIFIQUE

II.1-Typologie

II.2-Caractéristique

II.3-Equipement frigorifique des entrepôts

III-AUDIT D'UN ENTREPOT FRIGORIFIQUE

III.1-Méthodologie

III.2-Recueil des données de base

III.2.1-Données générales

III.2.2-Mode de fonctionnement

III.2.3-Données climatiques

III.2.4-Organisation de la gestion et de la maintenance

III.2.5-Consommation d'énergie et d'eau

III.3-Descriptions des installations

III.3.1-L'enveloppe

III.3.2-Installations frigorifiques

III.3.2.1-Compresseur

III.3.2.2-Condenseur

III.3.2.3-Evaporateur

III.3.2.4-Appareillage annexe du circuit

III.3.3-Installations électriques

- III.4-Exploitation et traitement des données
 - III.4.1-Etude de l'isolation
 - III.4.1.1-Etude de l'isolation des parois
 - III.4.1.2-Etude de l'isolation des tuyauteries
 - III.4.1.3-Les portes isolantes
 - III.4.2-Etude de l'entreposage
 - III.4.3-Etude des installations frigorifiques
 - III.4.3.1-Dimensionnement des installations frigorifiques
 - III.4.3.2-Etude de l'installation existante
 - a-Etude du compresseur
 - b-Etude de l'évaporateur
 - c-Etude du condenseur
 - c.1-Condenseur à air
 - c.2-Condenseur à eau
 - c.3-Tour de refroidissement
 - d-Etude de la tuyauterie
 - III.4.4-Etude des installations électriques
 - III.4.5-Etude des conditions de sécurité
 - III.4.6-Organisation de la gestion et de la maintenance
- III.5-ELABORATION D'UN PROGRAMME D'INTERVENTION
 - III.5.1-Isolation
 - III.5.2-Condition d'entreposage
 - III.5.3-Installations frigorifiques
 - III.5.3.1-Evaporateur
 - III.5.3.2-Condenseur
 - III.5.3.3-Compresseur
 - III.5.4-Installations électriques
 - III.5.5-Gestion et maintenance des installations

TROISIEME PARTIE: ETUDE DE CAS

Introduction

I-RECUEIL DE DONNEES

- I.1-Etats des lieux
- I.2-Description de l'enveloppe
- I.3-Description de l'équipement frigorifique
 - I.3.1-Goupes moto-compresseurs
 - I.3.2-Evaporateur
 - I.3.3-Appareils annexeS du circuit
 - I.3.4-Tuyauterie
 - I.3.5-Installation électriques

II-EXPLOITATION ET TRAITEMENT DES DONNEES

II.1-Situation générale des installations

II.2-Diagnostic des installations

II.2.1-Isolation

II.2.2-Conditions d'entreposage

II.2.3-Dimensionnement des installations

II.2.4-Analyse du fonctionnement des compresseurs 1 et 2

II.2.5-analyse du fonctionnement des évaporateurs

II.2.6-Analyse du fonctionnement des condenseurs

II.2.7-Analyse du fonctionnement de l'appareillage annexe

II.2.8 Dimensionnement des tuyauteries

II.2.9 Installations électriques

II.2.10 Sécurité

II.2.11 Gestion et maintenance

III-RESULTATS DE L'AUDIT

III.1 Isolation

III.2 Conditions d'entreposage

III.3 Fonctionnement des installations

CONCLUSION

BIBLIOGRAPHIE

ANNEXES

RESUME

L'audit énergétique d'un entrepôt frigorifique se divise en trois étapes: audit préliminaire, audit approfondi et un programme d'actions.

L'audit préliminaire est axé sur une visite des installations pendant quelques jours. Il a pour but de recueillir les données relatives au fonctionnement, à la gestion et à la maintenance des installations. Il s'agit également dans cette partie de décrire les locaux, les installations électriques et frigorifiques. C'est une étape fondamentale dans le processus d'audit énergétique. L'objectif visé est la mise en évidence de l'état des installations, des paramètres de fonctionnement et des conditions d'exploitation. A ce niveau l'auditeur est en mesure d'évaluer la capacité de l'entreprise à gérer l'énergie. Ceci devra permettre de faire une estimation de l'ordre de grandeur du potentiel d'économie envisageable.

L'audit approfondi permet d'aborder l'aspect énergétique proprement dit, la problématique des procédés d'isolation, d'exploitation de l'installation frigorifique et de conservation des denrées. Il a pour objet de calculer pour chaque composante de l'installation, le rendement énergétique, de faire ressortir par l'intermédiaire d'un bilan énergétique et par le calcul de ratios le niveau de performance de l'installation.

Il s'agit ensuite de décrire les mesures d'économie d'énergie ainsi que leur impact sur le plan économique et social. L'accent est mis sur les mesures à coût nul ou à coût faible dont la période de retour est inférieure à trois années. Ces mesures sont proposées dans le cadre d'un rapport de synthèse devant permettre au maître d'ouvrage de faire un choix cohérent de travaux dans les meilleures conditions de coût et de rentabilité. Pour chaque mesure envisagée il s'agira de calculer l'investissement requis, le temps de retour induit et l'économie attendue.

L'étude de cas concerne un entrepôt frigorifique de moyenne envergure situé dans la zone résidentielle du Bois. Il est constitué de deux chambres froides à température positive équipées de groupes individuels fonctionnant au R12. L'installation frigorifique est essentiellement du matériel de récupération importé d'Allemagne pour les compresseurs et venant de la Côte d'Ivoire pour les évaporateurs. L'appareillage annexe (détendeur, voyant liquide, filtre-déshydrateur) est constitué d'éléments normalement destinés à un circuit fonctionnant au R22.

L'isolation d'une manière générale a été bien menée, mis à part, au niveau des portes d'accès où il a été constaté une forte déperdition de froid. Les conditions d'entreposage sont relativement bonnes à l'exception de la densité d'entreposage élevée, du renouvellement d'air drastiquement limité pour des raisons d'économie d'énergie et des risques d'assèchement des produits liés à un brassage d'air élevé. La puissance de l'une des compresseurs est faible par rapport au besoin de froid et entraîne des cycles de fonctionnement longs. Les groupes moto-compresseurs sont installés sous un abri vétuste recouvert d'un toit métallique qui contribue en période de chaleur à réchauffer l'air ambiant affectant ainsi l'efficacité des condenseurs.

L'étude de la facturation montre que les installations souffrent d'un mauvais cos ϕ et qu'il est nécessaire d'installer une batterie de condensateurs de puissance réactive minimale égale à 7KVar.

Enfin, les mesures d'économie d'énergie proposées dans ce document donnent des solutions aux différents problèmes évoqués ci-dessus.

PREMIERE PARTIE

SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

INTRODUCTION

Le renchérissement du coût de l'énergie a obligé les entreprises industrielles des pays en voie de développement à mettre en oeuvre des programmes de gestion de l'énergie. L'utilisation rationnelle de l'énergie est donc devenue une préoccupation majeure pour bon nombre d'industriels de gouvernements, d'Agences d'aide des pays du Nord et des Institutions financières internationales.

La gestion de l'énergie commence naturellement par un audit énergétique qui permet d'une part de quantifier le coût de l'énergie et d'autre part de faire ressortir l'intérêt de la réduction des coûts énergétiques dans la vie de l'entreprise. En conséquence, l'audit apparaît donc comme un ensemble de mesures techniques et économiques à mettre en oeuvre dans un effort de maîtrise des coûts de l'énergie.

Notre étude sur les économies d'énergie portera sur les entrepôts frigorifiques qui sont essentiellement destinés au stockage de denrées alimentaires périssables. Cela suppose un maintien continu de la chaîne de froid d'où une consommation d'énergie relativement importante.

Après la synthèse bibliographique des différentes méthodes d'audit énergétique dans le bâtiment et dans le secteur industriel en général, nous nous proposons de définir une méthodologie d'audit adaptée à un entrepôt frigorifique. Cette méthodologie va se différencier en deux phases. La première phase permet de recueillir les données nécessaires à l'audit. La seconde consiste à traiter les données acquises. Il s'agit dans la troisième phase de proposer un programme d'intervention hiérarchisant les priorités et les actions à entreprendre afin de réduire les consommations énergétiques.

Enfin l'étude de cas, qui concerne un petit entrepôt frigorifique de la place, nous permettra d'appliquer la méthodologie que nous avons développée

I-NOTION D'ENERGIE

Un système possède de l'énergie lorsqu'il peut produire du travail. Par exemple, un courant d'eau traversant une turbine peut produire du travail; le courant électrique peut produire du travail dans un moteur. L'énergie rend des services à l'activité humaine grâce à son existence sous différentes formes qui permettent chacune des utilisations différentes. Aussi peut-on distinguer l'énergie calorifique (chaleur), l'énergie mécanique fournie par les moteurs, l'énergie électrique, l'énergie chimique ou nucléaire, etc.

Ces différentes formes d'énergie peuvent se classer suivant le niveau et la nature des transformations subies:

-L'énergie primaire disponible dans l'environnement physique: énergie hydraulique, éolienne, énergie fossile etc.

-L'énergie intermédiaire qui a déjà subi plusieurs transformations: combustibles, carburant, électricité...

-L'énergie utile désirée par le consommateur (lumière, chaleur, travail mécanique..). Elle est obtenue par transformation de l'énergie intermédiaire des appareils tels que les lampes électriques , les chauffe-eau , les chaudières. Toutes ces transformations d'énergie s'opèrent à travers des équipements ou procédés énergétiques.

II-AUDIT ENERGETIQUE: Définition, objectifs

La plupart des pays du tiers-monde sont démunis de ressources énergétiques suffisantes pour leurs besoins. Ils sont donc sensibles à la hausse des prix des produits pétroliers dont ils sont très dépendants. Cette situation a entraîné un déséquilibre dans la balance des paiements et a contribué à accroître l'endettement extérieur. Ainsi pour faire face à cette situation, ces pays, en particulier les pays importateurs de pétrole, ont mis en oeuvre des programmes d'économie d'énergie dans tous les secteurs de l'activité économique. C'est ainsi, de nombreuses missions ont été diligentées afin de proposer des mesures allant dans le sens de la réduction du coût de l'énergie dans les entreprises. Le secteur privé n'est pas en reste puisque certains chefs d'entreprises ont également mis en oeuvre des programmes à l'échelle de leur établissement destinés à réduire les factures d'électricité afin d'améliorer la compétitivité de leur produit.

L'audit est la première phase d'un programme d'économie d'énergie. Il permet d'identifier les mesures technique et économiques à mettre en oeuvre dans un effort de maîtrise de l'énergie.

Les audits ont également pour objectif de contribuer à la sensibilisation du personnel de l'établissement concerné à l'utilisation rationnelle de l'énergie. Il est donc souhaitable d'impliquer le personnel le plus possible dans la collecte des informations de façon à le préparer aux opérations de suivi ou de modifications qui seront éventuellement proposées.

III-TECHNIQUES D'AUDIT ENERGETIQUE

Différentes méthodes de diagnostic énergétique des bâtiments ont été développées dans les pays industrialisés et dans certains pays africains. Ces méthodes dépendent généralement du type particulier d'habitat et de climat. Nous présenterons dans ce qui suit la démarche généralement adoptée. En ce qui concerne le secteur industriel il n'existe pas, en raison, sans doute, de sa diversité, une méthodologie universelle mais un ensemble de démarches qui devra nécessairement être adapté à chaque cas précis.

III.1-AUDIT DANS LE BATIMENT

III.1.1-Objectif

L'audit dans le bâtiment a deux objectifs: assurer de bonnes conditions de confort aux occupants tout en limitant, autant, faire se peut, la consommation d'énergie liée à ce confort.

III.1.2-Méthodologie

La première étape est un examen approfondi du bâtiment et de ses paramètres de fonctionnement: état du bâti et des installations, conditions d'exploitation, consommation et équipements particuliers. Cet examen permettra de déterminer par calcul, par mesure ou à défaut par estimation, l'ensemble des paramètres de son état actuel.

La seconde étape est l'exploitation et le traitement des données acquises. Il s'agit surtout, à travers les observations, les mesures et les calculs qui en résultent, de décrire les améliorations à envisager en indiquant pour chaque intervention l'investissement nécessaire, le temps de retour et l'économie induite.

La troisième étape d'un audit dans le bâtiment est constitué par l'élaboration d'un programme d'intervention cohérent indiquant la priorité des actions à mener.

III.1.2.1-Recueil des données de base

Avant toute opération d'audit, l'auditeur doit réunir un certain nombre de données ou documents caractérisant le bâtiment et ses installations. Il s'agit:

- des plans du bâtiment: plan de masse, plan de structure indiquant l'environnement et l'orientation du bâtiment ou tout autre document d'architecture susceptible de faire ressortir au mieux toutes ses spécificités.
- descriptif de la structure indiquant la nature et état de l'étanchéité, des ouvertures, etc.
- descriptif de la nature des parois indiquant les matériaux et leurs épaisseurs
- factures d'électricité et de combustible relevées sur plusieurs années.
- caractéristiques du site, données climatiques (température, humidité, ensoleillement, vent...)

- fiche technique des installations thermiques: type, caractéristiques des installations de conditionnement d'air (climatisation, chauffage).

- descriptif des équipements particuliers, cuisine, buanderie, salle d'ordinateurs, patinoire, piscine, etc.

- usages spécifiques de l'électricité: type, caractéristiques et états de l'éclairage, des pompes, des moteurs, des ascenseurs.

L'entretien avec les responsables de la gestion et de la maintenance du bâtiment est primordial pour la bonne marche de l'audit notamment pour la connaissance de l'historique du fonctionnement des installations. Cet entretien permet également à l'auditeur de recueillir un certain nombre de renseignements tels que:

- le taux et la durée d'occupation des locaux.

- durée de fonctionnement des installations de climatisation, d'éclairage, des ascenseurs, etc.

- mode d'exploitation des installations de conditionnement d'air: suivi, entretien, périodicité de la maintenance.

III.1.2.2-Relevés et mesures

Les relevés et mesures dans le bâtiment et ses installations permettent de compléter au besoin les données descriptives, de vérifier les conditions de fonctionnement des équipements. L'exploitation de ces mesures favorise l'établissement d'un bilan thermique sur chaque poste de consommation énergétique. Différentes mesures peuvent être effectuées en fonction du niveau d'équipement du bâtiment. Nous présenterons dans ce qui suit les principales mesures et les relevés couramment effectués lors des procédures d'audit dans le bâtiment. Il appartient cependant à chaque auditeur en fonction de son expérience et des caractéristiques du site, d'établir un protocole de mesures susceptible de faire ressortir au mieux les caractéristiques du bâtiment et de ses installations.

Eclairage

- relevé des types d'équipement lumineux(lampe ,luminaire, ballast..)

- mesure des niveaux d'éclairement

- relevé des conditions d'exploitation (hauteur des luminaires, couleur des murs..).

- caractéristiques des dispositifs de commande (commande par pièces, commande par zone, horloge).

Conditionnement d'air

- mesure des températures et humidités intérieures et extérieures.

- mesure des taux de renouvellement d'air.

- vérification de l'étanchéité des locaux climatisés (perméabilité des menuiseries, des joints entre panneaux, des portes donnant sur l'extérieur).

- mesure des températures de l'air neuf, air rejeté, air repris.

- examen des batteries de chauffage et de refroidissement.

- vérification des conditions de fonctionnement des ventilateurs de soufflage et de reprise.
- vérification de l'état des filtres (type, perte de charge), des laveurs d'air
- examen de la machine frigorifique (caractéristiques, constructeur, type de fluide frigorigène).
- mesure des températures et pressions aux condenseurs et évaporateurs.
- mesure des température "entrée et sortie" eau ou air si le condenseur est à eau ou à air.
- étude du circuit de refroidissement.
 - caractéristiques de la tour.
 - emplacement.
 - consommation d'eau.
 - mesure des températures d'entrée et de sortie d'eau de la tour.

Installations électriques

- relevé des postes de comptage: type, calibrage.
- examen des postes de transformation: nombre, type, puissance installée, puissance appelée, pertes théoriques pertes facturées..
- examen des batteries de condensateurs.
- étude des moteurs: type caractéristiques, puissance absorbée, rendement.
- mesure du facteur de puissance.

III.1.2.3 Exploitation et traitement des données

Les relevés, les mesures et les anomalies observées sur le site permettent de procéder à une analyse critique sur les points suivants:

- analyse des conditions d'utilisation et d'exploitation
- analyse de la qualité du bâti. Elle doit mettre en évidence les qualités thermiques du bâtiment.
- appréciation du taux de renouvellement d'air (trop ou peu abondant).
- analyse de la qualité des installations de conditionnement d'air. Elle doit montrer les points sensibles concernant tout ou partie des installations.
- étude du système d'éclairage. Il s'agit de calculer la densité de puissance électrique et de la comparer avec les valeurs habituellement admises.
- calcul des batteries de condensateurs

III.1.2.3-Elaboration d'un programme d'intervention

L'exploitation des relevés, mesures et calculs permettent de dresser une liste des mesures d'économie d'énergie. Ces mesures sont classées par ordre de priorité en mettant en premier lieu celles à coût nul ou faible.

Les mesures à coût nul ou faible

- optimisation des contrats de fournitures d'électricité.

- amélioration du cos ϕ .
- modification des horaires de fonctionnement.
- réduction du nombres de lampes.
- extinction des lumières lorsque l'éclairage naturel est suffisant.

Cette liste n'est par exhaustive . On pourra se reporter utilement à la bibliographie annexée à la fin du document.

Mesures avec investissement

Les mesures avec investissement concernent les modifications plus ou moins importantes des structures des installations ou des équipements. La priorité est accordée aux mesures présentant la meilleure rentabilité et fournissant le plus gros impact sur le bilan énergétique du bâtiment. Le choix des investissement dépend des critères suivants:

- temps de retour. .
- économie financière globale.
- confort, sécurité, amélioration de la productivité.
- augmentation du coût de la maintenance.

Une fois les priorités définies, l'auditeur rédige à l'intention du maître d'ouvrage un rapport pour chaque projet d'investissement. Ce rapport comporte les éléments suivants:

- description des interventions à mettre en oeuvre.
- détermination de l'enveloppe financière.
- analyse économique (investissement, temps de retour, économie induite).
- calendrier de réalisation des interventions.

III.2-AUDIT ENERGETIQUE D'UNE ENTREPRISE INDUSTRIELLE

Le secteur industriel est un gros consommateur d'énergie . La compétitivité de certaines branches est particulièrement sensible au coût de l'énergie. La maîtrise de l'énergie dans l'industrie peut se traduire par des interventions très diverses qui dépendent de la nature même de l'activité de production, des procédés employés et du coût des différentes sources d'énergie utilisées.

L'audit dans l'industrie peût être également décomposé en deux parties: *l'audit préliminaire et l'audit approfondi* suivis éventuellement d'études de faisabilité particulières.

III.2.1-Audit préliminaire

Au cours de cette phase l'auditeur se préoccupe de recueillir des données relatives à la consommation et à la production telles que:

- découpage de l'entreprise par secteur de production.
- recensement des machines et de leurs caractéristiques.
- shémas des circuits matières, des fluides caloporteurs, des combustibles.
- recensement des appareils de comptage de l'énergie

A la fin de l'audit préliminaire, l'auditeur établit un prédiagnostic évaluant la capacité de l'entreprise à gérer l'énergie et estimant l'ordre de grandeur du potentiel d'économie envisageable.

III.2.2-Audit approfondi

Il aborde le volet énergétique en analysant les procédés de fabrication, les méthodes de production et d'organisation de l'entreprise. Pour chaque secteur de production, Il établit le bilan matière, le bilan énergétique, les ratios de consommation et propose à l'industriel un programme d'actions. Pour chaque étape de ce programme, l'auditeur indique l'investissement nécessaire, l'économie d'énergie attendue et le temps de retour de l'investissement.

L'audit approfondi est parfois suivi d'une étude de faisabilité pour les mesures d'économie d'énergie complexe à réaliser.

DEUXIEME PARTIE

**AUDIT ENERGETIQUE D'UN ENTREPOT
FRIGORIFIQUE**

I-NECESSITE DE L'AUDIT ENERGETIQUE D'UN ENTREPOT FRIGORIFIQUE

Si l'on examine avec attention les différents postes du bilan thermique d'une chambre froide, on peut se rendre compte que le calcul de dimensionnement n'est pas tout à fait précis. En effet, une chambre froide est dimensionnée pour une quantité de produits déterminée, et elle doit assurer le refroidissement de ces produits selon des conditions déterminées. Cependant au cours de son exploitation, la nature et les quantités de produits introduits dans la chambre froide sont susceptibles de varier. Par conséquent la production frigorifique nécessaire pour assurer leur refroidissement varie également. Par ailleurs, l'apport thermique dû au travail du personnel dans les chambres froides a été fixé à l'origine à une certaine valeur. Mais il reste certain que cette valeur ne peut être constante et subira quelques variations liées à l'exploitation de la chambre froide. D'un autre côté on peut évoquer l'aspect imprécis du taux de renouvellement d'air, qui du reste, demeure l'un des postes importants de déperdition calorifique.

Le but de l'isolation thermique est de réduire la transmission de chaleur vers la chambre froide à une valeur pratique et économique. Les matériaux utilisés sont nombreux et variés. Leur choix est fait à partir de leurs caractéristiques physiques, notamment de leur conductivité thermique. Cependant celle-ci est largement variable en fonction de la température et de l'humidité. De même, il n'est rare pour un même matériau issu de deux fabricants différents d'avoir des valeurs de conductivité thermique relativement différentes. On peut donc en déduire que le calcul de l'isolation n'est pas exempt d'erreurs ou d'imprécisions. Aussi, peut-on penser que le calcul des installations est très approximatif et peut être à l'origine de déperditions d'énergie importante. Aussi est-il nécessaire de procéder à l'audit énergétique d'un entrepôt frigorifique afin d'identifier les gisements d'économie d'énergie et de proposer des solutions visant à réduire les imperfections liées au dimensionnement des installations. L'audit énergétique est également nécessaire puisqu'il doit proposer des solutions liées à l'exploitation et à l'entretien des installations frigorifiques allant dans le sens de la réduction des coûts énergétiques.

II-DESCRIPTION D'UN ENTREPOT FRIGORIFIQUE

II.1-Typologie

Un entrepôt frigorifique est une construction destinée à maintenir pendant une période plus ou moins longue des conditions d'ambiance bien déterminées et le plus souvent très éloignées des conditions atmosphériques extérieures. On distingue:

-les *entrepôts polyvalents*. Ils permettent d'entreposer plusieurs variétés de marchandises dans des conditions variées. Ce sont en général des entrepôts publics destinés à l'entreposage de marchandises pour le compte de tiers.

-les *entrepôts d'usines*. Elles font partie de complexes industriels et permettent de stocker des matières premières et souvent dans un temps relativement court, des produits finis (abattoirs, laiteries, usines de conserves etc.)

-les *entrepôts de production* généralement intégrés à une industrie ou à un complexe agricole (station fruitière, fabrique de crème glace)

-les *entrepôts spécialisés* destinés à la conservation d'une seule catégorie de produit (entrepôt portuaire).

II.2-Caractéristiques

Le plan d'un entrepôt frigorifique à un seul niveau est relativement simple. Il comprend généralement une ou plusieurs chambres à même température ou à température différente. Des tunnels de congélation peuvent également être prévus. Il faut cependant garder à l'esprit que la conception d'une chambre froide est surtout fonction de sa destination. Par exemple, les stations fruitières et/ou légumières comprennent en général les installations suivantes:

- aire de réception des produits.
- hall de tri-calibrage-emballage
- chambres froides.
- dépôt d'emballage.

Les chambres froides sont généralement conçues en fonction du système de manutention adopté. La hauteur sous plafond est commandée par le nombre et par le type de palettes adopté.

Dans les entrepôts à un seul niveau l'ossature est souvent porteuse avec isolation à l'intérieur ou à l'extérieur. Elle peut être métallique, en bois ou en béton armé. Les sous-sol des chambres à températures négatives sont munis de protection anti-gel qui peuvent être réalisées en prévoyant un vide sous la dalle ou un réseau de chauffage dans le béton avant l'isolant. Le toit est généralement à double pente avec une très bonne étanchéité. Les murs extérieurs sont en matériaux conventionnels ou en préfabriqué. L'isolation des chambres froides est très importante. Elle peut représenter jusqu'à 30% du coût total de l'installation frigorifique. Les matériaux généralement utilisés sont la fibre ou la mousse de verre, le polystyrène, le polyuréthane. Un écran est généralement appliqué sur la face extérieure de l'isolant afin d'éviter la pénétration d'humidité.

II.3-Equipement frigorifique des entrepôts

Dans les entrepôts frigorifiques, la production de froid par détente directe du fluide frigorigène est la plus répandue. On peut distinguer:

- les installations centralisées qui utilisent le plus souvent du NH₃ comme fluide frigorigène, les compresseurs étant du type à piston ou rotatif.
- les installations décentralisées. Elles sont constituées de groupes individuels fonctionnant généralement au R12, R22 ou R502. Chaque groupe comporte un ou

plusieurs compresseurs pouvant desservir un ou plusieurs circuits. Les compresseurs sont disposés le plus près possible des évaporateurs.

Les évaporateurs des installations frigorifiques constituent la source de production de froid. Ils sont à convection naturelle ou forcée.

Les condenseurs sont quelquefois à eau ou souvent à air pour les puissances inférieures ou égales à 6 kW. Cependant, étant donné le prix actuel du m³ d'eau, il existe de plus en plus de machines frigorifiques industrielles équipées de condenseur à air.

Le bon fonctionnement du circuit frigorifique est assuré par un ensemble d'appareillage automatique d'alimentation, de régulation et de sécurité (détendeur, filtre-déshydrateur, thermostat, pressostat, vanne électromagnétique...). La salle des machines, généralement située non loin des chambres froides, abrite les compresseurs, et les transformateurs. L'alimentation électrique est souvent assurée par une ligne haute tension via un poste de transformation-distribution.

III-AUDIT D'UN ENTREPOT FRIGORIFIQUE

III.1-Méthodologie

• Recueil de données

Il s'agit de recueillir un certain nombre d'informations qui serviront au diagnostic énergétique. La collecte de ces informations se fera au sein de l'entreprise, à l'extérieure si nécessaire, à travers des séries d'entretiens de discussions et de visites. A ce stade, l'auditeur doit s'assurer la collaboration de tous le personnel de l'entrepôt. Dans le cas des entrepôts faisant partie d'une chaîne industrielle ou commerciale, l'auditeur prendra attache avec les responsables du service technique intervenant dans la gestion et la maintenance. Cependant il arrive souvent que certains entrepôts fassent appel à des services extérieurs pour faire la maintenance aussi bien préventive que curative. Il convient, dans ce cas de contacter les compétences extérieures concernées.

Les données climatiques sont recueillies au niveau de la station météorologique la plus proche. Nous indiquerons plus loin le type de données et la forme sous laquelle il conviendra de les collecter.

La documentation des constructeurs ou des fournisseurs de machines et d'équipements frigorifiques peut s'avérer nécessaire notamment pour le traitement des données et l'élaboration d'un programme d'actions. Selon la nécessité, il s'agira de prendre contact par visite ou par correspondance avec les établissements concernés. Cependant l'idéal serait de disposer, bien en amont de l'opération d'audit, d'un certain nombre de documents relatifs aux équipement frigorifiques avec indication des coûts et délais de livraison.

L'énergie électrique est généralement la source d'énergie utilisée dans les entrepôts frigorifiques. Il importe donc de connaître la société distributrice d'électricité

ainsi que son mode de tarification. Il en est de même pour l'eau lorsqu'elle est utilisée dans les tours de refroidissement.

•Description et examen des installations frigorifiques

C'est une étape fondamentale dans le processus d'audit énergétique. Il s'agit d'examiner minutieusement l'entrepôt frigorifique. L'objectif visé est la mise en évidence de l'état des installations, des paramètres de fonctionnement et des conditions d'exploitations. Ce sont là autant d'éléments qui permettent d'établir un pré-diagnostic identifiant les gisements d'économie d'énergie. A ce niveau l'auditeur est en mesure d'évaluer la capacité de l'entreprise à gérer l'énergie.

•Exploitation et traitement des données

L'exploitation des données les calculs et leurs interprétations permettent à l'auditeur de proposer des améliorations allant dans le sens de la réduction des consommations énergétiques et de l'amélioration des conditions d'exploitation.

III.2-Recueil des données de base

Les données à recueillir sont les suivantes:

III.2.1-Données générales

-situation géographique de l'entrepôt:

-vocation de l'entrepôt. est-il polyvalent ou spécialisé? Quels sont les types de produits entreposés?

-Quantité de personnel. On indiquera leurs qualifications et leurs fonctions.

On indiquera également, si possible, la situation financière et les raisons précises ayant conduit l'entreprise à engager une procédure d'audit énergétique.

III.2.2-Mode de fonctionnement

-horaire de travail

-nombre de chambres froides. Indiquer les températures de consigne et les humidités relatives.

-nature des marchandises traitées.

-nature des opérations frigorifiques: prérefrigération, réfrigération, congélation

-durée moyenne d'entreposage des produits

-déterminer pour chaque type de produit entreposé les quantités moyennes journalières stockées.

-mode de gerbage et de dégerbage: matériel de manutention, nombre, type, durée de séjour dans la chambre froide, dimensions et dispositions des palettes ou autre support de stockage.

-nombre maximal d'employés affectés à une chambre froide.

-durée d'ouverture des portes

- nombre ou taux de renouvellement d'air
- taux de brassage de l'air dans la chambre froide
- mode d'éclairage des chambres froides: nombre de lampes, type, puissance
- durée de marche des installations

III.2.3-Données climatiques

Les données climatiques à recueillir sont les suivantes: température de l'air extérieur, humidité relative. Ces paramètres doivent être collectés au niveau de la station météorologiques la plus proche de l'entrepôt étudié sur une période d'au moins cinq(5) années.

- recueillir les moyennes mensuelles des températures maximales journalières
- relever les moyennes mensuelles des humidités relatives maximales journalières

III.2.4-Organisation de la gestion et de la maintenance

L'auditeur recherchera la réponse à un certain nombre de questions:

- problème de maintenance: comment se fait-elle? Qui le fait? Est-elle élaborée?
- Existe-il une fiche journalière de suivi des installations?
- l'entrepôt est-il outillé pour contrôler le bon fonctionnement des installations.
indiquer les outils et appareils disponibles.
- existe-t-il des pièces rechange en stock ou un planning d'approvisionnement?
- les normes de sécurité sont-elles respectées?

III.2.5-Consommation d'énergie et d'eau

-recueillir sur une période de trois années au moins les factures d'électricité et d'eau.

Pour les entrepôts disposant d'un condenseur à eau, on indiquera également les paramètres suivants:

- dureté de l'eau de refroidissement
- dureté maximale admissible.

III.3-Descriptions des installations

III.3.1-L'enveloppe

- plan des locaux: plan de masse plan, de situation, orientation
- isolation des parois: disposition; matériau, conductivité thermique, épaisseur. Si possible, on indiquera les coefficients de transmission ayant servi au dimensionnement des isolants.
- isolation du sol: nature du dispositif anti-gel pour les chambres à températures négatives.
- parois support (isolation traditionnelle): nature, épaisseur, conductivité thermique

-porte: type, disposition, nature de l'isolation.

A la suite de cela l'auditeur examinera minutieusement l'état intérieur et extérieur de la chambre froide afin de rechercher des blessures au niveau de l'isolation ou des défauts de conception ou de construction.

III.3.2-Installations frigorifiques

Les installations frigorifiques à compression se composent de quatre parties principales qui sont: le compresseur, le condenseur, l'évaporateur et le détendeur. Ces différents éléments sont liés entre eux par un réseau de tuyauterie adéquat.

L'auditeur devra examiner minutieusement les installations et contrôlera le bon fonctionnement des différents éléments constitutifs du circuit. Cet examen s'accompagne d'un certain nombre de mesures à faire sur le circuit frigorifiques à des endroits précis qui seront précisés en temps utile.

III.3.2.1-Compresseur

•Description

-Indiquer le type de compresseur:

- volumétrique (alternatif, à piston, à vis, rotatif...)
- à impulsion (centrifuge..).

On indiquera également si le compresseur est ouvert, hermétique, ou semi-hermétique

-nature du fluide frigorigène

- relever les éléments suivants:

- puissance frigorifique nominale
- pression maximale de service, puissance effective en régime d'utilisation.
- vitesse de rotation
- dispositif d'entraînement du compresseur (arbre commun, arbre en ligne ou courroie de transmission)
- caractéristiques du lubrifiant
- nombre de cylindres, cylindrée, volume balayé, rendement indiqué, rendement mécanique, COP constructeur
- système de lubrification
- date de fabrication du compresseur

•Examen et mesures

-contrôler superficiellement l'encrassage et la corrosion

-mesurer les pressions d'aspiration et de refoulement .

-vérifier le niveau d'huile.

-relever la pression de l'huile et mesurer les températures de l'huile en amont et en aval du refroidisseur d'huile.

-vérifier l'étanchéité du compresseur.

-vérifier l'état du système de transmission moteur-compresseur.

III.3.2.2-Condenseur

•Description

Condenseur à air

-On indiquera les éléments suivants:

- le type d'appareil et le nombre d'éléments.
- la puissance calorifique.
- la surface de condensation.
- type, nombre, puissance électrique, vitesse de rotation des ventilateurs.
- section frontale
- pas, dimensions et nature des ailettes.
- diamètre et nature des tubes.
- écart de température maximale entre la température de condensation et la température d'entrée de l'air de refroidissement.
- système de régulation de la pression de condensation.

Condenseur à eau

Indiquer:

- le type d'appareil et le nombre d'éléments
- la puissance calorifique
- la surface d'échange, longueur du faisceau tubulaire.
- nombre de tubes, nombre de passes, section des tubes.
- écart de température maximale entre la température de condensation et la température d'entrée de l'air de refroidissement.

•Examen et mesures

Condenseur à eau

- contrôler superficiellement l'encrassage et la corrosion.
- mesurer la température de condensation.
- mesurer le sous-refroidissement.
- mesurer les températures d'entrée et de sortie de l'eau de refroidissement.
- vérifier l'existence de filtre sur le circuit d'eau de refroidissement.
- contrôler l'étanchéité du condenseur et des pompes d'eau de refroidissement.

Condenseur à air

- contrôler superficiellement l'encrassage et la corrosion.
- mesurer la température de condensation.
- mesurer le sous-refroidissement.
- contrôler la propreté des ailettes.
- mesurer les température d'entrée et de sortie de l'air de refroidissement.
- contrôler l'étanchéité du condenseur.

III.2.3-Evaporateur refroidisseur d'air

•Description

On indiquera les éléments suivants:

- type d'appareils et nombre d'éléments constitutifs.
- la puissance frigorifique
- nombre, dimensions et écartements des ailettes.
- nombre de nappes; nombre, section et dispositions des tubes.
- la section frontale.
- le mode de dégivrage
- ventilateurs: indiquer nombre, type débit et puissance absorbée en fonctionnement nominal.

•Examen et mesures

- contrôle superficiel de l'évaporateur.
- relever la température ou la pression d'évaporation.
- mesurer la surchauffe.
- relever la disposition du bulbe du détendeur thermostatique
- relever le type de distributeur de liquide et sa disposition.
- noter la disposition du ou des évaporateurs dans la chambre froide.

III.3.2.4-Appareils annexes du circuit

•Séparateur d'huile

Indiquer les éléments suivants:

- type et/ou modèle.
- mode de séparation de l'huile.
- le système de refroidissement d'huile.

Mesurer :

- température de la tuyauterie de retour d'huile.
- température de la partie inférieure de la tuyauterie du carter du compresseur.

•Filtre-désydrateur

- Indiquer le type et le modèle de filtre
- mesurer les températures à l'amont et à l'aval immédiat du filtre.

•Voyant liquide

- indiquer le type et le modèle.
- noter la disposition du filtre sur le circuit frigorifique.
- relever la teinte de l'indicateur d'humidité.
- vérifier la présence de bulle de vapeur.

•Echangeur de chaleur

-mesurer les températures des fluides chaud et froid à l'entrée et à la sortie de l'échangeur de chaleur.

-relever la disposition de l'échangeur (horizontale/verticale).et le sens de circulation des fluides (co-courant/contre-courant).

•**Détendeurs thermostatiques**

-indiquer le type détendeurs et sa capacité.

-mesurer les température amont et aval du détendeur.

-décrire la disposition du bulbe du détendeur sur la tuyauterie d'aspiration.

•**Appareils de sécurité et de régulation**

-relever les plages de régulation et les grandeurs de consigne.

III.3.3-Installations électriques

•**Eclairage**

-relever les différents types d'équipements lumineux. On indiquera leurs dispositions et leurs puissances.

-noter les durées moyennes de l'éclairage.

-mesurer les niveaux d'éclairement.

•**Moteurs électriques**

-Indiquer les types de moteurs et leurs caractéristiques en fonctionnement nominal (puissance $\cos\phi$, intensité, tension, rendement).

-mesurer l'intensité et la tension en fonctionnement réel (si possible sous différents régimes de fonctionnement).

-relever les conditions de fonctionnement des moteurs (température, humidité relative..) et leurs niveaux de protection contre les intempéries.

•**Sécurité**

-Noter les dispositions des locaux et des portes d'accès aux chambres froides.

-relever toutes les mesures de sécurité prises dans l'entrepôt frigorifique afin d'assurer la sécurité des personnes et des denrées entreposées.

III.4-Exploitation et traitement des données

La description des installations, les mesures et relevés effectués et les anomalies observées sur le site sont autant d'éléments permettant à l'auditeur d'établir son diagnostic. Ce diagnostic consistera à une analyse critique comparative de la situation existante avec les normes et usages en vigueur dans l'entreposage frigorifique. Le principe de la méthode est basé sur l'étude des points suivants:

-l'isolation

-les conditions d'entreposage

-les installations frigorifiques

-les installations électriques

-la sécurité

III.4.1-Etude de l'isolation

•Généralités

L'isolation d'un entrepôt frigorifique est très importante. Elle peut représenter jusqu'à 30% du coût total des installations frigorifiques. Sa conception et sa mise en oeuvre doivent être menées avec soin afin qu'elle puisse jouer pleinement le rôle qui lui est dévolu.

Les principales caractéristiques d'un isolant sont ci-dessous énumérées:

- conductibilité thermique faible
- insensibilité à l'absorption d'eau et de vapeur d'eau
- résistance à la compression
- stabilité dimensionnelle, absence d'odeur, résistance au feu
- insensibilité aux différents agents chimiques
- facilité de mise en oeuvre
- prix de l'isolant posé bon marché

Les matériaux utilisés en isolation frigorifique sont nombreux et variés. Il serait fastidieux de les citer tous. On pourra cependant se reporter au tableau 9 de l'annexe 1 qui présente les principaux isolants et leurs caractéristiques.

Les méthodes d'isolation peuvent être regroupées en deux sous-ensembles:

-l'isolation des chambres froides traditionnelles dont les parois sont construites en maçonnerie. L'isolation n'est alors qu'un doublage destiné à réduire fortement le coefficient de transmission thermique.

-l'isolation des chambres froides préfabriquées (démontables ou non démontables) qui est effectuée à l'aide de panneaux préfabriqués en usines (isolant+écran pare-vapeur).

III.4.1.1-Etude de l'isolation des parois

L'étude de l'isolation des parois comporte deux aspects. Il s'agit tout d'abord, en fonction des renseignements collectés dans la phase "recueil de données", de procéder à une étude des aspects qualitatifs de l'isolation. Cette étude devra examiner notamment les caractéristiques des matériaux de l'isolation, les procédés d'isolation utilisés et leurs modes de mise en oeuvre. Ces éléments seront examinés à la lumière des prescriptions du document technique sur l'isolation des chambres froides (édité par l'Association Française du Froid) [15].

Le second aspect de cette étude consistera à calculer les flux thermiques au niveau de chaque paroi. Les valeurs obtenues seront comparées à celles imposées par le Syndicat National de l'Isolation de France [15].

•Etude qualitative

Lors de la phase d'audit préliminaire l'auditeur a recueilli les données caractéristiques de l'isolation, notamment les matériaux utilisés, leurs agencements et leurs épaisseurs. Il aura pour tâche d'examiner les points suivants:

-la qualité des isolants et des matériaux pare-vapeur en fonction des conditions des conditions d'exploitation de la chambre froide.

-le mode de mise en oeuvre des isolants.

Nous exposons en annexe les caractéristiques des principaux isolants et matériaux pare-vapeur sur lesquelles l'auditeur pourra se référer pour établir son diagnostic de l'isolation.

•Etude quantitative

Connaissant les caractéristiques des matériaux composant une paroi de chambre froide, il est aisé de déterminer le flux thermique à travers celle-ci. Ainsi pour une paroi composée de plusieurs matériaux d'épaisseur respectives $e_1, e_2, e_3...$ et de conductivité thermique $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots$ le flux thermique est égale:

$$\varphi = \frac{T_{\text{ex}} - T_i}{\frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n} + \frac{1}{h_e}}$$

Les coefficients de convection interne h_i et h_e externe sont déterminés à partir de la relation suivante: $h=8+4,5.V$ avec h en w/m^2K et V vitesse moyenne de l'air en m/s .

En comparant le flux thermique ainsi calculé aux valeurs économiques imposées par le Syndicat National de l'isolation de France ($\varphi=6w/m^2$ en congélation, $8w/m^2$ en réfrigération) on est en mesure de se prononcer sur les performances thermiques de la paroi considérée.

Détermination des températures extérieures

-Parois verticales

Deux cas peuvent se présenter. Le côté chaud de la paroi est en contact avec l'air extérieur. La température extérieure à considérer est la température maximale relevée sur une période donnée. Cette température peut être recueillie au niveau de la station météorologique la plus proche. Si par contre la paroi est contigue à un local, la température à considérer est la température de ce local.

-Sols

Pour une chambre à température positive placée directement sur le sol, on *supposera* à défaut d'une valeur précise, la température constante à une certaine profondeur soit $20^\circ C$. On prendra une température extérieure égale à $0^\circ C$ pour les sols de chambres à température négative non munis de système de réchauffage. Le réchauffage est fait généralement par une résistance électrique ou par un vide réalisé sous la dalle. Dans le premier cas la température est maintenue au dessus de $0^\circ C$, généralement entre 6 et $8^\circ C$. Dans le second cas, la température à considérer est la température de l'air à l'entrée du vide de la période la plus chaude.

-Plafond

Si la chambre froide est sous un autre local, la température à considérer est la température de ce local. Si l'isolation est placée en "faux-plafond" on prendra comme température dans le calcul du flux thermique traversant le plafond, la température de l'air entrant dans le comble. Si l'isolation est placée directement sur la toiture, la température à considérer est la même que pour les parois verticales.

III.4.1.2-Etude de l'isolation des tuyauteries

L'isolation des circuits frigorifiques joue un rôle important. Elle peut constituer entre 5 et 10% du coût de l'entrepôt frigorifique selon qu'il s'agisse d'un circuit de réfrigération ou de congélation. Elle a pour rôle de limiter les déperditions et d'éviter le givrage et la condensation des tuyauteries. Il est donc essentiel de contrôler la qualité des matériaux utilisés, leurs épaisseurs, et leur mise en oeuvre. Rappelons que les matériaux utilisés pour l'isolation des circuits frigorifiques sont les mêmes que ceux utilisés pour l'isolation des parois. Pour la vérification des épaisseurs mises en oeuvre, dans le cas de l'emploi de mousse de polyuréthane, on pourra utiliser le tableau 21 bis de l'annexe 1 qui indique les épaisseurs minimales de polyuréthane pour éviter les condensations à la surface des tuyauteries pour des humidités relatives variant de 80 à 90%.

III.4.1.3-Les portes isolantes

Les portes isolantes ont un rôle essentiel dans un entrepôt frigorifique. Leur conception doit répondre aux exigences qui commandent leur bon fonctionnement. Une porte isolante bien conçue doit faciliter la circulation des engins, tout en évitant au maximum les entrées d'air extérieur.

Pour faire ressortir les qualités ou défauts d'une porte isolante on pourra se limiter à examiner les éléments suivants:

- l'isolation proprement dit
- l'étanchéité à la vapeur d'eau et à l'air extérieur
- la facilité de manoeuvre
- les dimensions

Les dimensions de la porte sont fonction de son utilisation. Nous indiquons ci-dessous quelques cas de dimensionnement de portes isolantes. L'auditeur pourra donc s'y référer en cas de besoin:

-Pour les portes prévus pour les manutentions manuelles et pour le passage du personnel (cas de petites chambres froides), les dimensions sont en général 1,8 x 0,80

-Si des engins de manutention à main sont utilisés pour le gerbage, les dimensions des portes dépendent de l'encombrement de ces engins et de leurs chargements.

-Pour le passage de chariots auto-gerbeur une dimension de 3 m sur 2 peut être considérée comme satisfaisante.

Notons qu'en plus des portes isolantes il n'est pas rare rencontrer des dispositions spéciales telles que les contre-portes, les sas, les rideaux d'air destinés à limiter l'entrée d'air chaud dans la chambre froide.

III.4.2-Etude de l'entreposage

L'entreposage influe non seulement sur la qualité des produits entreposés, mais aussi sur les conditions de manutention. Une bonne disposition des produits favorise une circulation fluide et rapide des engins de manutention réduisant ainsi les apports de chaleur par renouvellement d'air et par conséquent la consommation énergétique de la chambre froide. Une mauvaise utilisation de l'espace réfrigéré amène à des gaspillage d'énergie.

Nous allons examiner tour à tour les différentes conditions d'un bon entreposage sur lesquelles il conviendra de se baser pour établir le diagnostic des conditions d'entreposage.

a-Durée d'entreposage

La durée de l'entreposage d'un produit dépend de sa nature et des qualités de l'air telles que la température, l'humidité relative et la vitesse. Il existe des recommandations à ce sujet que l'on peut consulter dans le "*Guide de l'entreposage frigorifique*" édité par l'Institut International du Froid. Cependant l'auditeur trouvera sur le tableau 6 de l'annexe 1 les conditions d'entreposage de quelques produits.

b-Température

Elle dépend généralement de la durée de stockage prévue. Pour les fruits et légumes elle est choisie en fonction de la sensibilité de l'espèce et est comprise entre -1 et 15°C. Pour la viande saignante la conservation se fait un peu en dessous de 0°C et peut aller jusqu'à 4°C au maximum. A toutes fins utiles, le tableau 6 de l'annexe 1 indique les températures de conservation recommandées pour quelques denrées.

c-Humidité

L'humidité relative des denrées entreposées doit être vérifiée. Elle est principe déterminée par la conception des installations, en particulier par la surface de l'évaporateur et le bilan thermique à évacuer. Une humidité trop basse peut entraîner la dessiccation et la perte de masse des produits et une humidité trop élevée nécessite une bonne isolation et une barrière anti-vapeur convenable.

d-Brassage et renouvellement d'air

Un brassage suffisant de l'air est indispensable pour homogénéiser au mieux la température d'entreposage. S'il y a ventilation forcée, il y a lieu de vérifier que n'est pas trop intense pour éviter une dessiccation exagérée des produits stockés. Il est souvent recommandé une circulation d'air modérée. Pour les fruits et légumes, par exemple, le taux de brassage est entre 20 et 25 volumes. Pour la viande stockée en chambre de conservation le coefficient de brassage est de l'ordre de 10 à 15 et supérieur à 50 pour les chambres de congélation.

Le renouvellement de l'air permet le remplacement du CO₂ et des substances volatiles dégagées par les denrées, par de l'air frais. Il est généralement assuré par l'ouverture des portes. Dans la pratique, on cherche à le réduire au minimum sans nuire à la qualité des denrées entreposées. Cependant pour les fruits comme les agrumes très sensible à l'action du CO₂, il y a lieu d'adopter un taux de renouvellement d'air adéquat. Ces valeurs peuvent être consultées au niveau du " *Guide de l'entreposage frigorifique*" édité par l'Institut International du Froid.

e-Mode de gerbage

Le mode de gerbage est étroitement lié au système de manutention adopté. Il existe plusieurs systèmes et matériels de manutention dans un entrepôt frigorifique. Pour la manutention et le stockage des charges unitaires, la palettisation est considérée comme la méthode la plus économique. Deux tailles de palettes normalisées sont utilisées: 0,80 x 1,20 et 1,00 x 1,20. Elles peuvent être chargées sur une hauteur de 1,25 à 2,00 m. On utilise des chariots de type varié pour la manutention des marchandises dans les entrepôts frigorifiques. Il serait fastidieux de les citer tous. Dans tous les cas, on retiendra qu'un bon mode de gerbage doit favoriser la circulation du personnel et des engins et réduire leurs temps de séjour au minimum afin d'éviter les déperditions de froid. D'une manière générale, pour assurer une bonne circulation de l'air, les dispositions suivantes sont recommandées: la distance entre les marchandises et les parois et entre les marchandises et le plafond doivent être respectivement 10 à 12 cm et 25 cm minimum. Il y a également lieu de vérifier, dans le cas des entrepôts polyvalents, la compatibilité des différents produits entreposés.

f-Densité d'entreposage

En raison du prix de revient élevé du m³ de chambre froide, l'obtention d'une bonne densité d'entreposage a une importance capitale. L'entreposage des produits ne doit pas entraver la circulation de l'air ni empêcher le contrôle des marchandises. Le tableau 8 de l'annexe 1 indique les densités d'entreposage usuelles pour différentes catégories de marchandises. D'une manière générale la densité d'entreposage adoptée dans les chambres froides est de l'ordre de 160 Kg/m³.

g-Emballage

L'emballage des produits entreposés dans les entrepôts frigorifiques est souvent nécessaire. En plus des facilités dans la manutention, celle-ci doit protéger le produit contre les souillures d'où qu'elles viennent. Elle donc spécifique à chaque produit (cf. tableau 8 annexe 1).

III.4.3-Etude des installations frigorifiques

III.4.3.1-Dimensionnement des installations frigorifiques

Cette étude consiste à recalculer les grandeurs caractéristiques (théoriques) des installations frigorifiques afin de les comparer avec les caractéristiques en fonctionnement réel et les caractéristiques du constructeur relevées sur les site.

•Déterminations des caractéristiques théoriques

Il s'agit de déterminer:

-la production frigorifique ϕ_0 par reconstitution du bilan thermique des chambres froides. Nous indiquons en annexe les différents éléments qui peuvent servir à l'établissement de ce bilan.

-les températures de condensation et d'évaporation

-les grandeurs thermophysiques du circuit frigorifique (enthalpie h, pression P, température T, volume massique v,....)

-les puissance théoriques du condenseur et du compresseurs.

-les coefficients de performance

•Détermination des caractéristiques réelles

Pour établir le cycle de fonctionnement réel les mesures suivantes sont nécessaires (cf. recueil de données):

-température d'évaporation

-température de condensation

-température des gaz à l'aspiration

-température de refoulement

-température entrée et sortie d'air du condenseur

-température à l'entrée du détendeur

Par ailleurs la production frigorifique est déterminée à partir de l'enthalpie de l'air brassé par les ventilateurs de l'évaporateur selon la formule suivante:

$$\phi_0 = m_a \times \Delta h$$

m_a : débit massique de l'air brassé par le ventilateur

Δh : différence d'enthalpie entre l'air entrant et sortant de l'évaporateur

Une fois la production frigorifique et les grandeurs thermophysiques du circuit connues, l'auditeur devra déterminer les puissances en fonctionnement réel du condenseurs et du compresseur.

III.4.3.2-Etude de l'installation existante

a-Etude du compresseur

•Vérification du choix du compresseur

Le choix du compresseur dépend d'un certain nombre de paramètres tels que: la vitesse de rotation, les pressions d'évaporation et de condensation, la température de la chambre froide, le type de fluide frigorigène. L'auditeur pourra apprécier le choix d'un compresseur donné à partir des tableaux 18,19,20 de l'annexe 1 qui indiquent respectivement les caractéristiques des compresseurs pour installations frigorifiques, les domaines d'emploi des différents types de compresseurs et de fluides frigorigènes.

•Contrôle superficiel

Le contrôle superficiel du compresseur permet de déceler d'éventuels encrassements, corrosion ou avaries. C'est déjà un indice qui permet de situer le niveau d'entretien des installations frigorifiques.

•Vibration

Les vibrations produisent généralement des fuites de fluide frigorigène qui ont principalement pour conséquence une perte de charge de l'installation d'où une baisse de la production frigorifique. Cela se traduit également par un allongement du temps de marche du compresseur et par une consommation d'énergie accrue. L'auditeur devra porter son attention sur ce phénomène.

•Variation des pressions d'aspiration et de refoulement

La figure 1, en annexe, permet de diagnostiquer les différentes anomalies ou pannes pouvant entraîner la variation de ces deux paramètres.

•Température de fin de compression

Si cette température est anormalement élevée, le système de refroidissement de la culasse du compresseur est certainement défectueux. Ce phénomène peut conduire facilement à une baisse de rendement du compresseur et à la décomposition des huiles de lubrification avec comme conséquences possibles, une augmentation de la consommation d'énergie et l'obturation des tuyauteries par les produits de décomposition de l'huile

•Pression d'huile

Dans un compresseur frigorifique, l'huile a pour mission d'assurer la lubrification des éléments constitutifs du compresseur et d'évacuer les particules solides diverses. Si la pression d'huile est inférieure à la limite fixée par le fabricant, celle-ci ne peut plus assurer pleinement la lubrification des divers organes.

•Dispositif d'entraînement du compresseur

Un dispositif d'entraînement défectueux, courroie de transmission lâche par exemple, entraîne une réduction de la vitesse de rotation du compresseur d'où une baisse de la production frigorifique.

•Courant absorbé par le compresseur

Un courant absorbé anormalement élevé indique certainement un défaut de fonctionnement du compresseur dû à une surcharge ou une variation des pressions d'aspiration et de refoulement hors des limites admises.

b-Etude de l'évaporateur

•Dimensions des chambres froides, puissance et disposition des évaporateurs

Pour assurer une bonne circulation de l'air dans la chambre froide, les évaporateurs doivent être bien disposés conformément aux indications du constructeur. De même, l'auditeur devra étudier la distance de projection d'air des évaporateurs en rapport avec les dimensions de la chambre.

•Système de dégivrage

L'humidité de l'air de renouvellement et celle dégagée par les denrées entreposées contribuent à la formation de givre sur l'évaporateur. La couche de givre ainsi formée provoque par son effet d'isolant un abaissement de la température d'évaporation et par conséquent une diminution de la production frigorifique. Le temps de marche du compresseur est allongé augmentant ainsi la consommation d'énergie.

Pour les chambres à température positive, le dégivrage se fait généralement par l'intermédiaire d'un thermostat qui arrête le compresseur dès que la température est en dessous d'un certain seuil pré-défini; les ventilateurs continuent à souffler sur l'évaporateur élevant ainsi la température du fluide frigorigène, ce qui permet la fusion du givre. Pour ce type de dégivrage l'auditeur devra vérifier le réglage du thermostat qui commande la mise en marche du compresseur afin que celle-ci n'intervienne pas avant que l'évaporateur ne soit complètement dégivré. Dans le cas contraire l'eau de dégivrage non encore égouttée se remet à givrer.

Dans les chambres à température négative deux types de dégivrage sont généralement utilisés:

-le dégivrage par chauffage électrique: la séquence de dégivrage est commandée par une horloge programmée et l'arrêt est effectué par un thermostat d'ambiance. Il y a lieu de contrôler le parfait déroulement de la séquence de dégivrage. Par ailleurs les différents appareils (thermostat et horloge) doivent être réglés de sorte que la durée de dégivrage soit aussi courte que possible (économie d'énergie) et que le démarrage du compresseur et des ventilateurs n'intervienne qu'à la fin du dégivrage.

-le dégivrage par gaz chaud qui consiste à refouler les gaz comprimés dans l'évaporateur. C'est par conséquent le système de dégivrage le plus économique.

•Encrassement

L'encrassement d'un évaporateur réduit la surface d'échange et provoque une diminution de la production frigorifique. Cela peut entraîner des cycles de fonctionnement longs du compresseur et une surconsommation d'énergie.

•Débit d'air

Un débit d'air insuffisant peut entraîner la panne de l'évaporateur trop petit.

•Courant absorbé par les ventilateurs

La comparaison du courant absorbé par les ventilateurs en fonctionnement réel avec le courant nominal donné par le catalogue du constructeur permet de vérifier leur bon fonctionnement.

•Surchauffe

La surchauffe représente l'écart de température entre la température du bulbe de détendeur thermostatique et la température d'évaporation. Une surchauffe élevée traduit un manque de fluide frigorigène ou un mauvais réglage du détendeur (détendeur trop fermé). Une surchauffe faible peut être la conséquence d'un excès de fluide frigorigène ou d'un mauvais réglage de détendeur (détendeur trop ouvert).

c-Etude du condenseur

c.1-Condenseur à air

•Emplacement du condenseur

L'emplacement d'un condenseur est très important. Son choix doit être fait en accord avec les prescriptions du constructeur. Les principaux problèmes pouvant survenir d'un mauvais emplacement du condenseur sont les suivants:

-encrassement dû par l'aspiration d'air chargé de poussière, de graisse...

-recyclage d'air dû à la proximité d'un autre condenseur, d'une source de chaleur, ou de tout autre objet faisant obstacle au renouvellement de l'air réchauffé.

•Etude des ventilateurs

L'étude de la ventilation du condenseur consistera à comparer les caractéristiques en fonctionnement réel aux caractéristiques fournies par le catalogue du constructeur. Les caractéristiques concernées par la comparaison sont le courant absorbé, le débit et la vitesse de rotation. Un accroissement de la vitesse de rotation se traduit par une augmentation du courant absorbé et du débit d'air. Tandis qu'un débit insuffisant entraîne une baisse de la production frigorifique.

•A propos de ΔT total sur l'air et Δt air

ΔT total sur l'air est égale à la température de condensation moins la température d'entrée de l'air. Cette grandeur est sensiblement constante pour un condenseur donné et est généralement comprise entre 10 et 20°C. A partir des mesures effectuées sur le condenseur, l'auditeur déterminera la valeur de ΔT total sur l'air. Cette valeur est à comparer avec celle fournie par le catalogue du constructeur. En principe ces deux valeurs doivent être égales sauf si, par exemple, le sens de rotation du ventilateur est inversé ou s'il y a présence d'incondensables dans le circuit.

Le Δt air est la différence entre la température de condensation et la température de sortie d'air. Elle est de l'ordre de 5 à 10°C. Un grand ΔT sur l'air est dû à un manque de débit d'air tandis que l'encrassement du condenseur se manifeste par un Δt sur l'air petit.

•Eléments d'aide au diagnostic du condenseur

Les dysfonctionnements du condenseur se manifestent presque toujours par une élévation de la pression de condensation ou un sous-refroidissement au dessus de la normale, qui peuvent être dûs aux causes suivantes:

- détendeur trop ouvert
- excès de charge
- présence d'incondensables. Cette présence est indiquée par le test des incondensables
- condenseur encrassé ou insuffisant encrassé.

c.2-Condenseur à eau

•Etude de la pompe à eau

Les caractéristiques en fonctionnement réel de la pompe à eau relevées sur le site doivent être comparées avec celles du constructeur. Il s'agit en particulier du courant absorbé, du débit et de la vitesse de rotation des pompes. Tout écart de fonctionnement devra être interprété et la cause recherchée et pourra éventuellement servir à expliquer le dysfonctionnement d'un élément du circuit frigorifique. Les conditions de fonctionnement des pompes, notamment leur disposition et leur environnement doivent être examinés à la lumière des prescriptions du constructeur.

•A propos de ΔT total eau et Δt eau

Le ΔT total sur l'eau est la différence entre la température de condensation et la température d'entrée de l'eau dans le condenseur. C'est une grandeur sensiblement constante pour un condenseur donné. La comparaison entre le ΔT total mesuré sur le condenseur et le ΔT du constructeur est un indice qui permet d'appréhender le fonctionnement correct du condenseur. Généralement un ΔT total élevé est dû à l'augmentation de la pression de condensation.

c.3-Tour de refroidissement

•Examen de la tour

L'examen de la tour de refroidissement consiste essentiellement en un contrôle visuel de tous les éléments constitutifs de la tour. L'objectif étant d'y déceler les aspects énumérés ci dessous et de quantifier, autant faire se peut, leurs effets sur le fonctionnement optimal de la tour.

Les dépôts

Les dépôts proviennent de substances diverses en suspension dans l'eau. Ils peuvent être de la tartre, ou des boues et ont pour principale conséquence, la réduction du coefficient de transmission global des condenseurs des tours de refroidissement à circuit ouvert, ou des échangeurs multitubulaires des tours de refroidissement à circuit fermé. Dans le premier cas c'est la condensation du fluide frigorigène qui est affecté et

dans le second c'est l'eau de refroidissement en provenance du condenseur qui est mal refroidi.

Corrosion

La corrosion des éléments métalliques en contact avec l'eau est la principale manifestation de l'agressivité de celle-ci. Il a pour principal inconvénient d'écourter la durée de vie des appareils et tuyauteries du circuit frigorifique.

Formation d'algues

La présence d'algues est favorisée par des températures allant de 20 à 30°C. Cette présence entraîne l'accroissement des pertes de charge par obstruction des tuyauteries de circulation de l'eau.

•Caractéristiques de la tour

Efficacité de la tour

L'efficacité de la tour est donnée par la relation:

$$E = \frac{T_{ee} - T_{se}}{T_{ee} - T_h}$$

T_{ee}: température d'entrée de l'eau

T_{se}: température de sortie de l'eau

T_h: température humide

L'efficacité d'une tour varie entre 40 et 90%

Indice thermométrique

L'indice thermométrique est l'écart entre la température entre l'eau entrant et l'eau sortant de la tour de refroidissement. Cet indice est généralement compris entre 4 et 5°C

•Etude de l'eau de refroidissement

PH et titre hygrométrique

L'analyse de l'eau de refroidissement de la tour permet de déterminer les valeurs de PH et de dureté. D'une manière générale, pour assurer un bon fonctionnement de la tour les caractéristiques de l'eau de refroidissement doivent être les suivantes:

$$6,5 < PH < 8,5$$

$$10 < TH < 15$$

Calcul du débit d'appoint

Pour assurer un fonctionnement correct de la tour, il est nécessaire de remplacer l'eau évaporée, mais également d'effectuer des purges de déconcentration de l'eau par un apport de débit D_a. Ce débit d'appoint D_a est fonction du débit évaporé, de la dureté initiale de l'eau, de la dureté admissible de l'eau dans le circuit de refroidissement. L'auditeur devra recalculer le débit d'appoint et comparer la valeur obtenue avec celle relevée sur le site.

Nous indiquons ci-après une méthodologie de détermination du débit d'appoint.

Pour calculer ce débit il faut au préalable déterminer le débit d'eau D_v évaporée dans la tour.

$$D_v = \frac{m\Delta\theta}{\Delta h}$$

m: débit de l'eau de refroidissement

$\Delta\theta$: échauffement de l'eau de refroidissement

Δh : enthalpie de vaporisation de l'eau

Le débit D_a est déterminé à partir de la figure 4 de l'annexe 1 en fonction de la dureté initiale de l'eau d'appoint et de la dureté maximale admissible dans le circuit de refroidissement. La comparaison des débits d'apport réel et théorique est donc un moyen supplémentaire à la disposition de l'auditeur pour appréhender le fonctionnement correct de la tour de refroidissement.

d-Etude de la tuyauterie

Le rôle des tuyauteries est de relier les principales composantes de l'installation: condenseur, compresseur, évaporateur, détenteur. Le réseau d'une installation frigorifique doit satisfaire à deux conditions: permettre le retour d'huile au carter et minimiser les pertes de charge.

Le retour de l'huile au compresseur est favorisé par des vitesses de fluide frigorigène relativement élevées avec comme conséquence des pertes de charge élevées. Les effets des pertes de charges se traduisent par:

-une baisse de la production frigorifique

-une augmentation du taux de compression d'où une baisse de rendement du compresseur

-un mauvais fonctionnement des organes annexes du circuit

L'étude des tuyauteries consistera à déterminer les vitesses et les pertes de charge dans les conditions réelles de fonctionnement. Ces valeurs seront comparées à celles recommandées pour chaque type de fluide frigorigène. Les tableaux suivants donnent en exemple les vitesses couramment adoptées et les pertes de charge maximales admises dans les tuyauteries pour divers fluides frigorigènes

Fluide	Aspiration	Refoulement	liquide
Ammoniac	15-20	20-25	0,5-1,25
R12/R22/R502	8-10	15-25	0,5-1,25

Vitesse de circulation des fluides frigorigènes en m/s

	Liquide	Refoulement	Aspiration					
	CFC	CFC	R12	R12	R12	R22	R22	R22
Pertes de			Température d'évaporation °C					
charge			-10 à +10	-20 à -10	-40 à -20	-10 à +10	-20 à -10	-40 à -20
maximale								
(bar)	0,35	0,15	0,14	0,105	,035 à 0,0	0,175	0,131	0,044 à 0,08

Pertes de charges maximales admises dans les tuyauteries

•Détermination des vitesses et des pertes de charges

Les vitesses et les pertes de charge régulières dans les tuyauteries peuvent être déterminées à l'aide des diagrammes établis par *Dupont de Nemours* pour les chlorofluorocarbones (CFC). Ces diagrammes sont reproduits en annexe.

Les pertes de charges singulières, quant à elles, peuvent être évaluées à partir des longueurs de conduites équivalentes données par le tableau 23 (annexe 1)

Remarque: Les pertes de charge singulières dans les tuyauteries d'aspiration peuvent être déterminées à partir de la différence de leurs températures d'entrée et de sortie et de la température d'évaporation, à l'aide de la figure 5 (annexe 1).

-Etude de l'appareillage annexe du circuit

•Séparateur d'huile

Son rôle est de retenir au maximum l'huile entraîné par le fluide frigorigène dans la tuyauterie de refoulement du compresseur. Cette huile se dépose dans les échangeurs thermiques, en particulier le condenseur, dont elle réduit l'efficacité avec comme conséquence une surconsommation d'énergie. L'auditeur contrôlera le bon fonctionnement du séparateur en examinant le niveau d'huile dans le carter du compresseur. Si le niveau baisse régulièrement sans cela soit dû à un court-cycle, alors le séparateur d'huile est certainement défectueux.

•Filtre-déshydrateur

Le filtre-déshydrateur est un organe disposé sur le circuit frigorifique pour arrêter les corps étrangers provenant de l'usinage, des travaux de montage ou des impuretés qui se sont formées en cours de fonctionnement ainsi que l'humidité contenue dans le circuit. Il doit être placé le plus près possible en amont du détendeur qui est très sensible à la présence d'eau. Il doit être de préférence installé dans une ambiance froide afin d'augmenter sa capacité d'absorption. Il y a lieu de vérifier le sens de montage du fluide: la flèche doit être dans le sens de circulation du fluide frigorigène. Par ailleurs une différence de température de plus de 3°C entre l'amont et l'aval du déshydrateur est la manifestation du colmatage de ce dernier.

•Voyant liquide

C'est un organe important qui montre l'état physique du fluide frigorigène. Il indique l'état de siccité du fluide frigorigène par le changement de couleur d'une pastille chimique spéciale. Le tableau suivant donne de manière approximative la teneur en eau en ppm dans le circuit en fonction de la teinte du voyant.

Fluide frigorigène	Teneur en eau en ppm		
	Vert/bleu (sec)	Couleur virage	Jaune/rose
R 12	max 15	15-35	min 35
R 22	max 60	60-125	min 125

La teneur en eau des chlorofluorocarbones ne doit pas dépasser les seuils critiques suivants:

-pour le R502: environ 30 ppm

-pour le R12: environ 20 ppm

-pour le R22: environ 20 ppm

Au delà de ces valeurs, l'eau devient dangereuse et peut avoir de nombreuses conséquences: corrosion de la tuyauterie, formation de boue, de glace, obstruction du détendeur...

•Echangeur de chaleur

Il permet d'améliorer le rendement d'une installation frigorifique en sous-refroidissant le liquide avant son entrée dans le détendeur thermostatique, permettant d'augmenter la production frigorifique de l'évaporateur. Dans les installations équipées de cette appareil, il faut s'assurer que la surchauffe des gaz admis dans le compresseur n'est pas trop importante. Il faut également vérifier à l'aide du catalogue du constructeur que le choix de l'échangeur est conforme à la puissance frigorifique de l'évaporateur.

•Détendeur thermostatique

Le rôle du détendeur thermostatique est d'assurer l'alimentation automatique de l'évaporateur en fluide frigorigène en fonction des besoins de la chambre froide.

L'étude du détendeur portera essentiellement sur les points suivants:

-calcul de la capacité du détendeur théorique

-mode de mise en place

-réglage

Calcul de la capacité du détendeur théorique

Il convient de vérifier que le choix du détendeur est conforme à la puissance de l'évaporateur. La sélection d'un détendeur thermostatique se fait dans un catalogue de constructeur, après calcul de sa capacité Q_n .

$$Q_n = Q_o \times K_{\Delta p}$$

Q_n : puissance nominale du détendeur en KW

$K_{\Delta p}$: facteur de correction de la pression

Δp : différence entre la pression d'évaporation et la pression de condensation

Q_o : puissance de l'évaporateur en KW

K_t : facteur de correction de la température

t : température en amont du détendeur

Les facteurs de correction $K_{\Delta p}$, K_t sont donnés par les tableaux 21 et 22 de l'annexe

1

Mise en place du détendeur

La disposition du détendeur sur le circuit frigorifique est très importante. Certains détendeurs peuvent être montés dans n'importe quelle position. D'autre par contre ne peuvent avoir leurs tête thermostatique en bas. Pour avoir des précision là-dessus l'auditeur pourra se reporter utilement à la documentation du constructeur. Nous indiquons cependant ci-dessous quelques aspects à vérifier:

essentiellement à éviter les pénalités de sous-consommation, de dépassement de puissance et de mauvais $\cos\phi$.

Optimisation de la puissance souscrite

Lors de la souscription d'un abonnement à une puissance P (KW) donné, l'utilisateur s'engage à consommer au minimum 1000 KWh/KW de puissance souscrite et par an. En cas de sous consommation une pénalité est appliquée aux nombres de KWh non consommés à 50% du tarif en heure pleine.

Ainsi, en cas de nombreuses pénalités de sous-consommation, l'auditeur devra déterminer la nouvelle puissance à souscrire en s'autorisant au maximum 3 dépassements de puissance dans l'année.

Pour déterminer la nouvelle puissance P' à souscrire, on calculera à partir des 12 dernières factures de l'année écoulée, la consommation annuelle en KWh. Si nous appelons C cette consommation annuelle, la nouvelle puissance à souscrire est égale: $P'=C/1000$ en KW, sous réserve de moins de 3 dépassements de puissance par an.

L'auditeur sera parfois amené à faire un calcul d'optimisation entre les pénalités de consommations minimales et celles de dépassement de puissance afin de trouver la formule la plus économique.

Correction du facteur de puissance

Un mauvais $\cos\phi$ entraîne:

- des pertes élevées au niveau des câbles d'alimentation
- des consommations d'énergie active et réactive excessives et par conséquent des factures d'électricité élevées.

En cas de besoin, l'auditeur devra calculer la puissance des batteries de condensateurs à installer afin de compenser l'énergie réactive nécessitée par le fonctionnement des appareils électriques. Pour déterminer la puissance de ces batteries de condensateurs on procédera de la manière suivante:

- relever sur toutes les factures disponibles les valeurs de $\tan\phi$. On retiendra la valeur de $\tan\phi$ la plus élevée. Si P est la puissance souscrite, alors la puissance réactive des batteries de condensateurs est: $Q=K \times P$, K étant fonction des tangentes ϕ initiale et finale. Cette constante est déterminée à partir de la figure 3 (annexe 1).

III.4.5-Etude des conditions de sécurité

La conception, la construction et l'exploitation des chambres froides exigent un certains nombres de dispositions sécuritaires afin d'assurer la sécurité du personnel et des denrées entreposées. Nous exposons ci-dessous un certain nombre de dispositions que l'auditeur devra vérifier.

•Précautions contre l'incendie

Une attention particulière doit être accordée aux points suivants:

- disposition des locaux, emplacement des portes
- traversée des isolants par des câbles

- équipements de lutte contre l'incendie: extincteur, appareils respiratoires...
- affichage des consignes "en cas d'incendie"
- formation du personnel à la lutte contre les incendies

•**Précautions contre les risques de se trouver enfermer dans une chambre froide**

L'étude se portera sur:

- les dispositions réglementant l'accès des chambres froides
- sorties de secours
- dispositifs d'ouverture des portes à l'intérieur des chambres froides
- alarmes lumineux ou sonores commandés à l'intérieur des chambres froides.

III.4.6-Organisation de la gestion et de la maintenance

Pour que les installations puissent fonctionner sans problèmes il est nécessaire de les entretenir régulièrement. Cela leur assure en outre un fonctionnement uniforme et économique. Il est par conséquent indispensable pour un entrepôt frigorifique d'établir un plan de maintenance adapté à ses installations. L'auditeur devra donc s'enquérir de l'existence d'un tel plan et des différentes modalités d'application.

III.5-ELABORATION D'UN PROGRAMME D'INTERVENTION

Le dernière étape d'une procédure d'audit énergétique est l'élaboration d'un programme cohérent de travaux adaptés aux caractéristiques des installations et dont la finalité demeure la réduction de la consommation énergétiques. Ce programme est présenté dans le cadre d'un rapport de synthèse devant permettre au maître d'ouvrage d'orienter son choix de travaux dans les meilleures conditions de coût et de rentabilité. Ce rapport devra comporter par ailleurs une analyse économique de chaque mesure envisagée avec indication du coût de l'investissement, du temps de retour et de l'économie attendue. D'autre part les mesures préconisées doivent être classées par *ordre de priorité*. En particulier, l'auditeur devra insister sur les mesures à court terme qui sont à *coût nul ou faible* et qui ont par conséquent beaucoup plus de chances d'être retenues par le maître d'ouvrage. Les mesures à court terme sont celles dont la période de retour de l'investissement est inférieure à trois années et les mesures à long terme dont la période de retour est supérieure à trois années.

Nous indiquons ci-après une série de mesures d'économie d'énergie sur lesquelles l'auditeur pourra s'appuyer pour établir un programme d'intervention. Cette liste ne saurait être exhaustive, il appartient donc à l'auditeur en fonction de ses qualification et de son expérience de proposer les mesures ayant les plus gros impacts sur la consommation énergétique de l'entrepôt frigorifique.

III.5.1-Isolation

- réduire l'influence du rayonnement solaire en peignant si possible en blanc les parois des chambres froides exposées au soleil.

- étancher les fentes entre les panneaux par adjonction d'une couche de joint supplémentaire.

- installation de rideaux d'air, de portes battantes ou de sas pour réduire les entrées d'air chaud et la pénétration d'humidité.

- augmentation de l'épaisseur de l'isolation des tuyauteries.

III.5.2-Condition d'entreposage

- s'assurer que les produits sont entreposés correctement pour permettre la circulation de l'air.

- adopter un système de rotation des stocks suivant le principe "premier entré premier sorti".

- limiter la durée d'ouverture des portes.

- éviter le contact des denrées entreposées avec les parois de l'isolation de la chambre froide.

- utiliser des palettes pour l'entreposage des produits.

- adopter un niveau d'éclairage suffisant dans les chambres froides.

III.5.3-Installations frigorifiques

III.5.3.1-Evaporateur

- moduler la puissance des ventilateur en fonction de la charge thermique.

- éviter les cycles de dégivrage excessifs.

- installation d'un détecteur de givre commandant les cycles de dégivrage.

- optimisation des cycles de dégivrage commandés par horloge.

- utilisation si possible de méthode de dégivrage par gaz chaud.

- éviter des températures inutilement basse si la qualité des produits entreposés permet des températures plus hautes.

III.5.3.2-Condenseur

- limiter les débits d'air et d'eau à la juste nécessité du refroidissement du fluide frigorigène.

- traitement de l'eau de refroidissement pour éviter l'entartrage du condenseur.

- nettoyage fréquent des ailettes des condenseur à air.

III.5.3.3-Compresseur

- graissage régulier des moteurs d'entraînement.

- Contrôle journalier du niveau d'huile, de la température et de la pression.

- contrôle de la tension des courroies.

- contrôle régulier de la charge en fluide frigorigène.

III.5.4-Installations électriques

- remplacer les lampes à incandescence par des lampes à sodium basse pression ou par des tubes fluorescents.
- Optimaliser le contrat de fourniture d'électricité.
- installer des batteries de condensateurs.
- faire fonctionner les installations aux heures où l'électricité est moins chère.

III.5.5-Gestion et maintenance des installations

- entretien régulier des installations et tenue régulière d'un livret d'entretien.
- contrôle systématique: s'assurer que les caractéristiques de l'installation ci-dessous correspondent bien aux valeurs prévues.
 - température d'évaporation
 - température de condensation
 - température à l'aspiration du compresseur
 - température de refoulement
 - pression de l'huile du compresseur
- Contrôle des organes de sécurité et régulation.
- vérification de l'étanchéité du circuit frigorifique.
- disposer en magasin d'un minimum de pièces de rechange.
- sensibilisation du personnel aux mesures d'économie d'énergie.

TROISIEME PARTIE

ETUDE DE CAS

Introduction

L'étude de cas concerne les établissements PACO situés à la Zone des bois à Ouagadougou. Cette entreprise, de création récente, est spécialisée dans le conditionnement, la conservation et la vente de fruits et légumes.

I-RECUEIL DE DONNEES

I.1-Etats des lieux

L'entrepôt comporte deux chambres froides et un hall de conditionnement dont les dimensions sont indiquées dans le tableau ci-dessous.

	Chambres froides 1 et 2	Hall de conditionnement
Longueur (mètre)	7,5	11
Largeur (mètre)	4	10
Hauteur (mètre)	3	7

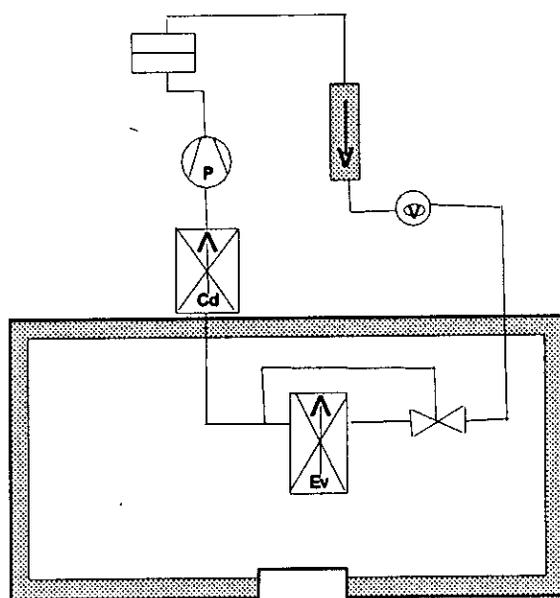


Schéma frigorifique d'une chambre froide

Chaque chambre froide est munie d'un groupe de production frigorifique individuel fonctionnant au R12. Les deux groupes motocompresseurs alimentant les évaporateurs sont abrités sous un hangar métallique à toiture en tôles. La capacité maximale de chaque chambre est de 25 tonnes. Les équipements frigorifiques des deux chambres sont identiques à l'exception des deux groupes motocompresseurs qui sont de type et de puissance différents.

I.2-Description de l'enveloppe

Les parois verticales sont des panneaux "sandwich" constitués par 12 cm de polyuréthane ($\lambda=0,028$ W/mK). Elles sont protégées sur leurs faces externes par une

plaque en acier de 1mm d'épaisseur qui joue le rôle de pare-vapeur ($\lambda=52\text{W/mK}$). L'isolation du sol est assurée par 7 cm de béton ($\lambda=2,04\text{W/mK}$) associé à 12 cm de polyuréthane. Enfin le plafond est isolé par du polyuréthane (épaisseur 12 cm) qui comporte sur ses deux faces des contre-plaqués ayant une épaisseur égale à 12 mm. Chaque chambre froide est munie d'une porte coulissante isolée de dimensions 2 x 1,3 m.

I.3-Description de l'équipement frigorifique

I.3.1-Goupes moto-compresseurs

La chambre 1 est munie d'un motocompresseur hermétique à deux cylindres de marque MANEUROP MT 80 H P4. La chambre 2 possède un compresseur semi-hermétique à deux cylindres de type BHS 862 BITZER. Les caractéristiques des deux motocompresseurs sont résumées dans le tableau suivant:

	Caractéristiques	chambre 1	Chambre 2
Compresseur	Type/Marque	MANEUROP MT80 HP4	BHS 862 BITZER
	Puissance (KW)	7	4
	Vit. de rotation (t/min)	2900	1450
	Nbre de cylindres	2	2
	Tension ali.(volts)	380/220	380/220
	Courant nominal (A)	15	14
	Courant de c. circuit (A)	65	65
	Volume balayé (m ³)	23,7	22,14
	Pres. max. de serv. (bar)	25	24,5
Condenseur			
	Diam. tubes(in)	3/8	3/8
	longeur frontale(m)	100	119
	Largeur frontale(m)	64,5	54
	Nombre de tubes	125	64
	Nombre de circuit	17	8
Ventilateur			
	Marque/type	DWM COPELAND	
	Puissance	200W/ ventilateur	
	Vit. de rotation (t/min)	1350	
	Tension d'ali. (volts)	380/220	
	Courant nominal	0,9	

I.3.2-Evaporateur

Chaque chambre possède un seul évaporateur de type PCE 1210 FRIGERST dont les caractéristiques sont les suivantes:

Puis. réelle (Fg/h)				Ventilateurs					
Dt6°C	Dt8°C	Pas(mm)	Surf.(m ²)	Débit(m ³ /h)	Proj. air(m)	Dia(mm)	Puiss.totale(W)	Tension(V)	Courant total(A)
7240	9650	65	81	7600	12	450	100	220/380	291,7

Les ventilateurs sont entraînés par des moteurs normalisés triphasés 220/380 volts, 50 Hz à 1400 tr/min.

I.3.3-Appareils annexeS du circuit

- Filtre-déshydrateur: DANFOSS TYPE CX 304 R22.
- Voyant liquide: FLICA.
- Détendeur thermostatique: FLICA capacité 4,5 t, R22, disposition sur la tuyauterie d'aspiration à 10 h, distance bulbe-évaporateur: 10 cm.

I.3.4-Tuyauterie

Tuyauterie	Diamètre(in)	Longueur(m)
Aspiration	1" 1/8	6
Refoulement	1/2"	5

I.3.5-Installations électriques

- appareils de comptage: compteur triphasé 4 fils, 3 x 220/380 50Hz
- transformateur de courant basse tension SADTEM MICROBLOC 3 X 15 VA
- condensateur 10 KVar, 50 Hz

II-EXPLOITATION ET TRAITEMENT DES DONNEES

II.1-Situation générale des installations

Les chambres froides des établissements PACO sont implantées dans un lieu qui sert d'habitation. Outre les problèmes de sécurité pour les habitants de la maison, il y a lieu de craindre une plainte du voisinage en raison du bruit provoqué par le fonctionnement des motocompresseurs. Cette plainte si elle survenait mettrait en péril les installations ou exigerait des investissements nouveaux pour l'achat de motocompresseurs de niveau sonore acceptable.

.Par ailleurs l'exiguïté des lieux ne permettra pas un agrandissement des installations, ce qui risque de limiter fortement la capacité de l'entrepôt.

II.2-Diagnostic des installations

II.2.1-Isolation

D'une manière générale l'isolation des chambres froides à été bien menée. Le matériau d'isolation utilisé, le polyuréthane, est parfaitement adapté à ce cas précis. Le matériau pare-vapeur qui doit lui être nécessairement associé est également présent. Bien que l'isolation ait été réalisée avec des panneaux de récupération, il n' y a été constatée aucune blessure.

Le tableau suivant résume les flux thermiques calculés au niveau de chaque paroi, sol et plafond.

Parois Ouest/Nord	7,72
Paroi Est	8,65
Plafond	7,43
Sol	3,2

En l'absence de normes africaines en matière d'isolation, nous avons utilisé dans le cadre de cette étude les prescriptions du Syndicat National de l'isolation de France qui impose une déperdition maximale de 8 W/m^2 pour les chambres froides en réfrigération. Ainsi on peut constater, à l'exception de la paroi Est, que les déperditions calorifiques sont acceptables. Le cas de la paroi Est est assez particulier puisqu'elle est proche des motocompresseurs qui contribuent à augmenter la température de l'air ambiant. Cependant la déperdition calorifique est relativement acceptable et diffère de peu de la norme imposée par le Syndicat National de l'Isolation de France.

Sur les deux circuits frigorifiques les tuyauteries d'aspiration sont isolées par 20 mm d'armaflex. Cette épaisseur est convenable pour une humidité relative inférieure à 80%. Mais au delà de cette valeur d'humidité, toute chose étant égale par ailleurs, il y a des risques de condensation sur les tuyauteries. Cependant ces risques sont relativement minimes, si l'on sait que les humidités relatives moyennes supérieures à 80% sont peu fréquentes à Ouagadougou.

D'autre part il a été constatée une forte déperdition de froid au niveau de la porte (froid au toucher). De même, les joints d'étanchéité de cette porte coulissante laissent également passer de l'air froid de la chambre froide, ce qui contribue à augmenter la charge thermique.

Le hall de conditionnement est recouvert par des tôles métalliques qui entraînent d'importantes restitutions de chaleur contribuant ainsi à réchauffer les produits et l'air chaud à l'entrée des chambres froides.

II.2.2-Conditions d'entreposage

Les entrepôts Paco sont destinés à la conservation de fruits et légumes tels que mangues, pomme de terre et haricot vert. Au moment de l'audit les chambres contenaient principalement des pommes de terre et une petite quantité de mangues. Ces produits sont entreposés dans des caisses posées sur des palettes en bois. La disposition de ces palettes est favorable à la circulation de l'air. Cependant le tirant d'air (environ 30 cm) semble faible. Il n'y a pas de problèmes particuliers d'incompatibilité entre les produits entreposés. Le renouvellement d'air qui est drastiquement limité pour éviter l'apport de chaleur de l'air chaud, risque non seulement de nuire à la qualité des mangues, mais aussi d'augmenter conséquemment la teneur en CO_2 des chambres

froides. Ainsi à partir d'une certaine concentration critique en CO₂, l'économie d'énergie prétendue réalisée en limitant le renouvellement d'air sera inférieure à l'énergie calorifique due à la présence du dioxyde de carbone. D'autre part, les denrées sont entreposées sous une température de 6°C et une humidité relative égale à 85%. Ces conditions sont jugées acceptables pour l'entreposage de la pomme de terre, de la mange et du haricot vert.

En ce qui concerne le brassage de l'air dans les chambres froides, il n'a été possible de mesurer le débit d'air des ventilateurs. Cependant si l'on s'en tient à la valeur de débit fournie par le constructeur, le coefficient de brassage serait (pour un volume de chambre froide de 90 m³) de l'ordre de 85 volumes. Rappelons que pour les fruits et légumes, le coefficient de brassage recommandé varie entre 20 et 25 volumes. Il y a par conséquent des risques d'assèchement et de pertes de masse de produits notamment pour le haricot vert. La dessiccation de ces produits peut contribuer au givrage fréquent de l'évaporateur avec comme conséquence une baisse de la température d'évaporation, une diminution du taux de compression et un allongement du temps de marche du compresseur. Tous ces éléments contribuent à l'augmentation de la consommation énergétique des installations.

La charge totale de chaque chambre froides est de 25 tonnes de produits soit une densité d'entreposage égale à 278 Kg/m³. Cette valeur est bien loin de la norme généralement admise dans les chambres froides qui est de l'ordre de 160 Kg/m³. Cette forte densité n'affecte pas la circulation de l'air dans les chambres froides, mais elle accroît la durée de la manutention ce qui contribue à augmenter les charges thermiques.

II.2.3-Dimensionnement des installations

Nous avons procédé à une reconstitution du bilan thermique des chambres froides sur la base d'une entrée journalière maximale de trois (3) tonnes de pomme de terre. Les conditions climatiques moyennes considérées sont: T°=40°C, HR=50%.

Les conditions de fonctionnement réel ont été déterminées à partir des mesures effectuées sur le site. Cependant faute d'avoir accès à l'évaporateur, nous adoptons comme production frigorifique réelle la puissance nominale de l'évaporateur.

Le tableau suivant résume les caractéristiques en fonctionnement théorique et réelle des installations.

Caractéristiques.	Fonct. théorique	Fonct. réel	Caract. constructeur	
			Chambre 1	Chambre 2
T _o (°C)	-1°C	-10	-	-
T _k (°C)	+52	+35	-	-
Prod. frigorifique(Fg/h)	9496	10615	10615	10615
Puiss. compress.(KW)	3	5,64	7	4
Puiss. condenseur(KW)	14	18	-	-
COP théorique	5,13	5,84	-	-
COP réel	3,53	2,18	-	-
Débit (Kg/h)	305,3	376	-	-
Rendement volumétrique	0,85	0,81	-	-

Au moment où nous relevions les températures d'évaporation et de condensation la température ambiante était égale à 26 °C. Ainsi, en recalculant les installations selon les critères de dimensionnement classiques (cf. notes de calculs), nous avons adopté comme température de médium chaud 26°C. Avec un $\Delta T_{\text{évapo}} = T^{\circ}\text{moy.médium} - T_0 = 12$ et $\Delta T_{\text{cond.}} = T_k - T^{\circ}\text{moy.médium chaud}$, nous arrivons à des températures d'évaporation et de condensation respectivement égales à -1°C et 38°C.

En analysant les valeurs contenues dans le tableau ci-dessus, il apparaît clairement que les installations en l'état actuel ne fonctionnent pas à leur optimum économique. En effet un fonctionnement du cycle frigorifique entre les isothermes -1/38°C nécessite une puissance développée par le compresseur de l'ordre de 3 KW contre 5,6 KW dans le cas d'un fonctionnement entre les isothermes -10/+35. Les valeurs des COP théoriques et réels ne correspondent pas aux valeurs usuellement admises en froid. Ainsi un bon COP théorique se situe autour de 8 tandis qu'un COP réel acceptable est autour de 3.

Par ailleurs la comparaison des caractéristiques en fonctionnement réel aux caractéristiques du constructeur montre que le compresseur de la chambre 2 est relativement faible et ne permet pas à l'évaporateur de développer toute sa puissance. Il en résulte un allongement du temps de marche du compresseur 2 avec comme corollaire une surconsommation d'énergie électrique

II.2.4-Analyse du fonctionnement des compresseurs 1 et 2

Les compresseurs alimentant les circuits frigorifiques des chambres 1 et 2 ne sont pas identiques. Celui desservant la chambre 1 est de type hermétique tandis que le compresseur du circuit n° 2 est semi-hermétique. Le contrôle superficielle que nous avons effectué sur les compresseurs laisse paraître un bon entretien. Cependant le local abritant les groupes est assez vétuste et ne les protège pas efficacement contre les intempéries. Il y a des risques évidents de surcharge ou de court-circuit au moment de la saison des pluies avec comme conséquence la détérioration des compresseurs.

Le niveau de bruit du compresseur 2, nous l'avons déjà souligné; risque de provoquer quelques nuisances dans le voisinage.

II.2.5-analyse du fonctionnement des évaporateurs

Les deux chambres ont des évaporateurs identiques de type plafonnier. La distance de projection de l'air est de 12 m ce qui permet d'assurer la circulation de l'air d'un bout à l'autre de la chambre froide. Le dégivrage des évaporateurs est assuré par l'air brassé par les ventilateurs ,compresseurs à l'arrêt. Un tel système va dans le sens de l'économie d'énergie.

Le débit d'air des ventilateurs est relativement élevé (7600m³/h) et risque de provoquer le dessèchement des produits très sensible à l'humidité.

II.2.6-Analyse du fonctionnement des condenseurs

Les groupes moto-compresseurs sont disposés sous un abri recouvert par un toit en tôle, qui contribue en période de forte chaleur à réchauffer l'air ambiant, affectant ainsi l'efficacité des condenseurs. De même la proximité du mur d'enceinte (environ à 50 cm des groupes) ne favorise pas le renouvellement de l'air. A la limite, il y a des risques de recyclage de l'air chaud à l'entrée des condenseurs.

Il n'a pas été constaté d'encrassement des condenseurs, cependant quelques ailettes tordues provoquent une certaine perte de charge sur l'air. Pour une température ambiante égale à 26°C, la température de condensation était égale à 35°C, soit un ΔT total de l'air égale à 9°C. Pour un condenseur donné cette valeur est généralement comprise entre 10 et 20 °C. Ceci nous permet de constater qu'il n'y a pas d'incondensable dans le circuit. Par ailleurs, les ventilateurs travaillent à leur régime optimal. En effet les courants mesurés sont comparables aux courants nominaux figurant sur les plaques signalétiques.

II.2.7-Analyse du fonctionnement de l'appareillage annexe

•Filtre-déshydrateur

Les filtres déshydrateurs présents sur les deux circuits sont de marque DANFOSS. La pression maximale admissible est 35 bars. Ils sont destinés à être utilisés sur un circuit fonctionnant au R22. Leur capacité d'absorption est donc faible sur un circuit fonctionnant au R12 puisque, à masse égale, le R22 absorbe 10 à 12 fois plus d'eau que le R12. Il faudrait s'attendre à la saturation rapide des déshydrateurs. A terme s'ils ne sont pas changés, il y a des risques d'incidents liés à la présence d'eau dans le circuit, tels que la formation de boues, l'hydrolyse du fluide frigorigène avec formation d'acide, blocage du pointeau du détendeur etc.

La mesure des températures entre l'amont et l'aval des déshydrateurs donne des valeurs identiques. Il n'y a donc pas de pertes de charge au niveau des filtres-déshydrateurs.

•Voyant liquide

Les voyants liquide sont de marque FLICA. Les pastilles de ces voyants présentent une couleur verdâtre qui indique l'état de siccité du fluide frigorigène. De même la mesure des températures entre l'amont et l'aval des voyants montre qu'il n'y a pas de pertes de charge à la traversée de ces derniers.

•Détendeur thermostatique

L'alimentation des évaporateurs en fluide frigorigène est assurée par deux détendeurs thermostatiques à égalisation externe de pression. Les bulbes de ces détendeurs sont disposés à 10 cm des évaporateurs, à la position "10h" sur les tuyauteries d'aspiration. Cette disposition est conforme aux recommandations de la figure 2 (annexe 1). Ces détendeurs sont prévus pour être utilisés dans un circuit fonctionnant

au R22. Leur emploi dans un circuit de R12 ne leur permet pas de développer le maximum de leur capacité puisque les caractéristiques thermophysiques de ces deux fluides sont différentes.

II.2.8 Dimensionnement des tuyauteries

	Chambre 1 et 2	
	Aspiration	Refoulement
Long. tuyauterie(m)	6	5
Pertes de charge(bar)	0,42	0,06

Les pertes de charges dans les tuyauteries d'aspiration sont supérieures aux valeurs usuellement admises. Le diamètre de ces tuyauteries n'ont pas été choisis de manière judicieuse. Il aurait fallu des diamètres de tuyauteries d'aspiration supérieure à 1" 1/8.

Les vitesses dans les tuyauteries d'aspiration et de refoulement sont tout à fait acceptables et restent dans les limites admises. On peut donc penser que les retours d'huile dans le carter des compresseurs se font dans les meilleures conditions.

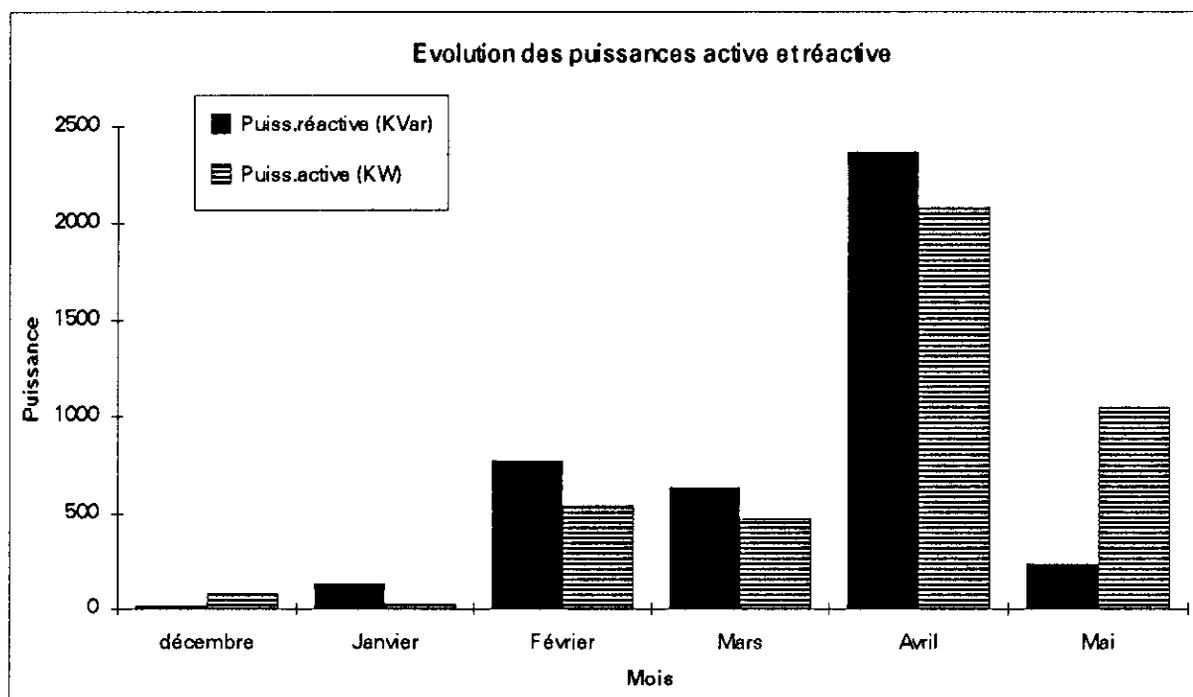
II.2.9 Installations électriques

•Eclairage

L' éclairage de chaque chambre froide est assuré par deux ampoules incandescentes de 60W. Etant donné que ces lampes ne sont allumées que lors des opérations de manutention, leur consommation d'énergie électrique est minime par rapport à l'énergie requise par le fonctionnement des groupes moto-compresseurs. D'autre part ces chambres sont assez bien éclairées, ce qui permet d'assurer les opérations de manutention dans de bonnes conditions.

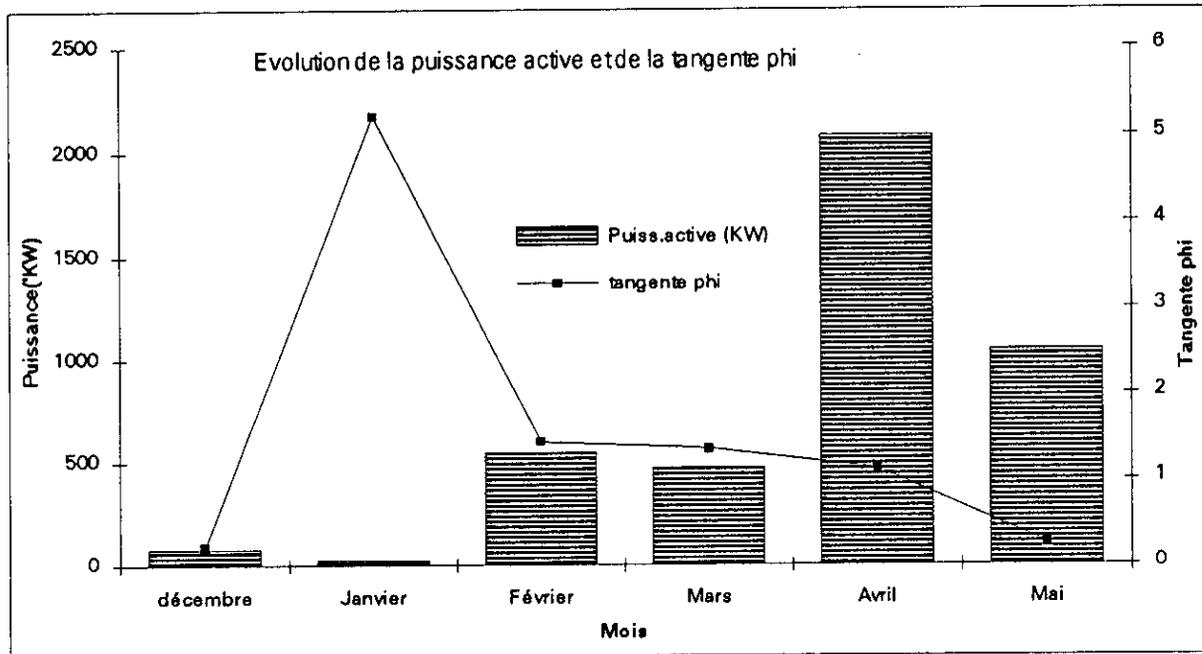
•Consommation d'énergie électrique

Mois	Puiss.réactive(KW)	Puiss.active(KW)	tangente phi	cosinus phi
Dec.	18	81	0,22	0,97
Jan.	136	26	5,23	0,18
Fév.	778	544	1,43	0,57
Mars	639	473	1,35	0,56
Avril	2367	2080	1,14	0,66
Mai	237	1049	0,26	0,98



L'absence de pénalités pour dépassement de puissance montre que la puissance souscrite a été bien choisie. Cela a été rendu possible par le fait que l'on évite de faire fonctionner les deux compresseurs simultanément.

Cependant l'examen du tableau ci-dessus montre que les installations souffrent manifestement d'un mauvais cosinus phi. Cela se traduit par des factures électriques de plus en plus élevées au fil des mois. La nécessité d'installer des batteries de condensateur s'impose afin de compenser l'énergie réactive des moteurs électriques. Les calculs que nous avons effectués montrent la nécessité d'installer une batterie de condensateurs de puissance réactive minimale égale à 7KVar. Ces batteries doivent être installées en aval du comptage électrique afin qu'elles soient tenues compte dans la facturation de la SONABEL.



II.2.10 Sécurité

Les établissements PACO ne disposent pas de matériels de lutte anti-incendie tels que: extincteurs, appareils respiratoires. Par ailleurs il n'a été constaté aucune consigne "En cas d'incendie". De même, nous avons déjà posé plus le problème relatif à la sécurité des occupants de la maison. Aucune mesure visible n'a été prise pour assurer leur sécurité et éviter les risques d'accidents.

II.2.11 Gestion et maintenance

Bien que les installations semblent en parfait état, il n'y a pas l'heure actuelle un plan de maintenance préventive. Certes, il n'est pas nécessaire de disposer de personnel qualifié, mais pour que les installations puissent fonctionner sans problèmes il est indispensable de les entretenir régulièrement. Cela leur assure en outre un fonctionnement uniforme et économique. Un entretien permanent est toujours préventif et permet d'éviter les nombreuses pannes occasionnées par exemple par l'usure des pièces. Par ailleurs il est indispensable de respecter les consignes des différents constructeurs pour la bonne marche des installations.

III-RESULTATS DE L'AUDIT

III.1 Isolation

- renforcer l'isolation des portes des chambres froides par injection de polyuréthane.
- augmenter de 10 mm l'épaisseur de l'isolation des tuyauteries d'aspiration.

III.2 Conditions d'entreposage

- adopter un taux de renouvellement adéquat en ouvrant une fois par jour les porte des chambres froides.
- réduire le coefficient de brassage de l'air entre 20 et 25 volumes en modifiant le couplage des ventilateurs.
- en cas d'entreposage des haricots vert , asperger régulièrement ou prévoir un humidificateur.
- réduire la densité d'entreposage à environ 160 Kg/m³ pour faciliter et fluidifier les opérations de manutention.

III.3 Fonctionnement des installations

- envisager la possibilité de faire fonctionner les installations avec une température d'évaporation égal -1°C.
- protéger par des parois en bois le local abritant les compresseurs; changer les tuiles métalliques par des tuiles en fibre de ciment.
- graisser le ventilateur du compresseur 2 afin de réduire le niveau de bruit.
- redresser avec une pince adaptée les ailettes tordues des condenseurs.
- suivre de très près le fonctionnement du filtre-déshydrateur.
- contrôler journalièrement la teinte de voyant indicateur d'humidité.

III.4 Installations électriques

- installer des batteries de condensateur d'au moins 7 KVar.

III.5 Sécurité

- achat d'extincteurs.
- mettre en place des consignes de sécurité en cas d'incendie.
- informer de la marche à suivre en cas de sinistre.
- protéger l'accès des moteurs électriques par une barrière.

III.6 Gestion et maintenance des installations

- mettre en place un plan de maintenance préventif comportant les éléments suivants:

- suivi de l'étanchéité du circuit de fluide frigorigène
- vérifier la propreté des surfaces des échangeurs thermiques
- contrôler les organes de sécurité et l'appareillage annexe du circuit.
- tenue régulière d' un cahier de maintenance.
- contrat d'entretien périodique avec une entreprise extérieure spécialisée.

CONCLUSION

La méthodologie d'audit énergétique que nous venons de développer permet, nous l'espérons, de procéder au diagnostic d'une installation frigorifique et de proposer des solutions visant à réduire les consommations énergétiques et à améliorer les conditions d'exploitation. Des contraintes de temps ne nous ont pas permis de faire des relevés et mesures sur une longue période, nécessaires à une bonne connaissance des consommations énergétiques, ni de proposer une méthode informatique permettant le traitement automatique des données d'un audit énergétique. De même, il serait souhaitable pour être plus complet, d'associer à cette procédure d'audit d'un entrepôt spécialisé dans le refroidissement des denrées, une méthodologie permettant de diagnostiquer les entrepôts destinés au refroidissement de liquide ou à la fabrication de glace.

Aussi; la suite logique de ce travail pourra consister à étudier les autres aspects de l'entreposage frigorifique cités précédemment, à élaborer un programme informatique destiné à faciliter les procédures d'audit d'un entrepôt frigorifique.

BIBLIOGRAPHIE

1-A.F.F, 1971

Document technique sur l'isolation des chambres froides, Revue générale du froid

2-A.F.F, 1972

Document technique relatif aux installations frigorifiques, Revue générale du froid

3-A.T.E.E, 1987

Diagnostic énergétique et maintenance, édition A.T.E.E

4-BALLOT G., DUMINIL M., 1980

Isolation frigorifique, PYC édition

5-B.E.E, 1988

Techniques d'économie d'énergie, fiche 1 à 5, édition B.E.E

6-DJIAKO T., 1992,

Production de froid, cours E.I.E.R

7-E.D.F, 19..

Bien connaître le facteur de puissance de votre entreprise, édition E.D.F

8-I.E.P.F, 1988

Guide de l'énergie, Ministère Français de la coopération et du développement

9-I.E.P.F, 1993

Maîtrise de l'énergie dans les bâtiments, édition I.E.P.F

10-I.I.F, 1978

Economies d'énergie dans les entrepôts frigorifiques, édition I.I.F

11-I.I.F, 1979

Application du froid aux produits périssables, édition I.I.F

12-I.I.F, 1982

Prévention des incendies et sécurité dans les entrepôts frigorifiques, édition I.I.F

13-RECKNAGEL, SPENCER et HONMANN

Manuel pratique du génie climatique, PYC édition

14-ROMAIN D. 1994

Technologie électrique, cours E.I.E.R

-15 Syndicat National de L'Isolation de France, 1976

Norme syndicale concernant les prescriptions techniques communes applicables à la construction des chambres froides préfabriquées démontables, édition S.N.I

ANNEXES

Sommaire

**ANNEXE 1: SUPPORT THEORIQUE POUR UN AUDIT ENERGETIQUE D'UN ENTREPOT
FRIFORIFIQUE**

ANNEXE 2:NOTES DE CALCULS

ANNEXE 1

SUPPORT THEORIQUE POUR L'AUDIT ENERGETIQUE D'UN ENTREPOT FRIGORIFIQUE

I-RECONSTITUTION DU BILAN THERMIQUE

La reconstitution du bilan thermique est faite à partir des charges thermiques moyennes et des charges climatiques maximales. Cette notion de charge thermique moyenne exprime la quantité de froid moyennée sur un cycle d'exploitation (par exemple une année) nécessaire pour refroidir un ou plusieurs denrées. Ce revient à prendre pour masse des denrées la masse moyenne (par nature) introduite dans la chambre froide sur une période donnée. Les charges climatiques concernent la température, l'humidité relative de l'air extérieur.

Le bilan thermique d'un entrepôt frigorifique prend des aspects différents selon sa destination. En pratique pour un entrepôt frigorifique les besoins en froid peuvent se différencier selon le schéma suivant:

- refroidissement des emballages
- refroidissement, congélation et refroidissement après congélation des denrées
- chaleur de respiration des denrées entreposées
- chaleur dégagée par la fermentation ou les modifications chimiques des denrées pendant l'entreposage.
- apport calorifique dû à la transmission de la chaleur à travers les parois, le sol et les plafonds.
- chaleur dû au renouvellement d'air.
- chaleur dû au travail des ventilateurs
- apport calorifique dû au personnel.
- chaleur dû à l'éclairage
- apport calorifique dû aux machines.
- divers

a-refroidissement des denrées

Soit M la masse moyenne journalière en Kg de la denrée considérée. Cette masse est obtenue en faisant la moyenne des masses journalières introduites dans la chambre froide pour une période donnée(une année au moins). Soit t_e et t_f respectivement les températures initiales et finales des denrées considérées. Soit c sa capacité calorifique (en KJ/Kg°C) au dessus de son point de congélation. La quantité de froid nécessaire au refroidissement de la denrée est égale à :

$$Q=M \times c \times (t_e-t_f) \text{ en KJ}$$

Les valeurs des chaleurs massiques avant congélation sont données sur le tableau 1 de l'annexe 1. Cependant pour les denrées ne figurant pas sur le tableau précité et dont on connaît par ailleurs les teneurs en eau physiologique et en matière solide respectivement a et b, la chaleur avant congélation peut être estimée à partir de la formule suivante:

$$c = \frac{4,186.a + 1,674.b}{100}$$

b-refroidissement, congélation et refroidissement après congélation

Pour les denrées réfrigérées et ensuite congelées, la quantité de froid nécessaire est égale:

$$Q_2 = M.(c_1.(t_e - t_0) + l_c + c_2.(t_0 - t_f))$$

M: masse moyenne journalière de la denrée en Kg

c1: chaleur spécifique du produit avant congélation en KJ/Kg°C

c2: chaleur spécifique du produit après congélation en KJ/Kg°C

l_c: chaleur latente de congélation en KJ/kg (cf tableau 1, annexe 1)

t_e: température d'introduction des denrées en °C

t₀: température de solidification

t_f: température finale en °C

En pratique pour denrées contenant a% d'eau et b% de matières sèches, la chaleur latente de congélation et la chaleur massique après congélation peuvent être estimées à partir des formules suivantes:

$$l_c = \frac{355xa}{100} \text{ KJ/KgK}$$

c-Refroidissement des emballages

Soit M_e la masse des emballages (en Kg). Soit C_e sa chaleur massique et t_e et t_f respectivement les températures d'introduction et finale des emballages. La quantité de froid nécessaire au refroidissement des emballages est donc égale à:

$$Q_3 = c_e \times m_e \times (q_e - q_f)$$

d-Chaleur de respiration

La quantité de chaleur produite par les phénomènes de respiration sont calculées à partir de la formule suivante:

$$Q_4 = m \times l_r \times 10^{-3} \text{ KJ}$$

m: masse moyenne journalière de la denrée en tonne

l_r: chaleur de respiration en KJ/tonne. 24h

e-Chaleur de fermentation

Par analogie à la chaleur de respiration, la chaleur de fermentation est égale à:

$$Q_5 = m \times l_d \times 10^{-3}$$

M: masse moyenne journalière de la denrée en tonne

L_d: chaleur de fermentation en KJ/tonne.24h

f-Apport calorifique des parois

Pour chaque paroi de la chambre froide l'apport calorifique exprimé en 24 heures est égale:

$$Q_6 = K.S(t_a - t_f) \times 24 \times 3600 \text{ KJ}$$

K: coefficient global de transmission de la paroi en W/m²°C

S: surface de transmission de la paroi en m²

t_a: température ambiante extérieure en °C

t_f: température dans la chambre froide en °C

g-Renouvellement d'air

La quantité de chaleur due au renouvellement d'air est donnée par la relation suivante:

$$Q_7 = N_{ra} \times \frac{V}{v_a} \times Dh$$

N_{ra}: taux de renouvellement d'air

V: volume intérieur en m³

v_a: volume massique de l'air envoyé dans le local

Dh: différence d'enthalpie entre l'air envoyé dans le local et l'air du local

Pour les chambres froides soumises à un fort trafic, les portes sont fréquemment ouvertes et leur temps d'ouverture provoque des entrées d'air importante. La chaleur due au renouvellement d'air est dans ce cas estimée par la formule suivante:

$$Q_7 = K.T.r_i.S\sqrt{H}.\sqrt{1-\frac{r_e}{r_i}}.(h_e - h_i) \text{ en KJ}$$

K=facteur de correction : $0,48+0,0004.(t_e-t_i)$

t_e: température de l'air extérieure

t_i: température de l'air intérieure

T: temps d'ouverture des portes en seconde

r_e: masse volumique de l'air extérieur en kg/m³

r_i: masse volumique de l'air intérieur en kg/m³

H: hauteur de la porte en mètre

h_e: enthalpie de l'air extérieur

h_i: enthalpie de l'air intérieur

S: section de la porte en m²

h-Chaleur due au travail des ventilateurs

L'apport calorifique due au travail des ventilateurs est égale

$$Q_8 = \sum P_p.t \text{ en KJ}$$

P: puissance unitaire des moteurs en kW

t: temps de fonctionnement en seconde

i-Apport calorifique due au personnel

L'énergie thermique émise par le corps humain est égale:

$$Q_9 = N.P_p.t$$

N: nombre d'individus

P_p: puissance dégagée par individu en KW (cf. tableau 4 annexe 1)

k-Chaleur due à l'éclairage

La quantité de chaleur dégagée par les lampes est égale:

$$Q_{10} = P.t$$

P: puissance totale de la lampe

t: temps de fonctionnement en seconde

l-Apport calorifique due aux machines

La quantité de chaleur dégagée par les machines de manutention est égale:

$Q=0,6.P.t$

P: puissance de la machine en KW

t: temps de séjour en seconde

II-CARACTERISTIQUES DES PRINCIPAUX ISOLANTS

Le choix des matériaux d'isolation est très important. Ce choix est fonction des caractéristiques du matériau en question, des considérations économiques, mais surtout des conditions d'exploitation. Pour qu'un isolant puisse jouer pleinement son rôle, il faut que les conditions d'utilisation soient conformes aux prescriptions du fabricant

1-Fibre de verre

La fibre de verre est l'isolant le plus employé en bâtiment est en génie climatique. Cependant sa très grande perméabilité limite son emploi en isolation frigorifique et nécessite de ce fait des conditions spéciales de mise en oeuvre avec une barrière anti-vapeur de qualité exceptionnelle.

Les deux qualités les plus employées diffèrent par leurs masses volumiques:

-22 Kg/m³ pour les panneaux semi-rigide

-29 Kg/m³ pour les panneaux rigides

Le tableau 10 de l'annexe 1 donne la conductivité λ de la fibre de verre pour différentes températures. L'emploi de la fibre de verre n'est possible qu'avec un pare-vapeur très soigné et continu. Sa nature fibreuse permet la jonction de deux panneaux par enchevêtrement des fibres ce qui confère une grande souplesse à l'isolation en place. La résistance à la compression est très faible et interdit l'emploi de la fibre de verre pour les sols et les isolations en terrasse

2-La fibre minérale

Son emploi est exceptionnelle en isolation frigorifique. Ses caractéristiques sont très proches de celle de la fibre de verre . La gamme de température d'emploi est très étendue (-260 à 430°C). Outre un excellent comportement au feu, le matériau a une très bonne stabilité dimensionnelle et un faible coefficient de dilatation linéaire. La conductivité thermique est relativement grande (cf. tableau tableau 11 annexe 1). Le matériau a une perméabilité pratiquement nulle par rapport à l'eau et à la vapeur d'eau. C'est en fait le seul isolant qui n'a pas besoin de barrière de vapeur. Il faut cependant que la pose de l'isolant soit parfaitement exécutée. IL est en outre très sensible aux chocs thermiques et son emploi dans les installations à température variable doit se faire avec beaucoup de précautions.

3-Le polystyrène expansé

Le polystyrène expansé est un isolant synthétique. Sa qualité et son prix relativement bas font que c'est l'un des isolants les plus employés pour les applications frigorifiques. Il existe actuellement. Le tableau 12 présente les valeurs de la conductivité thermique et de la masse volumique des différentes qualités du matériau. Selon la qualité le matériau est moyennement perméable. Là aussi, son utilisation ne saurait être envisagée sans l'association de pare-vapeur approprié. La résistance mécanique est très moyenne. Cependant pour les sols chargés, seuls les qualités Q4 et Q5 peuvent être utilisées. La

dilatation linéique est très élevée et nécessite beaucoup de précautions lors de la mise en oeuvre. Toutefois la technique du sandwich améliore grandement sa résistance mécanique et freine les retraits de ce matériau. La résistance à la compression sans déformation permet son utilisation dans l'isolation des sols d'entrepôts frigorifiques. Enfin, il peut être utilisé dans une large gamme de température variant de -200°C à 85°C.

4-Le polystyrène extrudé

Le polystyrène extrudé est un matériau synthétique qui est fait à partir des mêmes matériau que le polystyrène expansé. Plusieurs qualités de ce matériau sont commercialisées. Seulement trois sont utilisées en isolation frigorifique:

- styrofoam I.B* pour les chambres froides traditionnelles, les panneaux sandwich
- styrofoam TG* capable pour les plafonds léger de locaux conditionnés
- styrofoam H.D 300* capable de supporter des charges importantes

La conductivité thermique est légèrement inférieure à celle du polystyrène expansée de qualité correspondante. Cependant elle s'abaisse aux basses températures. La perméabilité est faible et son emploi peut être envisagé sans barrière de vapeur. Enfin le tableau 15 de l'annexe 1 présente les principales caractéristiques du polystyrène extrudé.

5-Le PVC expansé

C'est une mousse rigide. Le matériau est fabriqué selon 5 qualités. Seules les qualités Q2 et Q3 sont utilisées en isolation frigorifique. Le tableau 14 (annexe 1) indique la conductivité thermique et la masse volumique du matériau pour les différentes qualités existantes. La conductivité thermique est bonne et décroît rapidement en fonction de 0°C. Son utilisation est donc intéressante en congélation. Il est en outre remarquablement imperméable à la diffusion de la vapeur d'eau. Les principales utilisations sont les suivantes:

- constructions de carrosseries isothermes par la technique des sandwich
- construction de chambre froide en panneau préfabriqué "sandwich".

6-Les mousses rigides de polyuréthane

Les mousses rigides de polyuréthane ont un coefficient de conductivité très faible. Cependant ce coefficient varie avec la densité. Il existe quatre qualités de base pour les mousses normales et quatre autre qualités pour les mousses ignifugées qui diffèrent des précédents par leur inertie vis-à-vis du feu. Le tableau 17 résume les caractéristiques du matériau selon la qualité.

Le matériau est relativement perméable à la vapeur d'eau. Il est donc indispensable lors de son utilisation en isolation de l'associer à un matériau pare-vapeur. La résistance à la compression est bonne mais variable selon la qualité. Dans la pratique il est tenu d'un coefficient de sécurité de 2,5 à 3. La température d'isolation varie de -50 à 120°C. Les principales utilisations de ce matériau sont les suivantes:

- isolation en usine des meubles frigorifiques, ménagers ou commerciaux.
- préfabrication de panneaux isolants

III-CARACTERISTIQUES DES MATERIAUX PARE-VAPEUR

L'écran pare-vapeur comme son nom l'indique a essentiellement pour rôle d'empêcher la migration de la vapeur d'eau à l'intérieur de l'isolation. Outre les risques de condensation ou de congélation, la vapeur d'eau a tendance à augmenter la conductivité thermique des isolants et peut également provoquer sa détérioration. Nous n'évoquerons pas les phénomènes de transfert de la vapeur d'eau. Nous retiendrons tout simplement qu'elle est analogue à certains égards à la transmission de la chaleur.

Un écran pare-vapeur doit être efficace (faible résistance de passage à la vapeur d'eau), compatible avec le matériau d'isolation et permanent (conserve ses propriétés perméable en tout temps). Les matériaux pare-vapeur sont classés en deux grandes classes:

- les matériaux en feuille: voiles souples
- les matériaux d'enduction

IV-PANNES PRINCIPALES

Les principales pannes peuvent se résumer ainsi:

Panne du compresseur trop petit. Elle peut être due à une des causes suivantes:

- compresseur en mauvais état
- compresseur trop faible par rapport à l'évaporateur
- régulateur de capacité en panne ou mal réglé
- fréquence du courant d'alimentation trop basse
- courroie de transmission en mauvais état entraînant une réduction de la vitesse du compresseur.

-besoin frigorifique élevé

Panne du détendeur trop petit:

- détendeur trop fermé ou mal réglé
- capacité du détendeur trop faible
- régulateur haute pression en panne ou mal réglé

Panne de l'évaporateur trop petit:

- puissance de l'évaporateur trop faible
- encrassement des ailettes
- manque de débit d'air
- fréquence du courant d'alimentation trop basse
- évaporateur fortement givré
- ventilateur de l'évaporateur en panne

Panne du condenseur trop petit

- condenseur encrassé
- emplacement du condenseur mal choisi
- ventilateur en panne ou tourne à l'envers
- recyclage de l'air chaud par le condenseur

ANNEXE 1

Tableau 1 : Chaleur massique des denrées alimentaires et de leurs composants

	Eau %	Éléments solides %	Chaleur massique		Chaleur latente de fusion ou de solidification en kcal/kg	Chaleur massique		Chaleur latente de fusion ou de solidification en kJ/kg
			avant congélation en kcal/kg.K	après congélation en kcal/kg.K		avant congélation en kJ/kg.K	après congélation en kJ/kg.K	
Anguille	62	38	0,70	0,39	50	2,93	1,63	209
Asperges	94	6	0,93	0,47	75	3,89	1,97	314
Baies	84-88	16-20	0,91	0,4-0,5	67-70	3,81	1,67-2,09	281-293
Bananes	75	25	0,80	0,42	60	3,35	1,76	251
Beurre	14-15	86-85	0,55	0,34	35 + 12 ²⁾	2,30	1,42	146 + 50 ²⁾
Bière	89-91	—	0,90	0,45	72	3,77	1,88	301
Carottes	83	17	0,87	0,45	66	3,64	1,88	276
Cavari	50-60	50-40	0,70	0,31	40-50	2,93	1,30	168-209
Céleri	88-95	12-5	0,94	0,47	70-76	3,94	1,97	293-318
Carises	82	18	0,87	0,44	66	3,54	1,84	276
Chocolat	1,6	98,4	0,76	—	20-30	3,18	—	84-126
Chou	91	9	0,93	0,48	73	3,89	2,01	306
Citrons	83-89	17-11	0,92	0,46	66-71	3,85	1,92	276-297
Crème	59	41	0,85	0,36	47	3,56	1,51	197
Crème glacée	60-67	40-33	0,78	0,45	52	3,27	1,88	213
Farine	12-13,5	88-86,5	0,43-0,45	—	—	1,80-1,88	—	—
Fraises	90	10	0,92	0,47	71,6	3,85	1,97	300
Fromage blanc	80	20	0,70	0,45	64	2,93	1,88	268
Fromage maigre	53	47	0,68	0,40	42	2,85	1,67	176
100 % M.G.	35-50	65-50	0,45-0,60	0,30	26-37	1,88-2,51	1,26	109-155
Gibier	74	26	0,80	0,40	59	3,35	1,87	247
Glace (eau)	100	—	1,00	0,50	80	4,19	2,09	335
Graisse végétale	—	—	0,47-0,50	0,35	—	1,97-2,09	1,47	—
Grosettes à maquereau	90	10	0,92	0,46	72	3,85	1,93	301
Harcots verts	89	11	0,92	0,47	71	3,85	1,97	297
Homard, crabe	77	23	0,81	0,43	62	3,39	1,80	260
Huile	—	—	0,40	0,35	—	1,67	1,47	—
Huitres	80	20	0,84	0,44	63	3,52	1,84	264
Lait	88	12	0,90	0,47	70	3,77	1,97	293
Lard (bacon) frais	39	—	0,55	0,31	31	2,30	1,30	130
Margarine	17-19	82-82	0,65-0,70	0,35	15 + 15 ²⁾	2,72-2,93	1,47	63 ± 53 ²⁾
Meion	89	11	0,92	0,46	71	3,85	1,93	297
Miel	19	81	0,35	0,26	14	1,47	1,09	59
Noix	7,2	94,8	0,25	0,22	9	1,05	0,92	38
Oeufs	70	30	0,76	0,40	56	3,18	1,67	234
Oignons, comestibles	80-89	20-11	0,91	0,46	64-71	3,81	1,92	268-297
Oignons, de fleurs	91	9	0,93	0,48	73	3,89	2,01	306
Oranges	84	16	0,92	0,44	68	3,85	1,84	285
Pain blanc	34	66	0,70	0,34	26 à 29	2,93	1,42	109-121
Pain de seigle	40	60	—	—	—	—	—	—
Pâte (à pâtisserie)	—	—	0,45	—	—	1,88	—	—
Pêches	97	13	0,92	0,41	70	3,85	1,72	293
Petits pois, verts	75	25	0,80	0,42	50	3,35	1,76	251
Poires	83	17	0,92	0,42	67	3,85	1,76	280
Poisson frais, maigre	73	27	0,82	0,43	61	3,43	1,80	255
frais, gras	60	40	0,68	0,38	50	2,85	1,59	209
fumé	—	—	0,76	—	—	3,18	—	—
séché	—	—	0,54	0,34	36	2,26	1,42	151
Pommes	83	17	0,92	0,42	67	3,85	1,76	280
Pommes de terre	74	26	0,80	0,42	58	3,35	1,76	243
Poudre de cacao	0,5	99,5	0,50	—	—	2,09	—	—
Raisin	81	19	0,88	0,45	63	3,68	1,88	264
Saindoux	0,7	99,3	0,60	0,40	29-35	2,51	1,67	121-147
Sucre	0,1	99,9	—	0,30	—	—	1,26	—
Tomates	94	6	0,93	0,49	75	3,89	2,05	314
Viande, bœuf maigre	72	28	0,776	0,42	56	3,25	1,76	234
bœuf gras	51	49	0,608	0,355	41	2,55	1,49	172
veau	63	37	0,704	0,40	50	2,95	1,67	209
mouton maigre	67	33	0,73	0,41	53	3,06	1,72	222
mouton gras	50	50	0,60	0,35	40	2,51	1,46	167
porc gras	39-46	61-54	0,51	0,32	31-36,6	2,14	1,34	130-153
Vin	—	—	0,90	—	—	3,77	—	—
Volaille	74	26	0,70-0,76	0,40	59	2,93-3,18	1,67	247

¹⁾ La teneur en eau varie dans de larges limites en fonction de la teneur en graisses ; il en résulte donc une variation de la chaleur massique et de la chaleur latente de congélation.

²⁾ Chaleur latente de congélation de la graisse + chaleur latente de solidification de l'eau.

ANNEXE 1

Tableau 2 : Chaleur de respiration des fruits et légumes en W/t et 24 h

	0 °C	5 °C	15 °C
Abricots	370-410	790-1330	2090-3700
Ail	520	1100	3070
Ananas	-	950-1080	1800-1900
Asperges	1390-1570	1860-2030	4930-6670
Bananes (vertes)	-	520-1200	1430-3130
Bananes (mûres)	-	950-1390	2090-3940
Carottes en bottes	1230	1480	3630
Carottes sans fanes	230-670	670-930	1740-2320

Tableau 3 : Dégagement de CO₂ de fruits en g/t par 24 h

	0 °C	5 °C	15 °C
Pommes	75-100	120-200	500-750
Bananes	-	-	360 (12 °C)
Poires	75-100	120-250	1000-1500
Oranges	60-80	100-200	200-350

Tableau 4 : Pertes de chaleur totales d'un individu pour différentes activités

	= kcal/h	= J/s = W
couché	60	70
assis, au repos	90	104
assis, travail léger	120	139
débout, travail léger	150	174
marche lente	200	232
travail physique moyen	250	290
marche rapide	300	348
course rapide	550	638
travail physique intense	600	696

Tableau 5 : Différence enthalpique de quelques denrées "

	Teneur en eau %	+ 10/0 °C		0/-5 °C		-5/-10 °C		-10/-20 °C	
		kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg
Beurre	16,0	40,2	9,6	64,5	15,4	16,7	4,0	23,0	5,5
Blanc d'œuf	86,5	38,1	9,1	264,2	63,1	22,6	5,4	26,0	6,2
Cabillaud	80,3	37,3	8,9	217,7	52,0	31,0	7,4	32,2	7,69
Épinards	90,2	39,8	9,51	273,8	65,4	26,0	6,2	29,7	7,1
Fraises	89,3	37,3	8,91	254,5	60,8	36,4	8,69	34,0	8,12
Hareng	63,8	36,0	8,6	177,1	42,3	28,1	6,71	30,9	7,38
Oeuf entier	74,0	41,1	9,82	222,3	53,1	19,8	4,68	27,3	6,52
Pain blanc	35	25,1	6,0	15,9	3,8	43,1	10,3	31,4	7,5
Petits pois	75,8	34,8	8,31	167,4	40	58,2	13,9	43,2	10,32
Saindoux (20 % M.G.)	0	42,7	10,2	18,0	4,3	12,6	3,0	20,8	4,97
Viande de bœuf	74,0	34,4	8,2	194,2	46,4	31,9	7,6	30,9	7,4
Viande de porc	70,0	34,7	8,3	180,5	43,12	30,1	7,19	30,2	7,2

ANNEXE 1

Tableau 7 : Masse de carcasse de différents animaux (en kg)

Bovins	250-370	Moutons	25-35
Taureaux	350-530	Chèvreux	10-14
Quartiers de boeuf	70-90	Perdrix	0,25-0,35
Verrats	80-100	Faisans	0,75-1
Truies	200-250	Lièvres	3-4
Veaux	45	Dindes	5-6

La masse de carcasse représente en moyenne par rapport à la masse à vif (animal à jeun) :

- pour les bœufs, maigres 46-50 %, demi-gras 50-52 %, gras 52-60 % ;
- pour les vaches et les bovins, maigres 42-48 %, demi-gras 48-50 %, gras 52-55 % ;
- pour les veaux, maigres 52-56 %, demi-gras 56-60 %, gras 60-65 % ;
- pour les porcs, maigres 63-71 %, demi-gras 71-78 %, gras 78-86 % ;
- pour les moutons, maigres 43-47 %, demi-gras 47-49 %, gras 49-53 % ;
- pour les agneaux 51-53 %.

Tab 6

Désignés	Température d'entreposage °C	Humidité relative %	Date de conservation	Teneur en eau %	Ventilation F 10/15 M 15/30 G > 30	Chaleur moyenne des réserves de sucre kcal/kg °C	Chaleur moyenne des réserves de protéines kcal/kg °C	Chaleur latente kcal/kg
Abricots	-0,5 à 0	85-90	1 à 2 sem.	85,4	M	0,88	0,46	68
Amandes (moyennes)	-0,5 à 0	85-90	3 à 6 sem.	82,3	M	0,86	0,45	60
Bananes vertes	11,5 à 14,5	85-90	3 à 4 sem.	74,8	G	0,90	0,42	60
— mûres	7	85-90	2 à 4 sem.	—	M	—	—	—
Ananas mûrs-verts	10 à 15,5	85-90	3 à 4 sem.	85,1	M	0,88	0,43	62
— complètement mûrs	7	85-90	2 à 4 sem.	65,4	M	0,72	0,46	50
Avocats	7 à 13	85-90	4 sem.	—	M	—	—	—
Brugnons	-0,5 à +1	85-90	3 à 7 sem.	87,4	M	0,90	0,46	71
Canneberges	2 à 4,5	85-90	1 à 3 sem.	—	M	—	—	—
Cassis	-1 à 0	90	1 à 2 sem.	—	M	—	—	—
Cerises	-1 à 0	85-90	1 à 4 sem.	83	M	0,87	0,43	66,5
Châtaignes	0	70	8 à 12 mois	—	M	—	—	—
Citrons (avec écorce)	-0,5 à 0	85-90	2 à 3 mois	85,3	M	0,88	0,45	68
Coings	-2 à 0	70	5 à 8 mois	20	M	0,36	0,26	16
Dattes (traïces)	-1 à 0	—	jusqu'à 1 an	—	M	—	—	—
Fraises (fraîches)	-1 à 0	85-90	7 à 14 jours	78	M	0,82	0,43	62
— séchées	0 à +4,5	50-60	9 à 12 mois	24	M	0,39	0,27	18,9
Fraises fraîches	-0,5 à 0	85-90	7 à 10 jours	89,9	M	0,92	0,46	71,7
— congelées	-23,5 à -18	—	1 an	72	M	—	—	—
Framboises noires	-0,5 à 0	85-90	7 jours	80,8	M	0,84	0,46	67,8
— rouges	-0,5 à 0	85-90	7 jours	84,1	M	0,87	0,43	67,7
— congelées	-23,5 à -18	—	4 à 12 mois	—	F	—	—	—
Fruits secs	0	50-60	9 à 12 mois	—	M	0,30	—	—
Goyaves	7 à 10	90	3 sem.	—	M	—	—	—
Grenades	1 à 2,5	90	2 à 4 mois	—	M	—	—	—
Groscillats	0 à 3	80-85	10 à 14 jours	84,7	M	0,88	0,45	70
— à nuqueuse	-0,5 à 0	80-85	3 à 4 sem.	88,9	M	0,90	0,46	66,3
Kakis	-0,6 à 0	85-90	3 sem. env.	—	M	—	—	—
Litchis	0	90	5 à 6 sem.	—	M	—	—	—
Mangues	0	90	2 à 5 sem.	81,4	M	0,85	0,44	65
Melons	7 à 10	85-90	1 à 4 sem.	92,7	M	0,94	0,48	71
Pêches	+2 à +4,5	85-90	2 à 3 sem.	92,1	M	0,97	0,48	68
Mûres	-0,5 à 0	85-90	7 jours	29,4	M	0,88	0,46	68
Nêches	0	—	—	—	M	—	—	—
Noisettes	0 à +10	65-75	8 à 12 mois	3 à 6	M	0,22 à 0,25	0,21 à 0,22	2,7 à 4,4
Noix	7	70	1 an	—	M	—	—	—
Noix de coco	0	80-85	1 à 2 mois	—	M	—	—	—
Papayes	7	85-90	2 à 3 sem.	90,8	M	0,82	0,47	72
Pêches	-0,5 à 0,5	85-90	2 à 4 sem.	86,9	M	0,90	0,46	69
Poires voir tableau n° 6 bis	—	—	—	—	M	0,86	0,43	65,5
Pommes	-1 à 0	85-90	2 à 7 sem.	84,1	M	0,87	0,45	67
—	-0,5 à 1	80-85	3 à 4 sem.	85,7	M	0,88	0,45	68
Prunes	-0,5 à 1	85-90	3 à 8 sem.	81,9	M	0,86	0,44	64
Raisins type américain	-0,5 à 0	85-90	3 à 6 sem.	81,6	M	0,86	0,44	64
— type européen	-1 à 0,5	85-90	3 à 6 sem.	—	M	—	—	—
— mascat	-1 à 0	85-90	2 mois	—	M	—	—	—
Rhubarbe	0	90-95	2 à 3 sem.	94,9	M	0,96	0,48	74,2
AGRUMES								
Citrons verts	1 à 14,5	85-90	1 à 4 mois	89,3	M	0,92	0,46	70,3
— colorés	0 à 4,5	85-90	3 à 6 sem.	—	M	—	—	—
Limes	9 à 19	85-90	3 sem.	86	M	0,89	0,46	67
Mandarines	-0,5 à +1,5	90-95	3 à 4 sem.	87,3	M	0,90	0,46	68
Oranges	0 à 7	85-90	1 à 3 mois	87,2	M	0,90	0,46	68
— (Israël) Valencia	4 à 6	85	6 mois	—	M	—	—	—
Pamplemousses	10 à 15,5	85-90	3 à 12 mois	88,8	M	0,91	0,46	70
— (Arabie)	7	85-90	—	—	M	—	—	—
— (Floride)	0	85-90	—	—	M	—	—	—
— (Israël)	4 à 8	85	10 sem.	—	M	—	—	—
PLANTES ET FLEURS								
Lilas et muguet	-4 à -6	80	—	—	M	—	—	—
Lys et glaïeuls	-4	80	—	—	M	—	—	—
Roses	-1 à -3	90	—	—	M	—	—	—
Arbustes en terre	-1 à -3	85-90	—	—	M	—	—	—
Hydrangeas	-2 à -3	—	—	—	M	—	—	—
Fleurs coupées	2 à 4	90-95	3 sem.	—	M	—	—	—
Tabac	-0,5 à -1,5	75-77	6 mois	—	M	—	—	—
Poivres	-2	—	—	—	M	—	—	—
Eglantiers	0	—	—	—	M	—	—	—
Oignons à fleurs	0	70	6 à 8 mois	—	M	0,33	0,48	73

- Produits animaux à l'état réfrigéré (référence I.I.F.)

Désignés	°C	H.R. %	Ventilation F = faible M = moyenne G = grande	Date de conservation	Observations Taux de brassage F 10 à 15 M 25 à 30 G 50 et plus
VIANDES ET PRODUITS DÉRIVÉS					
Beuf en carcasses	-1,5 à 0	90	M	4 à 5 semaines	
Beuf gras	-1,5	90-95	M	jusqu'à 7 sem.	
Beuf en carcasses	—	—	—	—	—
— abattoirs municipaux	0 + 2	80	M	3 semaines	
— viandes foraines	0	75	M	15 jours	
— détail (gobeas)	+4	80-85	M	3 à 5 jours	
Veau	-1 à 0	90	M	1 à 3 semaines	
Mouton	-1 à 0	85-90	M	1 à 2 semaines	
Porcs (vifs)	-3 - 1	80-90	M	—	
— (vifs)	-3 - 1	80-90	M	1 mois	
Porcs (tués)	-1 à 0	80-95	M	4 à 6 mois	
Porcs (tués)	-1 à 0	85-100	M	5 à 6 mois	
Abats commestibles	-1 à 0	75-80	M	3 jours	

ANNEXE 1

3.2. Densités d'entreposage

Tableau 8 : Type d'emballage et volume nécessaire pour entreposer 1000 kg de marchandise

	Emballage	Densité d'entreposage en m ³ pour 1000 kg		Emballage	Densité d'entreposage en m ³ pour 1000 kg
Amandes (décortiquées)	sacs	2	Huile	tonneaux	1,5-1,7
Amandes (non décortiquées)	sacs	3	Jaunes d'œuf	tonnelets	1,6
Asphalte	pains	0,57	Jaunes d'œuf	bidons	1
Asphalte	en vrac	1,1	Jute	balles	1,8-3,1
Asphalte	sacs	1	Laine (pressée)	balles	2,1-3,6
Avoine	sacs	1,3-2,2	Laine (non pressée)	balles	7
Bananes	régimes	4,5	Lait	caisses	1,2
Bananes	caisses bois		Lard (salé)	fûts	1,5
	ou cartons	3	Latex	caisses	2,4
Beurre	tonnelets	1,5	Lentilles	sacs	1,7
Beurre	caisses bois	1	Liège	balles	7-8
Bière	tonnelets	1,6	Lin	balles	2-3
Bière	caisses	1,5	Macaronis	caisses	5,2
Blé	sacs	1,4-1,7	Mais	sacs	1,4-1,5
			Malt	tonneaux	2,4
Blé	en vrac	1,3	Malt	sacs	1,5
Bois, en bûches, d'arbres feuillus	—	2	Mandarines	caisses	2,3
Bois, en bûches de conifères	—	3	Miel	tonneaux	1,1
Bois, tronc d'arbre, hêtre	en vrac	1,7	Morue salée	caisses	1,6-1,8
Bois, tronc d'arbre, chêne	en vrac	1,2	Moules	bourriches	2,5
Bois, tronc d'arbre, teck	en vrac	1	Oeufs	caisses	2,8
Boissons gazeuses	tonnelets	1,5	Oignons	sacs	2,3
Bouteilles (vides)	caisses	2,5	Oranges	caisses	2,5
Boyaux	tonneaux	2	Orge	sacs	1,6
Cacahuètes (décortiquées)	sacs	1,2-1,7	Pain	en vrac	4
Cacahuètes (non décortiquées)	sacs	2,3-2,7	Papier	balles	1,3-2
Cacao	sacs	2,1-2,3	Paraffine	blocs	1,4
Café (décortiqué)	sacs	1,7-2,5	Peaux	sacs	1,1-3,3
Café (non décortiqué)	sacs	2,3	Petits pois	sacs	1,2-1,7
Camphre	caisses	1,8	Plomb	barres	0,21
Caoutchouc	sacs	1,3	Poisson, en saumure	tonneaux	
Caoutchouc	caisses	2,5		50 kg	3,3
Carbonate de sodium	sacs	1,1	Poivre	sacs	2,3-2,7
Carton	balles	1,4-1,7	Pommes	caisses	2,2
Cellulose	balles	1,6	Pommes, en quartiers	caisses	2,0
Cendre	en vrac	1,4	Pommes de terre	en vrac	1,4
Céréales (valeur moyenne)	en vrac	1,5	Pommes de terre	en sacs	2,2-2,8
Charbon	en vrac	1,4	Pruneaux	caisses	1,7
Cheveux	balles	2,5	Pruneaux	en vrac	1,2
Chiffons	balles	2,2-3,3	Raisins sacs	caisses	1,4-2,3
Chlorure de calcium	fûts	0,7	Raves	en vrac	1,6-1,75
Ciment	sacs	1,1	Rhum	tonneaux	1,8
Cire	blocs	1,8	Riz	sacs	1,4
Coke	en vrac	1,8-2,8	Saindoux	seaux	1,5-2,2
Copra	en vrac	2,2-2,4	Sardines	tonneaux	1,1
Coton, américain	couronnes	2,5	Seigle	en vrac	1,3-1,4
Coton (non retordu)	balles	3,3	Seigle	sacs	1,6
Coton (légèrement retordu)	balles	3	Sel	sacs	1,1-1,6
Coton (fortement retordu)	balles	2,7	Sucre	sacs	1,3-1,4
Cuir	balles	2,1-2,3	Suif	tonneaux	2
Engrais salins	sacs	0,8	Tabac	tonneaux	1,5-4,3
Farine de blé	sacs	1,4-1,5	Tabac	balles	3-5
Farine d'os	sacs	1,7	Thé	caisses	2-3,7
Fer, acier de construction	en vrac	0,36	Verre	caisses	1,4
Fer, minéral de	en vrac	0,8	Viande, salée	barils	1,5
Fibre	balles	2,8	Viande congelée, pré-emballée		
Foin	balles	4	de bœuf	en vrac	2,5
Fromage	caisses	2			
Fruits exotiques	caisses	3			
Gingembre	caisses	1,8-2,5			
Glace, blocs de 25 kg	en vrac	1,3			
Glace, concassée	en vrac	1,6			
Glace, en écailles	en vrac	2,2			
Goudron	tonneaux	1,5			
Graines de pavot	sacs	1,7			
Graines de soja	sacs	1,2			
Graisse animale	caisses	1,1			
Gravier	en vrac	0,6			
Hareng	tonneaux	1,27			
Haricots	sacs	1,7			
Haricots	en vrac	1,4			

ANNEXE 1

TABLEAU 14

PVC expansé		Procédé de fabrication — en deux temps : moulage - expansion — livraison sans peau de moulage					
Qualités		Q2	Q3	Q4	Q5	Q6	
Caractéristiques générales	I. Résistance à la compression (ou contrainte pour déformation de 10 %) - valeur minimale	kPa kgf/cm ²	200 2,04	300 3,06	500 5,10	800 8,16	1200 12,24
	II. Conductivité thermique à 23 °C - valeur maximale	W/m · K kcal/h.m °C	0,032 0,028	0,034 0,029	0,036 0,031	0,040 0,034	0,043 0,037
	III. Indice conventionnel de perméabilité à la vapeur d'eau à 23 °C et 85 % HR - valeur maximale	µg/m ² · s	180	150	100	80	80
	IV. Température pour variation dimensionnelle ≤ 30 % - valeur maximale	°C	75	75	80	80	80
	V. Masse volumique du solide total apparent - valeur minimale	kg/m ³	28	36	50	65	90
Caractéristiques particulières	Réaction au feu selon l'arrêté du 4 juin 1973	Classement	M.1	M.1	M.1	M.1	M.1
	Résistance à la traction - valeur minimale	kPa	300	500	800	1 200	1 600
	Résistance à la flexion - valeur minimale	kPa	250	450	700	1 000	1 400
Tolérances dimensionnelles • Longueur • Largeur • Epaisseur		Sur plaques rabotées à l'épaisseur et équerrées +10 mm 0 0,5 mm					
Repérage des qualités		couleur de l'emballage	Orange	Gris	Brun	Rouge	Rouge

Tableau 15 : Principales caractéristiques du polystyrène extrudé

	Styrodur 3000 L	Styrodur 5000	Styrofoam 1B	Styrofoam HD 300
Masse volumique moyenne (fonction de l'épaisseur) kg/m ³	33	55	≥ 28	≥ 45
Comportement au feu Classe de réaction au feu (NF P 92-501 à 509)	M1 (non inflammable)	M1 (non inflammable)	M1 (non inflammable)	M1 (non inflammable)
Résistance à la déformation	bonne jusqu'à 80 °C	très bonne jusqu'à 80 °C	bonne jusqu'à 70 °C	très bonne jusqu'à 80 °C
Température limite d'emploi (atteinte pendant un temps très court)	90 °C	90 °C		
Contrainte pour un affaissement de 10 % ou résistance à la compression en fonction de l'épaisseur	mm kgf/cm ² N/mm ²	50 60 80 2,3 2,6 3,2 0,23 0,25 0,31	pour un affaissement de 5 %, en moyenne 7,5 0,74	pour un affaissement de 5 %, en moyenne 2,5 0,25
Contrainte à charge constante pour un affaissement < 2 %, en fonction de l'épaisseur	mm kgf/cm ² N/mm ²	50 60 80 0,5 0,6 0,7 0,05 0,06 0,07	2,5 0,243	pour un affaissement de 5 %, en moyenne 7,0 0,7

ANNEXE 1

TABLEAU 10

Masse volumique kg/m ³	Température moyenne dans l'isolant : °C	Conductivité thermique équivalente λ	
		W/(m · °C)	kcal/hm °C
22	20	0,038	0,033
	0	0,035	0,030
	-10	0,034	0,029
29	20	0,035	0,030
	0	0,032	0,027
	-10	0,030	0,026

Caractéristiques fibre de verre

mousse de verre TABLEAU 11

Type	Masse volumique kg/m ³	Température moyenne de l'isolant °C	Conductivité thermique équivalente λ	
			W/(m · °C)	kcal/(hm °C)
Foamglas T2	125	+20	0,045	0,039
		0	0,042	0,036
		-20	0,038	0,033
Foamglas S3	135	+20	0,048	0,041
		0	0,044	0,038
		-20	0,041	0,035

TABLEAU 12

Qualités			Polystyrène expansé PS					NFT 56-201
			Procédé de fabrication					Technique de l'essai
			<ul style="list-style-type: none"> ● Plaques découpées dans blocs moulés ● Absence de peau de surface 					
			Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	
Caractéristique générale	● Résistance à la compression (ou contrainte pour déformation de 10 %) : valeur minimale	kPa	30	60	90	120	150	NFT 56-101
		kgf/cm ² ≈	0,306	0,612	0,918	1,224	1,530	
	● Conductivité thermique à 23 °C - valeur maximale	W/m · °C	0,044	0,042	0,039	0,039	0,037	NFT 56-124
		kcal/h · m · °C	0,038	0,036	0,034	0,034	0,032	NFT X 10-021
● Indice conventionnel perméabilité à la vapeur d'eau à 23 °C et 85 % HR-valeur maximale	μg/m ² · s	1 000	800	600	400	250	NFT 56-105	
	● Masse volumique du solide total apparent - valeur minimale	kg/m ³	9	13	16	20	25	NFT 56-107
Caractéristiques particulières	Réaction au feu selon l'arrêté du 4 juin 1973	Classement	M.4	M.4	M.4	M.4	M.4	Méthodes de l'arrêté du 4-6-73
	Résistance à la flexion-valeur minimale	kPa	80	120	180	240	300	NFT 56-102
Tolérances dimensionnelles			<ul style="list-style-type: none"> ● Longueur ±0,4 % avec un maximum de ±2 mm ● Largeur ±0,4 % avec un maximum de ±2 mm ● Epaisseur maximum de ±2 mm 					NFT 56-119 NFT 56-119 NFT 56-121
Repérage des qualités		Couleur de l'emballage	Orange	Marron	Bleu	Vert	Jaune	

ANNEXE 1

Tableau 9 : Coefficient de conductivité thermique (approximatif), masse volumique et chaleur massique de quelques isolants, matériaux de construction, métaux et matériaux divers
[Utiliser toujours dans les calculs les valeurs de λ données dans le D.T.U. Règles Th-K 77]

Matériau	Conductivité thermique λ		Température moyenne °C	Masse volumique kg/m ³	Chaleur massique c	
	W/m.K	kcal/m.h. K			kJ/kg. K	kcal/kg. K
<i>Matériaux isolants</i>						
Acétate de cellulose (mousse de)	0,047	0,040	0/100	100		
Alfol à feuilles froissées	0,057/0,070	0,049/0,060	0/100		0,92	0,22
Alfol à feuilles planes	0,038/0,049	0,033/0,042	0/100		0,92	0,22
Amiante	0,15/0,20	0,13/0,17	0/100	580	0,84	0,20
Armaflex	0,029/0,036	0,025/0,031	-30/0	90/113		
Asphalte	0,61	0,52	50	2100		
Balsa Céiba	0,041	0,035	20	110		
Balsa courant	0,081	0,070	20	330		
Béton cellulaire	0,05	0,043	0	200/400		
Carton	0,07	0,06	20	700		
Carton bitumé (rubéroïd)	0,14	0,12	20	1000/1200		
Carton ondulé	0,041	0,035	0	35		
Cendre, sèche	0,29	0,25	20	900	0,75	0,18
Charbon de bois, clivé	0,041/0,065	0,035/0,056	50	185/215		
Copeaux de bois	0,081	0,07	20	140	2,51	0,60
Coton	0,056	0,048	50	80	1,42	0,34
Crin de cheval, comprimé	0,049	0,042	-	172		
Crin végétal, matelas de	0,037	0,032	0	109		
Cuir	0,174	0,150	20	1000		
Écorce d'arbre	0,066	0,057		342		
Feutre de bois	0,052/0,081	0,045/0,070	30	350		
Feutre de poil	0,070	0,060	0	270		
Fibre de verre, en vrac	0,031/0,033	0,027/0,028	0	60/80		
Fibre de verre, en vrac	0,048/0,050	0,041/0,043	100	60/80		
Fibre de verre, assemblée en matelas	0,033	0,028	0	119		
Fibre de verre, assemblée en matelas	0,048	0,041	100	119		
Fibre de verre, en panneaux isolants	0,031	0,027	0	38/112		
Fibre de verre, en panneaux isolants	0,044/0,037	0,038/0,032	50	38/112		
Fibre de bois, panneaux de	0,47	0,40	0	280	2,30	0,55
Fibre de bois, panneaux de	0,056	0,048	50	280	2,30	0,55
Formaldéhyde, mousse de	0,031	0,027	0	15	1,38	0,33
Gravier, en vrac	0,64	0,55	20	1800	0,84	0,20
Isoflex	0,041	0,035	0	16		
Kieselguhr léger (terre d'infusoires)	0,058/0,069	0,050/0,059	100/200	200	0,75	0,18
Kieselguhr, brique de	0,123/0,194	0,106/0,167	100/600	500	0,75	0,18
Kieselguhr, pur	0,090/0,099	0,077/0,085	100/200	500	0,96	0,23
Kieselguhr, en poudre	0,072/0,081	0,062/0,070	100/200	380	0,96	0,23
Laine de verre	0,036/0,163	0,031/0,140	0/400	100	0,84	0,20
Laine de laitier	0,031/0,091	0,027/0,078	0/300	100	0,75	0,18
Laine de bois (panneau de)	0,09	0,08	0	400		
Laine de mouton	0,038	0,033	0	136		
Laine de mouton	0,049	0,042	50	135	1,26	0,30
Laine de roche (à fibres courtes)	0,055/0,071	0,047/0,061	100/200	220	0,84	0,20
Laine de roche (à fibres longues)	0,052/0,074	0,045/0,064	100/200	120	0,8	0,20
Laitier de haut fourneau	0,14	0,12	20	350	0,75	0,18
Liège brut	0,16/0,30	0,14/0,26	0	240		
Liège en morceaux de 2 à 5 mm	0,031/0,044	0,027/0,038	0	45/85		
Liège en morceaux, expansé	0,033	0,028	0	37	1,38	0,33
Liège en morceaux, normal	0,043	0,037	0	180	1,38	0,33
Liège aggloméré, en panneaux	0,041/0,044	0,035/0,038	0	170/200		
Liège aggloméré, en panneaux	0,042/0,047	0,036/0,040	10	170/200		
Liège aggloméré, en panneaux	0,045/0,050	0,039/0,043	20	170/200		
Liège aggloméré, en panneaux	0,048/0,052	0,041/0,045	50	170/200		
Liège aggloméré et expansé, en panneaux	0,0355/0,040	0,0305/0,034	0	135/175		
Liège aggloméré et expansé, en panneaux	0,038/0,042	0,033/0,036	20	135/175		
Liège expansé pur, panneaux de	0,034	0,029	0	95/120		
Liège expansé pur, panneaux de	0,036	0,031	20	95/120		
Liège minéral	0,042	0,036	50	180/200		
Lin, panneaux de	0,087	0,075	-	-		
Paille comprimée	0,047	0,040	20	140		
Papier	0,044	0,038	-	-		
Perlite en vrac	0,043/0,105	0,037/0,090	-10/-300	100		
Phéno (mousse de)	0,035	0,030	20	25	1,38	0,33
Plume	0,037	0,032	20	80		
Polychlorure de vinyle (mousse de)	0,040	0,034	0	40/45		
Polystyrène (mousse de)	0,031	0,027	0	25	1,38	0,33
Polyuréthane (mousse de)	0,029	0,024	0	35	1,38	0,33
Ponce isolante	0,09	0,08	20	300		
Poussier de coke	0,15	0,13	20	1000	0,84	0,20
Poussière de gueulard	0,058/0,074	0,050/0,064	100/200	200		
Riz (balle de)	0,100	0,086	-	-		
Roseau	0,05	0,04	-	75		
Sciure de bois, sèche	0,07	0,06	20	213	2,51	0,60
Scorie, de chaudière	0,29	0,25	20	750	0,75	0,18

ANNEXE 1

TABLEAU 16

Plaque de produit alvéolaire rigide - AR		Procédé de fabrication				
Formo-phénolique - PF		<ul style="list-style-type: none"> • En deux temps : coulée - Expansion/Durcissement • livraison sans peau de moulage 				
Qualités		Q1	Q2	Q3	Q4	
Résistance à la compression (ou contrainte pour déformation de 10 %) - valeur minimale	kPa (kgf/cm ²)	150 (1,53)	200 (2,04)	400 (4,08)	570 (5,81)	
Conductivité thermique à 23 °C - valeur maximale	W/(m · K) kcal/(hm °C)	0,037 (0,032)	0,037 (0,032)	0,040 (0,034)	0,042 (0,036)	
Indice conventionnel de perméabilité à la vapeur d'eau à 23 °C et 85 % HR - valeur maximale. Eprouvette de 25 mm d'épaisseur	µg/(m ² · s)	1 500	1 500	1 500	1 500	
Température pour variation dimensionnelle ≤ 3 % - valeur maximale	°C	130	130	130	130	
Masse volumique du solide total apparent valeur minimale	kg/m ³	30	40	60	80	
Réaction au feu selon l'arrêté du 4 juin 1973	Classement	M.1	M.1	M.1	M.1	
Résistance à la traction	kPa	P(*)	140	210	320	440
Valeur minimale		T(**)	100	140	250	340
Résistance à la flexion	kPa	P(*)	150	200	400	600
Valeur minimale		T(**)	220	310	590	820
Tolérances dimensionnelles		Longueur et largeur } +10 mm 0 ±0,5 mm				
<ul style="list-style-type: none"> • Longueur • Largeur • Epaisseur 						

(*) P : l'effort est appliqué parallèlement au sens d'expansion.

(**) T : l'effort est appliqué perpendiculairement au sens d'expansion.

TABLEAU 17

Plaque de produit alvéolaire rigide - PUR		Procédé de fabrication					
Polyuréthane - PUR		<ul style="list-style-type: none"> • moulage en discontinu • livraison sans peau de moulage 					
Qualités	Unité	Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	Q6
Résistance à la compression (ou contrainte pour déformation de 10 %) - valeur minimale	kPa (kgf/cm ²)	140 (1,43)	180 (1,84)	220 (2,24)	300 (3,06)	400 (4,08)	600 (5,1)
Conductivité thermique à 23 °C - valeur maximale (*)	W/(m · K) (kcal/hm °C)	0,030 (0,026)	0,030 (0,026)	0,033 (0,028)	0,033 (0,028)	0,035 (0,030)	0,035 (0,030)
Indice conventionnel de perméabilité à la vapeur d'eau à 23 °C et 85 % HR - valeur maximale, éprouvette de 25 mm d'épaisseur	µg/(m ² · s)	1 400	1 300	1 200	1 100	1 000	900
Température pour variation dimensionnelle ≤ 3 % - valeur maximale	°C	80	85	90	100	110	120
Masse volumique apparente - valeur minimale	kg/m ³	30	35	40	50	60	> 70
Tolérances dimensionnelles		Longueur et largeur } +10 mm 0 Epaisseur ± 1 mm					
<ul style="list-style-type: none"> • Longueur • Largeur • Epaisseur 							

ANNEXE 1

Tableau 18 : Comparaison des principales caractéristiques des compresseurs pour installations frigorifiques

Type de compresseur	à piston	à piston tournant	hélicoïdal	turbocompresseur
Principe de fonctionnement	volumétrique piston alternatif	volumétrique piston tournant	volumétrique vis	à impulsions
Compression	statique	statique	statique	dynamique
Cylindree	déterminée géométriquement	déterminée géométriquement	déterminée géométriquement	fonction de la contre-pression
Débit à pression variable	presque constant	presque constant	presque constant	fluctuations importantes
Refoulement	pulsatoire	presque continu	presque continu	presque continu
Plage de débit en m ³ /h	jusqu'à 1000	de 350 à 5600	de 500 à 5000	de 800 à 45 000 et plus
Taux de compression monoétage	8 à 10	5 à 6	25 à 30	env. 3.5 à 4
Variation de puissance	par paliers mais très limitée	difficile et très limitée	progressive et illimitée	progressive, limitée par la zone de pompage
Circuit d'huile	oui (non) (1)	oui	oui	non
Sensibilité au fluide liquide	oui	oui	non	peu
Masses libres	oui	non	non	non
Production de vibrations	oui	non	non	non
Usure des organes de compression	oui	oui	non	non
Niveau de pression acoustique en dB (A) à 1 m de distance et sans moteur	65 à 90 aux fréquences moyennes	80 à 90 aux fréquences moyennes	85 à 95 aux fréquences moyennes	88 à 100 aux hautes fréquences

(1) Compresseurs secs.

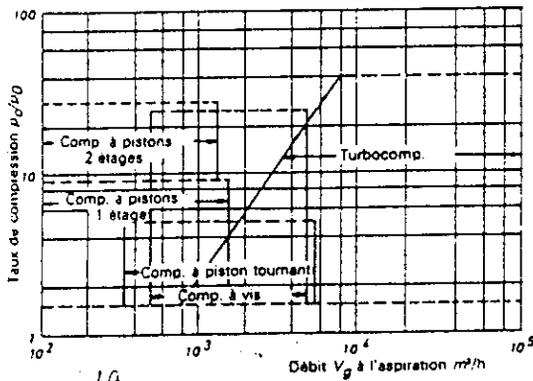


Fig. 7-65. Domaine d'emploi des différents types de compresseurs.

ANNEXE 1

Tableau 20 Domaines d'application des fluides frigorigènes

	Fluide frigorigène	Plage d'utilisation °C	Domaines d'application
Compresseurs alternatifs à pistons	R 12	-40 à +10	Réfrigérateurs, congélateurs, installations frigorifiques industrielles, appareils de conditionnement d'air, équipements frigorifiques des engins de transport, installations frigorifiques pour navires, aérage de mines
	R 12 B1	= 0 à -40	Pompes à chaleur
		= 0 à -50	Installations de conditionnement d'air industrielles dont la température d'air recyclé est élevée
	R 13	-100 à -60	Installations frigorifiques en cascade pour applications industrielles et laboratoires
	R 13 B1	-80 à -40	Installations frigorifiques mono- et biétagées pour applications industrielles et laboratoires
	R 21	-20 à +20	Installations frigorifiques à température de condensation élevée, pompes à chaleur, installations de climatisation pour cabines de grues
	R 22	-50 à +10	Installations frigorifiques industrielles, installations de congélation, supermarchés, installations frigorifiques pour navires, grosses installations frigorifiques industrielles, appareils de conditionnement d'air
	R 23	-100 à -60	Installations frigorifiques en cascade pour applications industrielles et laboratoires
	R 114	+50 à +80	Pompes à chaleur
	R 500	-40 à +10	Appareils ménagers, installations industrielles
	R 502	-40 à +30	Pompes à chaleur
		-60 à -20	Fluide frigorigène pour compression monoétagée dans installations frigorifiques à refroidissement à air pour congélateurs et installations frigorifiques pour supermarchés et l'industrie
	R 717	-70 à +10	Installations frigorifiques pour produits animaux et végétaux, brasseries, applications industrielles, patinoires
	Compresseurs à piston tournant	R 22	-70 à -20
R 717		-70 à -20	
Compresseurs à piston rotatif	R 12	-40 à +10	Réfrigérateurs, congélateurs, appareils de conditionnement d'air, installations frigorifiques pour produits animaux, brasseries, applications industrielles, patinoires
	R 717	-70 à +10	

Tableau 20 (Suite) :

	Fluide frigorigène	Plage d'utilisation °C	Domaines d'application
Compresseurs à vis	R 12	± 0 à -30	Pompes à chaleur
	R 22	-50 à +10	Installations de réfrigération et de congélation pour l'industrie alimentaire, applications industrielles, installations frigorifiques pour navires, refroidissement de liquides
	R 13 B1	-60 à -40	Installations frigorifiques pour applications industrielles
	R 114	-50 à +80	Pompes à chaleur
Turbocompresseurs	R 717	-60 à -10	Installations de réfrigération et de congélation pour l'industrie alimentaire, applications industrielles
	R 11	= 0 à +20	Installations de conditionnement d'air, patinoires
	R 12	-40 à +10	Installations de conditionnement d'air, installations frigorifiques pour l'industrie alimentaire, applications industrielles
	R 12 B1	± 0 à +50	Installations avec pompes à chaleur
	R 13 B1	-80 à +40	Installations frigorifiques pour applications industrielles
	R 113	± 0 à -20	Installations de conditionnement d'air
	R 114	-20 à +20	Installations de conditionnement d'air
	R 717	-70 à -10	Installations frigorifiques pour applications industrielles

ANNEXE 1

Tableau 21: Exemple de facteur de correction $K_{\Delta p}$ de la variation de puissance en fonction de la perte de charge dans le détendeur

Fluide frigorigène		Perte de charge Δp dans le détendeur																	
		0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0	12.0	14.0	16.0	18.0	20.0
R 12	$K_{\Delta p}$	3.29	2.40	1.96	1.70	1.52	1.39	1.20	1.07	0.98	0.91	0.85	0.80	0.76	0.69	0.64	0.60	0.57	0.54
R 22		4.25	3.00	2.46	2.13	1.90	1.74	1.50	1.35	1.23	1.14	1.06	1.00	0.95	0.87	0.80	0.75	0.71	0.67
R 502		4.41	3.12	2.55	2.20	1.97	1.80	1.56	1.39	1.27	1.18	1.10	1.04	0.99	0.90	0.83	0.78	0.73	0.70

Tableau 22: Exemple de facteur de correction K_t de la variation de puissance en fonction de la température d'évaporation et de la température de liquide

Fluide frigorigène	Temp. liquide avant détendeur °C	Température d'évaporation °C													
		- 20	- 15	- 10	- 5	± 0	- 5	- 10	- 15	- 20	- 25	- 30	- 35	- 40	
R 12	+ 20	0.81	0.82	0.83	0.84	0.86	0.87	0.91	1.08	1.26	1.49	1.77	2.07	2.37	
	+ 30	0.88	0.89	0.91	0.92	0.94	0.96	0.99	1.18	1.39	1.64	1.96	2.30	2.63	
	+ 40	0.96	0.98	1.00	1.02	1.04	1.06	1.10	1.31	1.54	1.83	2.18	2.57	2.94	
	+ 50	1.07	1.09	1.11	1.13	1.16	1.19	1.24	1.48	1.74	2.07	2.48	2.92	3.36	
R 22	+ 20	0.83	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.90	1.03	1.19	1.40	1.64	1.94	2.25	
	+ 30	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.99	1.13	1.31	1.55	1.83	2.13	2.47	
	+ 40	0.99	1.00	1.01	1.02	1.03	1.04	1.09	1.24	1.45	1.69	2.00	2.37	2.75	
	- 50	1.10	1.11	1.12	1.13	1.15	1.16	1.21	1.39	1.62	1.89	2.24	2.66	3.10	
R 502	+ 20	0.76	0.77	0.78	0.79	0.80	0.82	0.84	0.97	1.14	1.31	1.58	1.87	2.28	
	+ 30	0.85	0.86	0.88	0.89	0.91	0.93	0.95	1.11	1.30	1.50	1.81	2.15	2.63	
	+ 40	0.97	0.99	1.01	1.03	1.05	1.07	1.11	1.29	1.51	1.75	2.12	2.52	3.10	
	+ 50	1.13	1.16	1.18	1.21	1.24	1.27	1.31	1.54	1.81	2.11	2.56	3.07	3.79	

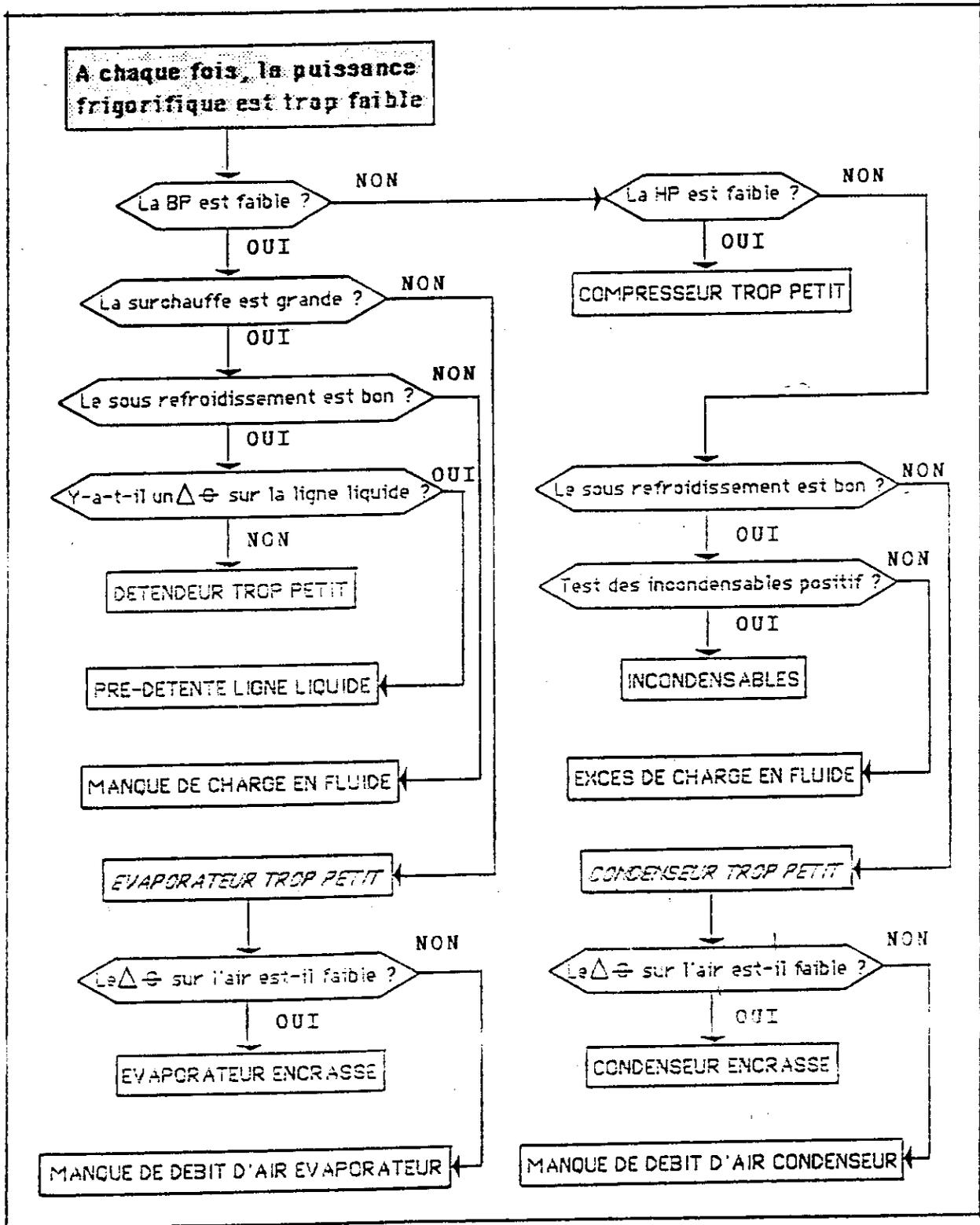
Tableau 23: Longueur de conduite équivalente de la robinetterie à eau (en m)

Désignation	DN	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
Coude $r/d=1$		0.35	0.45	0.6	0.8	1,1	1,35	1,7	2,2	2,7	3,7
Coude $r/d=2$		0.25	0.3	0.4	0.5	0.65	0.9	1,15	1,5	1,8	2,5
Coude $r/d=3$		0.2	0.25	0.35	0.45	0.6	0.8	1,0	1,3	1,55	2,1
Coude $r/d=4$		0.15	0.2	0.3	0.4	0.45	0.65	0.8	1,05	1,25	1,7
Robinet à écoulement libre		1.4	1.6	1.75	1.9	2.3	2.6	2.8	3.2	3.9	5.5
Robinet droit normalisé		3,35	4,65	6,35	8,5	12,05	15,6	20,0	24,05	26,65	32,0
Robinet d'équerre normalisé		2,35	3,3	4,8	6,6	9,5	12,7	15,4	17,65	17,55	17,8
Robinet de non retour à écoulement libre		—	—	—	3,8	5,1	6,5	6,7	13,0	13,0	22,25
Robinet de non retour (de retenue)		3,75	5,3	7,7	11,35	16,9	24,0	31,7	39,0	39,0	40,0
Clapet de non retour		1,6	1,8	2,2	2,65	3,6	4,2	5,0	6,5	6,5	7,1
Vanne		0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	1,15	1,4	2,1	2,1	2,7
Crépine d'aspiration avec robinet de pied		2,1	2,8	3,6	4,55	6,15	7,8	9,1	14,95	14,95	19,6

CARACTERISTIQUES RESUMEES DES DIVERS PROCEDES DE DEMARRAGE					
	Moteurs à cage				Moteurs à bagues
	Démarrage direct	Démarrage étoile-triangle	Démarrage statorique	Démarrage avec auto-transformateur	Démarrage rotorique
Courant initial de démarrage	4 à 8 In	1,3 à 2,6 In	4,5 In	1,7 à 4 In	< 2,5 In
Couple initial de démarrage	0,6 à 1,5 Cn	0,2 à 0,5 Cn	0,6 à 0,85 Cn	0,4 à 0,85 Cn	< 2,5 Cn
Avantages	Moteur à cage économique et robuste				
	<ul style="list-style-type: none"> • Démarreur simple, peu onéreux. • Couple de démarrage important. 	<ul style="list-style-type: none"> • Démarreur relativement peu onéreux. 	<ul style="list-style-type: none"> • Possibilité de réglage des valeurs au démarrage. • Pas de coupure d'alimentation pendant le démarrage. 	<ul style="list-style-type: none"> • Bon rapport couple/intensité. • Possibilité de réglage des valeurs au démarrage. • Pas de coupure d'alimentation pendant le démarrage. 	<ul style="list-style-type: none"> • Très bon rapport couple/intensité. • Possibilité de réglage des valeurs au démarrage. • Pas de coupure d'alimentation pendant le démarrage.
Inconvénients	<ul style="list-style-type: none"> • Pointe d'intensité très importante. • S'assurer que le réseau admet cette pointe. • Ne permet pas un démarrage doux et progressif. 	<ul style="list-style-type: none"> • Couple au démarrage faible. • Pas de possibilité de réglage. • Coupure d'alimentation au changement de couplage et phénomènes transitoires. • Moteur bobiné en triangle pour Un. 	<ul style="list-style-type: none"> • Faible réduction de la pointe de démarrage. • Nécessite des résistances. 	<ul style="list-style-type: none"> • Nécessite un auto-transformateur onéreux. 	<ul style="list-style-type: none"> • Moteur à bagues plus onéreux. • Nécessite des résistances.
Durée habituelle du démarrage	• 2 à 3 secondes	• 3 à 7 secondes	• 7 à 12 secondes	• 7 à 12 secondes	• 3 temps 2,5 s • 4 et 5 temps 5 s
Applications typiques	<ul style="list-style-type: none"> • Petites machines même démarrant à pleine charge. 	<ul style="list-style-type: none"> • Machines démarrant à vide. • Ventilateurs et pompes centrifuges de petite puissance. 	<ul style="list-style-type: none"> • Machines à forte inertie sans problèmes particuliers de couple et d'intensité au démarrage. 	<ul style="list-style-type: none"> • Machines de forte puissance ou de forte inertie, dans les cas où la réduction de la pointe d'intensité est un critère important. 	<ul style="list-style-type: none"> • Machines à démarrage en charge, à démarrage progressif, etc.

ANNEXE 1

Fig 1



ANNEXE 1

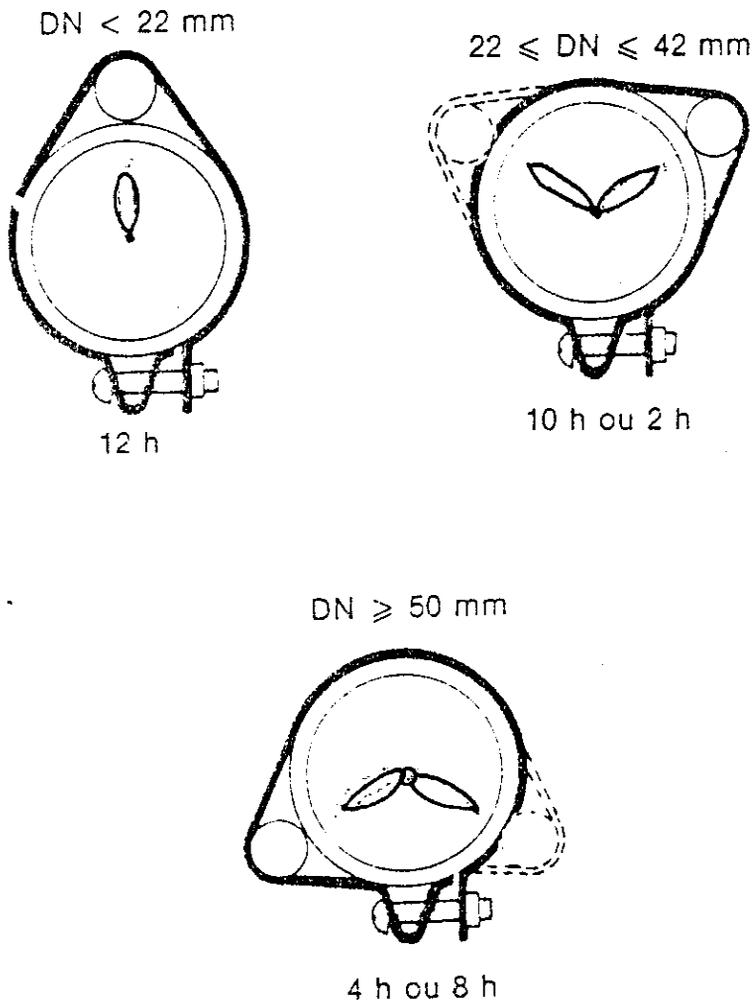


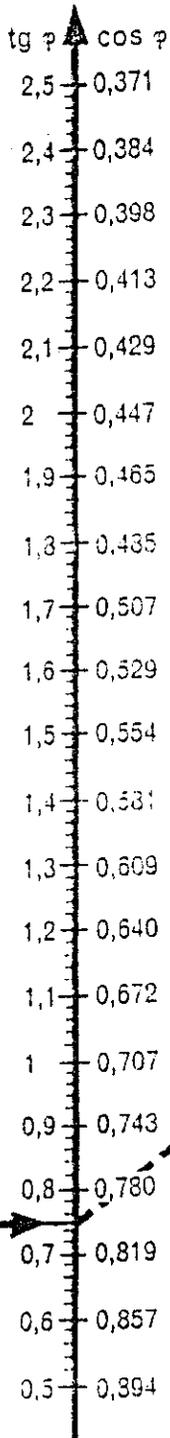
Fig. 2 : Positionnement du bulbe d'un détendeur thermostatique en fonction du diamètre nominal (DN) de la tuyauterie d'aspiration.

ANNEXE 1

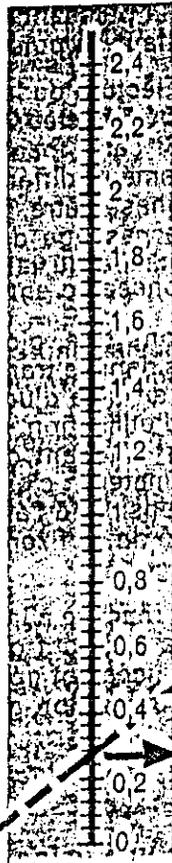
Fig. 3

DETERMINATION DE LA PUISSANCE REACTIVE Q_b
 A INSTALLER EN CONDENSATEURS POUR PASSER DE $\text{tg } \varphi$ A $\text{tg } \varphi'$.
 (LA PUISSANCE ACTIVE ETANT P)
 $Q_b = K \times P$

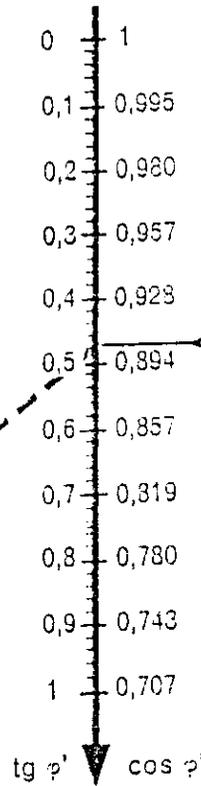
Valeur de la tangente (et du cosinus)
 avant l'installation de condensateurs.



Valeur de K



Valeur de la tangente (et du cosinus)
 après l'installation d'une puissance
 réactive Q_b de condensateurs égale à
 K fois la puissance active P.



$\text{tg } \varphi = 0,75$
 $\text{cos } \varphi = 0,8$

$K = 0,28$

$\text{tg } \varphi' = 0,47$

Exemple :

Un moteur a une puissance nominale active de 30 kW et un cos φ de 0,8 ($\text{tg } \varphi = 0,75$). Pour ramener la tangente à une valeur de 0,47, il faut installer une puissance réactive en condensateurs égale à $K \times P$, soit :

$$Q_b = 0,28 \times 30 = 3,4 \text{ kvar.}$$

ANNEXE 1

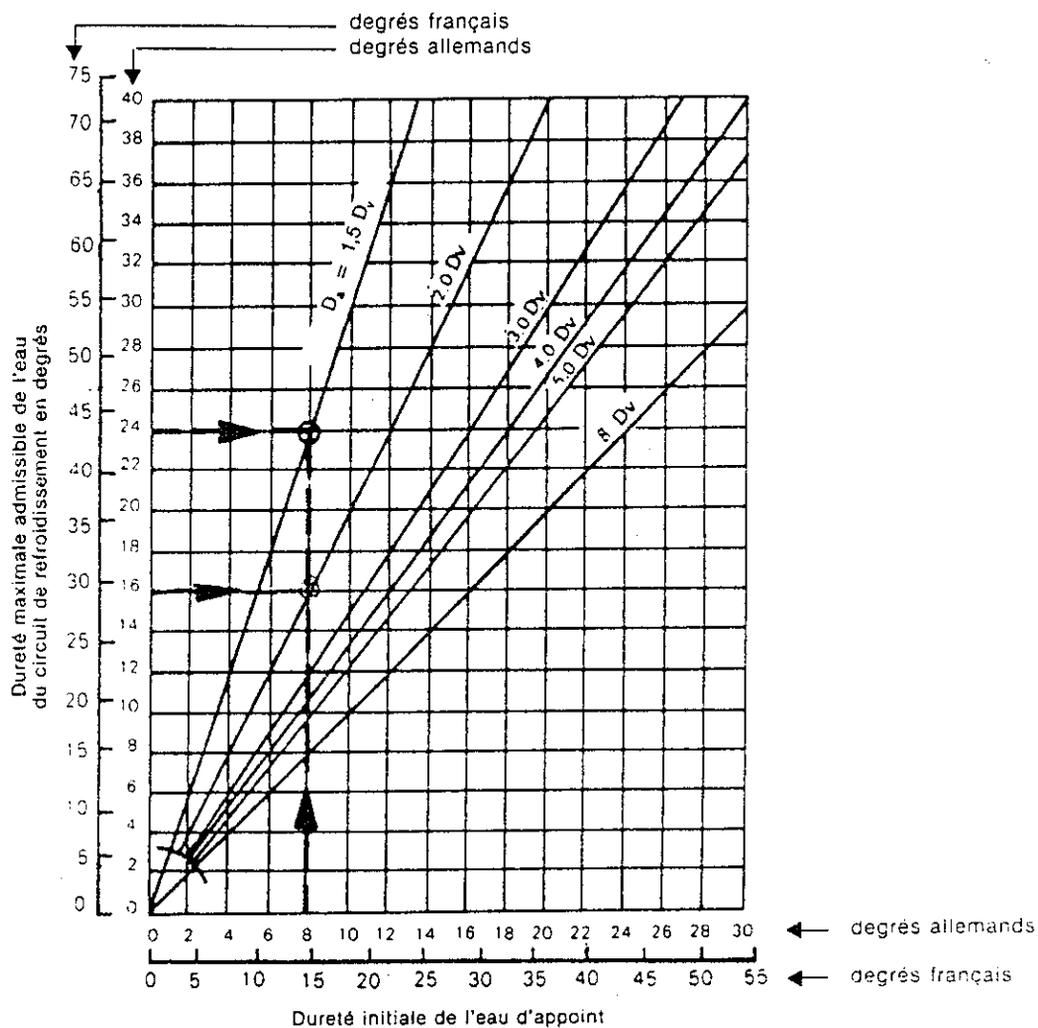


Fig. 4 : Détermination du débit d'eau d'appoint D_a d'une tour de refroidissement en fonction du débit évaporé D_v suivant la dureté de cette eau d'appoint et de la dureté admissible du circuit d'eau de refroidissement.

Exemple : Dureté de l'eau d'appoint 14,2 degrés français, dureté admissible de l'eau du circuit de refroidissement 43 degrés français. Dans ce cas, $D_a = 1,5 D_v$.

ANNEXE 1

FIG 5

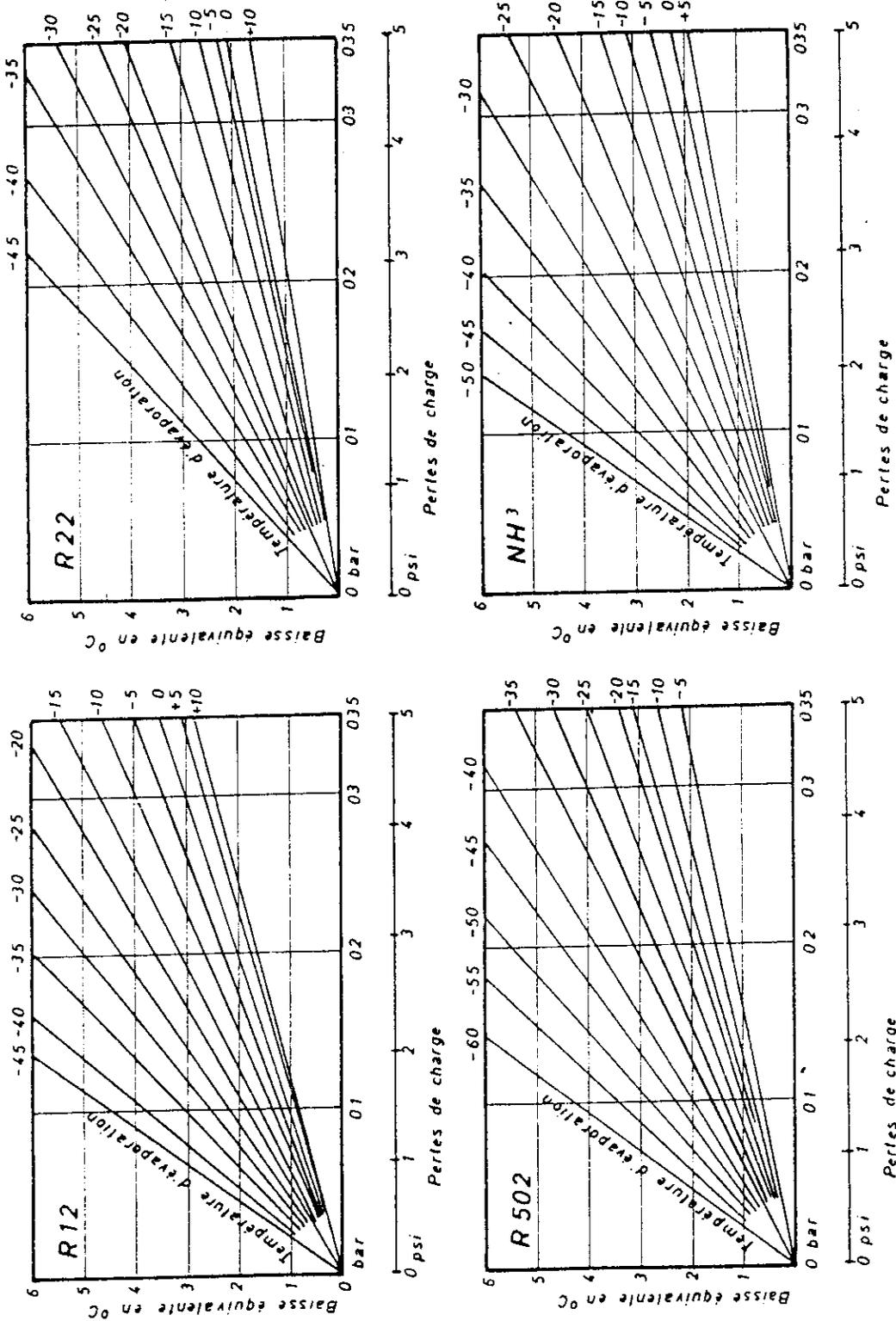
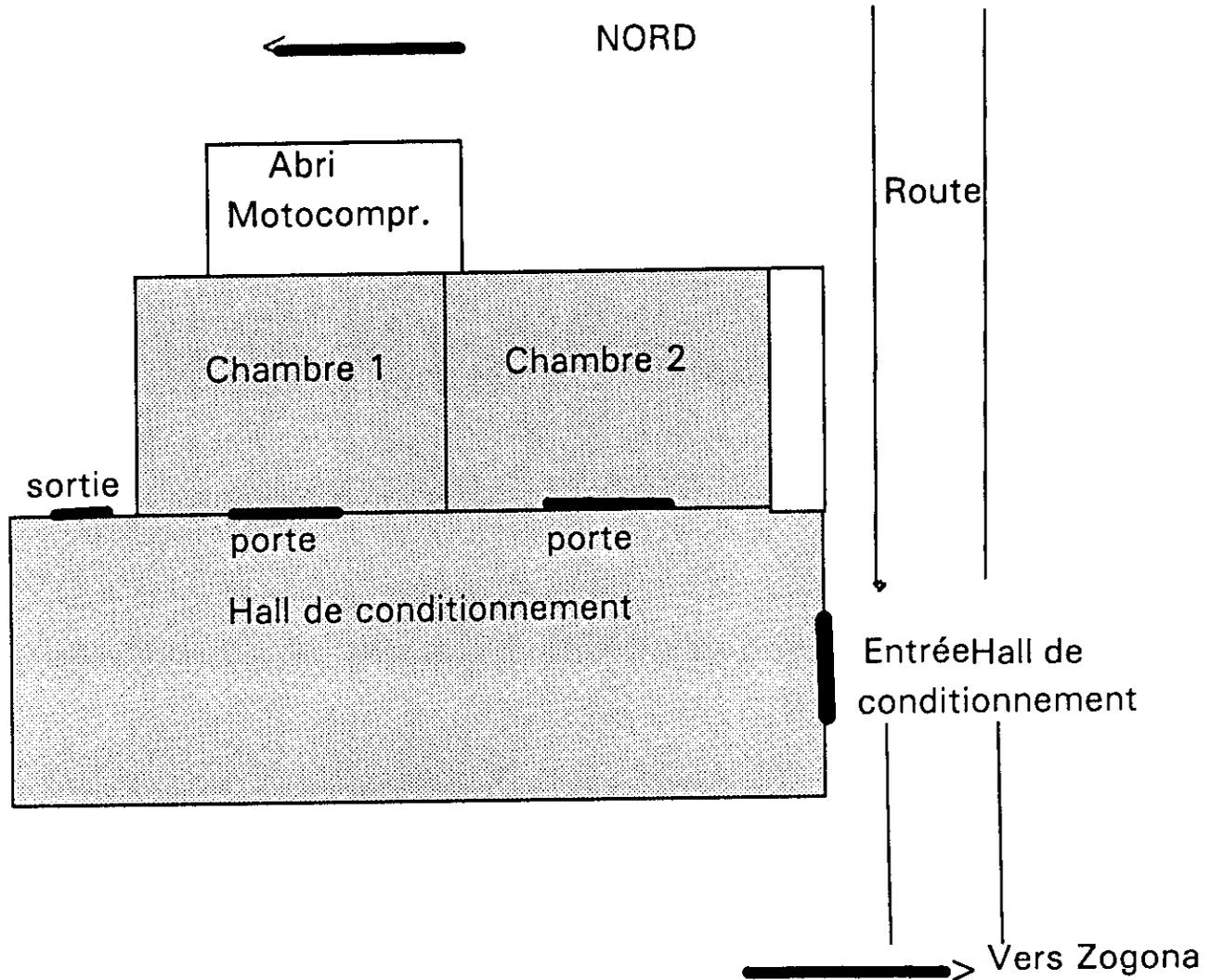


Fig. 29. — Baïsse équivalente de température.

ANNEXE 2
NOTES DE CALCULS

I-ETUDE DE L'ISOLATION



I-1-Calcul du flux thermique maximale à travers les parois

Pour le calcul des flux à travers les parois verticales nous prendrons comme température extérieure $T=40^{\circ}\text{C}$. Pour les parois faisant face aux groupes moto-compresseurs (paroi est) nous prendrons comme température extérieure $T_{\text{ext}}=40+5$. La température à l'intérieur des chambres froides est égale à 6°C .

•Parois Ouest et Nord

Les coefficients de convection interne et externe sont estimés à partir de la formule $h=8+4.5.v$, v étant la vitesse de l'air en m/s. Pour l'extérieur, on prendra $v=2\text{m/s}$. La vitesse de l'air à l'intérieur des chambres froides est égale à $1,9\text{ m/s}$. Cette vitesse a été calculée à partir du débit d'air des ventilateurs ($Q=7600\text{ m}^3/\text{s}$ et de la section frontale $S=1,1\text{ m}^2$).

$$h_i = 8 + 4,5 \times 1,9 = 16,55 \gg 16,6 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$h_o = 8 + 4,5 \times 2 = 17 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

La résistance thermique de la tôle d'acier est négligée

$$\varphi_{\text{ouest}} = \frac{42-6}{\frac{1}{16,6} + \frac{0,12}{0,028} + \frac{1}{17}} = 7,72 \text{ W/m}^2$$

•Paroi Est

$$T_{\text{ext}} = 45^\circ \text{C}$$

$$\varphi_{\text{Est}} = \frac{45-6}{\frac{1}{16,6} + \frac{0,12}{0,028} + \frac{1}{17}} = 8,85 \text{ W/m}^2$$

•Plafond

$$T_{\text{ext}} = 40^\circ \text{C}$$

$$e_1 = e_2 = 12 \text{ mm (contre-plaqué)}$$

$$\lambda_1 = \lambda_3 = 0,142 \text{ W/mK}$$

$$\lambda_2 = 0,028 \text{ W/mK}$$

$$\varphi_{\text{plafond}} = \frac{40-6}{\frac{1}{16,6} + \frac{0,07}{2,04} + \frac{0,12}{0,028} + \frac{1}{17}} = 3,2 \text{ W/m}^2$$

I-2-Isolation des tuyauteries

•Détermination de l'épaisseur d'armaflex

Le tableau 21 de l'annexe 1 donne l'épaisseur minimale de polyuréthane pour éviter la condensation à la surface des tuyauteries. Cependant l'armaflex et le polyuréthane ayant sensiblement la même conductivité thermique, l'épaisseur d'une isolation en armaflex est identique à celle en polyuréthane.

Ansi, pour une humidité relative maximale de 80%, une température à l'intérieur de la tuyauterie d'aspiration égale à 10°C (l'aspiration se fait à 16°C) et pour diamètre égale à 1" 1/8 (28,6 mm) le tableau 21 nous donne une épaisseur d'isolation minimale de 20 mm.

II-Etude des cycles frigorifiques

II.1 Etablissement du cycle de fonctionnement réel

Pour établir ce cycle nous avons procédé aux mesures de température d'évaporation, de condensation, d'aspiration et de refoulement. Les valeurs relevées sur les compresseurs sont pratiquement identiques et sont consignées sur le tableau suivant:

Chambre 1	Chambre 2
-----------	-----------

To (°C)	-10	-10
Tk (°C)	35	35
Tasp (°C)	16	15
Tref (°C)	72	72

En raison de l'impossibilité d'accéder à l'évaporateur le sous refroidissement à été prise égale à 5°C.

II.1.1 Détermination des points caractéristiques du cycle frigorifique

Points	Pression(bar)	Temp.(°C)	Enthal.(KJ/Kg)	Vol.mass.(dm3/Kg)	Teneur vap.x
1	2,2	-10	363	90	1
2	8,5	72	391		
3	8,5	35	363		
4	8,5	35	234		
5	8,5	35	228		
6	2,2	-10	228		
7	2,2	-10	346		

II.1.2 Puissance réelle du compresseur et du condenseur

Pour des raisons d'inaccessibilité à l'évaporateur, le débit de l'air et les enthalpies à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur n'ont pu être mesurés. Nous adoptons par conséquent comme production frigorifique réelle la puissance nominale de l'évaporateur . $\Phi_o=10615$ Kcal/h

•Débit-masse

$$\dot{m} = \frac{\Phi_o}{h_7 - h_6} = \frac{10615}{346 - 228} \times 4,18 = 376 \text{ Kg}$$

•Puissance du compresseur

$$P_m = 1,25 \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{\eta_i \times \eta_m}, \quad \eta_i = \eta_v = 1 - 0,05 \frac{8,5}{2,2} = 0,81, \quad \eta_m \approx 0,8$$

$$P_m = 1,25 \times 376 \times \frac{391 - 363}{0,8 \times 0,81} = 20309 \text{ KJ/h} = 5,64 \text{ KW}$$

•Puissance du condenseur

Bilan enthalpique

$$\phi_k = \dot{m}(h_2 - h_5) = 376 \times (391 - 228) = 61288 \text{ KJ/h} = 17 \text{ KW}$$

Premier principe

$$\phi_k = \Phi_o + P_m = 12,32 + 5,64 = 18 \text{ KW}$$

II.2 Etablissement du cycle théorique

II.2.1 Bilan thermique des chambres froides

a-Chaleur de refroidissement des denrées.

M=3 tonnes de pomme de terre

c=0,80 Kcal/Kg K

la température d'introduction des pommes de terre est prise égale à 40°C. La température de la chambre froide est à 6°C.

$$\Rightarrow Q_1 = 3.10^3 \times 0,80 \times (40 - 6) = 81.600 \text{ Kcal}$$

b-Emballage

Les denrées sont contenues dans des caisses en polyéthylène de chaleur massique c=0,6 Kcal/Kg K. En prenant une contenance moyenne par caisse 12 Kg de pommes de terre, nous aurons 240 caisses par chambre froide.

$$\Rightarrow Q_2 = 240 \times 0,6 \times (40 - 6) = 4896 \text{ Kcal}$$

c-Chaleur de respiration

En prenant une chaleur de respiration moyenne entre 40 et 6°C:

$$I_r = 1500 \text{ Kcal/t/24h}$$

$$\Rightarrow Q_3 = 25 \times 1500 = 37500 \text{ soit } 1563 \text{ Kcal/h}$$

d-Parois

•Paroi Est

$$Q = \varphi \cdot S = 8,85 \times 4 \times 3 = 106,2 \text{ W}$$

•Paroi Ouest

$$Q = \varphi \cdot S = 7,72 \times 4 \times 3 = 174 \text{ W}$$

•Plafond

$$Q = \varphi \cdot S = 7,43 \times 7,5 \times 3 = 223 \text{ W}$$

•Sol

$$Q = \varphi \cdot S = 3,2 \times 7,5 \times 4 = 96 \text{ W}$$

$$\Rightarrow \sum Q = 691,54 \text{ W} = 14262 \text{ Kcal}$$

e-Renouvellement d'air

Pour les pommes de terre il est recommandé un taux de renouvellement de l'air de égale à 10 m³/tonne/24h, soit dans notre cas un nombre de renouvellement d'air égale à 3.

$$Q = N_{ra} \times \frac{V}{v_a} \times Dh$$

$$N_{ra} = 3;$$

$$V = 7,5 \times 4 \times 3 = 90 \text{ m}^3$$

air entrant: T=40°C
HR=50%

$$h_e = 100 \text{ KJ/Kg}$$

$$v_c = 0,92 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

air sortant: $T = 6^\circ\text{C}$

$$HR = 85\%$$

$$h_i = 18 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Rightarrow Q_4 = 3 \times \frac{90}{0,92} \times (100 - 18) = 24066 \text{ KJ} = 5757 \text{ Kcal}$$

f-Brassage de l'air

Nous adoptons un taux de brassage égale à 25 volumes

$$Q = 25 \times 90 \text{ m}^3 \times 0,5 \times \frac{0,736}{4,18} \times 24 \frac{\text{h}}{\text{j}} = 4754 \text{ Kcal/jour}$$

$$= 198 \text{ Kcal/h}$$

g-Personnel

Nous prendrons un temps de chargement de la chambre froide égale à 1 heure. La manutention est effectuée par trois personnes

$$Q = N \times P_p \times t$$

$$N = 3, P_p = 600 \text{ Kcal/h (cf. tableau 4 annexe 1)}$$

$$Q = 3 \times 600 \times 1 = 1800 \text{ Kcal}$$

h-Eclairage

Chaque chambre est munie de deux ampoules de 60W chacune. La durée moyenne de l'éclairage est fixée à 1 heures/jour.

$$Q = 0,120 \times 1 \times 3600 = 432 \text{ KJ} = 103,3 \text{ Kcal}$$

i-Divers

Pour tenir compte des divers inchiffrables, le bilan thermique de la chambre sera majorée de 10%.

$$\Sigma Q = 9496 \text{ Kcal/h}$$

II.2.2 Détermination des températures d'évaporation et de condensation

L'humidité relative recommandée pour la conservation des pommes de terre varie entre 90 et 95%. Nous adopterons une humidité $HR = 90\% \Rightarrow \Delta T = 5^\circ\text{C}$

$\Delta T = T_o - T_a$, avec T_o = température d'évaporation, T_a = température dans la chambre froide.

$$\Rightarrow T_o = -1^\circ\text{C}$$

Le ΔT total sur l'air dans le cas d'un condenseur à air est compris entre 12 et 15 $^\circ\text{C}$. Nous prendrons $\Delta T = 12^\circ\text{C}$.

$$\Delta T = T_k - T_{\text{moy. médium}}, \text{ avec } T_{\text{moy. médium}} = 26^\circ\text{C}.$$

$$\Rightarrow T_k = 26 + 12 = 38^\circ\text{C}$$

Pour l'établissement du cycle frigorifique nous prendrons une surchauffe et un sous refroidissement égales à 5 $^\circ\text{C}$.

II.2.3 Détermination des points caractéristiques du cycle frigorifique

Points	Pression(bar)	Temp.(°C)	Enthal.(KJ/Kg)	Vol.mass.(dm3/Kg)	Teneur vap.x
1	3	4	354	57	1
2	9	48	374		
3	9	38	234		
4	9	33	222		
5	3	-1	222		
6	3	-1	352		

II.2.4 Puissance théorique du compresseur et du condenseur

$$\Phi_0 = 9496 \text{ Kcal/h}$$

• Débit-masse

$$\dot{m} = \frac{\Phi_0}{h_6 - h_5} = \frac{9496}{352 - 322} \times 4,18 = 305,3 \text{ Kg}$$

• Puissance du compresseur

$$P_m = 1,25 \frac{m \times (h_2 - h_1)}{\eta_i \times \eta_m}, \quad \eta_i = \eta_v = 1 - 0,05 \frac{9}{3} = 0,85, \quad \eta_m \approx 0,8$$

$$P_m = 1,25 \times 305,3 \times \frac{374 - 354}{0,8 \times 0,85} = 11224 \text{ KJ/h} = 3 \text{ KW}$$

• Puissance du condenseur

Bilan enthalpique

$$\phi_k = \dot{m} (h_2 - h_4) = 305,3 \times (374 - 222) = 46404 \text{ KJ/h} = 13 \text{ KW}$$

Premier principe

$$\Phi_k = \Phi_0 + P_m = 11 + 3 = 14 \text{ KW} = 12057 \text{ Kcal/h}$$

III-Calcul des pertes de charge

$$\Phi_{asp.} = 1 \text{ in } 1/8$$

$$\Phi_{ref.} = 1/2 \text{ in}$$

$$\Phi_0 = 12,35 \text{ KW}$$

$$T_0 = -10^\circ\text{C}, \quad T_k = 35^\circ\text{C}$$

Les pertes de charges sont été calculées grâce au diagramme des pertes de charge de *DUPONT de NEMOURS* (cf. annexe 1). Les valeurs suivantes ont été obtenues:

-tuyauterie aspiration= 0,07 bar/m

-tuyauterie de liquide= 0,012 bar/m

Les pertes de charge totales sont indiquées dans le tableau suivant :

Tuyauteries	Aspiration	refoulement
Longueur tuyauterie(m)	6	5
Pertes de charge(bar)	0,42	0,06

I

IV-Calcul de la puissance du détendeur

La puissance nominale d'un détendeur est donnée par la formule:

$$Q = Q_o \times K_{\Delta p} \times K_t$$

Q_o: puissance nominale de l'évaporateur en KW

K_{Δp}: facteur de correction de la pression

Δp: différence de pression entre P_o et P_k: perte de charge dans le détendeur

K_t: facteur de correction de la température

t: température en amont du détendeur

$$\Delta p = P_k - P_o = 6,3$$

Le tableau 21 (annexe 1) donne K_{Δp}=0,98

$$K_t = 1,04 \text{ (cf. tableau 22)}$$

$$\Rightarrow Q_n = 12,36 \times 0,98 \times 1,04 = 12,55 \text{ KW} = 10809 \text{ Fg/h} = 3,6 \text{ Tf}$$

V-Détermination des vitesses

Les vitesses ont été déterminées à partir du diagramme de pertes de charge de DUPONT de NEMOURS. Les valeurs suivantes ont été obtenues:

aspiration: 15 m/s

refoulement: 0,85 m/s

VI-Correction du facteur de puissance

Pour l'étude de la facturation, nous disposons uniquement de valeurs de consommation d'électricité du Mois de décembre 1994 au mois de Mai 1995.

Mois	Puiss.réactive(KW)	Puiss.active(KW)	tangente phi	cosinus phi
Dec.	18	81	0,22	0,97
Jan.	136	26	5,23	0,18
Fév.	778	544	1,43	0,57
Mars	639	473	1,35	0,56
Avril	2367	2080	1,14	0,66
Mai	237	1049	0,26	0,98

La pénalité pour mauvais cosφ est appliquée lorsque cosφ < 0,8 c'est à dire pour tgφ < 0,75.

La batterie de condensateurs à installer est déterminée à partir de la figure 3 (annexe 1). Ainsi, pour un tgφ initial égal à 1,43, si l'on se fixe une valeur de tgφ finale de 0,75, alors k=0,7 ⇒ Q_{cond} = 0,7 KVar/KW × 10 KW = 7 KVar, 10 KW étant la puissance souscrite.

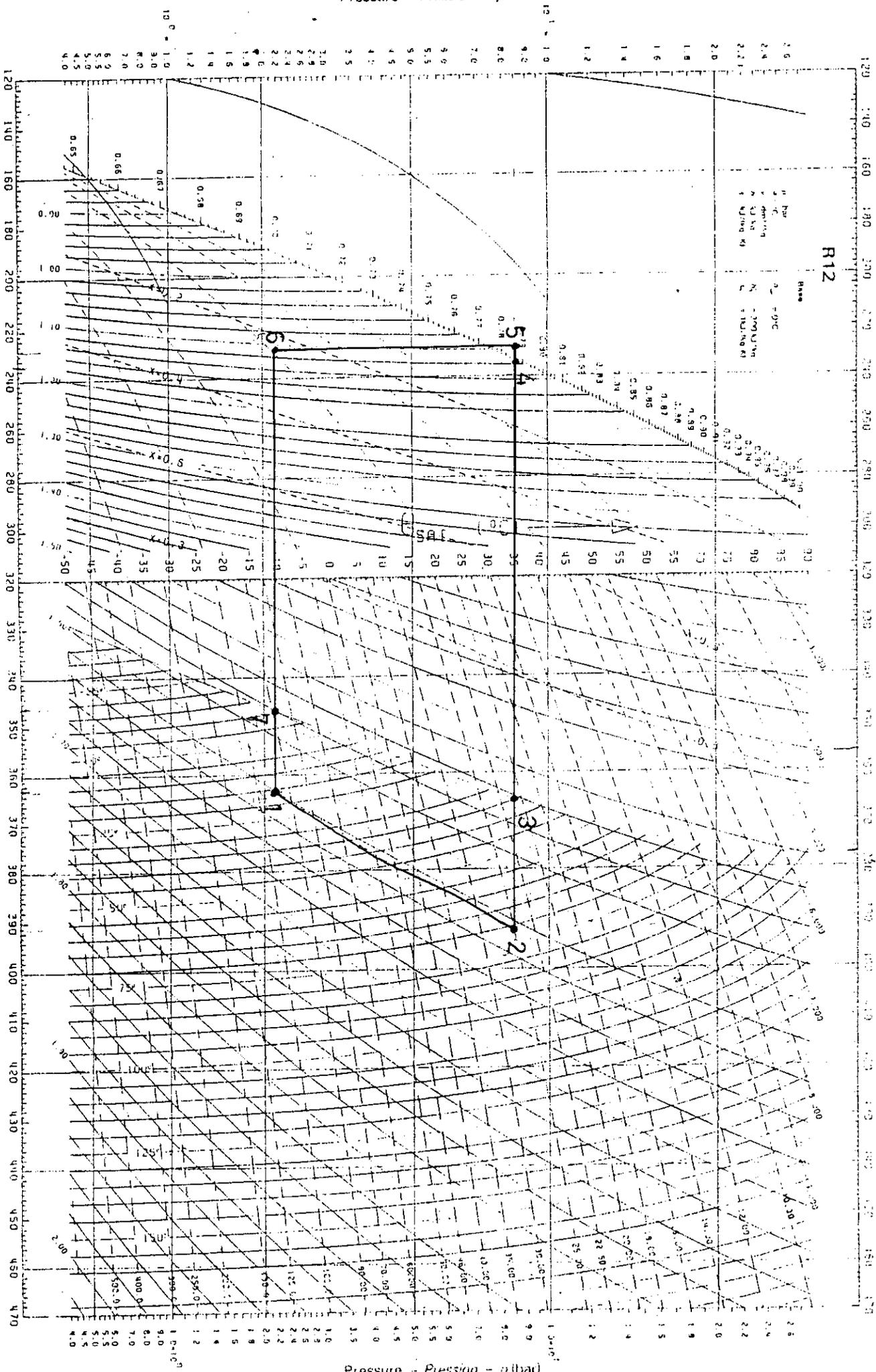
Pressure - Pression - p (bar)

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

CYCLE DE FONCTIONNEMENT REEL

R12

μ Bar
 t °C
 ρ kg/m³
 γ kJ/kg K
 ϵ kJ/kg K
 κ (kJ/kg K)



Pressure - Pression - p (bar)

Enthalpy - Entalpie - h (kJ/kg)

Chlorodifluoromethane - (CFC 12) - R12

X

DONNEES METEOROLOGIQUES DE OUAGA 1982-1987

GRANDEUR	JANV	FEV	MARS	AVRIL	MAI	JUIN	JUIL	AOUT	SEPT	OCT	NOV	DEC	MOY AN
max	32	35	37.3	39.2	37.2	33.4	31.7	30.2	31.7	34.8	35.6	30.4	34.02
	17.2	20.7	24.8	27.6	27.8	25.6	24	23.8	23.7	23.7	22	17.6	23.2
Tomb moy													
min	24.3	27.9	31.0	33.2	32.16	29.5	27.7	26.82	27.3	28.96	27.86	24.64	28.45
	14.9	16.6	18.5	21.2	24.1	24	24	24.2	24.4	22.9	18.4	15.5	20.7
Th moy	9.9	12.6	15.3	19.6	22.7	22.6	22.4	22.6	22.3	20.8	15.3	10.7	18.07
	12.42	14.41	16.97	20.49	23.25	23.4	23.31	23.6	23.4	24.36	17.0	13.41	19.66
max	39	40.0	37	48	66	78	86	88	89	78	59	53	63.42
	13	12	15	20	33	51	59	61	56	34	18	15	32.25
HR% moy													
min	25.25	23.5	25	32.75	48.87	61.62	70.75	76.62	73.69	56	36.62	28.62	46.6

ERRATA

Résumé: *Ligne 30:* Lire "...l'un des compresseurs...".

Page 2: *Ligne 19:* Lire "Cette méthodologie va se différencier en trois phases."

Page 17: *Ligne 1:* Lire "III.3.2.3 Evaporateurs refroidisseurs d'air".

Page 28: *Ligne 12,* Lire "condenseur encrassé ou insuffisamment ventilé".

Page 30: *Fin de page:* la perte de charge maximale à l'aspiration pour le R12 varie de 0,035 à 0,070 bar.

Page 31: *Ligne 4:* Les diagrammes établis par *Dupont de Nemours* ne sont pas reproduits en annexe.

Page 31: *Ligne 10:* Lire "e-Etude de l'appareillage annexe du circuit".

Page 39: Les emplacements du compresseur et du condenseur sur le schéma frigorifique ont été inversés.

Page 40: *Fin de page:* Sur le tableau le courant des ventilateurs est égal à 2,917 A.

Page 48: *Ligne 3:* Lire "De même nous avons déjà posé plus loin...".

Page 49: *Ligne 24:* Lire "Informez le personnel...".

Page 50: *Ligne 12:* Lire "Aussi,...".

Annexe 1: A la place du tableau 22 bis lire "tableau 21 bis".

Notes de calculs: *Deuxième page, ligne 16 et 22:* Lire "tableau 21 bis".