

390 M

G. VASSOGNE

LA PRATIQUE
DES
MACHINES FRIGORIFIQUES

ECOLE CENTRALE DE LILLE



D0000005854

PARIS & LIÈGE

LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE CH. BÉRANGER

I

MACHINES FRIGORIFIQUES B. LEBRUN

POUR MARCHÉ EN
SURCHAUFFE - FLOODED

TOUTES PUISSANCES
TOUTES APPLICATIONS

.....

4.850 Machines en Fonctionnement
Production : **302 millions** Frigories-Heure

.....

Usines : NIMY-LES-MONS

===== **TÉLÉPHONE 37**

Bureaux : PARIS **TÉLÉPHONE :**
NORD 53-49

132, Faubourg Saint-Denis

.....

Visites d'Ingénieurs

Devis sur demandes

VASSOGNE. — *Machines frigorifiques.*

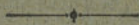
a

II

ISOLATION FRIGORIFIQUE



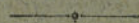
PANNEAUX
ET COQUILLES LIÈGE



CANAUX D'AIR



PORTES ISOLÉES



TRAVAUX DE POSE GARANTIS



Etablissements
CLAVELIER

85, Boulevard Voltaire - PARIS

Téléphone : Roquette 19-71 . 19-81

118, Rue d'Anvers - TOURCOING (Nord)

==== Téléphone : Tourcoing 15-40 =====

LE FRIGORIGÈNE

AUDIFFREN-SINGRÜN



EST LA SEULE MACHINE ROTATIVE
entièrement Automatique

Toutes Applications Industrielles et Agricoles

Références de 20 ans

UNE SEULE DÉPENSE : LA FORCE MOTRICE

SOCIÉTÉ D'APPLICATIONS FRIGORIFIQUES

Capital : 5.250.000 Francs

PARIS, 92, Rue de la Victoire, 92, PARIS

Société Nouvelle du **Froid Industriel**

Capital : 1.500.000 Francs

29, 31, Boulevard Pasteur, PARIS (XV^e)

Adr. Télégr. FRIDUSTRIE-PARIS - Adr. Téléph. Ségur 45-39

Registre du Commerce Seine 60.353

Machines Frigorifiques **ROTATIVES**
entièrement **AUTOMATIQUES**

Nombreuses Références - Liste sur demande

IV

FROID & GLACE

par les Appareils

DOUANE

P. DESAULLE, Ingénieur-Constructeur

23, Avenue Parmentier, 23 - PARIS (XI^e)

Adr. Télégr. CHAUDFROID-PARIS 36 - Téléphone Requette 00-21

**Appareils pour le Froid
et la Glace**

Répandus dans le Monde entier

Applications à tous

les problèmes frigorifiques

MACHINES FRIGORIFIQUES

FONCTIONNANT SANS EAU

La plus Ancienne Maison Française

390 F2

LA PRATIQUE
DES
MACHINES FRIGORIFIQUES

36
2954

DU NORD DE LA FRANCE

77. RUE JEANNE D'ARC

À LILLE

LA PRATIQUE

DES

MACHINES FRIGORIFIQUES

ANALYSE

ET

FONCTIONNEMENT

PAR

SOCIÉTÉ INDUSTRIELLE DU NORD
7 NOV 1928
116. R. HOPITAL MILITAIRE, LILLE

G. VASSOGNE

INGÉNIEUR FRIGORISTE A. F.

LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE CH. BÉRANGER
S^{te} Luce au Capital de 4.000.000 F^{rs}
SERVICE DE PRESSE
15, Rue des Saints-Pères, PARIS

Avec 62 figures dans le texte et 2 planches hors texte

PARIS ET LIÈGE

LIBRAIRIE POLYTECHNIQUE CH. BÉRANGER

PARIS, 15, RUE DES SAINTS-PÈRES, 15

LIÈGE, 1, QUAI DE LA GRANDE-BRETAGNE, 1

1928

Tous droits réservés

INTRODUCTION

Le but de cet ouvrage est d'indiquer aux industriels, contre-maitres ou mécaniciens qui choisissent ou utilisent des machines frigorifiques, les moyens pratiques de procéder à la reconnaissance ou à l'analyse d'une installation et d'en tirer un parti convenable.

Il n'est guère de machines à froid qui soient appelées à une production uniforme et continue, et les usines frigorifiques présentent la particularité d'avoir leur rendement subordonné à des conditions de marche essentiellement variables, mais largement soumises au libre arbitre des usagers dont l'éducation professionnelle, parfois insuffisante, constitue un facteur essentiel de la production.

C'est donc avec intention, qu'à côté de considérations d'ordre expérimental, nous avons présenté la plupart des données nécessaires à l'exécution de calculs rapides et sommaires, en cherchant à faire ressortir le fondement des formules les plus simples.

Il ne manque pas d'ouvrages techniques très bien faits. Les uns s'adressent aux personnes ayant des connaissances mathématiques approfondies, les autres aux praticiens qu'effraie toute méthode d'investigation par le calcul. Il n'existe pas encore assez de livres intéressants ceux à qui une préparation technique élémentaire ou le légitime désir de s'instruire permet de s'initier aux principes de la technique du Froid. Nous serions heureux de pouvoir dire qu'en rassemblant des renseignements puisés à bonne source ou en présentant le résultat d'observations personnelles nous avons contribué à satisfaire cette classe moyenne des frigoristes.

Nous remercions les constructeurs qui ont bien voulu nous communiquer leurs dessins et leurs catalogues, ainsi que M. le Président de l'Institut International du Froid, pour la documentation précieuse offerte par le Bulletin Mensuel de cette association ou la Revue Générale du Froid.

G. VASSOGNE.

LA PRATIQUE DES MACHINES FRIGORIFIQUES

CHAPITRE PREMIER

GÉNÉRALITÉS

La production industrielle du froid repose sur la transformation de la matière.

On sait que les corps matériels peuvent se présenter sous trois états différents : état solide, état liquide, état gazeux. On réunit souvent les liquides et les gaz sous le nom de fluides.

La *fusion* est le passage d'un corps de l'état solide à l'état liquide, sous l'influence de la chaleur.

La *vaporisation* constitue le passage de l'état liquide à l'état gazeux : le gaz obtenu prend le nom de vapeur. Le passage inverse, de l'état gazeux à l'état liquide, est la *liquéfaction*.

Les phénomènes de fusion et de vaporisation ne s'effectuent que sous l'influence de la chaleur. Cette chaleur est fournie soit par un combustible, soit par un corps quelconque plus chaud que le corps à transformer (liquide, air, etc.).

L'évaporation d'un liquide se produit instantanément dans le vide. Dans une atmosphère limitée, elle tend à se produire spontanément lorsqu'elle n'est pas empêchée par une pression suffisante, en sorte qu'à une température donnée un corps volatil ne peut subsister à l'état liquide sans y être maintenu par une pression au moins égale à un minimum donné appelé *tension de vapeur* ; la pression atmosphérique suffit dans de nombreux cas (eau, etc.).

La chaleur nécessaire à la vaporisation est alors fournie par un agent extérieur, tel l'air atmosphérique.

La liquéfaction d'une vapeur s'effectue de différentes façons : par *compression* seule, en comprimant la vapeur à une pression suffisante ; par *refroidissement* seul (grâce à un courant d'eau froide,

par exemple) ; enfin, par compression et refroidissement combinés ; c'est le procédé employé couramment dans l'industrie frigorifique.

Ces diverses transformations se conçoivent plus aisément si l'on admet, par hypothèse, qu'un corps est composé d'une infinité de molécules, très diluées dans une vapeur où elles ont tendance à s'éloigner les unes des autres, caractérisées au contraire par une cohésion assez faible dans un liquide et très grande dans un solide. En dilatant les espaces intermoléculaires, la chaleur tend à provoquer leur mobilité, tandis que le refroidissement ou la compression les resserre et les agglomère.

Mélanges réfrigérants. — Ce principe consiste dans l'absorption de la chaleur par fusion d'un corps solide.

La fusion d'un corps solide dans un liquide détermine un abaissement de température, car elle absorbe de la chaleur lorsque la dissolution n'est pas accompagnée d'une action chimique produisant un dégagement de calories trop considérable.

On utilise cette propriété pour la préparation de mélanges réfrigérants susceptibles de provoquer des abaissements de température appréciables.

Cette méthode, peu économique, ne présente aucun intérêt pour l'industrie. On ne l'emploie que dans les laboratoires ou pour les usages ménagers.

Détente d'un corps comprimé. — C'est le procédé sur lequel repose le fonctionnement des *machines à air* qui jouissent d'une certaine faveur.

On comprime l'air dans un cylindre, puis on le refroidit à l'aide d'une circulation d'eau fraîche. On provoque ensuite la dilatation de l'air comprimé, et ce sont les corps à refroidir qui fournissent la chaleur nécessaire à cette dilatation.

La compression et la détente ainsi opérées peuvent être considérées comme des étapes vers la liquéfaction et la vaporisation.

Le faible pouvoir calorifique de l'air tend à rendre cette méthode peu avantageuse et, en général, les machines à air sont encombrantes et d'un prix de revient élevé.

Refroidissement par évaporation d'un liquide. — Les machines

frigorifiques basées sur ce principe sont les plus employées dans l'industrie.

Le passage d'un corps de l'état liquide à l'état gazeux se traduit par une absorption de chaleur souvent considérable; ce pouvoir d'absorption sert d'ailleurs de guide dans le choix des substances à utiliser.

On peut se rendre compte du phénomène produit par l'évaporation en versant quelques gouttes d'un liquide volatil (alcool, éther, benzine, etc.) sur la main. On éprouve une sensation de froid très nette, car c'est la main qui fournit une partie de la chaleur nécessaire à l'évaporation.

a) *Machines à évaporation d'eau.* — Les considérations qui précèdent conduisent logiquement à l'emploi du liquide le plus commun, le moins coûteux, et dont la chaleur de vaporisation est aussi grande que possible.

L'eau réunit ces conditions; mais, en raison du volume considérable qu'occupent les vapeurs produites par l'évaporation, son emploi doit nécessiter des machines de proportions gigantesques.

D'autre part, la tension de la vapeur d'eau étant très faible, il est nécessaire d'avoir recours à des organes spéciaux pouvant assurer un vide assez prononcé.

L'ingénieur Leblanc a néanmoins vaincu ces difficultés en utilisant une machine à éjecteur capable de produire des débits de vapeur considérables et un vide suffisant pour assurer l'évaporation de l'eau dans d'excellentes conditions.

b) *Machines à gaz liquéfiables.* — En fait, l'industrie frigorifique utilise surtout certains gaz liquéfiés dont la chaleur de vaporisation est élevée, le volume spécifique de la vapeur faible, et le retour de l'état gazeux à l'état liquide facilement réalisable.

On emploie de la sorte des machines simples et d'une grande puissance sous un volume relativement restreint. Il serait simple évidemment de laisser le liquide choisi s'évaporer en vase ouvert, les vapeurs s'échappant dans l'atmosphère. Mais, comme les fluides utilisés pour la production du froid coûtent généralement fort cher, il est utile de récupérer ces vapeurs en vase clos pour les retransformer en liquide qui, en se vaporisant à nouveau, produit encore du froid.

Les gaz les plus employés sont : l'ammoniaque AzH_3 , l'acide carbonique Co^2 et l'anhydride sulfureux So^2 ; le chlorure d'éthyle et le chlorure de méthyle sont moins répandus. Les gaz hydrocarbonés sont également utilisables comme agents frigorigènes.

La liquéfaction des vapeurs récupérées après évaporation s'obtient par deux moyens bien différents, soit que l'on ait recours à une action chimique (absorption), soit que l'on se base sur des phénomènes physiques (compression).

Dans les *machines à absorption*, on emploie un fluide ayant une grande affinité pour l'eau, tel que l'ammoniaque.

Après s'être évaporée dans un évaporateur, l'ammoniaque passe dans un absorbeur, où elle se dissout dans l'eau. Quand la solution est saturée, on l'envoie dans une chaudière, où on l'échauffe. Par suite de l'élévation de température, l'ammoniaque se dégage et va se liquéfier dans un condenseur par surface, parcouru par un courant d'eau fraîche. Le liquide retourne ensuite, par un robinet de réglage, dans l'évaporateur où il continue à produire du froid en s'évaporant.

Ce genre de machines est peu employé, tout au moins en Europe. Elles entraînent de grandes consommations d'eau très fraîche et nécessitent des frais d'entretien assez élevés. Elles permettent de réaliser de basses températures, mais sont fort encombrantes.

Les *machines à compression* sont de beaucoup les plus répandues.

Leur principe est comparable à celui des machines à air, mais au lieu d'employer la détente d'un gaz plus ou moins comprimé, elles utilisent le froid produit par l'évaporation d'un liquide provenant de la liquéfaction d'une vapeur comprimée.

Une pompe à gaz appelée compresseur aspire le fluide vaporisé dans l'évaporateur ou réfrigérant et le refoule, comprimé, dans un condenseur par surface où, sous l'influence d'un courant d'eau fraîche, il se liquéfie sous l'action combinée de la compression et du refroidissement. Le liquide ainsi produit retourne se vaporiser à nouveau dans le réfrigérant en passant par un robinet de réglage.

Cette évaporation soustrait une quantité de chaleur considérable aux corps en contact avec l'évaporateur dans lequel la température baisse d'autant plus que la dépression entretenue par le compresseur et sous laquelle s'effectue l'évaporation, est plus marquée.

La place qu'occupent ces appareils dans l'industrie du froid justifie un exposé tout au moins succinct des phénomènes qui accompagnent les diverses transformations des fluides frigorigènes et de leurs conséquences dans la construction et l'utilisation des machines à compression.

CHAPITRE II

CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES DES GAZ

On applique le mot *gaz* aux fluides qui, dans les conditions ordinaires de la pratique, restent éloignés de leur point de liquéfaction. On nomme généralement *vapeur* les corps gazeux qu'on peut liquéfier en les comprimant sans les refroidir.

On peut d'ailleurs, sans commettre d'erreur, donner au mot « gaz » un sens général. Les vapeurs non saturées sont en effet comparables aux gaz et ceux-ci, par contre, peuvent être considérés comme des vapeurs puisqu'on arrive à les liquéfier dans des conditions déterminées.

Une masse gazeuse est caractérisée par trois éléments variables : la *pression*, le *volume* et la *température*, intimement solidaires l'un de l'autre. La variation d'une de ces valeurs entraîne la variation des deux autres.

Si, par exemple, on maintient constant le volume d'un gaz, la chaleur aura pour effet d'augmenter la pression et la température de ce gaz. Si c'est la pression qui reste constante, c'est le volume et la température qui augmenteront. Si, enfin, c'est la température qui ne varie pas, le volume et la pression seront modifiés.

Les gaz sont très compressibles et leur changement de volume est accompagné de variations de température appréciables.

Coefficient de dilatation des gaz. — Les gaz éloignés de leur point de liquéfaction ont la remarquable propriété d'avoir tous le même coefficient de dilatation.

Quelle que soit leur pression, ces gaz se dilatent invariablement de $\frac{1}{273}$ de leur volume par degré d'élévation de température. Ce coefficient de dilatation $\alpha = \frac{1}{273} = 0,00367$.

On remarquera de suite que, si l'on prend une masse gazeuse à

zéro degré et qu'on la refroidisse, on arrivera à une contraction telle que le volume sera théoriquement nul à 273 degrés au-dessous de zéro centigrade.

Cette température de -273° est dite zéro absolu. Et la *température absolue* T d'un corps correspond à la température t évaluée en degrés centigrades, augmentée de 273° .

Chaleur spécifique des gaz. — La chaleur spécifique d'un gaz représente le nombre de calories nécessaires pour élever la température d'un kilog de ce gaz de un degré centigrade.

On la considère sous deux formes :

à *pression constante* : C ,

à *volume constant* : c .

Il existe entre ces deux chaleurs spécifiques un rapport $\frac{C}{c} = k$, dont la valeur est généralement égale à 1,41 (1).

Lois générales auxquelles obéissent les transformations des gaz. — Ces lois régissent les variations simultanées des caractéristiques d'un gaz.

La *loi de Mariotte* caractérise les transformations à température constante.

Supposons un gaz dont la pression est P_0 et le volume V_0 , la température étant t_0 .

Si on lui communique de la chaleur pour que la pression devienne P_1 et le volume V_1 , la température restant t_0 , on aura :

$$P_1 V_1 = P_0 V_0$$

ce qui fait dire qu'à *température constante et pour une masse de gaz déterminée, le produit du Volume par la Pression est constant.*

Comme l'équation précédente peut s'écrire $\frac{P_0}{P_1} = \frac{V_1}{V_0}$, il s'ensuit également que le rapport des volumes est égal au rapport inverse des pressions.

(1) 1,32 pour l'ammoniaque.
1,302 pour l'acide carbonique.
1,272 pour l'anhydride sulfureux.
1,187 pour le chlorure d'éthyle.
1,20 pour le chlorure de méthyle.

La loi de Gay-Lussac s'applique aux variations à pression constante.

Si on communique de la chaleur à un gaz dont la pression ne varie pas, cette chaleur provoque des variations de volume et de température suivant la relation :

$$\frac{V_1}{V_0} = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_0}$$
 où α représente le coefficient de dilatation des gaz, ce qui permet d'écrire :
$$\frac{V_1}{V_0} = \frac{273 + t_1}{272 + t_0}$$

Si on appelle T_1 et T_0 les températures absolues, on a finalement :

$$\frac{V_1}{V_0} = \frac{T_1}{T_0}$$

Et la loi de Gay-Lussac peut s'énoncer ainsi :

« A pression constante, les variations de volume d'un gaz sont en raison directe des températures absolues ».

Equation générale de gaz. — C'est une combinaison des lois de Gay-Lussac et de Mariotte.

On considère un gaz partant d'un état initial $P_0 V_0 T_0$, par un état intermédiaire $P V_1 T_0$, pour arriver à un nouvel état $P V T$.

D'après la loi de Mariotte, on a $P V_1 = P_0 V_0$ (température T_0 constante) et d'après celle de Gay-Lussac : $\frac{V}{V_1} = \frac{T}{T_0}$ (pression P constante).

Si on élimine V_1 des deux équations, on obtient :

$$V_1 = V_0 \cdot \frac{P_0}{P}$$

$$V = V_1 \cdot \frac{T}{T_0} = V_0 \cdot \frac{P_0}{P} \cdot \frac{T}{T_0}$$

$$\text{et } PV = \frac{P_0 V_0}{T_0} \cdot T$$

si l'on pose $\frac{P_0 V_0}{T_0} = R$, on aura finalement :

$$PV = RT, \text{ qui constitue l'équation générale des gaz.}$$

R est la constante du gaz considéré et le définit.

Au cours des variations de pression et de volume, la température du gaz est toujours déterminée,

la pression P étant évaluée en kilogs par m^2

le volume V étant évalué en m^3 par kilo, à 0° centigrade.

On obtient ainsi pour l'air pris à la température de 0°, sous la pression de 760 $\frac{m}{m}$ de mercure :

$$R = \frac{PV}{T} = \frac{10.333 \times 0,773}{273} = 29,27.$$

Transformations isothermiques. — Quand un gaz change d'état sans que sa température se modifie, la transformation est dite isothermique (température constante) et s'effectue suivant la loi de Mariotte : $P_0 V_0 = P_1 V_1 = RT = \text{constante}$.

Il est utile de remarquer que, lorsqu'un gaz évolue suivant une isothermique, la chaleur fournie à ce gaz ne sert nullement à élever la température, mais se transforme intégralement en travail.

Une transformation de ce genre se représente graphiquement par une courbe en P et V ayant la forme d'une hyperbole équilatère.

Transformations adiabatiques. — Lorsqu'un changement d'état s'effectue sans gain ni perte de chaleur dans la masse gazeuse, la transformation est adiabatique. Dans ce cas, le volume, la pression et la température varient en même temps. Les états successifs du gaz sont représentés graphiquement par une courbe appelée « ligne adiabatique ».

On peut considérer une transformation adiabatique sous deux formes différentes :

1° La *détente*. Le gaz augmente de volume et diminue de pression sans qu'on lui fournisse ni qu'on lui soustraie de chaleur. On recueille alors du travail produit aux dépens de la chaleur propre du gaz dont la température s'abaisse.

2° La *compression*. Le gaz diminue de volume et augmente de pression. La compression nécessite une dépense de travail, qui se retrouve transformé en chaleur dans le gaz dont la température augmente.

Les relations qui relient entre eux le volume et la pression dans ces différents cas sont exprimées par la loi de Poisson :

$$P V^k = \text{constante}$$

où k représente le rapport des chaleurs spécifiques des gaz à pression constante et à volume constant.

On a, par suite, pour un gaz passant de $P_1 V_1$ à $P_2 V_2$:

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

d'où l'on tire

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}$$

$$\text{et } \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Il est important de remarquer que le travail produit par une transformation adiabatique entre deux points déterminés ne dépend uniquement que de la chute de température entre ces points. Il en résulte qu'en passant d'une isotherme à une autre par une adiabatique, on produit toujours le même travail extérieur.

Constantes critiques. — On arrive à liquéfier les gaz grâce à des pressions plus ou moins considérables.

Il existe, pour chaque fluide, des conditions critiques déterminées (température, pression, volume). La *température critique* est une température particulière à chaque gaz et au-dessus de laquelle celui-ci ne peut se liquéfier quelle que soit la pression à laquelle on le soumette. On le considère alors comme un gaz parfait tandis que le même fluide est considéré plus exactement comme une vapeur au-dessous de la dite température critique.

Le volume spécifique correspondant à la température critique s'appelle volume critique.

La pression critique est celle au-dessus de laquelle on ne peut liquéfier le fluide quel que soit l'abaissement de température auquel on le soumette. Elle représente donc la valeur la plus élevée que puisse atteindre la tension maxima.

Isothermes d'un fluide. — Il est assez facile de tracer l'isotherme d'un fluide au voisinage de son point de liquéfaction.

En portant en abscisses les volumes et en ordonnées les pressions correspondantes, on trace l'isotherme du fluide considéré à une température donnée.

La figure 1 se rapporte à l'acide carbonique dont la température critique est voisine de 31°.

De A en S, la vapeur soumise à une pression croissante diminue de volume jusqu'au moment où apparaît la première goutte de liquide.

De S en σ , le fluide se condense de plus en plus, la pression restant constante. Le point σ correspond au moment où la liquéfaction est complète. S ou S' marquent le volume de la vapeur saturée, σ ou σ' , le volume spécifique du liquide.

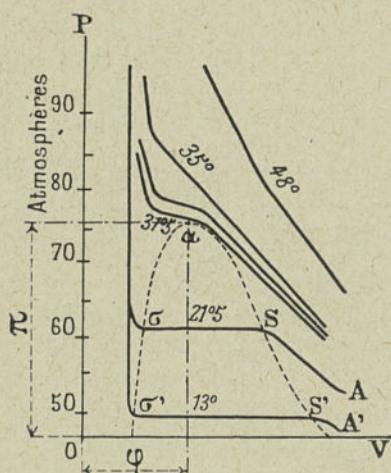


FIG. 1

A partir du point σ , il faut faire intervenir des pressions très fortes pour réduire le volume du liquide dans de faibles proportions.

Les cordes de liquéfaction S σ , S' σ' , etc., se raccourcissent à mesure que la température s'élève pour devenir nulles au point α qui reçoit le nom de point critique.

L'isotherme en α correspond à la température critique θ .

L'ordonnée π est la pression critique, et l'abscisse φ , le volume critique.

CHAPITRE III

TRANSFORMATION DE LA CHALEUR ET DE L'ÉNERGIE

Les relations qui existent entre la chaleur et l'énergie mécanique reposent sur deux principes qu'il importe de connaître.

Principe de l'équivalence. Loi de Mayer. — « Lorsqu'un corps produit ou subit un travail, il disparaît de la chaleur ou il en apparaît. Il existe un rapport unique et constant entre les quantités de travail et de chaleur qui dépendent les unes des autres ».

Ce rapport s'appelle *équivalent mécanique de la chaleur* E
ou *équivalent calorifique du travail* A

$$E = \frac{1}{A}$$

$E = 425$ kilogrammètres représente le travail nécessaire pour produire une calorie ; le cheval-heure équivaut à 270.000 kilogrammètres ou 635 calories.

Si on représente par \mathfrak{C} le travail, et par Q la quantité de chaleur mise en jeu pendant une transformation, on a :

$$\mathfrak{C} = EQ = 425 Q, \text{ ou } Q = \frac{\mathfrak{C}}{425} = \frac{1}{E} \mathfrak{C}$$

Il s'ensuit que la chaleur peut être considérée comme une forme de l'énergie. Si on appelle *énergie* toute la chaleur concentrée dans un corps (chaleur déterminée par la température du corps), on peut admettre le rapport suivant :

« La quantité de chaleur communiquée à un corps est égale à l'augmentation de son énergie, plus l'équivalent du travail mécanique produit par ce corps pendant la durée du réchauffement ».

Théorème de Carnot. — « Lorsque deux fluides fonctionnent suivant des cycles de Carnot entre les mêmes limites de température, à une même quantité de chaleur transportée du foyer (source chaude) au réfrigérant (source froide) correspond une même quan-

tité de travail produit, quelle que soit la nature du corps intermédiaire. Si les limites ne sont pas les mêmes, les quantités de chaleur prises au foyer et cédées au réfrigérant sont entre elles dans le rapport des températures absolues du foyer et du réfrigérant ».

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_2}{T_1}, \text{ ou encore } \frac{Q_2}{T_2} = \frac{Q_1}{T_1}$$

Si le foyer a cédé Q_2 calories et que le réfrigérant en ait absorbé Q_1 , il a disparu une quantité de chaleur $Q_2 - Q_1$, transformée en travail \mathfrak{C} , et ce travail

$$\mathfrak{C} = E (Q_2 - Q_1).$$

Cycles. — Un *cycle* constitue l'ensemble des opérations que l'on fait subir à un corps pour l'amener d'un certain état à un autre et le ramener ensuite à son état initial en lui faisant produire soit du travail, soit de la chaleur.

Un système parcourt un *cycle fermé* lorsque, partant d'un état initial, il subit une série de transformations et revient exactement à son point de départ en y reprenant rigoureusement la totalité de ses caractéristiques primitives.

Lorsque les transformations considérées se font en sens inverse et sont telles que les quantités de chaleur mises en jeu dans deux transformations effectuées en sens contraire l'une de l'autre aient à chaque instant exactement la même valeur, on dit que le *cycle* est *réversible*. C'est une conception idéale mais irréalisable.

Cycle de Carnot. — L'un des cycles les plus intéressants à examiner est le cycle de Carnot, cycle idéal et conventionnel composé de deux isothermes et de deux adiabatiques.

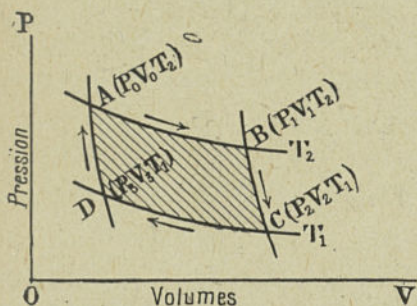


FIG. 2

Il possède la propriété remarquable d'avoir un rendement maximum entre deux températures données.

Sa représentation graphique est la suivante (fig. 2) :

De A en B, *Détente isothermique*. Le volume augmente, la pression diminue et la température reste constante, le gaz étant maintenu au contact d'un foyer

De B en C, *Compression adiabatique*. Le volume diminue, la pression augmente et la température diminue.

de conductibilité parfaite et de capacité infinie à la température T_2 .

De B en C, *Détente adiabatique*. Le volume augmente, la pression diminue et la température passe de T_2 à T_1 , la détente s'effectuant dans une enveloppe dépourvue de conductibilité.

De C en D, *Compression isothermique*. Le gaz entre en contact avec le réfrigérant (température T_1), de conductibilité parfaite et de capacité infinie. La pression augmente, le volume diminue, la température restant constante à T_1 .

De D en A, *Compression adiabatique*, dans une enceinte imperméable. Le volume diminue, la pression monte et la température augmente pour revenir à T_2 marquant l'état initial du gaz.

Le fluide évolue entre les températures extrêmes T_1 du foyer et T_2 du réfrigérant en subissant alternativement deux détentes et deux compressions qui le ramènent à son état initial. Tous les échanges de chaleur des sources de chaud et de froid se font à température constante.

Le cycle ainsi représenté s'applique aux évolutions d'une machine à vapeur idéale où l'on a :

- De A en B = l'admission,
- De B en C = la détente,
- De C en D = l'échappement,
- De D en A = la compression.

Il est également important de remarquer que ce cycle est réversible et peut être parcouru en sens inverse.

On peut en effet supposer les transformations suivantes (fig. 3) :

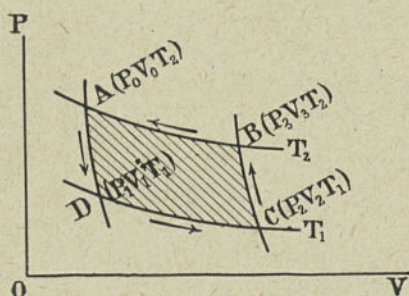


FIG. 3

De A en B, *Détente adiabatique*. On laisse le fluide se détendre et la température tombe de T_2 à T_1 .

De D en C, *Détente isothermique*. On laisse le fluide en contact avec le réfrigérant et on continue à le faire détendre à la température constante T_1 .

De C en B, *Compression adiabatique*. On supprime la commu-

nication avec le réfrigérant et on comprime le fluide, ce qui mène sa température à T_2 .

De B en A, *Compression isothermique*. On continue à comprimer le fluide à la température constante T_2 du foyer (condenseur).

Le cycle ainsi parcouru est alors une représentation graphique et théorique des transformations qui s'effectuent dans une machine frigorifique idéale.

Rendement du cycle de Carnot. — Au cycle de Carnot réversible, tel qu'il se représente pour une machine frigorifique, on peut appliquer le théorème de Carnot.

En effet, si on désigne par :

$\mathfrak{E}i$, le travail indiqué à fournir à la machine pendant la durée du cycle,

Q_2 , la quantité de chaleur dégagée au condenseur,

Q_1 , la quantité de chaleur absorbée au réfrigérant,

$Q_2 - Q_1$ représentant la quantité de chaleur Q développée pendant la transformation (travail),

et le rendement R du cycle étant caractérisé par le rapport de la quantité de chaleur absorbée au réfrigérant au travail fourni

à la machine : $\frac{Q_1}{\mathfrak{E}i}$,

on obtient les relations suivantes :

d'après le principe de l'équivalence : $\frac{1}{\mathfrak{E}} \mathfrak{E}i = (Q_2 - Q_1)$,

mais d'après le théorème de Carnot : $\frac{Q_2}{T_2} = \frac{Q_1}{T_1}$;

d'où l'on tire : $\frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$

En substituant $\frac{1}{\mathfrak{E}} \mathfrak{E}i$ à son équivalent $(Q_2 - Q_1)$,

on a finalement : $R = \frac{Q_1}{\frac{1}{\mathfrak{E}} \mathfrak{E}i} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$

Dans ces conditions, le rendement du cycle est indépendant de la nature même du fluide employé à la transformation et ne dépend que des températures absolues du condenseur et du réfrigérant. Plus l'écart entre la température du condenseur et celle du réfrigérant $T_2 - T_1$ augmente, plus le rendement diminue.

La température du condenseur étant peu susceptible de variations et pouvant être considérée comme fixe, le rendement de la machine sera donc d'autant plus faible que la température du réfrigérant s'abaissera.

On peut d'ailleurs donner une forme plus concrète au rendement de la machine frigorifique idéale fonctionnant suivant le cycle de Carnot réversible.

Admettons, par exemple, les températures suivantes :

Au réfrigérant : $T_1 = 263^\circ$ absolu (correspondant à -10° centigrades).

Au condenseur : $T_2 = 298^\circ$ absolu (correspondant à $+25^\circ$ centigrades).

Le cheval-heure $\mathfrak{E}i$ vaut 270.000 kilogrammètres et son équivalent calorifique $\frac{I}{E} \mathfrak{E}i = \frac{270.000}{425} = 635$ calories.

On déterminera le nombre de calories Q_1 absorbées au réfrigérant par CV indiqué, en suivant le cycle de Carnot réversible

$$\text{où } R = \frac{Q_1}{635} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{263}{298 - 263} = 7,51$$

$$\text{comme } Q_1 = R \times \frac{I}{E} \mathfrak{E}i = R \times 635$$

par suite, $Q_1 = 7,51 \times 635 = 4769$ calories par CV indiqué.

Le tableau suivant donne la valeur de Q_1 à diverses températures, d'après le cycle de Carnot réversible :

$T_2 =$	$\left\{ \begin{array}{l} 283^\circ \\ 288^\circ \\ 293^\circ \\ 298^\circ \\ 303^\circ \\ 308^\circ \end{array} \right.$	283°	288°	293°	298°	303°	308°
$T_1 =$	$\left\{ \begin{array}{l} 268^\circ \\ 263^\circ \\ 258^\circ \\ 253^\circ \\ 248^\circ \\ 243^\circ \end{array} \right.$	11341	8509	6807	5670	4857	4254
		8350	6680	5563	4769	4172	3708
		6563	5461	4680	4096	3638	3276
		5353	4585	4013	3568	3213	2921
		4596	3937	3499	3149	2863	2622
		3854	3429	3086	2800	2571	2368

CHAPITRE IV

MACHINES FRIGORIFIQUES A COMPRESSION

Définitions. — Les quantités de chaleur absorbées ou dégagées dans la transformation d'un fluide s'expriment généralement en calories.

On appelle communément *calorie*, ou plus exactement *millithermie*, la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1 degré centigrade la température d'un kilogramme d'eau prise à 15° sous la pression atmosphérique.

Au lieu de dire qu'un corps absorbe de la chaleur, on dit aussi qu'il produit du froid. Dans ce cas, la quantité de chaleur absorbée se mesure habituellement en frigories.

La *frigorie* est l'inverse de la calorie ou millithermie et correspond à la quantité de chaleur qu'il faut soustraire à un kilogramme d'eau prise à + 15°, pour abaisser sa température de 1 degré centigrade.

Pour qu'un liquide s'évapore, il faut qu'il absorbe de la chaleur. On désigne par *chaleur de vaporisation* le nombre de calories absorbées (ou de frigories dégagées) pour transformer totalement en vapeur un kilogramme d'un liquide, sans élévation de température. Elle varie suivant la nature et la température du liquide, et sa valeur diminue à mesure que cette température augmente et se rapproche du point critique.

On entend par *chaleur du liquide* le nombre de calories absorbées par un kilogramme de liquide pour passer de 0° centigrade à une température donnée *t*. Cette chaleur augmente au voisinage du point critique.

Le *volume spécifique de la vapeur saturée* représente le volume (exprimé en m³) occupé par un kilogramme de vapeur, à une température donnée, sous la tension de vapeur saturée.

Le *volume spécifique du liquide* est le volume, en m³, d'un kilo-

gramme de liquide, à une température donnée, sous la dite tension de vapeur saturée.

On dénomme *tension de vapeur saturée* la pression qui s'exerce à la surface d'un liquide qui s'évapore; elle est égale à la force élastique ou tension exercée par la vapeur saturante. La tension d'une vapeur est fonction de la température et augmente avec elle.

Les tables présentées en fin d'ouvrage donnent les valeurs de ces divers éléments pour les fluides les plus employés dans l'industrie frigorifique et aux diverses températures observées dans la pratique. On adopte généralement les symboles suivants :

Chaleur de vaporisation.....	r
Chaleur du liquide.....	q
Volume spécifique de la vapeur saturée.....	S
» » du liquide.....	σ
Tension de vapeur saturée.....	P

Fonctionnement des machines à compression. — On peut maintenant représenter schématiquement (fig. 4) le fonctionnement d'une machine frigorifique à compression ordinaire, réduite à ses organes

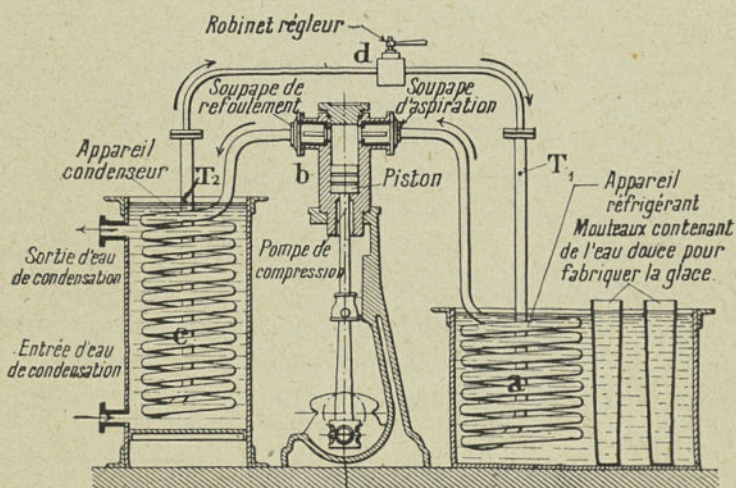


FIG. 4

essentiels : le réfrigérant A, le compresseur B, le condenseur C, et le robinet détenteur D.

Le fluide entre à l'état liquide dans le *réfrigérant* ou évaporateur

A, où il s'évapore à une température T_1 , en absorbant de la chaleur (chaleur de vaporisation), c'est-à-dire en produisant du froid.

Une pompe aspirante et refoulante, nommée *compresseur* B aspire les vapeurs ainsi formées et entretient dans le réfrigérant la pression, ou plutôt la dépression P_1 correspondant à la tension de vapeur saturée à la température T_1 et susceptible de favoriser la vaporisation du fluide. Le compresseur refoule ensuite les vapeurs comprimées, dans le *condenseur* ou liquéfacteur C. Sous l'action de l'eau fraîche qui circule autour de cet appareil, les vapeurs se refroidissent, se condensent et se liquéfient à une température T_2 .

Le fluide sort à l'état liquide du condenseur où règne la température T_2 à laquelle correspond une tension de vapeur saturée P_2 .

Grâce à la différence de pression, $P_2 - P_1$, qui règne entre le condenseur et le réfrigérant, le liquide s'écoule, à travers un *robinet de réglage* D, du premier de ces appareils dans le second où il s'évapore à nouveau après être passé de la température T_2 à la température T_1 en cédant une quantité de chaleur (chaleur du liquide : $q_2 - q_1$) qui diminue d'autant l'effet de la chaleur de vaporisation (1).

Il peut donc y avoir intérêt, dans certains cas, à refroidir le liquide venant du condenseur, avant son passage au robinet détenteur, par une circulation d'eau froide auxiliaire.

La température T_2 du condenseur est de quelques degrés supérieure à celle de l'eau de condensation qui doit être aussi fraîche que possible.

Enfin, pour que l'équilibre s'établisse dans la machine, il faut que le poids de fluide aspiré par le compresseur soit le même que celui passant par le robinet détenteur dont l'ouverture est réglée en conséquence.

Le réfrigérant et le condenseur sont généralement formés de serpentins à l'intérieur desquels évolue le fluide employé pour produire le froid. Dans le réfrigérant, ces serpentins sont baignés

(1) On ne tient pas compte ici de l'équivalent calorifique du travail, généralement très faible, qui correspond à la détente du fluide passant à travers le robinet de détente, de la pression P_2 à la pression P_1 : $(P_2 V_2 - P_1 V_1)$.

Cette relation, d'ailleurs influencée par des causes extérieures, est négligeable dans le calcul sommaire d'une machine frigorifique.

Les tables ont été établies d'après ce raisonnement.

soit par l'air, soit par un liquide dont le rôle est d'abandonner la quantité de chaleur nécessaire à l'évaporation du fluide frigorigène; la température de l'agent extérieur (air ou liquide) s'abaisse jusqu'au voisinage de celle du fluide (T_1), lui restant supérieure de quelques degrés.

Diagramme théorique de la machine. — Le diagramme théorique en PV de la machine frigorifique prend alors la forme suivante :

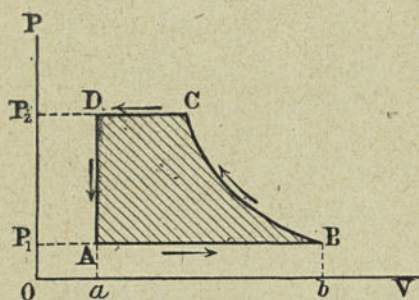


FIG. 5

restant constante (1).

La vapeur introduite dans le compresseur est comprimée de B en C. Cette compression est supposée adiabatique, et le volume diminue en même temps que la pression augmente. La compression ayant pour effet de provoquer l'élévation de température de la vapeur, on a en C de la vapeur surchauffée, à une température T_s par exemple.

En C, le compresseur entre en communication avec le condenseur (la soupape de refoulement s'ouvre). Dans ce dernier, la vapeur surchauffée se refroidit de T_s à la température T_2 , légèrement supérieure à celle de l'eau de condensation. Puis, le fluide se condense et se liquéfie, ces transformations ayant lieu à la pression constante P_2 .

En D, on a une masse de liquide. La communication s'établit avec le réfrigérant par le robinet régulateur, et le liquide passe de la température T_2 à la température T_1 , en diminuant de pression et sans changer sensiblement de volume. Cette dernière transfor-

(1) On suppose ici que le compresseur n'aspire que des vapeurs saturées sèches à l'exclusion de liquide.

mation n'est pas forcément adiabatique. En A, on retrouve l'état primitif et le cycle est fermé.

La surface A D C B donne la valeur du travail indiqué à fournir sur le piston du cylindre.

On peut analyser les relations qui existent entre le travail indiqué à fournir au compresseur et les quantités de chaleur mises en jeu.

Soit Q la quantité totale de chaleur engendrée pendant la transformation,

Q_1 la quantité de chaleur absorbée au réfrigérant,

Q_2 la chaleur dégagée au condenseur,

on a : $Q = Q_2 - Q_1$.

Si, d'après le principe de l'équivalence, on exprime la chaleur en travail (calorie E = 425 kilogrammètres),

$\mathfrak{C}i = EQ$, et on peut écrire :

$EQ_1 = EQ_2 - EQ$

$EQ_1 + \mathfrak{C}i = EQ_2$.

et encore $Q_1 + \frac{1}{E} \mathfrak{C}i = Q_2$.

Par suite, la quantité de chaleur Q_1 absorbée au réfrigérant, augmentée de celle équivalent au travail fourni au compresseur $\left(\frac{1}{E} \mathfrak{C}i\right)$ égale la quantité de chaleur Q_2 dégagée au condenseur.

Comparaison avec le cycle de Carnot. — Le cycle représenté par le diagramme théorique ci-dessus n'est pas un cycle de Carnot.

Pour avoir un cycle de Carnot, il faudrait :

1° que la transformation C D soit isothermique et, qu'en C, la vapeur ne soit pas surchauffée.

2° que la transformation du fluide de D en A soit absolument adiabatique et s'effectue dans un cylindre spécial permettant la production de travail.

Enfin, pour réaliser parfaitement les isothermes A B et C D en conservant des températures constantes, il faudrait que les parois de la machine soient parfaitement conductrices, alors que les lignes D A et B C représentent des adiabatiques sur le parcours desquelles la vapeur devrait se transformer sans gain ni perte de chaleur, grâce à l'emploi de parois imperméables et non susceptibles de favoriser les échanges de chaleur entre l'air ambiant et le fluide qui travaille.

Il est évidemment impossible d'obtenir, pour les mêmes parois, une conductibilité parfaite et une imperméabilité absolue et, par suite, de réaliser même approximativement, le cycle de Carnot.

Toutefois, le rendement indiqué par ce dernier constitue un rendement idéal correspondant aux températures respectives du condenseur et du réfrigérant.

D'ailleurs, les diagrammes que décrivent en réalité les machines à compression diffèrent sensiblement du diagramme théorique. Le volume réellement aspiré doit être, en effet, supérieur au volume déterminé par les calculs en raison des pertes inhérentes à l'imperfection des appareils. De même, les pressions subissent certaines influences qui modifient le tracé du cycle ; les différences constatées permettent d'évaluer le rendement des machines.

Volume réel d'un compresseur. — L'augmentation de la cylindrée est due à diverses causes.

L'*Influence des parois* est considérable. Les faces intérieures du cylindre subissent les variations de température du fluide frigorigène ; les vapeurs aspirées se réchauffent légèrement à leur passage dans les conduites d'aspiration cependant isolées, puis atteignent une température intermédiaire entre la température d'aspiration et celle constatée au refoulement au contact du cylindre qui dégage, pendant l'aspiration, une partie de la chaleur absorbée au moment de la compression. Il se produit d'ailleurs des échanges de chaleur à travers les parois entre l'atmosphère ambiante et le fluide qui travaille, en plus d'un léger réchauffement dû aux frottements intérieurs du cylindre.

La pression d'aspiration reste cependant à peu près constante, mais le volume du gaz augmente en raison directe des températures absolues et le poids de fluide aspiré se trouve réduit en conséquence. Les pertes résultant de cette surchauffe peuvent varier de 10 à 25 % et sont d'autant plus grandes que la température au refoulement est plus élevée.

On ménage nécessairement un léger espace entre la base du piston et la face opposée du cylindre. Cet *espace nuisible*, rendu aussi faible que possible pour éviter le contact (0,5 à 3 $\frac{m}{m}$), est d'autant plus grand que la machine tourne plus vite et que la dilatation de la tige du piston est plus à craindre. Très faible dans certaines

machines verticales à simple effet, il dépasse rarement 2 pour cent de la cylindrée.

En fin de compression, il reste dans l'espace libre une certaine quantité de fluide comprimé qui se détend ou se vaporise lorsque le piston, changeant de direction, reprend sa course d'aspiration. La vaporisation dans le réfrigérant ne commence que lorsque, le fluide ayant augmenté de volume, sa tension est devenue légèrement inférieure à celle du réfrigérant pour permettre aux soupapes de s'ouvrir.

L'entrée du fluide est retardée d'autant et une fraction du cylindre travaille en pure perte. Cette perte est d'autant plus élevée que le rapport des pressions d'aspiration et de refoulement est plus grand ; mais elle dépasse rarement 5 % lorsque le compresseur travaille dans des conditions normales et n'aspire que des vapeurs sèches, tandis qu'elle monte jusqu'à 15 et même 20 pour cent, lorsque le cylindre reçoit des vapeurs humides. Néanmoins, le travail indiqué à fournir au compresseur n'est pas sensiblement modifié, le fluide restituant pendant sa détente le travail qu'a nécessité sa compression.

La *dépression à l'aspiration* est due à la chute de pression causée par la résistance des soupapes ($0^{\text{e}}100$ à $0^{\text{e}}200$). La pression observée dans le cylindre du compresseur étant légèrement inférieure à celle qui existe dans le réfrigérant, le volume spécifique de la vapeur est, de ce fait, supérieur à celui admis dans les calculs et il rentre un poids moindre de vapeur dans le cylindre. C'est une perte supplémentaire de 5 à 10 %, que l'emploi de soupapes légères à grande surface réduit au minimum.

Enfin, il est utile de tenir compte du *manque d'étanchéité de certains organes* et des fuites à travers les soupapes, le piston, le presse-étoupe, etc. (environ 5 %) et, conventionnellement, des pertes de froid au réfrigérant par conductibilité ou rayonnement (5 à 10 % pour les réfrigérants immergés).

Il est donc nécessaire d'augmenter le volume fixé par les calculs dans des proportions variables suivant la puissance des appareils, la nature de la marche et le soin apporté à la construction.

On détermine habituellement le volume pratique d'un compresseur par comparaison avec les diagrammes relevés sur de bonnes

machines. Les considérations qui précèdent permettent néanmoins d'évaluer approximativement l'ensemble des pertes z à admettre dans un avant-projet, soit : 30 à 70 % pour les machines à So^2 et à AzH^3 et 15 à 60 % pour les machines à Co^2 . Les fortes pressions observées dans ces dernières obligent, en effet, les constructeurs à rechercher une étanchéité parfaite : la dépression à l'aspiration, les fuites sont moindres, et l'espace nuisible plus réduit, tandis que la surchauffe due à l'influence des parois est moins active.

La figure 6 représente le diagramme indiqué par rapport au diagramme théorique A B C D décrit précédemment.

Travail indiqué théorique. — Le travail indiqué théorique à fournir au compresseur pendant la durée du cycle est représenté (fig. 6) par la surface A' B' C' D'.

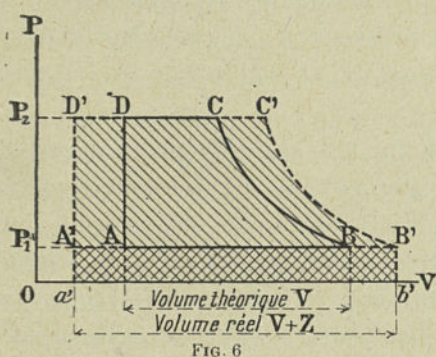


FIG. 6

En effet, la surface $a' b' B' C' D'$ représente la totalité du travail à fournir pour la compression et le refoulement du fluide à la pression P_2 du condenseur.

L'aire $a' A' B' b'$ donne le travail rendu par l'aspiration qui agit en sens inverse, sous la pression P_1 du réfrigérant.

La différence, soit $A' B' C' D'$, indique finalement la valeur du travail théorique à fournir sur le piston du compresseur.

Somme toute, le travail indiqué \mathfrak{E}_i est la somme algébrique :
 du travail d'aspiration
 du travail de compression,
 du travail de refoulement.

dont la valeur générale est donnée par la formule :

$$\text{Travail indiqué par } \frac{\mathfrak{E}_i}{V} = \frac{K}{K-1} P_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

m³ de volume aspiré, où V exprime le volume aspiré, en mètres cubes.

On peut d'ailleurs tracer et calculer la surface du diagramme

A' B' C' D' en connaissant la loi de la courbe de compression ; c'est une courbe adiabatique qui satisfait à la loi de Poisson :

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k = \text{constante.}$$

On a déjà donné les valeurs de k (page 7) pour les vapeurs saturées sèches.

La courbe se développe alors suivant la figure 7.

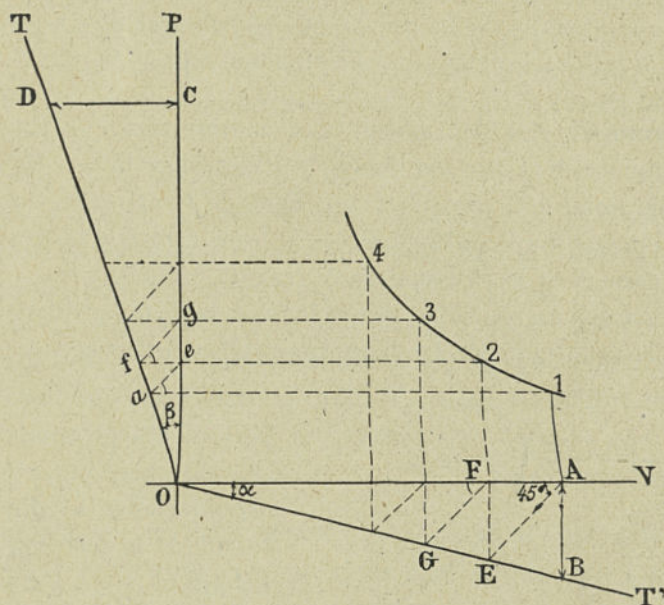


FIG. 7

On mène par l'origine O deux droites arbitraires OT et OT', formant l'angle α avec l'axe des V et l'angle β avec l'axe des P, de façon à avoir :

$$(1 + \operatorname{tg} \beta)^k = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^k$$

On connaît le point 1, origine de la courbe, qui caractérise l'état initial du gaz (ligne de pression P_1 , par exemple). On abaisse ensuite la perpendiculaire 1 A, sur l'axe des V

et la perpendiculaire 1 a, sur l'axe des P.

Du point A, on mène une droite AE formant un angle de 45° avec OV puis, du point a, une droite ae formant un angle de 45° avec a1. Des points d'intersection E et e, on trace alors des perpendiculaires à l'axe des V et à l'axe des P.

On obtient de la sorte un nouveau point 2 de la courbe, et on peut déterminer ainsi un nombre de points suffisants pour tracer la courbe de compression.

Il existe un moyen commode de procéder à cette construction.

En faisant $OA = OC = 50 \frac{m}{m}$

et $AB \dots \dots = 12 \frac{m}{m} \frac{1}{2}$, on a

$CD \dots \dots = 16 \frac{m}{m} \frac{1}{2}$ pour SO^2

» $\dots \dots = 17 \frac{m}{m} \frac{1}{4}$ pour AzH^3

» $\dots \dots = 17 \frac{m}{m}$ pour CO^2

Diagramme réel des machines à compression. — En fait, le diagramme relevé sur une machine frigorifique diffère légèrement du diagramme efficace tel qu'on vient de l'examiner, car, si certaines circonstances influent sur le volume aspiré, d'autres ont une répercussion sur la Pression ou le travail indiqué.

Le *diagramme réel* offre généralement la forme présentée sur la figure 8 dans laquelle le diagramme efficace figure en pointillé.

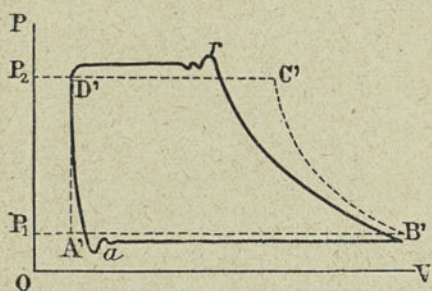


FIG. 8

On voit que, pendant la période d'aspiration, la pression observée dans le cylindre est inférieure à celle qui existe dans le réfrigérant (P_1). La différence, ou *dépression à l'aspiration* est, en effet, nécessaire pour maintenir ouverte la soupape d'aspiration qu'un ressort tend constamment à fermer, et pour vaincre les résistances par frottement dans les tuyauteries.

Pour un motif analogue, la pression exercée sur le piston pendant la période de refoulement est toujours plus forte que celle qui existe dans le condenseur (P_2), et l'on dit qu'il y a *surpression au refoulement*.

Pour un motif analogue, la pression exercée sur le piston pendant la période de refoulement est toujours plus forte que celle qui existe dans le condenseur (P_2), et l'on dit qu'il y a *surpression au refoulement*.

D'autre part, le cycle, au lieu de se fermer par une droite telle que $D'A'$, s'achève par une partie curviligne qui décèle la présence de l'espace nuisible et un léger retard dans l'ouverture de la soupape d'aspiration.

Les boucles remarquées en *a* et en *r* correspondent au travail dépensé pour le décolllement des soupapes.

Enfin, la pression moyenne observée à l'intérieur du cylindre pendant la période de compression B'C est moindre que la pression correspondant à la transformation adiabatique. La différence est due à la présence de vapeurs humides, à l'inétanchéité du piston, des soupapes, des garnitures. Les échanges de chaleur par les parois du cylindre exercent d'ailleurs une influence plus ou moins grande suivant le degré de surchauffe, la vitesse de la machine, le rapport de la surface des parois au volume aspiré pendant l'unité de temps, etc.

En définitive, on observe que, dans des conditions normales de marche et pour des machines à marche rapide et à surchauffe, la surface du diagramme relevé à l'indicateur se rapproche sensiblement de celle du diagramme efficace. Celle-ci est légèrement supérieure à la première (10 à 20 %) s'il s'agit de compresseurs à vitesse modérée et à régime humide (c'est le cas notamment avec les machines à Co²). L'écart augmente lorsque la différence entre les pressions d'aspiration et de refoulement dépasse une certaine limite.

Evaluation du travail. — Le travail indiqué réel à fournir au compresseur se calcule au moyen des diagrammes que l'on obtient pratiquement à l'aide d'un indicateur de Watt, comme sur les machines à vapeur.

Il se rapproche du travail indiqué théorique dans les proportions sus-indiquées.

Si on appelle : S la surface utile du piston en cm²

L la course du piston

n le nombre de révolutions par minute

P la pression moyenne supportée par le piston, en kilogs par cm²,

le travail indiqué \bar{v}_i a pour valeur :

$$\bar{v}_i = \frac{P \cdot S \cdot 2 L \cdot n^{(1)}}{60 \times 75} \text{ CVi}$$

(1) S. 2 L. *n* représente le volume aspiré en une minute : on tient compte de la section de la tige et du piston s'il y a lieu. Dans un cylindre à simple effet, le volume est évidemment représenté par S. L. *n*.

Pour évaluer la pression moyenne P , on mesure la surface du diagramme en la divisant par tranche que l'on calcule séparément.

P est équivalent à la hauteur d'un rectangle dont la longueur et la surface sont égales au diagramme.

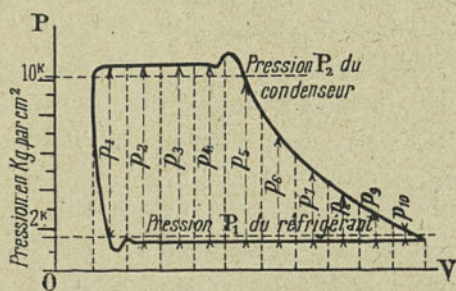


FIG. 9

On l'obtient assez facilement en partageant la longueur en 10 parties égales (fig. 9) ; dans chaque tranche, on trace des ordonnées perpendiculaires à la ligne OV, axe des volumes. On mesure les ordonnées séparément et on en additionne la longueur, puis on divise la somme par

10 fois l'échelle du ressort de l'indicateur.

Ainsi, pour une longueur totale des ordonnées égale à 150 $\frac{m}{m}$, l'échelle du ressort étant de 2 $\frac{m}{m}$ 5 par kilog. de pression, on aura :

$$Pm = \frac{150}{10 \times 2,5} = 6 \text{ kg.}$$

Cette méthode donne de bons résultats, mais elle est laborieuse et d'une exécution difficile. On peut la simplifier en découpant les diagrammes et en les pesant avec soin ; le rapport de leur poids à celui d'un décimètre carré du même papier donne l'aire, et il n'y a plus qu'à diviser cette aire par la longueur du diagramme pour déterminer l'ordonnée moyenne. On peut aussi tracer les diagrammes sur du papier quadrillé et compter les carrés. Ces deux méthodes sont incertaines.

Les grilles articulées sont très employées, mais la méthode la plus correcte consiste à évaluer la surface des diagrammes et, par suite, leur ordonnée moyenne à l'aide du planimètre, véritable intégrateur mécanique d'un emploi rapide et commode.

La description de l'indicateur de Watt figure dans la plupart des ouvrages classiques ; une pointe articulée, actionnée par un piston sur lequel agit la pression de la machine, trace les courbes du diagramme sur le papier d'un tambour rotatif dont le mouvement correspond au mouvement de va et vient du piston du compresseur. La forme de l'appareil a plus ou moins varié en raison des hautes

pressions et des grandes vitesses qu'on observe actuellement ; on peut généralement modifier la sensibilité de la pointe traçante qui ne dépend que de la flexion d'un ressort qui agit sur la face opposée du piston de l'indicateur.

Il est très difficile de relever de bons diagrammes. C'est un art qui exige du soin, de l'adresse et de l'expérience, et il n'est pas inutile d'attirer l'attention sur les points suivants :

On peut employer, pour les machines à So^2 , les mêmes indicateurs que pour les machines à vapeur ; les compresseurs à acide carbonique nécessitent des appareils spéciaux, à piston réduit, en raison des fortes pressions. Les indicateurs en bronze ne conviennent pas pour l'ammoniaque qui attaque le cuivre et ses dérivés ; on peut les utiliser difficilement en enduisant, avant chaque relevé de diagramme, le piston et le cylindre d'huile incongelable ou de vaseline.

Les indicateurs se vissent sur des collets qui communiquent avec les espaces nuisibles du compresseur ; on change le ressort s'il ne convient pas à la pression du fluide frigorigène comprimé.

Il importe que le mouvement du tambour soit exactement proportionnel à celui du piston du compresseur. On relie en conséquence la corde enroulée dans la gorge de l'enregistreur à la crosse du piston du compresseur par l'intermédiaire d'un réducteur : balancier poulies différentielles à ressort de rappel, ou mieux encore avec une poulie à deux gorges dont les diamètres sont proportionnels à la course du piston et à la longueur du diagramme (figure 10).

Un ressort maintient la tension des cordes ; celles-ci doivent être de bonne qualité, inextensibles et non tordues, tendues sans exagération tout en restant parallèles entre elles dans leurs mouvements. La pointe du crayon doit être assez effilée pour qu'on obtienne des tracés fins et réguliers sans déchirer le papier.

Dès qu'on a obtenu un diagramme, on y trace des horizontales représentant les tensions observées au réfrigérant et au condenseur, après avoir comparé les indications des manomètres de la machine à celles de l'indicateur.

Le *travail effectif* se détermine en tenant compte des résistances passives du compresseur qui entraînent une augmentation de travail.

Aussi, le travail indiqué n'est-il qu'une fraction du travail effectif fourni à la machine ; cette fraction permet d'apprécier le rendement organique ou mécanique du compresseur.

Dans une machine neuve et parfaitement conditionnée, le *rendement mécanique* est compris entre 86 et 94 %.

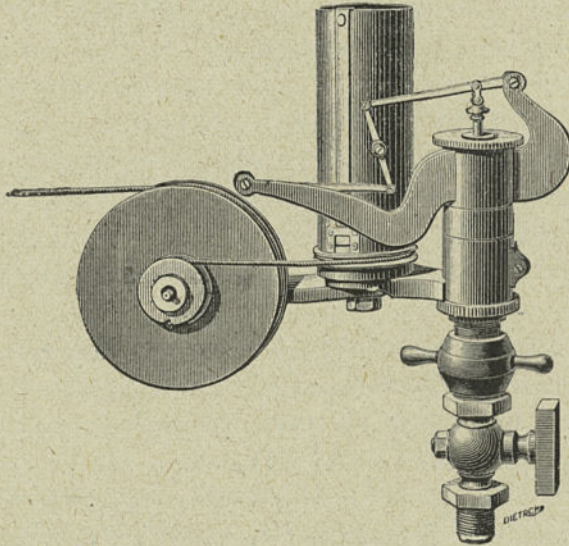


FIG. 10 — Indicateur Richard avec réducteur de Course.

Le rendement des transmissions simples par courroie varie de 95 à 98 %.

Le moteur doit d'ailleurs pouvoir entraîner la machine sans fatigue, même dans les conditions de marche les plus défavorables : sa puissance indiquée peut ainsi dépasser de 20 à 25 % la puissance absorbée par le compresseur en régime normal.

TABLEAU I. -- Propriétés des principaux fluides frigorigènes

	Eau H ² O	Chlorure d'éthyle C ² H ⁵ Cl	Anhydride sulfureux SO ²	Chlorure de méthyle CH ³ Cl	Ammoniac AzH ³	Acide carbonique CO ²	HYDROCARBURES			
							Butane C ⁴ H ¹⁰	Isobutane (freecol)	Propane C ³ H ⁸	Ethane C ² H ⁶
Chaleur de vaporisation à - 10°	614	104,8	93,44	98,5	322,3	61,47	97,8	88,7	95,6	96,0
Volume spécifique (vapeur) m ³ /kg	451,4	0,84	0,328	0,236	0,432	0,0143	0,500	0,332	0,126	0,034
Production frigorigène par m ³ à - 10°	1 fr. 36	124 fr.	286 fr.	417 fr.	746 fr.	4300 fr.	196 fr.	267 fr.	759 fr.	2824 fr.
Tension de vapeur saturée en kg/cm ² { à - 10°	0k,0042	0k,4106	1k,037	1k,782	2k,920	27k,100	0k,800	1k,160	3k,780	18k,900
{ à + 25°	0k,0323	1k,609	3k,964	5k,800	10k,310	65k,400	2k,945	4k,020	9k,910	42k,180
Température critique	+ 365°	+ 182°	+ 156°	+ 142°	+ 131°	+ 31°	+ 150°	+ 133°	+ 95°	+ 32°
Pression critique	205k	55k	81k,5	71k	117k	75k,5	37k,5	36k,54	45k	48k,85
Rapport des chaleurs spécifiques	1,187	1,27	1,27	1,20	1,32	1,30	1,108	1,11	1,153	1,224
Odeur		éthérée	soufre brûlant irritante	douce d'éther	irrespirable	inodore, irrespirable	odeur légère de gaz d'éclairage			
Inflammabilité		inflammable	non combustible	inflammable	brûle très difficilement	non combustible	combustible	combustible	combustible	combustible
Action sur la vie humaine ; concentration nécessaire Pour danger de mort			0,2 % en volume	15 à 30 %	2 %	30 %				
Pour troubles graves par inhalation prolongée			0,04 %	5 à 10 %	0,35 %	6 à 8 %				

CHAPITRE V

LES FLUIDES FRIGORIGÈNES ET LEURS PROPRIÉTÉS

Le tableau I présente sommairement les propriétés des principaux fluides frigorigènes utilisés pour la production du froid. Les tables ou les diagrammes entropiques placés en fin d'ouvrage en donnent les caractéristiques à diverses températures.

Un examen superficiel amène aux considérations suivantes : La production frigorigène par m³ est très faible pour l'eau dont l'emploi nécessite des machines spéciales.

Si l'on compare les 3 fluides les plus communs, on remarque que, pour une même production, les compresseurs à anhydride sulfureux doivent aspirer un volume de vapeur 3 fois plus fort que ceux à ammoniac et 14 fois plus grand que les machines à acide carbonique. Celles-ci fonctionnent sous des pressions très élevées et doivent être très robustes.

Le *chlorure d'éthyle* est un liquide incolore à odeur éthérée. Il est peu soluble dans l'eau, se mélange facilement à l'alcool et dissout les graisses et les huiles ; son action sur les métaux est nulle. Il brûle avec une flamme bordée de vert ; sa vapeur mélangée à l'air est combustible et peut exploser sous l'action d'une étincelle (5 à 10 % du volume). Le chlorure d'éthyle du commerce contient quelques impuretés et jusqu'à 10 % de chlorure de méthyle. Ses tensions très faibles favorisent l'emploi de compresseurs rotatifs ; il ne commence à s'évaporer que vers 12°5 à la pression atmosphérique.

L'*anhydride sulfureux* nécessite l'emploi de machines relativement encombrantes. Ce fluide se reconnaît à une odeur de soufre pénétrante très prononcée. Il n'attaque aucun métal et ne devient désagréable qu'en présence de l'eau ou d'air humide par formation d'acide sulfurique ; il faut veiller d'autant plus à la bonne étanchéité des organes mécaniques que les rentrées d'air sont particulièrement à craindre aux basses températures, en raison de la faible tension de vapeur saturée, souvent inférieure à la pression atmosphérique

Ce produit altère les huiles de graissage. Pour éviter l'échauffement, les cylindres des compresseurs sont à double paroi et les tiges de piston généralement creuses : ces pièces sont alors refroidies par une circulation d'eau fraîche.

L'anhydride sulfureux absorbe 80 fois son volume d'eau à 0°. Le fluide livré par le commerce contient rarement des impuretés qui puissent en contrarier l'emploi.

Le chlorure de méthyle n'est pas très répandu et ses caractéristiques sont assez peu connues. Soluble dans l'eau, très soluble dans l'alcool et l'éther, il n'attaque ni les métaux, ni les huiles ou la glycérine que l'on emploie généralement pour le graissage des compresseurs. Il brûle avec une flamme bordée de vert et doit être exempt d'oxygène et d'humidité. Comme le chlorure d'éthyle, il peut être rendu ininflammable (brevet Henning).

Les machines à ammoniaque sont les plus répandues. Elles permettent de réaliser facilement des températures plus basses qu'avec l'anhydride sulfureux sans jamais atteindre de pressions de refoulement exagérées.

Ce gaz est incolore, à l'odeur pénétrante bien connue, irrespirable et lacrymogène ; il est médiocrement inflammable. Il n'attaque pas les huiles minérales de graissage, mais détruit le cuivre et ses composés (bronze, etc.). Il jouit d'une grande affinité pour l'eau qui en dissout 1049 fois son volume à 0° et 785 fois à + 15° ; cette propriété est utilisée dans les machines à absorption.

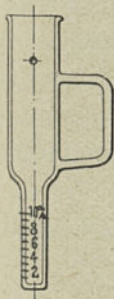


FIG. 11

Il est bon d'examiner l'ammoniaque avant son emploi ; le liquide ne doit pas contenir plus de 0,5 % d'impuretés (huile, eau, etc.) qui se traduisent par des dépôts jaunâtres. On se sert généralement à cet effet d'une éprouvette (fig. 11) graduée à la base et qui donne directement le degré d'impureté. Un petit trou, formant trop plein, limite la quantité d'ammoniaque à verser.

On laisse le fluide s'évaporer au voisinage d'eau fraîche.

On prête à la kupramite la propriété de neutraliser les vapeurs ammoniacales, qui sont parfois dangereuses pour les denrées à conserver.

L'acide carbonique est un produit incolore, inodore, insipide et

peu soluble dans l'eau. Il est irrespirable mais non toxique, provoquant l'asphyxie sans empoisonnement. Ininflammable, il ne peut exploser et favoriserait plutôt l'extinction des incendies.

Ce fluide n'attaque ni les métaux ni les huiles de graissage ; on emploie de préférence la glycérine pour le graissage du compresseur. La tension de vapeur saturée est très élevée et nécessite une construction particulièrement soignée.

L'absence d'odeur est à la fois un avantage et un défaut. Les fuites n'ont aucune répercussion sur les denrées, mais comme elles se décèlent parfois difficilement, elles peuvent se traduire par des dépenses exagérées et finir par incommoder un personnel inattentif. On a proposé de remédier à cet inconvénient en introduisant dans la machine, au moment du montage, une petite quantité d'un liquide volatil et odorant (éther ordinaire, menthe, éther de méthyle, acétate d'amyle, etc.) ; le procédé n'est pas très répandu, car les odeurs, même agréables, sont parfois nuisibles ou gênantes.

La température critique de CO_2 étant de $+31^{\circ},35$, son emploi n'est pas recommandable dans les régions où l'on ne dispose pas d'eau très fraîche ($+20^{\circ}$ au plus) en quantité suffisante, à moins que la consommation de force motrice ne constitue un facteur secondaire.

On est tenté de supposer que lorsque la température de condensation dépasse le point critique la production du froid devient nulle par suite de l'absence de liquéfaction. En réalité, il n'en est pas ainsi ; l'activité frigorifique ne subit pas de diminution excessive grâce au froid produit par le travail interne considérable qu'absorbe la détente du gaz. Toutefois, la chaleur du liquide étant très élevée par rapport à la chaleur de vaporisation, il est souvent recommandable de refroidir le fluide avant son arrivée au robinet régleur par une circulation d'eau fraîche auxiliaire, ou même par détente sur des machines spéciales.

L'acide carbonique peut contenir des impuretés (eau, air, oxyde de carbone, huiles, carbures, etc).

L'eau bleuit du papier à filtre plongé au préalable dans du vitriol, puis séché avant son emploi. Comme les autres fluides, CO_2 doit se vaporiser jusqu'à la dernière goutte ; s'il contient de l'eau, celle-ci se cristallise immédiatement.

La présence d'air et d'oxyde de carbone se détermine à l'aide d'éprouvettes spéciales, et les carbures d'hydrogène se reconnaissent à leur mauvaise odeur. On remarque les traces d'huile de graissage en laissant le fluide se dilater dans un récipient ouvert.

Les *gaz hydrocarbonés* sont également utilisables comme agents frigorigènes. Le « butane » a des propriétés physiques intermédiaires entre celles du chlorure d'éthyle et de l'anhydride sulfureux, tandis que « l'éthane » se rapproche de l'acide carbonique. L'« isobutane » (freezol) ressemble assez à l'anhydride sulfureux. Le *propane*, qu'on fabrique couramment aux Etats-Unis, jouit de sérieuses qualités. C'est un gaz incolore, à légère odeur éthérée, qui n'est asphyxiant qu'en forte proportion dans l'air. Ses vapeurs ne sont pas toxiques et son action sur le métal est nulle; sans affinité pour l'air ou pour l'eau, il est explosible et combustible, brûlant avec une flamme jaunâtre qui bleuit sous un excès d'oxygène. On peut l'utiliser dans les machines à AzH^3 , les tensions de vapeur des deux fluides étant à peu près semblables. Les hydrocarbures absorbent ou dissolvent les huiles aux températures élevées; on emploie, pour le graissage, la glycérine ou des huiles lourdes de bonne qualité.

Quelques inventeurs ont essayé d'utiliser les qualités réciproques de différents fluides pour obtenir des mélanges présentant une pression d'aspiration suffisante accompagnée d'une diminution du travail mécanique de compression. Pictet, notamment, a proposé l'emploi du produit CSO^* ; de nombreuses expériences n'ont fait ressortir aucun avantage marqué.

Les divers agents frigorigènes sont généralement livrés par le commerce en cylindres métalliques de 10 à 25 kilogs que l'on conserve en lieu frais et sec, à l'abri de la rouille et des chocs violents. Le chlorure d'éthyle se loge dans des récipients en verre.

La présence de vapeurs d'un agent frigorigène dans l'atmosphère n'est dangereuse qu'au delà d'une certaine proportion :

0,2 % pour SO^2

2 % pour AzH^3

25 à 30 % pour Co^2 . Une teneur de 10 % de ce gaz ne peut être supportée plus de 10 ou 15 minutes.

CHAPITRE VI

ÉVALUATION DE LA PUISSANCE ET DU RENDEMENT

La théorie démontre que la *puissance* et le *rendement* d'une machine frigorifique varient essentiellement avec les températures auxquelles s'effectuent les changements d'état du fluide frigorigène (v. p. 15). On admet comme règle grossière que, lorsque la température de condensation s'élève de 1 degré, le nombre de frigories produites par cheval effectif diminue d'environ 3 à 4 %. On observe à peu près la même réduction, chaque fois que la température de vaporisation s'abaisse de 1 degré.

Il est donc indispensable, pour fixer l'importance d'une machine, de spécifier les températures du régime auquel elle doit fonctionner, la seule mention du nombre de frigories produites ne constituant qu'une indication manifestement insuffisante.

Le mieux est de suivre une règle commune et uniforme en adoptant, comme éléments conventionnels de mesure et de comparaison, les conditions normales de fonctionnement observées le plus couramment dans la pratique.

L'Association Française du Froid les a définies de la façon suivante :

a) *Températures caractéristiques du régime intérieur :*

Température de vaporisation de l'agent frigorigène	$t_v^{(1)} = - 10^\circ$
d° de condensation	$t_c^{(1)} = + 25^\circ$
d° du fluide à son arrivée au robinet	
régleur	$t_r = + 15^\circ$

(1) Mesurées d'après les pressions correspondantes aux manomètres d'aspiration et de refoulement. Il est utile de remarquer que les manomètres indiquent des pressions effectives tandis que les tables donnent, pour valeur des tensions de vapeur saturée, des chiffres correspondant aux pressions réelles, c'est-à-dire aux pressions effectives augmentées d'une atmosphère.

b) Les températures caractéristiques du régime extérieur correspondantes sont :

	Température moyenne de la saumure refroidie au contact du réfrigérant	= - 5°
d°	d° de l'air refroidi au contact du réfrigérant.....	= - 0°
d°	d° de l'eau à l'entrée au condenseur.....	= + 12°
d°	d° de l'eau à la sortie du	= + 20°
d°	d° moyenne de l'eau de condensation $\frac{20 + 12}{2}$	= + 16°

Les températures normales de régime intérieur permettent ainsi de définir et de représenter :

La puissance frigorifique normale ou le nombre de frigories que la machine peut produire en une heure.

La production volumétrique spécifique normale, ou nombre de frigories réellement produites au réfrigérant par mètre cube aspiré au compresseur.

Le rendement volumétrique normal ou rapport du nombre de frigories produites réellement par mètre cube engendré au compresseur (production volumétrique spécifique normale) au nombre de frigories produites théoriquement par mètre cube de fluide vaporisé (production volumétrique spécifique théorique).

C'est également le rapport du volume théorique, dont la vaporisation au réfrigérant est nécessaire, au volume engendré par le déplacement du piston.

La production spécifique économique normale ou nombre de frigories produites réellement au réfrigérant par KwH ou C. V. indiqué au compresseur, cette donnée étant complétée par l'indication du rendement mécanique du dit compresseur.

Le rendement économique normal ou rapport du nombre de frigories produites réellement au réfrigérant par KwH ou C. V. indiqué au compresseur (production spécifique économique normale) à celui résultant d'un cycle de Carnot réversible décrit entre les mêmes températures extrêmes (+ 25° et - 10°).

C'est à ces données que, sauf indications contraires, se rapportent les exemples cités au cours de cet ouvrage.

On examinera ultérieurement les conditions pratiques dans lesquelles peuvent s'effectuer les garanties et les essais.

CHAPITRE VII

LES COMPRESSEURS

Mode de calcul. — On a vu que pour calculer un compresseur il faut se donner :

- la température de vaporisation de l'agent frigorigène.... tv
- la d° du fluide à son arrivée au robinet régleur. tr
- la d° de condensation de l'agent frigorigène.... tc

On peut appeler :

Q : la quantité de frigories produites réellement au réfrigérant en 1 heure.

r : la chaleur de vaporisation du fluide frigorigène en frigories par kilog, à la température de vaporisation tv du réfrigérant.

qr : la chaleur absorbée par le liquide pour passer de la température tr (arrivée au robinet régleur) à la température de 0° .

— qv : la chaleur absorbée par le liquide pour passer de la température de 0° à la température de vaporisation tv .

S : le volume spécifique de la vapeur saturée en m^3 par kilog.

Vt : le volume théorique à aspirer par le compresseur.

z : le total des pertes volumétriques nécessitant l'augmentation de volume de compresseur.

Va : le volume aspiré réellement par le compresseur $[Vt. (1+z)]$

Pv : la pression observée au manomètre d'aspiration, correspondant à la température tv .

Pc : la pression observée au manomètre de refoulement, correspondant à la température tc .

On obtient alors les relations suivantes :

Puissance frigorifique normale : Q

Production volumétrique spécifique théorique $Pt = \frac{r - (qr - qv)}{S (tv)} = \frac{Q}{Vt}$

Production volumétrique spécifique normale $Pp = \frac{Q}{Va} = \frac{Q}{Vt (1+z)} = \frac{Pt}{1+z}$

Rendement volumétrique normal $= \frac{Pp}{Pt} = \frac{1}{1+z}$

Le travail indiqué théorique à fournir par unité de volume du compresseur a pour expression :

$$\frac{Ti}{V} = \frac{K}{K-1} P_v \left[\left(\frac{P_c}{P_v} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \text{ Kgm } (1)$$

$$\text{Soit en CV.i} = \frac{K}{K-1} P_v \left[\left(\frac{P_c}{P_v} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \frac{1}{270.000}$$

La production spécifique économique théorique est alors de :

$$\frac{Pt}{\frac{Ti}{Vi}}$$

et la production spécifique économique normale

$$\frac{Pp}{\frac{Ti}{Va}}$$

L'augmentation de volume z à prévoir pour compenser les pertes observées dans la pratique peut avoir les valeurs suivantes :

Compresseurs de	2 à 10.000	frigories,	$z =$	environ	70 à 60 %
—	10 à 50.000	—	—	—	60 à 55 %
—	50 à 100.000	—	—	—	55 à 50 %
—	100 à 150.000	—	—	—	50 à 45 %
—	150 à 200.000	—	—	—	45 à 40 %
—	au-dessus de 200.000	—	—	—	40 à 30 %

Ces chiffres, qui conviennent particulièrement à SO_2 et AzH_3 , sont à diminuer de 15 ou 20 % pour CO_2 (Voir page 24).

Ils ne constituent d'ailleurs que de bonnes moyennes adaptées aux conditions normales de fonctionnement et il y a lieu de les majorer à mesure que la différence entre les températures d'aspiration et de refoulement augmente (1,5 à 2 % par 5° d'écart).

La vitesse des compresseurs varie suivant la nature du fluide employé. La plupart des auteurs admettent pour vitesse linéaire moyenne de piston :

pour SO_2 : $V_m = 1^m$ à 1^m50 par seconde

AzH_3 : » 0^m80 à 1^m30 —

CO_2 : » 0^m60 à 1^m10 —

(1) $K = 1,32$ pour AzH_3
 $1,30$ pour CO_2
 $1,27$ pour SO_2
 $1,187$ pour $\text{C}_2\text{H}_5\text{cl}$
 $1,28$ pour CH_3cl

Ces chiffres sont subordonnés à la bonne construction des soupapes et des presse-étoupes et s'adaptent particulièrement à des types de machines classiques, mais déjà anciennes.

De nombreux constructeurs ont tendance à faire tourner plus vite pour réduire l'importance du matériel, et l'on rencontre de bons compresseurs à ammoniaque où la vitesse linéaire du piston dépasse 2 mètres à la seconde ; cette vitesse est moindre dans les petits compresseurs que dans les gros.

On observe un certain rapport entre la course du piston l et le diamètre du cylindre D

$$\begin{array}{l} \text{pour } \text{SO}^2 \quad \frac{l}{D} = 1,5 \text{ à } 2 \\ \quad \text{» } \text{AzH}^3 \quad \text{»} = 1,5 \text{ à } 1,75 \\ \quad \text{» } \text{CO}^2 \quad \text{»} = 2 \text{ à } 4 \end{array}$$

Dans les compresseurs à marche rapide, $\frac{l}{D}$ se rapproche sensiblement de 1.

L'épaisseur de la tige du piston a généralement pour valeur :
 $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{5}$ du diamètre du cylindre pour AzH^3 et SO^2 ($\frac{d}{D} = 0,2$ à $0,25$)
 $\frac{1}{2}$ environ d° pour CO^2 ($\frac{d}{D} = 0,6$ à $0,45$)

Les proportions les plus fortes se rapportent aux machines les moins puissantes.

Diamètre du cylindre. Si l'on désigne par :
 V_a , le volume réel aspiré par le compresseur en une heure,
 S , la section du cylindre en m^2 ,
 s , la section de la tige du piston,
 D , le diamètre du cylindre et d , le diamètre de la tige,
 n , le nombre de tours par minute,
 l , la course du piston en mètres,

$$\text{la vitesse linéaire moyenne } V_m = \frac{2ln}{60} = \frac{ln}{30}$$

Pour un compresseur à simple effet, on a :

$$V_a = S \times l \times n \times 60$$

et pour un compresseur à double effet :

$$V_a = (2 S - s) \times l \times n \times 60 \text{ ou, en introduisant } V_m,$$

$$V_a = (2 S - s) \times 1800 V_m = \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2) \times 1800 V_m$$

Si on pose $\frac{d}{D} = \mathcal{E}$, on obtient :

$$D = 0,0266 \sqrt{\frac{Va}{Vm(2 - \mathcal{E}^2)}}$$

La section des conduites et soupapes du compresseur est en raison inverse de la vitesse du fluide frigorigène. Celle-ci ne doit pas dépasser certaines limites, si l'on veut éviter des résistances trop sensibles. La section de passage du fluide en $m^2 =$

$$\frac{\text{Volume aspiré en } m^3 \text{ par seconde}}{\text{Vitesse du fluide par seconde}}$$

Les vitesses d'écoulement de l'agent frigorigène paraissent limitées aux valeurs suivantes :

Pour les conduites :	d'aspiration,	de refoulement (1)
SO ²	8 à 18 mètr./sec	10 à 20 ^m
AZH ³	8 à 18 »	10 à 20
CO ²	3 à 5 »	5 à 10

Pour les soupapes (complètement ouvertes) :

SO ²	8 à 20 mètres/sec	12 à 25 ^m
AZH ³	8 à 20 »	12 à 25
CO ²	5 à 10 »	8 à 12

D'une façon générale, les chiffres les plus élevés s'appliquent aux machines les plus fortes. Il est toujours prudent, dans le calcul des conduites, de tenir compte de leur longueur et de la disposition générale de l'installation de manière à limiter les pertes de charge ou à équilibrer le fonctionnement des appareils lorsque l'aspiration est branchée sur plusieurs compresseurs.

Caractéristiques diverses de construction. — Stetefeld donne dans ses ouvrages le moyen d'évaluer les dimensions approximatives de certaines pièces de compresseur :

(1) On a admis ici, pour la commodité des calculs, que le volume du gaz n'a pas varié du fait de la compression. En réalité, il n'en est pas ainsi et le volume se trouve réduit, à la sortie du compresseur, dans le rapport des volumes spécifiques correspondant aux températures de vaporisation et de liquéfaction (voir tables). La vitesse dans les conduites de refoulement se trouve être ainsi plus exactement de 3 à 6 m/s pour SO² et AzH³ et 2 à 3 pour CO².

Epaisseur des <i>parois</i> :	AZH ³	SO ²	CO ²
Parois latérales..... $\delta = \frac{D}{10} + 4 \frac{m}{m}$		$\frac{D}{12} + 3$	D à 0,5 D
d° du fond..... $\delta_1 =$	1,25 δ	3/4 δ	
Epaisseur des brides.... $\delta_2 =$	1,5 δ	1,5 δ	
Epaisseur des segments du piston.... =	8 à 12 $\frac{m}{m}$	8 à 12 $\frac{m}{m}$	
Largeur d° =	30 à 50 $\frac{m}{m}$	30 à 50 $\frac{m}{m}$	
Nombre de segments (1) =	2	2	
Hauteur du ressort =	Somme des hauteurs des segments		

Bâti.

Soit L = distance entre la partie médiane du cylindre et l'axe de l'arbre de couche.

H = Hauteur de l'axe de l'arbre de couche au-dessus de la plaque de fondation du compresseur.

Λ = Longueur de la bielle, et l = longueur de la course du piston.

dw = diamètre du palier de l'arbre de couche.

lw = longueur d°

dk = diamètre du bouton de manivelle et lk sa longueur.

on a avec	AZH ³	SO ²	CO ²
L =	$5l + 350 \frac{m}{m}$	$4,8l + 370$	$4,5l + 700$
H =	0,20 L	0,23 L	0,24 L
Λ =	2,5 l	2,5 l	2,5 l
dw =	0,65 D	0,53 D	1,30 D
lw =	1,67 dw	1,67 dw	1,67 dw
dk =	0,38 D	0,25 D	0,90 D
lk =	dk à 1,25 dk	dk à 1,25 dk	dk à 1,25 dk

Epaisseur de la *bielle* :

à l'extrémité voisine de la manivelle..... = dk
 d° de la crosse = 0,7 à 0,8 dk

Diamètre de la cheville de tête de crosse..... = 0,7 à 0,8 dk

Volant (compresseur actionné par courroie).

$$\text{Poids } G = \text{constant}_e \times \frac{i \text{ Ti}}{V^2 n} \text{ kg}$$

où $\left\{ \begin{array}{l} \text{Ti} = \text{travail indiqué à fournir au compresseur en CV} \\ \text{indiqués.} \\ i = \text{inverse du coefficient d'irrégularité} = 50 \end{array} \right.$

(1) On augmente souvent le nombre de segments en diminuant la largeur.

n = nombre de tours par minute.

V = vitesse circonférentielle de la jante, en mètres

$$\text{constante} = \begin{cases} 18.000 \text{ pour SO}^2 \\ 25.000 \text{ pour AZH}^3 \\ 33.000 \text{ pour CO}^2 \end{cases}$$

Diamètre du volant :

$$\begin{aligned} &= 6,3 \text{ l pour SO}^2 \\ &= 7,3 \text{ l pour AZH}^3 \\ &= 7,5 \text{ l pour CO}^2 \end{aligned}$$

EXEMPLES DE CALCUL

Abordons, par exemple, le calcul des compresseurs fonctionnant à l'aide des 3 agents frigorigènes les plus répandus :
SO², AZH³ et CO²

Les conditions normales de fonctionnement ⁽¹⁾ sont :

Température de vaporisation	$tv = - 10^{\circ}$
d° à l'arrivée au régleur	$tr = + 15^{\circ}$
d° de condensation	$tc = + 25^{\circ}$

Les tables annexes donnent les caractéristiques des fluides à ces diverses températures.

Détermination du volume. — La puissance frigorifique normale supposée est de 80.000 frigories.

On aura pour :

Production volumétrique spécifique théorique : $\frac{r - (qr - qv)}{S}$

avec	SO ²	AzH ³	CO ²
	$\frac{93,44 - (3,16 + 4,96)}{0,3287}$	$\frac{322,3 - (8,83 + 13,87)}{0,432}$	$\frac{61,47 - (5 + 9,01)}{0,0143}$
soit :	259 ^{fr} .5	693 ^{fr} .5	3.318 ^{fr} .8

Volume théorique à aspirer par les compresseurs :

	80.0000	80.000	80.000
	$\frac{80.0000}{259,5}$	$\frac{80.000}{693,5}$	$\frac{80.000}{3.318,8}$
c'est-à-dire :	308 ^m 30	115 ^m 37	24 ^m 10

(1) En Amérique où l'économie d'exploitation est moins recherchée que l'économie de premier établissement, on admet les températures de -15° , $+30^{\circ}$ comme caractéristiques de marche normale.

Pour tenir compte des pertes admises dans la pratique, le volume théorique sera augmenté de (voir page 39)

52 %	52 %	35 %
------	------	------

Le volume réel engendré au compresseur sera alors de :

SO ²	AzH ³	CO ²
$308^m30 \times 1,52$	$115,37 \times 1,52$	$24,10 \times 1,35$
soit : 468^m360	175^m336	32^m353

La production volumétrique spécifique normale devient :

$\frac{80.000}{468,60}$	$\frac{80.000}{175,36}$	$\frac{80.000}{32,53}$
c'est-à-dire : $170^{fr.7}$	$456^{fr.2}$	$2.459^{fr.}$

Et le rendement volumétrique normal :

$\frac{170,7}{259,5}$	$\frac{456,2}{693,5}$	$\frac{2.459}{3318,8}$
ou $65,8 \%$	$65,8 \%$	74%

Détermination de la puissance à fournir. — Le travail indiqué théorique, en CV par m³, a pour valeur (voir tables) :

SO ²	AzH ³	CO ²
$0^{c.v.},0594$	$0^{c.v.},158$	$0^{c.v.},982$

Le travail indiqué théorique à fournir à chaque compresseur est alors de :

$468^m360 \times 0,0594$	$175,36 \times 0,158$	$32,53 \times 0,982$
ou = $27^{c.v.},83$	= $27^{c.v.},70$	= $31^{c.v.},94$

En l'absence de diagrammes permettant de calculer le travail indiqué réel, on peut se baser sur les observations précédentes (voir page 27) et admettre par convention, pour rapport du diagramme réel au diagramme indiqué :

SO ²	AzH ³	CO ²
95%	96%	86%

valeurs qui correspondent à de bonnes vitesses et au fonctionnement en régime sec.

Le travail indiqué réel à fournir aux compresseurs est dans ces conditions de :

$26^{c.v.},43$	$26^{c.v.},59$	$27^{c.v.},47$
----------------	----------------	----------------

Si on adopte pour rendement mécanique (page 30) :

90%	90%	90%
---------	---------	---------

On obtient comme travail effectif ⁽¹⁾ :

$$29^{c.v,4} \qquad 29^{c.v,5} \qquad 30^{c.v,5}$$

chiffres qui se rapprochent de ce qu'on observe dans la pratique.

On voit que le rendement des 3 fluides est sensiblement égal.

La production spécifique économique a pour valeur :

	$\frac{80.000}{26^{c.v,43}}$	$\frac{80.000}{26^{c.v,59}}$	$\frac{80.000}{27^{c.v,47}}$
soit	3026 ^{fr.}	3009 ^{fr.}	2912 ^{fr.}

et le rendement économique normal (page 16) :

	$\frac{3026}{4769}$	$\frac{3009}{4769}$	$\frac{2912}{4769}$
ou	63,4 %	63,1 %	61,6 %

Dimensions du compresseur. — Il est alors facile de déterminer les dimensions d'un compresseur basées sur les données ci-dessous.

Soit un compresseur à ammoniaque de 80.000 frigories.

Vitesse linéaire moyenne adoptée pour le piston : 1^m33

Rapport $\frac{l}{D}$: 1,14

Rapport $\frac{D}{d}$: 0,25

le diamètre $D = 0,0266 \sqrt{\frac{175,36}{1,33(2 - 0,0625)}} = 0^{m}22$ en chiffres ronds

la course $l = D \times 1,14 = 0,25$ d°

et le diamètre de la tige du piston $d = D \times 0,25 = 0^{m}055$

le nombre de révolutions par minute $= \frac{60 \times 1,33}{l \times 2} = 159$ tours.

La section des conduites représente en général 8 à 10 % de la section de cylindre.

Le volume aspiré par seconde étant de : $\frac{175,36}{3.600} = 0^{m^3}04871$, on a :

Conduite d'aspiration :

Vitesse admise pour le fluide : ... 13 mètres par seconde.

Section de la conduite $= \frac{0^{m^3}04871}{13} = 0^{m^2}003747$

Diamètre correspondant = 0^m070 en chiffres ronds

Conduite de refoulement :

Vitesse admise pour le fluide : ... 15 mètres par seconde

Section de la conduite : $\frac{0^{m^3}04871}{15} = 0^{m^2}003242$

Diamètre correspondant = 0^m065 en chiffres ronds.

(1) En réalité, on emploie des moteurs susceptibles d'actionner les compresseurs dans les conditions de marche les plus défavorables.

Évaluation de la puissance d'un compresseur donné. — On peut, dans les mêmes conditions et connaissant les dimensions d'un compresseur, évaluer sa puissance et son rendement. Soit, par exemple, un compresseur à ammoniaque à double effet ayant les caractéristiques suivantes :

Diamètre d'alésage, D	= 270 $\frac{m}{m}$
Course, l	= 340 $\frac{m}{m}$
Diamètre de la tige, d	= 70 $\frac{m}{m}$
Nombre de révolutions par minute	= 139 tours
Le volume réel aspiré par tour est de :	

$$l \times \frac{\pi}{4} (2 D^2 - d^2) = 371,621$$

et le volume engendré par heure :

$$371,621 \times 139 \times 60 = 313^m3759.$$

En admettant une perte volumétrique de 45 %, le volume théorique correspondant devient :

$$\frac{313^m3759}{1,45} = 216^m3,30$$

La production spécifique volumétrique théorique a pour valeur (voir tables) :

$$693^{\text{fr}}.5$$

et la production frigorifique normale (dans les conditions normales de fonctionnement) sera sensiblement de :

$$216,30 \times 693,5 = 150.000 \text{ frigories environ.}$$

Comparaison sous divers régimes de fonctionnement. — Il est, d'autre part, intéressant de comparer la production d'une même machine sous des régimes différents.

Supposons l'emploi d'un compresseur de 80.000 frigories tel qu'on vient de le calculer, et appelé à fonctionner sous le régime intérieur suivant :

Température de vaporisation	$tv = - 15^{\circ}$
— à l'arrivée au régleur	$tr = + 20^{\circ}$
— de condensation	$tc = + 35^{\circ}$

La production spécifique théorique, à ces températures, est de : 558^{fr}.3.

Nous avons vu que le volume réel aspiré par le compresseur est de : 175^m36.

Par suite de l'augmentation des différences de température, le rendement volumétrique normal peut être évalué à 63,7%, et la perte volumétrique Z correspondante = $\frac{100 - 63,7}{63,7} = 57\%$.

Le volume théorique correspondant serait alors de :

$$\frac{175,36}{1,57} = 111\text{m}^3700$$

La puissance frigorifique de l'appareil devient :

$$111\text{m}^3,7 \times 558,3 = 62.360 \text{ frigories}$$

et la puissance indiquée théorique (voir tables) :

$$175,36 \times 0,190 = 33^{\text{c}}.32.$$

Ces résultats concordent avec la théorie et l'on voit qu'il y a intérêt à fonctionner à une température d'aspiration aussi élevée que possible et à la température de condensation la plus basse.

A cet effet, si la nature de la production nécessite, dans une même installation, l'observation de températures de vaporisation essentiellement différentes, on utilise plusieurs compresseurs fonctionnant sous des régimes variés.

Dans les compresseurs à double effet, le cylindre peut être branché sur deux réseaux d'évaporateurs séparés, chacune des faces du piston travaillant sous une pression d'aspiration convenable.

Les tables annexes présentent des valeurs absolument théoriques, mais permettent d'apprécier et de comparer la puissance et le rendement sous divers régimes de fonctionnement.

Le tableau II, ci-après, donne les caractéristiques de compresseurs à AzH³ calculées d'après les considérations qui précèdent.

Les tableaux III, IV et V sont tirés des catalogues de maisons de construction.

TABLEAU II. — Caractéristiques de compresseurs à ammoniac (Conditions normales de marche)

	30.000 fr.	45.000	60.000	80.000	110.000	150.000	200.000	280.000	400.000
Puissance frigorifique normale =									
Volume théorique V correspondant	43 ^{m³} ,26	64,88	86,51	115,35	158,61	216,30	288,40	403,75	576,78
Alésage D, en $\frac{m}{m}$	160	180	200	220	240	270	300	340	380
Course l, en $\frac{m}{m}$	180	200	220	250	290	340	400	460	520
Diamètre de la tige d	40	45	50	55	60	70	75	80	90
Rapport $\frac{l}{D}$	1,12	1,11	1,10	1,14	1,20	1,26	1,33	1,35	1,37
Nombre de tours par minute	162	171	166	159	155	139	123	114	112
Vitesse linéaire du piston	0 ^m ,97	1 ^m ,14	1 ^m ,22	1 ^m ,33	1 ^m ,50	1 ^m ,57	1 ^m ,64	1 ^m ,75	1 ^m ,94
Volume aspiré par tour, en litres	7 ^l ,012	9 ^l ,860	13 ^l ,391	18 ^l ,412	25 ^l ,419	37 ^l ,621	54 ^l ,781	81 ^l ,216	114 ^l ,638
Volume aspiré par heure	68 ^{m³} , 156	101,163	133,374	175,650	236,396	313,759	404,283	555,517	770,367
Rendement volumétrique $\frac{1}{V+Z}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	1,58	1,56	1,54	1,52	1,49	1,45	1,40	1,37	1,34
Travail indiqué théorique (—40, + 25°)	10 ^{cv} ,76	15,98	21,07	27,75	37,35	49,57	64,19	87,77	121,71
Travail effectif admis	13 ^{cv}	18	24	30	38	51	66	93	131
Rendement mécanique	88 %	88%	88,5 %	88,5 %	89, %	89 %	90 %	90 %	91 %

N. B. — Ces compresseurs peuvent supporter un excès de vitesse de 30 %.

TABLEAU III. — Production de machines AZH³ (d'après le catalogue de la S. M. I. M.)

DÉSIGNATION DES MACHINES	4	6	8	10	12	14	15	17	19	23
<i>Productions nominales en frigories-heure.</i>										
Températures d'ammoniaque : + 25° à la condensation, — 10° à l'évaporation.....	4000	12000	25000	50000	90000	160000	220000	320000	450000	900000
<i>Puissances absorbées en chevaux mesurées sur les arbres des compresseurs dans les conditions de fonctionnement ci-dessus</i>	3	7	12	20	33	55	73	103	142	284
<i>Eau au condenseur normal :</i>										
en m ³ par { Cas d'eau à —10°.	0,55	1,5	3,2	6,2	11,5	20,5	28	42	57	114
{ Cas d'eau à + 20°.	0,75	2,0	4,5	8,6	16	28	39	58	80	159
Production horaire de glace en kilogrammes.....	30	95	200	420	700	1350	1850	2750	3900	7800

N. B. — Une ébullition à plus basse température dans l'évaporateur diminue beaucoup la production et très peu la puissance, il en résulte une réduction du nombre de frigories produites par cheval d'environ 4 % par chaque degré d'abaissement de la température d'évaporation.

Une liquéfaction à plus haute température dans le condenseur augmente beaucoup la puissance absorbée et diminue un peu la production, il en résulte une réduction du nombre de frigories produites par cheval d'environ 4 % par chaque degré d'élévation de la température de condensation.

TABLEAU IV. — Production de machines à SO² (Extrait du catalogue de la maison Quiri)

N° DU MODÈLE DE LA MACHINE	000	0	I A	II A	III	IV	V	VI	VII	VIII
Rendement par heure en frigories avec température dans le réfrigérant de : + 10° à — 1°...	1.500	4.200	9.500	18.000	24.000	48.000	96.000	180.000	265.000	400.000
— 2° à — 5°....	1.200	3.500	7.500	15.000	20.000	40.000	80.000	150.000	220.000	330.000
Consommation de force en CV effectifs :										
pour refroidissement du compresseur.	1	2 1/4	3 2/3	6 1/2	8	15	26	45	63	95
de — 2° à — 3° et eau de condensation prise à + 10°... de la pompe de circulation,	1/4	1/3	2/3	1	1 1/2	2 1/2	5	7 1/2	11	15
Consommation d'eau de condensation :										
en m ³ par heure prise à + 10°.....	0,2	0,6	1,2	2,5	3,4	6,5	12,5	22	32	48
condenseur immergé... à ruissellement.				0,15	0,6	1,2	2	3,5	5,0	8,0

TABLEAU V. — Production de machines à CO² (Escher Wyss)

NUMÉRO DE LA MACHINE	1	5'	8	10	11	12	13	14	15	17
Frigories par heure mesurées dans le bain salé :										
De + 10° C. à + 1° C.	2.400	12.000	30.000	60.000	90.000	108.000	120.000	180.000	215.000	300.000
De — 2° C. à — 5° C.	2.000	10.000	25.000	50.000	75.000	90.000	100.000	150.000	180.000	250.000
Force employée en chevaux :										
Par machine frigorifique.....	1	4	9 1/2	17	24	29	32	45	55	75
Par les appareils de circulation..	1/4	3/4	1 3/4	3	4	5	6	7	9	11
Eau de condensation nécessaire par heure en hectolitres....	3,5	15	38	75	105	130	150	220	270	370
Production de glace par heure en kilogrammes.....	12	70	200	400	600	725	800	1.200	1.450	2.000

DESCRIPTION DES COMPRESSEURS

Le compresseur n'est qu'une pompe à gaz dont les détails de construction varient suivant la nature de l'agent frigorigène employé. Son rendement mécanique et volumétrique exerce une très grande influence sur l'économie et le rendement d'une installation frigorifique.

Le rendement mécanique du cylindre est avantage par l'emploi de soupapes automatiques de section aussi grande que possible qu'on n'arrive à loger, tout au moins dans la plupart des machines à SO_2 et à AzH_3 , que sur des fonds de cylindre en forme de calotte sphérique; la dépression à l'aspiration et la surpression au refoulement sont d'autant moins accentuées que le passage du gaz est plus facile.

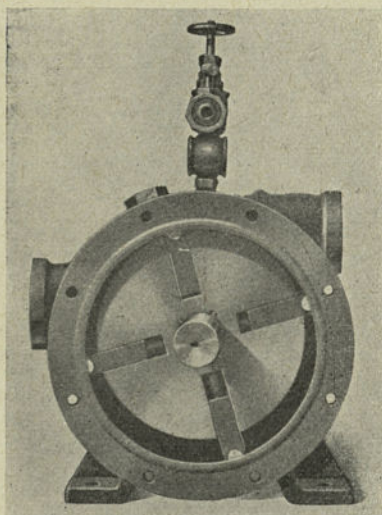


FIG. 12. — Compresseur rotatif à chlorure d'éthyle, vu en bout, le fond enlevé (chlorhel).

On améliore évidemment le rendement volumétrique en combattant les causes de déperdition déjà signalées. L'emploi de segments de piston appropriés, de presse-étoupes bien étanches, suffisamment graissés et convenablement refroidis, réduisent les pertes dues à l'imperfection naturelle des organes de la machine.

L'espace nuisible est aussi faible que possible. Un peu plus faible à l'avant qu'à l'arrière par suite de la dilatation possible de la tige de piston, il descend parfois à quelques dixièmes de millimètres, et les faces

du piston épousent nécessairement la forme des fonds de cylindre.

En ce qui concerne l'influence des parois, il est particulièrement avantageux de munir le cylindre d'une circulation d'eau, dans le cas où l'on doit observer des températures de compression relativement élevées.

Enfin, l'avantage de réduire l'encombrement et d'alléger le matériel, l'utilité d'accoupler économiquement ou directement les compresseurs à des moteurs tournant vite, font rechercher des machines robustes, appropriées à la marche accélérée. On multiplie alors le nombre des soupapes plutôt que d'augmenter leur section, de manière à éviter un diamètre anormal du cylindre, et ces soupapes deviennent nécessairement légères, à fermeture et à ouverture rapides. On en vient naturellement au graissage forcé, aux carters hermétiques, à la substitution, dans les presse-étoupes, des garnitures entièrement métalliques aux bourrages plastiques plus sujets à s'échauffer, et la possibilité d'aspirer des vapeurs sèches avec certains fluides permet de négliger l'importance des espaces nuisibles.

Le compresseur rotatif (figure 12), si commode à certains points de vue, n'est guère adapté qu'au *chlorure d'éthyle* en raison des faibles tensions du fluide.

La figure 13 représente le cylindre d'un type classique de compresseur à *ammoniaque*.

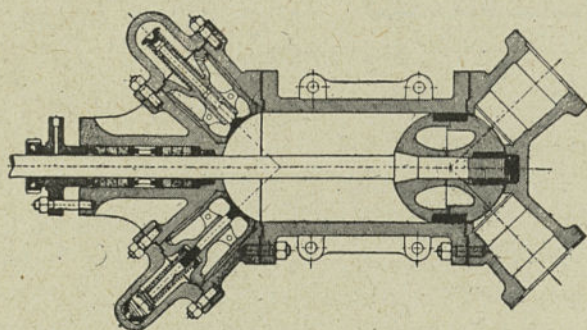


FIG. 13

Ce cylindre est en fonte et fixé au bâti par des pattes latérales renforcées par des nervures. Les fonds sont hémisphériques et coulés d'une seule pièce avec les logements des soupapes d'aspiration et de refoulement; le fond avant porte en outre le presse-étoupe, et l'axe des boîtes à soupapes forme, avec l'axe du cylindre, un angle de 30 à 50 degrés.

Les faces du piston épousent la forme des fonds de cylindre de

manière à réduire l'espace nuisible (5/10 de millimètre environ), et l'étanchéité est obtenue au moyen de segments en fonte tendus contre la paroi du cylindre par un soutien élastique placé en-dessous des cercles.

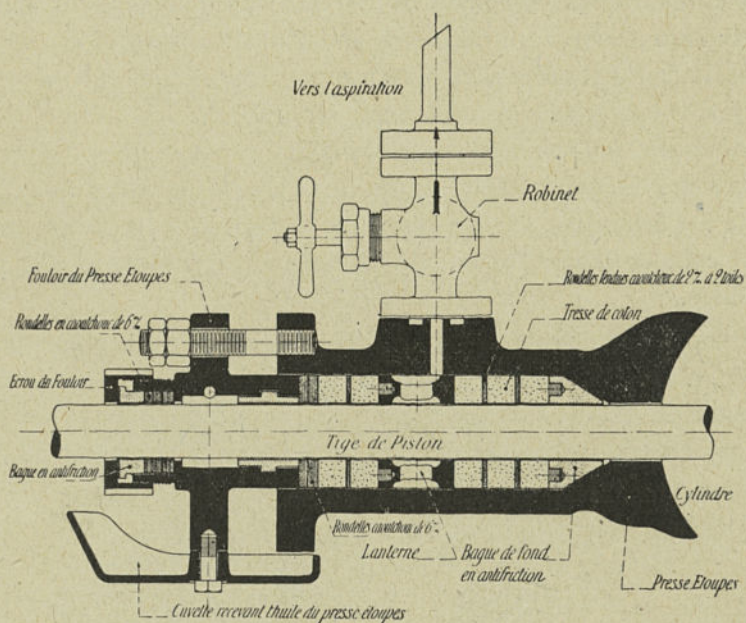


FIG. 14. — Presse-étoupe avec garniture en tresses de coton (Fixary)

Les soupapes sont à plateaux en acier et les sièges en fonte ou en acier fondu. Les glissières sont en deux parties et la course est limitée par des ressorts; le freinage est assuré par un matelas d'air emprisonné dans la glissière et qui agit sur une butée formant piston. La soupape d'aspiration comporte en outre un pont qui empêche le plateau de tomber dans le cylindre en cas de rupture. Les soupapes sont reliées deux à deux par des culottes d'aspiration et de refoulement. La conduite d'aspiration est isolée.

Le presse-étoupe dont l'étanchéité est d'une importance capitale comprend deux garnitures séparées par une lanterne ou espace annulaire en communication avec la conduite d'aspiration. La garniture la plus rapprochée du cylindre est soumise à l'excès de la pression de refoulement sur celle d'aspiration, et les vapeurs qui la traversent retournent à l'aspiration. La seconde garniture

n'a plus alors à supporter que la différence de pression entre l'aspiration et l'atmosphère, et son étanchéité est plus facile à réaliser. Les garnitures sont constituées soit par des anneaux en tresses de coton ou en tresses spéciales (fig. 14), soit par des rondelles en anti-

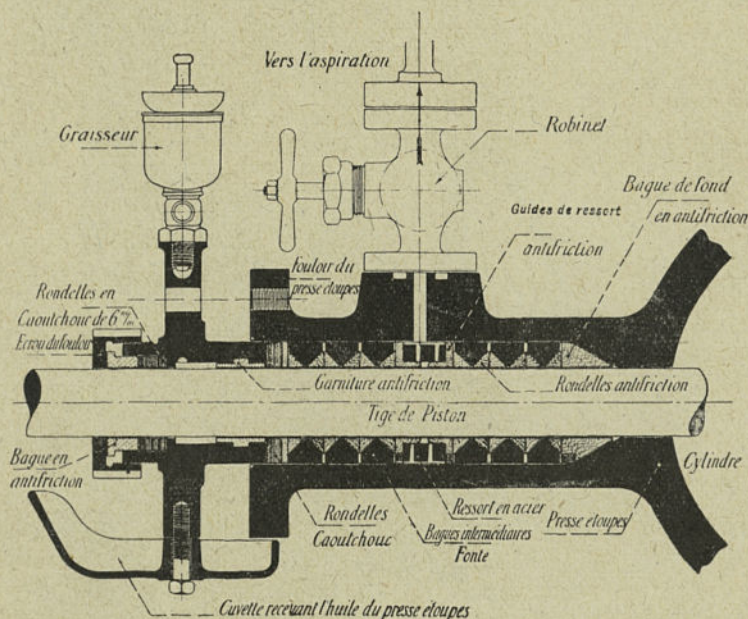


FIG. 15. — Presse-étoupe avec garniture métallique (Fixary)

friction encadrées par des bagues intermédiaires en fonte (fig. 15). Elles sont maintenues par une lunette à circulation d'huile rendue étanche par une rondelle en caoutchouc et serrée par l'écrou du fouloir.

Le compresseur à ammoniaque est généralement complété par un séparateur branché sur la conduite de refoulement avant l'entrée au condenseur et dans lequel se dépose l'huile entraînée dans le cylindre et refoulée avec le gaz (fig. 16).

Le séparateur ne comporte souvent qu'un cylindre hermétique, pourvu ou non de chicanes, dans lequel l'huile se sépare de l'ammoniaque par différence de densité ; l'huile s'extrait à l'aide d'un robinet placé au bas de l'appareil.

Dans certaines installations importantes et notamment dans les

machines Fixary, l'extraction de l'huile du séparateur se fait à l'aide d'un robinet rotatif qui verse mécaniquement et automa-

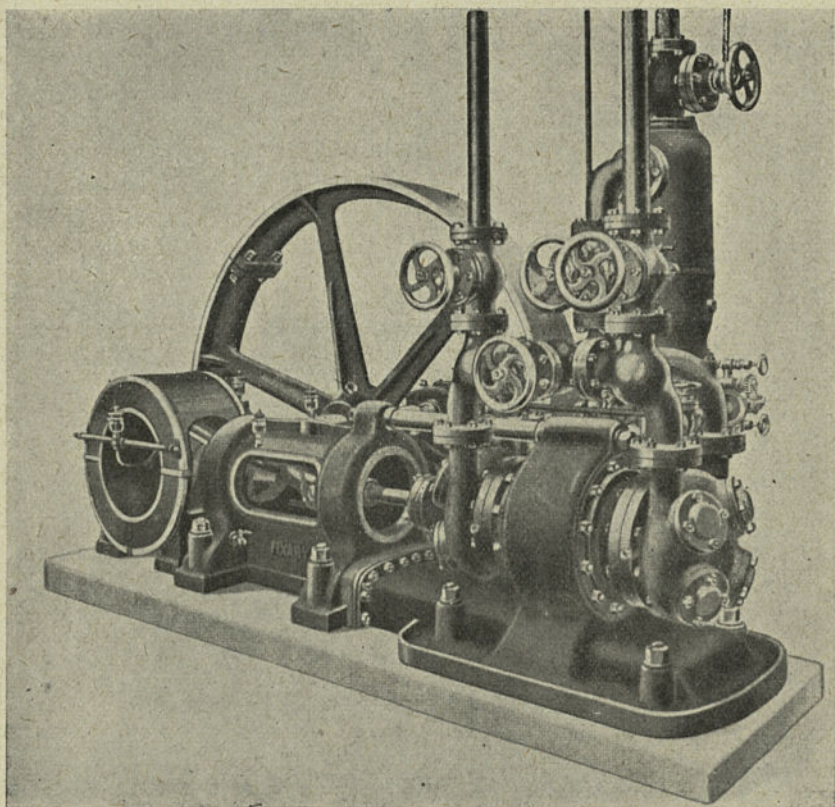


FIG. 16. — Compresseur horizontal d'ammoniaque (Fixary)

tiquement l'huile du séparateur dans un rectificateur placé au-dessous (voir fig. 17).

Les figures 18 et 19 représentent un compresseur à ammoniaque de construction récente et perfectionnée et qui diffère un peu du précédent ; il est prévu pour la marche en surchauffe et à vitesse accélérée, en sorte que la course est relativement faible par rapport au diamètre du cylindre, ce qui permet de pousser le nombre de tours sans augmenter la vitesse linéaire du piston.

Le bâti est en deux pièces et le cylindre est amovible, ce qui facilite le montage et les réparations ; les glissières sont alésées

et un carter complètement fermé entoure tout le mécanisme, évitant les pertes d'huile et les rentrées de poussière.

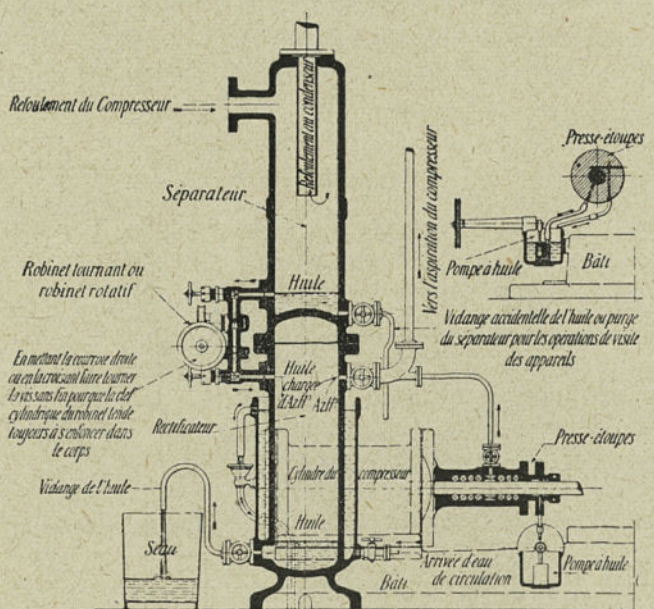


FIG. 17. — Schéma de la rectification (Fixary)

Le graissage des organes en mouvement s'effectue sous pression ; une pompe auxiliaire assure la circulation de l'huile dans le cylindre et dans le presse-étoupe.

Les fonds de cylindre et de piston sont plats ; le presse-étoupe, la chemise du cylindre et la culasse sont munis du dispositif de refroidissement par circulation d'eau. Le presse-étoupe est construit de telle sorte que c'est la pression du gaz qui applique les garnitures de métal-antifriction contre la tige de piston. L'appareil est muni de soupapes à disques (voir fig. 20) extra-légères et disposées radialement dans la culasse.

Il peut s'accoupler directement par manchon rigide avec un moteur électrique tournant à vitesse modérée (250 tours par minute).

Les figures 21 et 22 donnent les caractéristiques d'une machine verticale à simple effet, qui comporte un cylindre unique ou deux ou trois cylindres jumelés faciles à accoupler directement à des moteurs asynchrones, et munis d'une circulation d'eau dans la zone de refoulement chauffée par la compression.

Le bâti formant carter est hermétique et le presse-étoupe, qui supporte des pressions très modérées, est placé sur l'arbre de commande. Ce compresseur porte des trous de prise de diagramme et se trouve muni d'une crépine filtrante et d'un séparateur à l'aspiration, d'un clapet de retenue et d'un séparateur d'huile au refou-

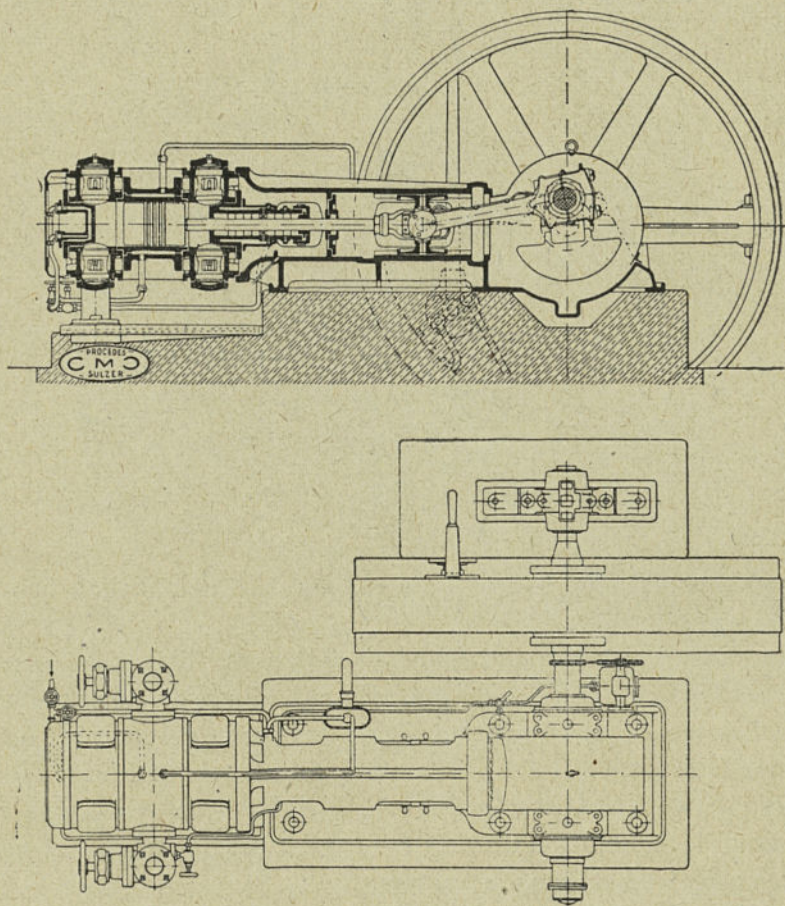


FIG. 18 et 19. — Coupe et vue en plan d'un compresseur d'ammoniaque horizontal Sulzer type G. P. 1922

lement, ainsi que d'une tuyauterie d'équilibre et d'une soupape de sûreté qui met en communication, en cas de surpression accidentelle, la conduite de refoulement avec celle d'aspiration.

La disposition des soupapes est particulièrement heureuse.

L'aspiration se fait par le piston et le clapet de refoulement est porté par un plateau mobile qui se soulève en cas d'afflux du liquide. Le piston est du type à fourreau à deux portées et l'admission se fait par une lumière entre les deux parties cylindriques; cette lumière est obturée pendant la course de compression par la partie inférieure du piston.

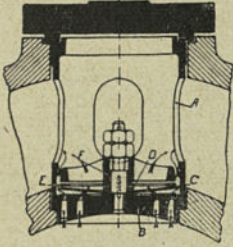


FIG. 20. — Coupe d'une soupape à disque d'un compresseur Sulzer.
 A. Cage de soupape.
 B. Siège de la soupape.
 C. Disque de soupape.
 D. Disque d'écartement.
 E. Disque amortisseur.
 F. Limiteur de course.

tube branché sur le carter permet de surveiller le niveau de l'huile. La construction dénote le souci de la simplification et de l'allègement du matériel ainsi que des commodités d'entretien et de surveillance.

L'appareil présenté par la figure 23 constitue également une innovation intéressante.

Les clapets d'aspiration sont remplacés par un tiroir rotatif tournant à une vitesse qui n'est qu'une fraction de la vitesse de l'arbre manivelle. Ce système d'aspiration commandée permet d'obtenir un remplissage parfait de la cylindrée.

Les divers organes fonctionnent dans un bain d'huile incongela-

La partie inférieure est également munie de segments qui forment séparation étanche entre le carter et l'aspiration. Le graissage s'effectue par barbotage, à la manière des moteurs d'automobiles. Un

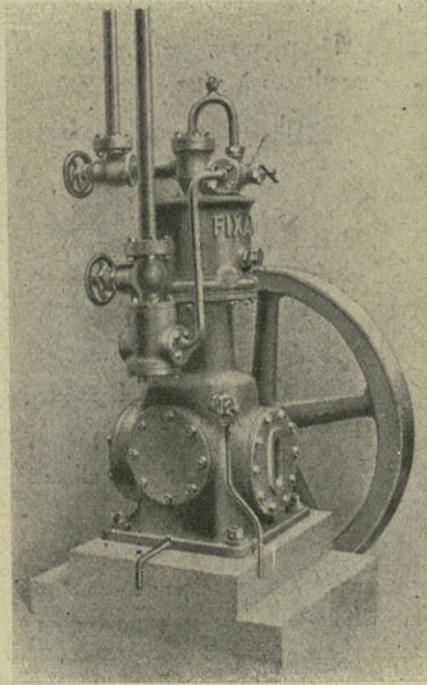


FIG. 21. — Compresseur vertical à ammoniac (Fixary)

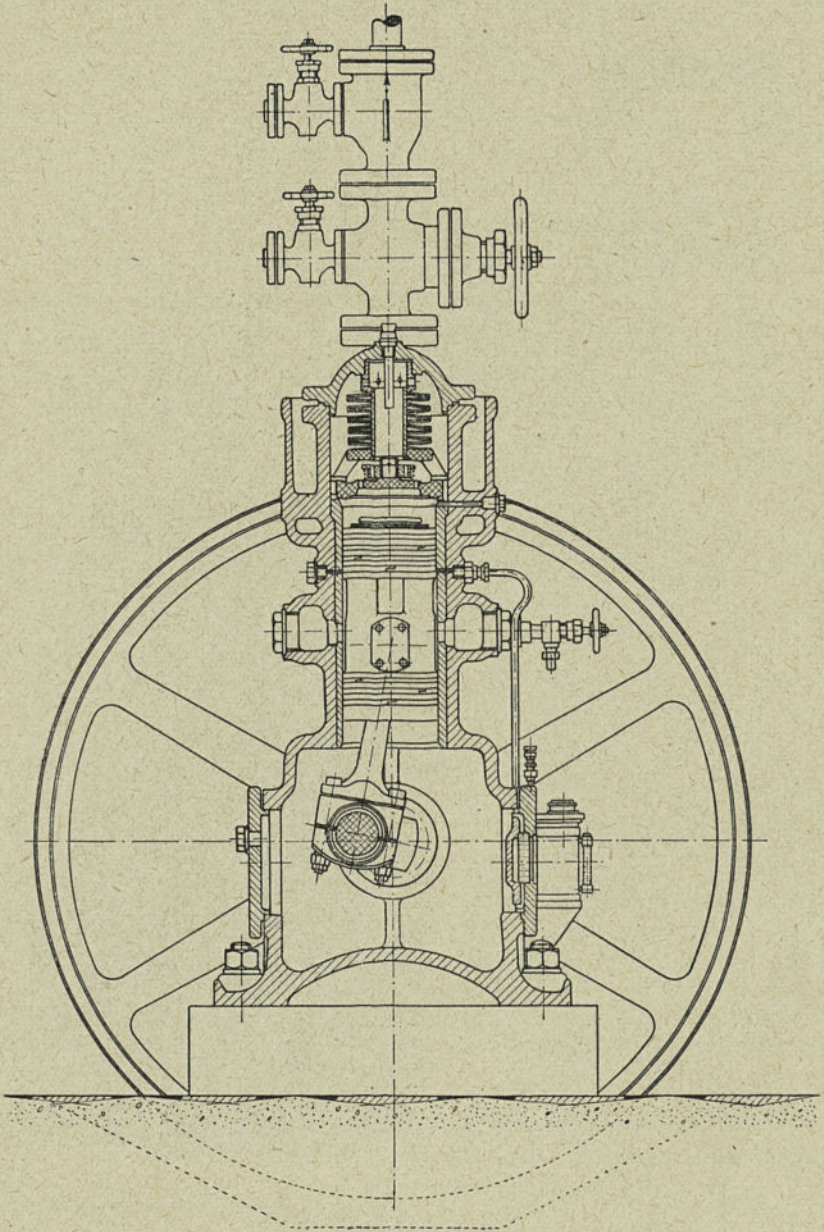


FIG. 22. — Coupe verticale d'un compresseur Fixary .

ble; par une disposition particulière du tiroir, celle-ci se renouvelle en quantité bien déterminée à chaque aspiration du cylindre et s'en retourne ensuite à la bouteille accumulateur.

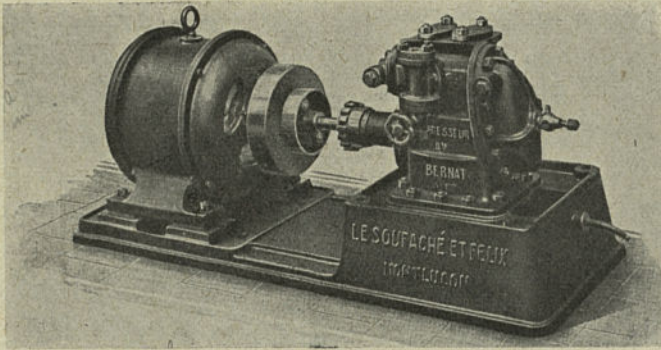


FIG. 23. — Compresseur à ammoniac à tiroir (Bernat)

On effectue la mise en route et l'arrêt de l'appareil par la simple manœuvre de l'interrupteur électrique et l'ouverture ou la fermeture du robinet d'amenée d'eau au condenseur. La vitesse peut atteindre 1.200 à 2.000 tours à la minute.

Le compresseur à *anhydride sulfureux* diffère peu du compresseur à ammoniac. Le cylindre est à double enveloppe et à circulation d'eau; il en est de même du presse-étoupe lorsqu'on renonce à l'emploi de tiges de piston creuses refroidies intérieurement.

Le refroidissement par circulation d'eau est indispensable, attendu que les vapeurs de SO_2 s'échauffent fortement pendant la compression. On n'aspire en effet que des vapeurs sèches pour éviter l'encrassement du cylindre et réaliser de meilleures vitesses. Bien que l'anhydride sulfureux ait lui-même des propriétés lubrifiantes, ce qui dispense de graisser le cylindre, certains dispositifs assurent la lubrification de la tige de piston et de sa garniture. On limite ainsi les rentrées d'air plus ou moins humide dans le système lorsque la pression d'aspiration est inférieure à la pression atmosphérique. On utilise avec succès les soupapes à disque ou les clapets-disques ou bien des soupapes à cloche ou à tige creuse, plus légères que le modèle classique, mais généralement bruyantes par défaut de graissage; les clapets comportent un disque en tôle

d'acier mince, découpé en manière de spirale, qui s'applique sur un siège concentrique en formant ressort.

Le presse-étoupe ne comporte pas de lanterne, la tension à l'aspiration étant rarement supérieure à la pression atmosphérique. Certains constructeurs remplacent les tresses ou les garnitures métalliques par des bagues de liège, épaisses de 12 à 15 millimètres, trempées dans de la valvoline tiède avant la mise en place ; le frottement est doux et l'étanchéité est assurée par l'élasticité du liège.

La figure 24 est celle d'un compresseur à anhydride sulfureux de bonne construction. Le cylindre est revêtu d'une chemise à circulation d'eau ; le refroidissement du presse-étoupe se fait par l'intérieur de la tige de piston qui est évidée et qui contient un tube en cuivre qui amène l'eau jusqu'au voisinage immédiat du piston. Le profil du piston est sphérique et les soupapes sont à disques.

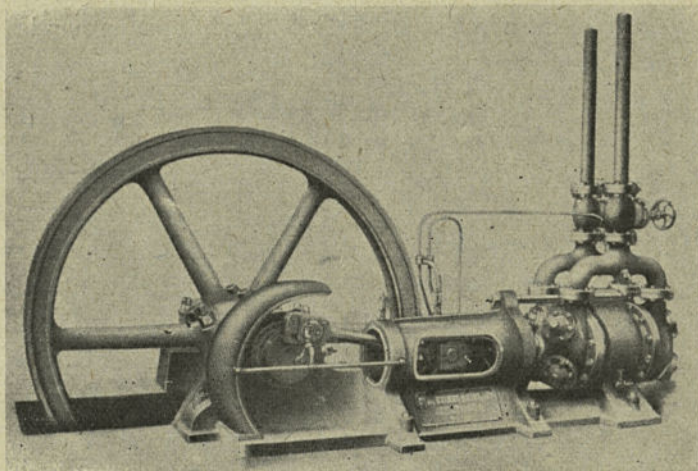


FIG. 24 — Compresseur à anhydride sulfureux (Quirt)

La garniture est en coton suiffé encadré de deux bagues en caoutchouc ; sa souplesse est maintenue à l'aide d'un petit graisseur compte-gouttes fixé sur le presse-étoupe et utilisé avec modération.

La figure 25 donne un compresseur à *chlorure de méthyle* à simple effet, du type fermé. L'étanchéité du presse-étoupe s'obtient par un tampon hydraulique formé par l'huile contenue dans une bouteille montée sur la boîte à garniture.

Cette bouteille est alimentée par une pompe à main qui sert aussi à refouler l'huile pour le graissage de la tête et du pied de bielle.

La construction des machines à *acide carbonique* est un peu spéciale en raison des fortes pressions sous lesquelles évolue le fluide ; on cherche à éviter les joints pour réduire les fuites au minimum.

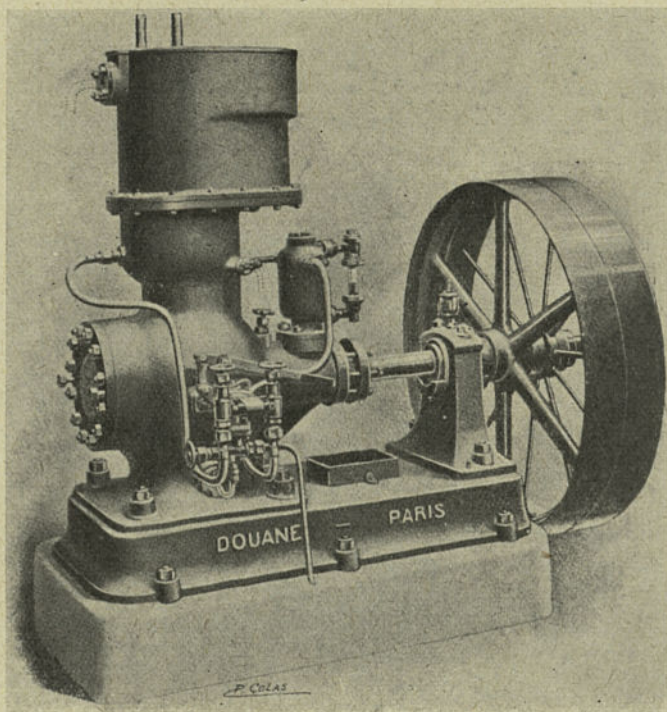


FIG. 25. — Compresseur à chlorure de méthyle (Douane)

Les cylindres sont en fonte de composition spéciale ou mieux forés dans un bloc d'acier forgé ; ils doivent supporter aux essais une pression de 200 à 250 kilogrammes par $\frac{c}{m}^2$. Le diamètre d'alésage est toujours petit, la course longue et la tige de piston très forte, en sorte que l'encombrement n'est pas sensiblement inférieur à celui des compresseurs à AzH^3 .

Si la machine est à double effet, les culottes d'aspiration et de refoulement sont avantageusement remplacées par des canaux de communication faisant corps avec le cylindre.

Le nombre de soupapes est forcément réduit ; une soupape de

sûreté permet de relier le refoulement à l'aspiration en cas de surpression accidentelle, ou de laisser échapper le gaz à l'air libre. Le piston est d'une seule pièce avec la tige ; il n'est vissé sur cette dernière que dans les grosses machines, et l'étanchéité est fréquemment assurée par deux manchettes en cuir embouti bloquées entre trois anneaux de bronze.

Le presse-étoupe est en deux parties séparées par une lanterne, et la garniture se compose de manchettes en cuir maintenues par des anneaux en caoutchouc. Dans le système Hall, une pompe refoule de façon continue, et à la pression du condenseur, de la glycérine dans la lanterne.

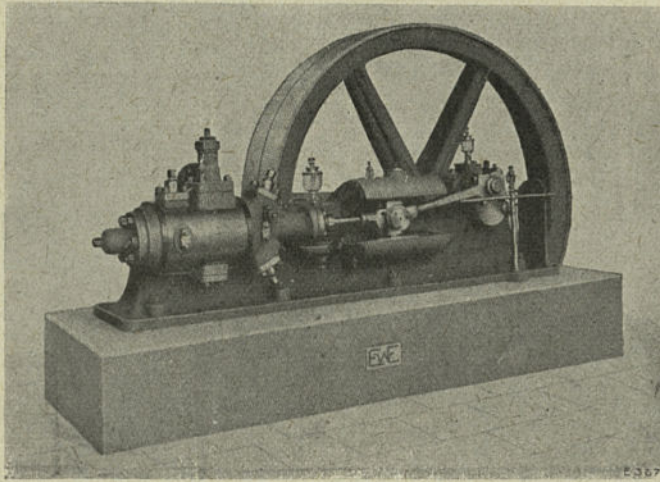


FIG. 26. — Compresseur à acide carbonique (Escher Wyss)

Les soupapes sont en acier et leurs sièges sont en bronze. Une crépine en toile métallique arrête les battitures ou les glaçons qui pourraient se produire à l'aspiration de l'acide sortant des bouteilles où existe toujours un peu d'humidité.

Les figures 26 et 27 présentent une machine parfaitement conditionnée dans laquelle le piston est en acier cémenté et muni de segments en fonte soutenus par des ressorts en acier.

Les *machines frigorifiques marines* sont établies pour occuper le moindre encombrement. Le moteur, le compresseur et la pompe

à eau sont généralement réunis sur le même bâti et groupés dans un même ensemble avec le condenseur ; les machines verticales sont également très employées (fig. 28).

Etant données la température élevée de l'eau sous les tropiques et les pressions anormales qui en résultent, la compression est généralement répartie dans deux cylindres à basse et à haute pression (compound).

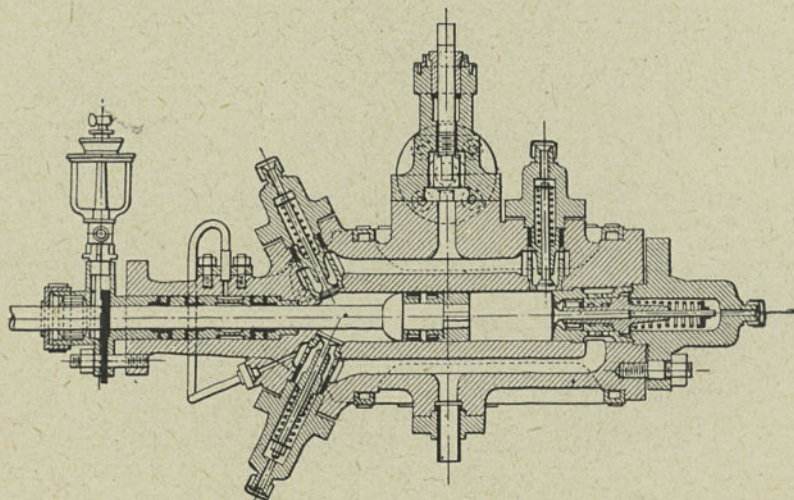


FIG. 27. — Coupe du compresseur à acide carbonique

L'acide carbonique est malgré cela très employé en raison de la faible surchauffe et du moindre danger que présentent les fuites.

Certains constructeurs ont réussi à tempérer les effets d'une température de condensation élevée en commençant à refroidir le fluide liquide avant l'évaporation.

Des lumières aménagées dans la chemise du cylindre permettent d'admettre en fin d'aspiration le gaz à une pression plus forte que celle qui règne dans l'évaporateur. On renforce ainsi la cylindrée sans augmenter ni la puissance consommée ni le volume balayé par le piston ; le froid produit en supplément, et qui correspond à la différence des volumes spécifiques du gaz aux pressions considérées, sert au refroidissement préalable du fluide.

Ce principe d'admission du fluide en plusieurs étapes mérite une attention toute particulière ; il permet de réaliser des pressions d'aspiration différentes, même sur les cylindres à simple effet.

Il est très en faveur en Amérique, où il est normal de marcher à

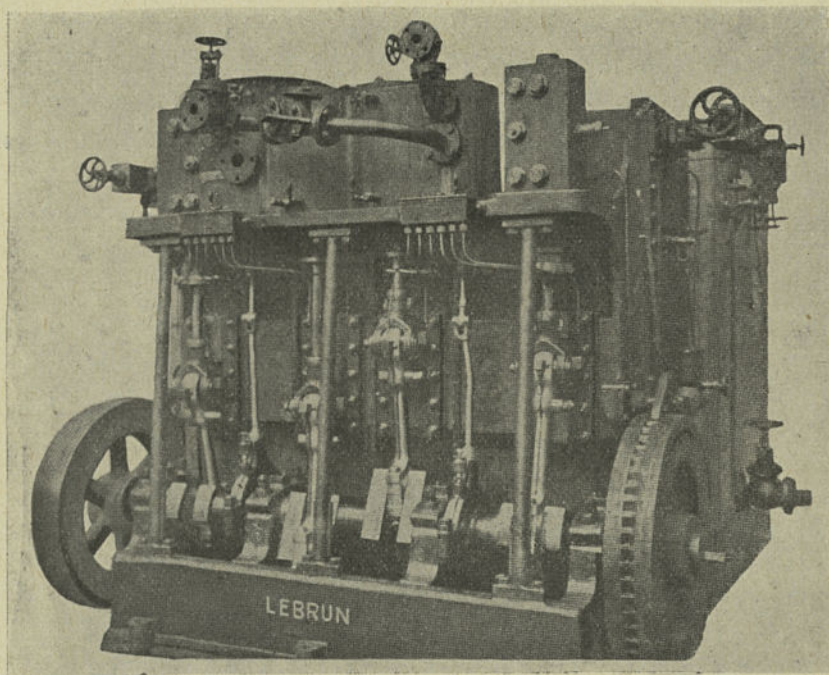


FIG. 28. — Groupe vertical machine à vapeur et compresseur, type marine (Lebrun)

des températures d'évaporation relativement basses et à des températures de condensation plus élevées qu'en Europe.

CHAPITRE VIII

LES CONDENSEURS

Le rôle du condenseur est de soustraire de la chaleur au fluide comprimé et chaud que lui envoie le compresseur, de manière à le ramener à l'état liquide. Cette quantité de chaleur correspond à la quantité de chaleur absorbée au réfrigérant, augmentée de celle équivalant au travail fourni au compresseur (voir p. 21).

Pour une machine à AzH³ de 80.000 frigories, par exemple, on a :
Quantité de chaleur absorbée au réfrigérant $Q_1 \dots = 80.000$ frig.

d° équivalant au travail fourni

$$\text{au compresseur : } \frac{1}{E} \mathfrak{E}i = 26^{\text{c.}},59 \times 635 = 16.880 \text{ fr.}$$

$$\text{Chaleur dégagée au condenseur } Q_2 = Q_1 + \frac{1}{E} \mathfrak{E}i = 96.880 \text{ fr.}$$

Si on observe les évolutions du fluide frigorigène dans l'appareil, on remarque que celui-ci a pour effet :

1° de refroidir la vapeur comprimée et surchauffée dans le compresseur jusqu'à la température de liquéfaction tc (saturation).

2° de lui soustraire les calories nécessaires pour la liquéfier à la dite température tc (condensation).

3° de refroidir ensuite le liquide obtenu jusqu'à la température tr observée avant le régleur et aussi voisine que possible de celle de l'eau qui entre au condenseur.

Si on désigne par :

r la chaleur de vaporisation ou de condensation à la température tc de liquéfaction qui correspond à la pression de refoulement, qc et qr la chaleur du liquide aux températures tc et tr , ces transformations ont pour valeur :

$$\text{Chaleur de condensation } Qc = r(tc).$$

$$\text{Refroidissement du fluide liquéfié } Qr = qc - qr.$$

$$\text{Chaleur de saturation } Qs = Q_2 - (Qc + Qr).$$

Dans le cas choisi d'appareils de 80.000 frigories, le poids du fluide qui circule dans une heure est théoriquement de :

$$\frac{80.000}{r - (qr - qv)}$$

Où r représente la chaleur de vaporisation au réfrigérant et $(qr - qv)$ la chaleur absorbée par le refroidissement de liquide qui se vaporise, soit positivement, en tenant compte de pertes légères par le régléur : 275 kilog. pour AzH^3 et 1700 kg pour CO^2 .

	AzH^3	CO^2
Chaleur de condensation à $+ 25^\circ$:	81.125	49.300
Refroidissement du liquide de $+ 25^\circ$ à $+ 15^\circ$	2.655	14.500
Saturation (surchauffe) :	13.100	33.640
Soit au total :	96.880	97.440

On peut remarquer l'importance de la surchauffe et du refroidissement du liquide pour CO^2 . L'anhydride sulfureux se comporte à peu près comme l'ammoniaque.

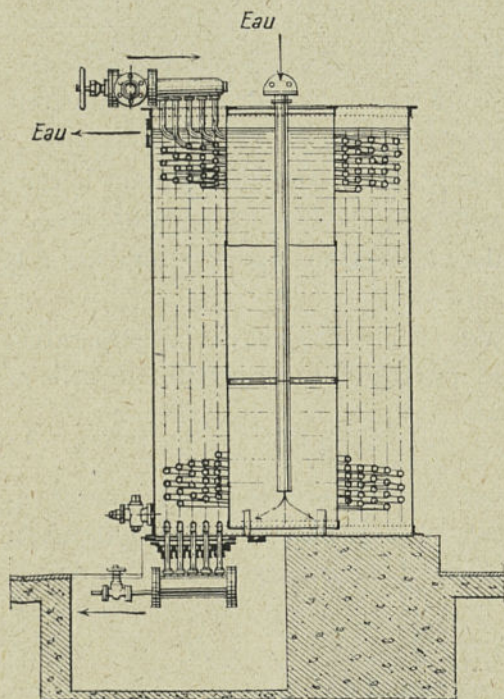


FIG. 29. — Condenseur immergé

Différentes sortes de condenseur. — Les condenseurs actuels fonctionnent d'après deux principes différents.

Dans les *condenseurs à immersion* (fig. 29), les serpentins enroulés en spirale sont fixés dans une cuve en tôle et plongent dans l'eau qui circule autour d'eux. Le fluide frigorigène pénètre à l'état de vapeur par le haut des serpentins pour sortir liquide par le bas.

L'eau de condensation, au contraire, circule autour des serpentins

de bas en haut pour aboutir au trop-plein situé à la partie supérieure de la cuve.

On observe ainsi le principe d'une contre-circulation méthodique, et le liquide frigorigène quitte l'appareil pour se rendre au robinet régleur à une température supérieure de quelques degrés seulement à la température initiale de l'eau. Les serpentins sont reliés à l'entrée et à la sortie au moyen de collecteurs desservis par une vanne ou un robinet d'arrêt.

Le mouvement ascensionnel de l'eau est réglé, soit au moyen d'un cylindre placé au centre de la cuve, soit par un agitateur dont

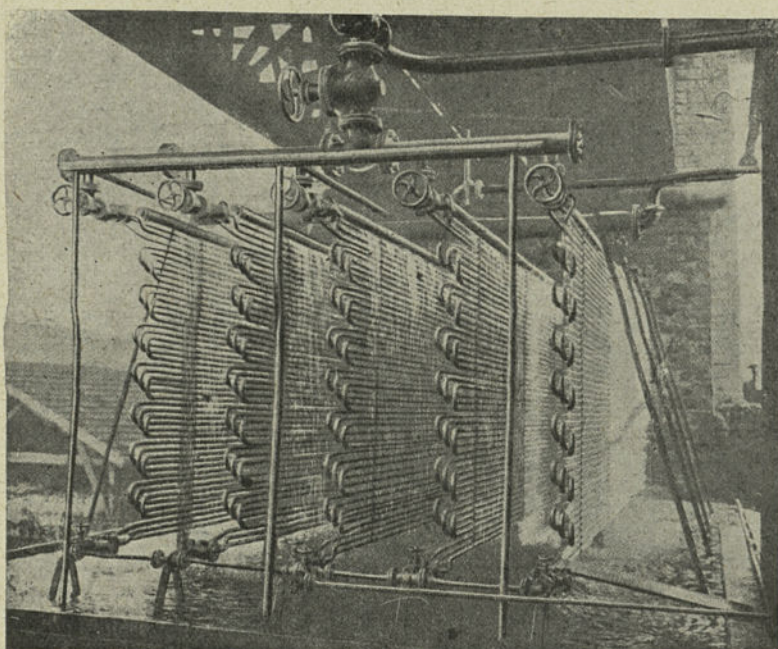


FIG. 30. — Condenseur à ruissellement

la vitesse est d'environ 15 tours par minute.

A ce type se rattache le condenseur à double tuyau ; les serpentins comportent des tubes concentriques dans lesquels l'agent frigorigène et l'eau s'écoulent en sens opposé. Les tuyaux extérieurs sont parfois remplacés par des plaques tubulaires plus faciles à démonter et à nettoyer.

Dans les *condenseurs à ruissellement* (fig. 30), l'eau coule de haut

en bas sur les parois extérieures des serpentins disposés verticalement et tombe dans une cuvette en tôle ou en ciment. Une partie de l'eau de condensation s'évapore à l'air libre et le refroidissement qui en résulte permet le plus souvent d'en réduire la consommation.

D'ordinaire, le fluide frigorigène circule également dans les serpentins de haut en bas et quitte ainsi le condenseur sans avoir bénéficié de l'effet de l'eau la plus fraîche ; il se rend au robinet de réglage à une température sensiblement égale à la température

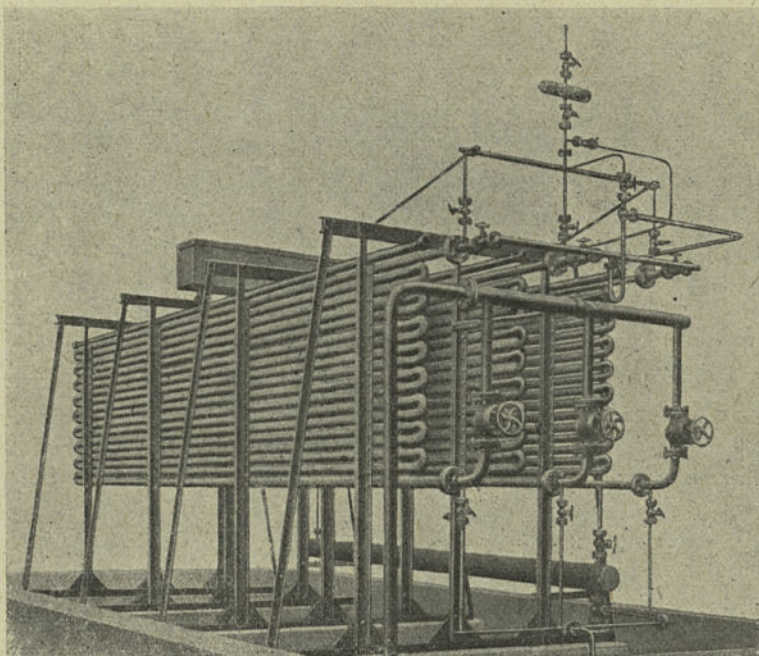


FIG. 31. — Condenseur à ruissellement à refroidissement méthodique (Fixary)

de condensation à moins qu'on ne le refroidisse au préalable par une circulation d'eau fraîche auxiliaire.

Cet inconvénient est évité dans certains appareils à circulation méthodique (système Block, etc.) où l'agent frigorigène circule de bas en haut (fig 31). Le liquide est ainsi refroidi avant son arrivée au robinet régleur. On atténue l'effet des coups de siphon en plaçant un réservoir accumulateur de liquide à la sortie du condenseur. La capacité du réservoir varie suivant la nature de l'installation,

les conditions de marche, le type de condenseur, etc. (2 litres par 1.000 frigories en moyenne).

Un autre système également à contre-courant comporte des tubes verticaux reliés par soudure autogène à deux collecteurs. Les vapeurs arrivent à la partie inférieure et le liquide condensé retombe en ruissellant le long des parois. L'eau s'écoule à l'intérieur des tubes de bas en haut et sous pression (type fermé) ou de haut en bas en couches minces (type ouvert).

Conditionnement des condenseurs. — La construction d'un bon condenseur est subordonnée à certaines conditions :

1° Utilisation aussi complète que possible des surfaces d'échange en maintenant entre l'eau et le fluide des différences de température convenables.

2° Utilisation rationnelle de l'eau de refroidissement ; dans un condenseur à immersion, on fait circuler l'eau en sens inverse du fluide frigorigène (contre-courant) ; les échanges de chaleur sont d'autant meilleurs que cette circulation est active et uniforme. A ce point de vue, on a intérêt à adopter des cuves hautes et étroites ; le rendement devient mauvais lorsque le rapport de la hauteur au diamètre est inférieur à 2 ; le nombre de spires n'est jamais supérieur à 8. Dans les condenseurs à ruissellement, on équilibre les gouttières de distribution dont l'action est complétée par des rattrapeurs d'eau pour produire un arrosage régulier et uniforme, tout en cherchant à éviter les éclaboussures.

Si l'eau de condensation est renouvelée, on obtient un refroidissement avantageux en limitant à 18 ou 20 le nombre des tubes superposés dans chaque élément de serpentins.

3° Répartition uniforme du fluide frigorigène dans les serpentins. Ceux-ci sont généralement d'égale longueur quels que soient les diamètres d'enroulement. On facilite l'écoulement du fluide en leur donnant une pente légère et continue.

4° Simplicité de construction et facilités d'entretien. Le condenseur doit être peu encombrant, d'un prix de revient aussi réduit que possible ; on n'utilise que des éléments assez robustes pour ré-

sister à la pression et aux variations de température (tubes étirés sans soudure). L'appareil doit être facile à vider et à nettoyer, les joints et les brides accessibles et hors de l'eau. Dans le type à ruissellement, les éléments sont suffisamment écartés (0^m60) pour que l'on puisse circuler autour d'eux et procéder à des nettoyages fréquents. Il est recommandable de prévoir un pointeau ou robinet de fermeture à l'entrée et à la sortie de chaque élément.

Les caractéristiques de tuyauteries employées couramment dans la construction des serpentins font l'objet d'un chapitre spécial. Les petits diamètres conviennent particulièrement à l'acide carbonique, les moyens à l'ammoniaque et les gros à l'anhydride sulfureux. Les condenseurs Block se construisent en tubes de 50-60. La longueur d'encombrement des serpentins à ruissellement est subordonnée aux dimensions commerciales des tubes qui dépassent rarement 6 mètres.

Influences atmosphériques diverses. — Les conditions atmosphériques exercent une influence considérable sur le fonctionnement des appareils à ruissellement. En principe, on utilise le plus d'eau fraîche possible à moins que cette eau ne soit rare, trop sale ou trop calcaire.

L'évaporation de l'eau qui ruisselle entraîne un abaissement de température du milieu ambiant ; accessoirement, elle se complète par l'action refroidissante de l'eau neuve dont on dispose, ou de l'air qui circule à travers l'appareil. L'action de l'eau neuve n'est évidemment bienfaisante qu'autant que sa température est inférieure à celle de l'eau qui s'évapore.

L'eau de condensation se réchauffe d'abord au contact des serpentins, puis commence à s'évaporer dès que sa température dépasse la température de condensation de l'humidité atmosphérique.

Le régime extérieur s'établit ordinairement à une dizaine de degrés au-dessus.

L'intensité de l'évaporation dépend de nombreuses circonstances. Elle augmente :

1° Selon l'efficacité du courant d'air qui agit sur l'appareil, active

l'évaporation et assure le dégagement des vapeurs qui en résultent. Le rendement est d'autant meilleur que l'appareil est exposé à tous les vents.

2° Proportionnellement à la surface de contact entre l'eau qui ruisselle et l'air, et d'après la vitesse d'écoulement de l'eau.

Il est plus avantageux, par exemple, d'augmenter cette surface par l'emploi de plaques perforées reliant les serpentins entre eux, que de forcer la circulation d'eau dont l'évaporation est limitée à la capacité d'absorption de l'air.

3° Suivant l'état hygrométrique de l'air ambiant. L'eau qui asperge les tubes s'évapore d'autant plus rapidement que la tension de vapeur de l'air est faible. Autrement dit, l'appareil ne fonctionne bien que si l'air est sec.

L'humidité de l'air atmosphérique sous climats tempérés paraît avoir les moyennes suivantes :

	Grammes d'eau par m ³ d'air à 760 $\frac{m}{m}$	Température moyenne
Janvier	5,24	1°
Mars	8,17	6°
Mai	11,54	14°
Juillet	13,67	20°
Septembre	12,46	15°
Novembre	5,28	5°

L'humidité est maximum de 5 heures à 6 heures du matin et minimum de 6 heures à 8 heures du soir.

Le degré hygrométrique est le rapport du poids d'eau réellement contenu dans un mètre cube d'air au poids correspondant à l'état de saturation complète. On peut le mesurer à l'aide d'un hygromètre à cheveu ou plus exactement par le point de rosée ; on néglige trop souvent de le faire.

La capacité d'absorption de l'humidité par l'air joue en effet le rôle le plus important. On peut en déduire le volume d'air nécessaire au fonctionnement régulier du condenseur.

Le tableau suivant détermine cette capacité dans les cas les plus courants :

TABLEAU VI

Température de l'air	Poids de vapeur d'eau contenu dans l'air en grammes					Capacité d'absorption en grammes par m ³ , suivant état hygrométrique de					
	Air saturé	Etat hygrométrique de					90 %	80	70	60	50
		90 %	80	70	60	50					
+ 10°	9,36	8,42	7,49	6,55	5,62	4,68	0,94	1,87	2,81	3,74	4,68
+ 15°	12,74	11,47	10,19	8,92	7,64	6,37	1,27	2,55	3,82	5,10	6,37
+ 20°	17,34	15,61	13,87	12,14	10,40	8,67	1,73	3,47	5,20	6,94	8,67
+ 25°	22,82	20,54	18,26	15,97	13,69	11,41	2,28	4,56	6,85	9,13	11,41
+ 30°	29,90	26,91	23,92	20,93	17,94	14,95	2,99	5,98	8,97	11,96	14,95
+ 35°	39,51	35,51	31,61	27,66	23,71	19,76	3,95	7,90	11,85	15,80	19,75

On sait que l'évaporation d'un kilogramme d'eau nécessite un apport de chaleur de 600 calories. En négligeant l'influence de l'eau neuve ou de la température de l'air, pour une machine de 80.000 frigories dégageant 96.880 calories au condenseur, il faudra évaporer :

$$Pu = \frac{96.880}{600} = 161 \text{ kilogrammes d'eau, soit environ 2 kilog.}$$
 par 1.000 frigories produites au réfrigérant.

Si l'air ambiant est à la température de $+ 25^\circ$ avec état hygrométrique de 60 %, le volume d'air qui devra agir sur le condenseur sera de :

$$\frac{161^k}{0^k,009.13} = 17.750 \text{ mètres cubes.}$$

Comme l'air ne se sature pas complètement au passage à travers le condenseur, il faut augmenter ce volume de 30 à 50 %.

On peut prêter la valeur 6 au coefficient de transmission de l'eau à l'air ; la surface S de contact entre l'eau et l'air représente une fois et demie ou deux fois la surface extérieure des serpentins.

La formule de Dalton permet d'évaluer [approximativement la quantité d'eau Pe évaporée par heure et par mètre carré de surface de contact entre l'eau et l'air en fonction des conditions atmosphériques.

$$Pe = 45,6 \alpha \left(F - \frac{f' + f''}{2} \right) \frac{1}{H},$$
 pour laquelle α = un coefficient variable suivant l'installation : 0,55 pour un air tranquille, 0,70 pour un mouvement assez faible, 0,85 pour un air très agité.

F = tension maxima de la vapeur d'eau à la température de l'eau qui s'évapore.

f' = tension de la vapeur d'eau dans l'air à l'entrée du condenseur.

f'' = tension de la vapeur d'eau dans l'air qui vient de traverser le condenseur.

H = hauteur barométrique en $\frac{m}{m}$ de mercure.

La quantité d'eau Pu dont la vaporisation est nécessaire étant connue, on peut déterminer l'ordre de grandeur de la surface théorique S à prévoir.

$$S = \frac{Pu}{Pe}$$

Au lieu de s'effectuer naturellement, l'évaporation peut être provoquée par un ventilateur. Il y a lieu de tenir compte de la dépense

supplémentaire de force motrice qu'entraîne ce système dont le rendement est excessivement variable suivant l'orientation du condenseur, l'état des surfaces, etc...

L'influence de la température ambiante est parfois assez sensible. Lorsque sa température est assez basse, l'air se réchauffe en absorbant de la chaleur au contact de l'eau de circulation ($0^{\circ}31$ par mètre cube et par degré). Mais parfois, c'est l'inverse, et une ventilation excessive devient désavantageuse lorsque l'air est plus chaud que l'eau qui ruisselle.

On peut, par temps froid, fonctionner dans des conditions satisfaisantes en réduisant ou même en supprimant la circulation d'eau. La vitesse de translation subit alors l'influence de la vitesse du vent et de la teneur en humidité.

Mais l'action des rayons solaires est la plus à craindre et il est nécessaire, dans la plupart des cas, de garantir les condenseurs à ruissellement au moyen de loges en bois garnies de persiennes et munies de cheminées de dégagement. C'est une erreur de disposer les lames avec régularité et abondance; elles doivent permettre à peine d'éviter les entraînements vésiculaires ou l'action directe des rayons solaires sur certaines faces; les vapeurs doivent avant tout se dégager avec une vitesse suffisante. L'emploi de lames pivotantes ou amovibles est presque toujours à conseiller.

Températures de régime des condenseurs. — Lorsqu'un condenseur à immersion fonctionne dans des conditions normales, les températures de régime sont les suivantes :

Température de l'eau à l'entrée du condenseur	=	+ 12°
d° à la sortie	d°	= + 20°
Température moyenne de l'eau	$\frac{12+20}{2}$	= + 16°
d° de condensation du fluide frigorigène		= + 25°
Différence de température moyenne entre l'eau et le fluide.....	: 25° — 16°	= 9°
Température du fluide avant l'arrivée au régulateur	+ 15°	

Pour SO_2 et AzH_3 , la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'eau ne doit pas dépasser 10° , et la différence des températures moyennes entre l'eau et le fluide est rarement supérieure à 9° .

Une différence de 5 à 6° entre la température de condensation du fluide et celle de l'eau à la sortie constitue ainsi une moyenne avantageuse. L'écart ne doit pas excéder 7 à 8°.

Pour CO² qui est exposé à se liquéfier au voisinage du point critique, on a intérêt à réduire ces différences de quelques degrés.

Pratiquement, on utilise toute l'eau dont on dispose ; mais on peut, lorsque celle-ci est très fraîche, augmenter l'écart des températures afin de réduire la consommation d'eau et les dimensions du condenseur. Dans les régions chaudes, au contraire, cet écart ne dépasse pas quelques degrés de manière à faire baisser les pressions de liquéfaction le plus possible. Ainsi, avec de l'eau à + 22° la température à la sortie pourra être de + 26° et la température de condensation de + 30°.

Dans les *condenseurs à ruissellement*, le régime de fonctionnement est plus irrégulier en raison de l'influence des conditions atmosphériques toujours très variables.

Souvent l'élévation de température de l'eau qui ruisselle est moindre que dans les appareils à immersion, tandis que la différence entre la température de condensation du fluide et celle de l'eau à la sortie restent à peu près les mêmes.

On aura par exemple :

Température de l'eau à l'entrée :	+ 17°
d° d° à la sortie :	+ 20°
Température de condensation du fluide :	+ 25°
» du fluide à l'arrivée au régleur :	+ 24°

Si le refroidissement a lieu uniquement par évaporation et qu'on utilise toujours la même eau, la température de celle-ci est la même à l'entrée qu'à la sortie.

Voici le résultat de quelques observations faites sur un appareil fonctionnant dans ces conditions (condenseur atmosphérique) :

Température de l'air ambiant	+ 28°, + 15° + 8°
Etat hygrométrique ambiant	45 %, 80 %, 70 %
Température de l'eau en circulation	+ 26°, + 21°, + 11°
d° de condensation d'AzH ³	+ 31°, + 26°, + 15°

Surfaces d'échange et consommation d'eau. — On adopte généralement comme *coefficient de transmission* de chaleur par mètre carré de surface extérieure des serpents, par heure et par

degré de différence de température entre l'eau et l'agent frigorigène : 20 à 30 calories dans la zone de surchauffe, 150 à 200 pour la condensation et 50 à 100 sur le parcours du fluide liquéfié.

En se référant aux données qui précèdent et en admettant comme température du gaz à l'entrée au condenseur : + 80° pour AzH³ et + 60 pour CO² (liquéfaction à + 25°), il est aisé d'évaluer les surfaces approximatives à prévoir. On obtient pour des machines de 80.000 frigories :

	AzH ³	CO ²
pour la condensation.....	— 51m ²	31m ²
» le refroidissement du liquide.....	— 4	27
» la saturation.....	— 22	56
Soit au total :	<u>77m²</u>	<u>114m²</u>

Pratiquement, dans les *condenseurs à immersion*, on admet un pouvoir de transmission moyen k de 130 à 150 calories pour SO² et AzH³. Lorsqu'il s'agit de CO², k tombe à 80 ou 100 calories en raison de la forte surchauffe.

Ces chiffres s'appliquent aux tuyauteries en acier d'usage courant, d'un diamètre extérieur de 35 à 50 $\frac{m}{m}$ et à des appareils bien construits.

Les coefficients les plus élevés s'adaptent d'ailleurs à une circulation d'eau très active. Lorsque l'eau est ménagée et que l'écart entre les températures d'entrée et de sortie est supérieure à la normale, ou que le diamètre des cuves est trop grand par rapport à la hauteur, il se produit des remous qui peuvent réduire la valeur moyenne d'échange à 120 et même 110 calories.

Pour des machines de 80.000 frigories fonctionnant dans des conditions normales, on aura :

	SO ²	AzH ³	CO ²
Surface extérieure	96.780	96.880	97.440
des serpentins	$\frac{140 \times 9^0}{}$	$\frac{140 \times 9}{}$	$\frac{90 \times 9}{}$
en chiffres ronds	77m ²	77m ²	120m ²

chiffres qui correspondent à une surface extérieure d'échange d'environ :

1m² par 1.000 frigories produites au réfrigérant pour SO² et AzH³
 et 1m²50 do do do do pour CO².

On calcule les *quantités d'eau de condensation* nécessaire au re-

froidissement en tenant compte du nombre de calories absorbées par kilogramme d'eau (chal. spéc. = 1).

Si l'eau entre à $+ 12^{\circ}$ et sort à $+ 20^{\circ}$, il faudra :

SO^2	AzH^3	CO^2
$\frac{96.780}{20-12}$	$\frac{96.880}{20-12}$	$\frac{97.440}{20-12}$

autrement dit : $12^{\text{m}^3}100$, $12^{\text{m}^3}100$, $12^{\text{m}^3}200$

Dans les *condenseurs atmosphériques et à ruissellement* la vitesse de translation de la chaleur est irrégulière et difficile à préciser.

Lorsqu'on dispose d'eau fraîche en quantité suffisante, on se contente des surfaces prévues pour les condenseurs à immersion (1^{m^2} par 1.000 frigories produites au réfrigérant). Quand on doit compter uniquement sur l'effet de l'évaporation, il est avantageux de majorer ces surfaces de 25 et même de 50 %, de manière à éviter des pressions excessives pendant la période caniculaire. Il convient même de les doubler dans certains cas, lorsque le climat est chaud et humide, et que l'appareil est mal exposé à l'action des vents. L'écart entre la température moyenne de l'eau et la température de condensation diminue alors dans la proportion où la surface d'échange augmente.

Si le fluide employé est CO^2 , le liquide n'étant pas refroidi avant son départ au régulateur, la quantité de chaleur dégagée diminue sensiblement et la surface à prévoir est à peu près la même que pour SO^2 et AzH^3 . Mais l'intervention d'un refroidissement de liquide auxiliaire s'impose alors dans presque tous les cas.

Dans le type à contre-courant (système Block) la translation de chaleur par les parois est très active, par suite de la rapidité de l'ascension du fluide dans les serpentins et d'un mélange intime entre le fluide qui se sature ou se condense et des particules de liquide en mouvement.

Le coefficient de transmission est assez mal déterminé. Il est environ trois fois plus élevé que dans les condenseurs ordinaires, en sorte qu'on peut admettre une surface extérieure de $0^{\text{m}^2}30$ à $0^{\text{m}^2}35$ par 1.000 frigories produites au réfrigérant.

La consommation d'eau des condenseurs à ruissellement est fort réduite. Elle peut descendre au $1/3$ des quantités prévues pour les condenseurs à immersion. En cas de pénurie, on utilise toujours

la même eau et on ne remplace alors que les quantités évaporées ou entraînées par le courant d'air et les éclaboussures.

L'évaporation peut être très active en été, presque nulle en hiver, et la consommation moyenne descendre au 1/15 et même au 1/20 de la dépense normale. Pour une machine de 80.000 frigories, par exemple, on dépensera 600 à 800 kilogr. d'eau, soit environ 10 litres par 1.000 frigories produites au réfrigérant. Il est toujours intéressant de pouvoir forcer ces quantités, notamment pour combattre par un excès d'eau fraîche l'influence d'un air chaud et humide.

L'eau doit s'écouler en nappe mince et continue. Un débit bien réglé dépasse rarement 0,20 à 0,25 par seconde et par mètre courant des gouttières de distribution.

Dans les *condenseurs à doubles tuyaux*, la translation de chaleur varie suivant la vitesse de circulation de l'eau (celle du fluide, difficile à mesurer, est supposée constante). On admet qu'elle augmente suivant la racine carrée de cette vitesse. A défaut de données précises, le coefficient de transmission général peut être évalué à :

800 calories par m² et par degré pour SO² et AzH³ .
 550 d° d° CO².

Avec des machines de 80.000 frigories fonctionnant dans des conditions normales, si la vitesse de circulation de l'eau dans les tubes est de 0^m40 par seconde, on aura pour surface extérieure des serpentins séparant les fluides :

$$\begin{aligned} \text{pour AzH}^3 & \frac{96.880}{800 \times 90 \times \sqrt{0,40}} = 21\text{m}^2 \\ \text{pour CO}^2 & \frac{97.440}{550 \times 90 \times \sqrt{0,40}} = 31\text{m}^2 \end{aligned}$$

soit 3 à 4.000 frigories par mètre carré.

Dans les *condenseurs à tubes verticaux*, le coefficient d'échange peut atteindre 1.000 calories et plus suivant la vitesse d'écoulement de l'eau et divers facteurs de moindre importance.

Eaux de condensation. — Si les eaux dont on dispose sont sales ou calcaires, on cherche à réduire au minimum la consommation des condenseurs à ruissellement, afin de diminuer l'importance des dépôts sur les serpentins et les pertes d'échange qui en résultent. On peut même épurer à froid l'eau additionnelle destinée à remplacer

les quantités évaporées (décantation au carbonate de soude, à l'aluminate, etc.)

On se rend compte de la dureté d'une eau au moyen d'une solution titrée de savon. L'épuration est à recommander dans les installations un peu importantes lorsque le degré hydrotimétrique dépasse 20° français. Si l'eau de condensation est à ménager, on peut également, avant de la renvoyer à nouveau au condenseur, la refroidir par évaporation partielle à l'air libre dans des appareils à récupération ou des tours de refroidissement, soit que cette eau stationne dans des réservoirs à grande surface, soit qu'elle tombe en pluie à travers un courant d'air naturel ou artificiel (refroidisseurs à fascines, à planchettes, à jet, etc...). On renouvelle alors la proportion qui s'évapore.

Ce procédé permettrait, à la rigueur, de prévoir l'emploi de condenseurs à immersion ou à doubles tuyaux même lorsque les eaux dont on dispose sont insuffisantes. Mais il faut tenir compte des frais d'installation et d'entretien qu'entraînent ces appareils dont l'efficacité est limitée.

Choix d'un condenseur. — On peut ainsi analyser les avantages et les inconvénients de chaque type de condenseur, abstraction faite de certains facteurs économiques : dépenses de première installation, commodités d'emplacement et d'entretien, frais de pompage de l'eau, etc.

Les condenseurs à immersion réclament une eau abondante et fraîche, même en été (eau de puits, par exemple), ce qui permet de réduire la pression de refoulement ; on tend de plus en plus à exclure ce système des grosses installations.

Le système à doubles tuyaux jouit des mêmes avantages. Il peut supporter une élévation de température de l'eau plus grande que le type à immersion et ses dimensions d'encombrement très réduites lui permettent de s'adapter commodément aux machines de faible puissance. Par contre, les difficultés de nettoyage en rendent l'emploi délicat pour peu que les eaux de refroidissement soient boueuses ou calcaires.

Le type à ruissellement permet d'éliminer plus facilement les matières étrangères ou incrustantes en suspension dans l'eau, en

raison des facilités du nettoyage. Malgré l'irrégularité des pressions relevées sur les types atmosphériques, les commodités de la surveillance et les économies d'eau qu'il est possible de réaliser permettent d'en recommander l'emploi dans les établissements conséquents.

Ces avantages facilitent d'autant plus l'utilisation des eaux de rivière, de canal ou d'étang, que celles-ci sont plus froides que les eaux de puits pendant une partie de l'année; on observe alors une diminution de la pression de condensation. De même, avec des eaux relativement chaudes, on bénéficie du moindre écart de température observé généralement entre l'eau et le fluide qui se condense.

Toutefois, il est utile de préciser qu'en raison de l'influence de la température de condensation de l'humidité atmosphérique, l'emploi du condenseur à ruissellement est désavantageux dans les régions à climat humide. Il est nécessaire, le cas échéant, de calculer très largement les surfaces d'échange et d'augmenter la puissance disponible pour parer à des élévations de pression consécutives aux variations atmosphériques. L'appareil fonctionne d'autant mieux qu'il est soumis à l'action des vents dominants.

CHAPITRE IX

ÉVAPORATEURS ET FRIGORIFÈRES

L'évaporateur construit d'après les mêmes principes que le condenseur à immersion constitue le type classique du réfrigérant ; une solution incongelable refroidie au contact des serpentins sert d'agent de transmission du froid (fig. 32).

Dans cet appareil, le fluide frigorigène s'évapore et subit les transformations inverses de celles qui s'observent dans un condenseur. Cependant, le liquide en ébullition et la vapeur saturée prédominent ; il doit y avoir peu ou point de vapeur sèche.

Pratiquement, on ne tient pas compte des pertes par rayonnement des appareils, et on calcule les surfaces à donner aux serpentins en se basant sur la puissance frigorifique normale de la machine.

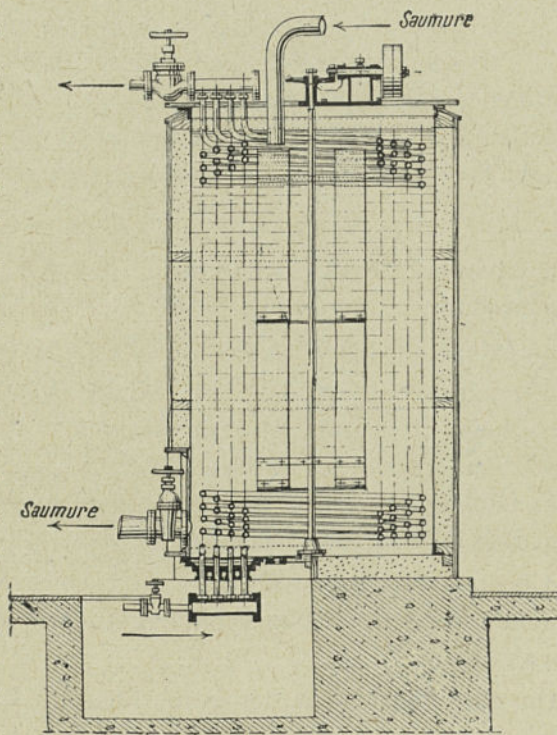


FIG. 32. — Réfrigérant cylindrique

Le coefficient de transmission par m^2 de surface extérieure, par heure et par degré de différence entre la température de vaporisa-

tion du fluide et la température moyenne de la saumure, a généralement pour valeur :

$$k = 150 \text{ à } 180.$$

Dans des circonstances exceptionnelles, il atteint même 200. Le chiffre le plus élevé est à retenir lorsque la circulation de la saumure est active et que le réfrigérant fonctionne en régime humide.

La différence de température moyenne entre le fluide et la saumure varie ordinairement de 5° à 7°, et l'écart entre le départ et la rentrée de la solution salée s'élève à 2° ou 3°.

Les caractéristiques du régime de fonctionnement les plus courantes sont les suivantes :

Température de vaporisation de l'agent frigorigène	$t_v = - 10^\circ$
d° de la saumure à la rentrée au réfrigérant	$= - 4^\circ$
d° d° à la sortie du réfrigérant	$= - 6^\circ$
d° moyenne de la saumure :	$^{\circ}\text{s} = - 5^\circ$
Différence de température moyenne :	$t_v - ^{\circ}\text{s} = 5^\circ$

La surface d'échange d'un évaporateur pour machine à ammoniaque de 80.000 frigories est alors la suivante :

$$\frac{80.000}{180 \times 5} = 88\text{m}^2,$$

soit environ 1^m210 de surface extérieure d'échange par 1.000 frigories produites à la machine.

La vitesse des agitateurs est de 15 à 25 tours à la minute.

Les parois de l'appareil sont munies d'un revêtement en liège d'au moins 10 centimètres d'épaisseur garanti par un plancher ou une chape en ciment grillagé. Les pertes par rayonnement sont plus faibles dans les réfrigérants cylindriques (8%) que dans les appareils rectangulaires (12%).

Une nouvelle forme d'évaporateur consiste à faire circuler la saumure dans des tuyaux immergés dans le liquide frigorigène qui s'évapore.

On utilise également des évaporateurs à tuyaux concentriques. La saumure circule dans le tube intérieur et $k = 500 \text{ à } 550 \sqrt{v}$, où v représente la vitesse de la saumure.

Détente directe. — La détente directe constitue un mode de refroidissement plus simple. Le fluide frigorigène absorbe de la

chaleur en s'évaporant dans des batteries de tubes placées directement dans le local à refroidir.

L'installation est économique et ne nécessite l'emploi d'aucun organe intermédiaire (pompes et tuyauteries de saumure, sel, etc...); aussi, les abaissements de températures se réalisent-ils très rapidement.

L'absence de réserve de froid au moment de l'arrêt des machines, les risques auxquels des fuites exceptionnelles peuvent exposer les denrées et le personnel et, accessoirement, les difficultés de dégivrement des tuyauteries, en constituent les principaux inconvénients.



FIG. 33

Les batteries sont le plus souvent disposées au plafond (fig. 33). Il faut avoir soin d'éviter les poches de vapeur et les étranglements.

Dans des conditions normales, le coefficient de transmission de chaleur par m^2 de surface extérieure, par heure et par degré de différence de température entre le fluide frigorigène et l'air à refroidir peut être évalué à :

7 à 12 frigories lorsque le fluide circule dans des tuyaux lisses
 4 à 6 d° d° dans des tuyaux à ailettes.

La différence de température entre le fluide et l'air ne doit pas être inférieure à 5 ou 6°; elle dépasse rarement 12°.

Le meilleur coefficient de transmission est obtenu lorsque l'aspiration trouve encore du liquide en ébullition ou de la vapeur humide à la sortie du réfrigérant (1); le rendement diminue si on aspire de la vapeur sèche ou surchauffée.

Lorsque des serpentins à détente directe servent au refroidissement de liquides en circulation rapide, le coefficient de transmission peut atteindre 70 frigories.

Frigorifère sec à détente directe. — Lorsqu'on veut augmenter l'efficacité du coefficient d'échange, on a recours à la ventilation artificielle.

On dispose généralement les serpentins du réfrigérant dans un compartiment spécial desservant au besoin plusieurs chambres (fig. 34).

Un ventilateur fait passer d'une façon continue l'air des locaux à refroidir au contact des batteries. L'échange de chaleur est alors plus actif et l'assèchement de l'air plus rapide; le dégivrement des serpentins peut s'effectuer plus aisément sans que l'on ait à redouter les apports d'humidité sur les denrées à conserver, ou une grande malpropreté des locaux lors des dégivrages. Enfin, les fuites qui peuvent exceptionnellement se produire sont plus faciles à circonscrire.

Le coefficient de transmission de chaleur varie suivant la vitesse de l'air dans l'appareil; celle-ci ne dépasse pas 3 mètres par seconde.

On compte environ :

15 calories lorsque la vitesse ne dépasse pas 1 mètre par seconde
 20 à 25 d° pour une vitesse de l'air de 2 à 3 mètres d°

Lorsqu'on emploie des tuyaux à ailettes, ces valeurs diminuent de moitié (voir chap. IX).

(1) Comme c'est le cas dans les installations à surchauffe.

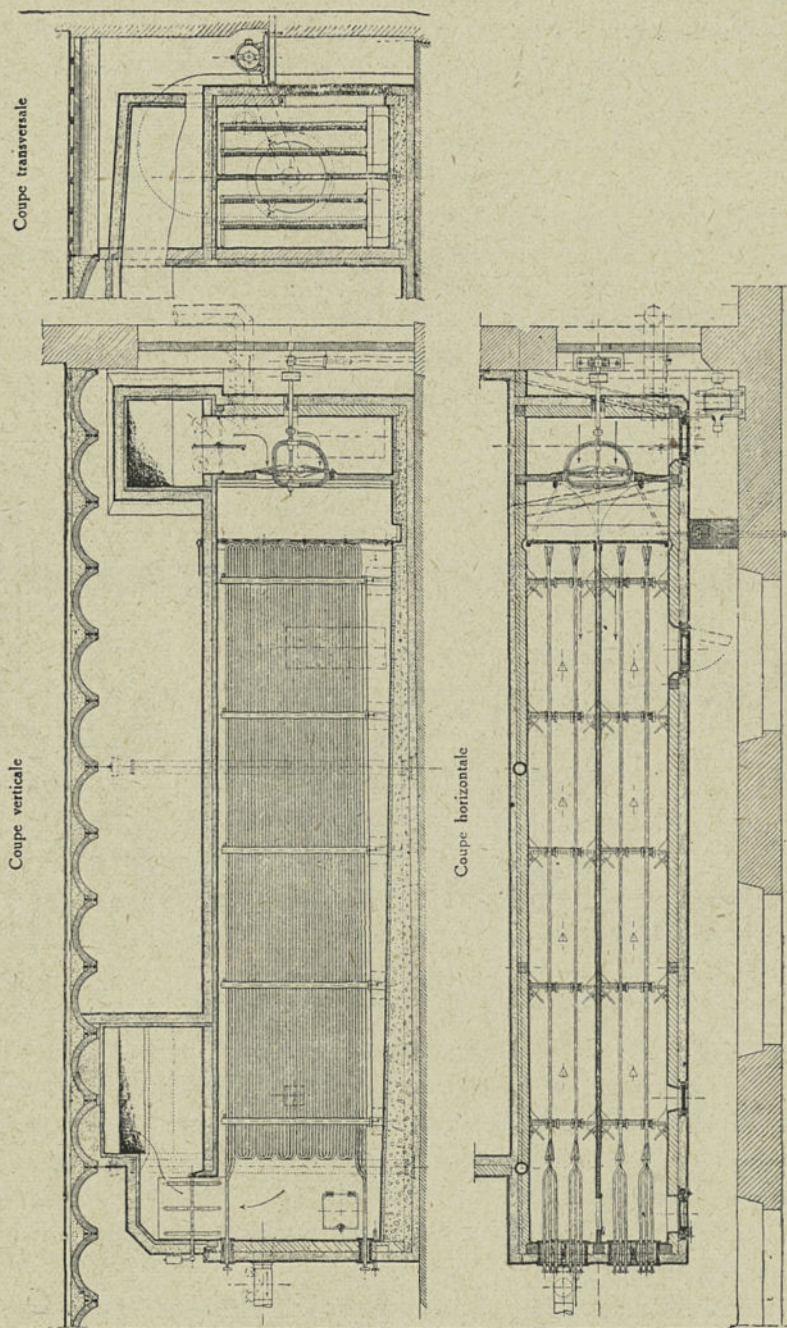


FIG. 34. — Frigorifère sec à détente directe (Fixary)

La différence de température entre le fluide frigorigène et l'air des chambres à refroidir est d'environ 10° .

On peut travailler, par exemple, dans les conditions suivantes :

Température de la chambre froide.....	— 6°
d° de l'air à l'entrée du frigorigère.....	— 5°
d° d° à la sortie d°	— 9°
d° moyenne dans le frigorigère	— 7°
d° de vaporisation du fluide.....	— 15°

Frigorigère à détente et à ruissellement. — Ce système constitue un intermédiaire entre les frigorigères secs à détente et les appareils utilisant une solution incongelable comme agent de transmission du froid (fig. 35).

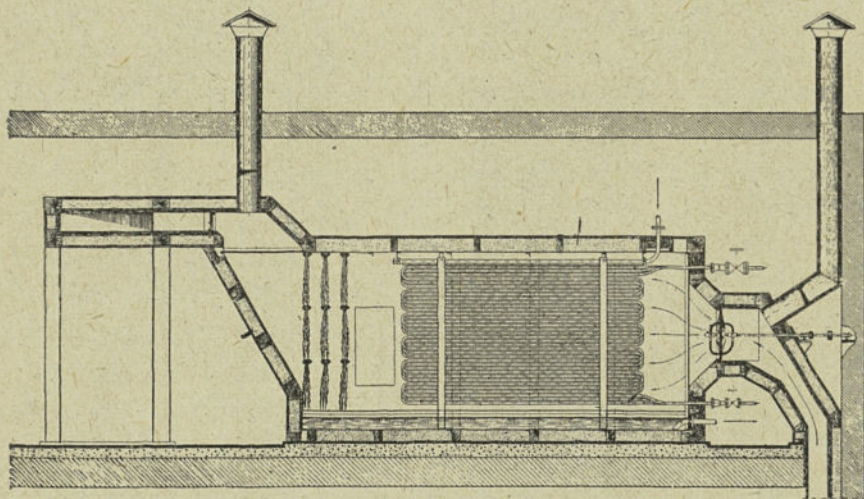


FIG. 35. — Frigorigère à détente et à ruissellement

Les serpentins sont disposés comme dans le frigorigère sec, mis une pompe centrifuge assure un arrosage continu des batteries par de la saumure recueillie dans une cuvette au bas de l'appareil. La surface de rayonnement se trouve ainsi augmentée. Mais la saumure a pour principal avantage de provoquer un assèchement de l'air d'autant plus efficace que la teneur en sel de la solution est plus grande.

On évite d'ailleurs les inconvénients du dégivrage. Par contre, il est nécessaire de reconcentrer l'eau salée soit par évaporation,

soit par addition de sel, lorsque le degré de saturation n'est plus suffisant pour éviter la congélation du liquide.

La vitesse de l'air dans le frigorigère est réduite à 1^m50 ou 2 mètres par seconde pour éviter les entraînements de saumure dans les canaux d'air. Le coefficient de transmission de chaleur a généralement pour valeur :

20 calories lorsque la vitesse de l'air ne dépasse pas 1^m par seconde.

20 à 25 calories pour une vitesse variant de 1^m50 à 2^m.

25 à 30 d° si elle passe à 2 ou 3^m par seconde.

Les différences de température moyennes les plus observées sont les suivantes :

Entre l'agent frigorigène et la saumure : 5 à 7°.

d° la saumure et l'air : 5 à 6°.

On obtiendra par exemple les caractéristiques de régime suivantes :

Température de vaporisation de l'agent frigorigène. — 12°

d° de la saumure dans le frigorigère — 6°

d° de l'air à l'entrée du frigorigère + 2°

d° d° à la sortie d° — 2°

d° moyenne de l'air dans l'appareil 0°

La différence de température entre le fluide frigorigène et l'air étant de 12°, si la vitesse de celui-ci est de 2^m par seconde, la surface à donner à un appareil de 80.000 frigories sera de :

$$\frac{80.000}{25 \times 12} = 267 \text{ m}^2$$

Il est évident qu'on a intérêt à réduire les écarts de températures lorsqu'on doit travailler à des pressions de vaporisation relativement basses.

Emploi de la saumure comme agent de transmission du froid. —

Dans de nombreux cas, on trouve avantageux d'employer la saumure refroidie par l'évaporateur comme véhicule du froid.

Les installations sont alors plus souples, la solution incongelable pouvant se transporter aisément à distance à l'aide de pompes de circulation, et présentant en outre l'avantage de constituer une petite réserve de froid en cas d'arrêt de la machine.

Refroidissement par circulation de liquide incongelable. —

Le refroidissement s'effectue par surface lorsque la saumure

s'écoule dans des tuyauteries lisses ou à ailettes, autour desquelles circule le liquide ou l'air à refroidir.

Comme dans le système de la détente directe, les batteries sont disposées dans les chambres froides ou dans un compartiment spécial muni d'un ventilateur et formant le *frigorifère à circulation de saumure* (fig. 36). Les inconvénients du dégivrage sont les mêmes que pour la détente directe.

Il est désavantageux de donner une longueur trop grande aux batteries de circulation qui ne dépassent généralement pas 200 mètres si l'on emploie des tuyaux lisses et 80 mètres pour des tuyaux à ailettes. On réduit ce développement (de 50 à 60%) lorsqu'on doit travailler à basse température.

La différence de température entre l'entrée et la sortie de la saumure varie le plus souvent de 1,5 à 2°, et la différence des températures moyennes entre l'air et la saumure de 3° à 9°. La vitesse de la saumure dépasse rarement 0^m40 à la seconde dans les tuyauteries des chambres ou frigorifères et 1^m50 dans les conduites principales.

Les caractéristiques des tuyauteries et leurs coefficients de transmission sont donnés au chapitre IX. Pour le refroidissement d'un liquide au repos,

$$k = 50 \sqrt{v}, \quad v \text{ étant la vitesse de la saumure.}$$

Les batteries en chambres froides sont disposées de façon à recevoir la saumure froide au point bas. Elles sont parfois complétées ou remplacées par des accumulateurs de saumure formés par des tuyauteries de grand diamètre (0^m20 à 0^m40), ou « brine-drums ».

Dans un frigorifère, on cherche à introduire la saumure la plus froide du côté du refoulement, la sortie s'effectuant du côté de l'aspiration, de façon à réaliser le principe du contre-courant.

Frigorifères humides. — Lorsqu'on veut obtenir un air plus sec, le refroidissement s'opère généralement par contact direct avec la saumure qui ruisselle.

Le *frigorifère à disques* rentre dans cette catégorie. Il est constitué d'un réservoir rectangulaire comportant généralement à la base les serpentins du réfrigérant plongés dans la saumure; on obtient

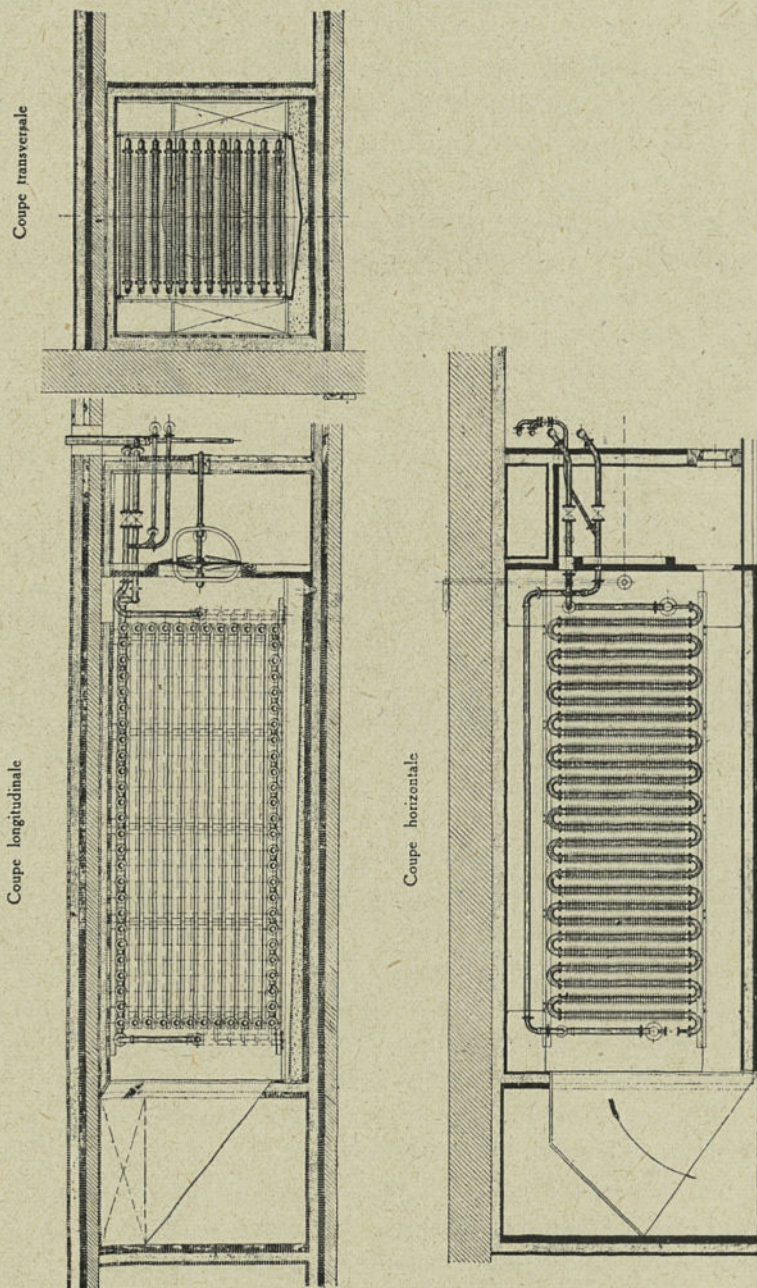


FIG. 36. — Frigorifère à circulation de saumure (Fixary)

alors une température uniforme de la solution salée en créant une agitation continue au moyen d'une hélice (fig. 37).

Des disques en tôle mince et très rapprochés sont disposés sur une série d'arbres parallèles fixés sur les parois longitudinales du réservoir, au-dessus du niveau de la solution.

La partie inférieure des disques plonge dans la saumure et leur surface est maintenue constamment humide par un mouvement de rotation lent et uniforme. L'air est projeté à travers les disques par un ventilateur.

L'appareil est lourd et encombrant; l'entraînement des disques nécessite une dépense de force motrice supplémentaire.

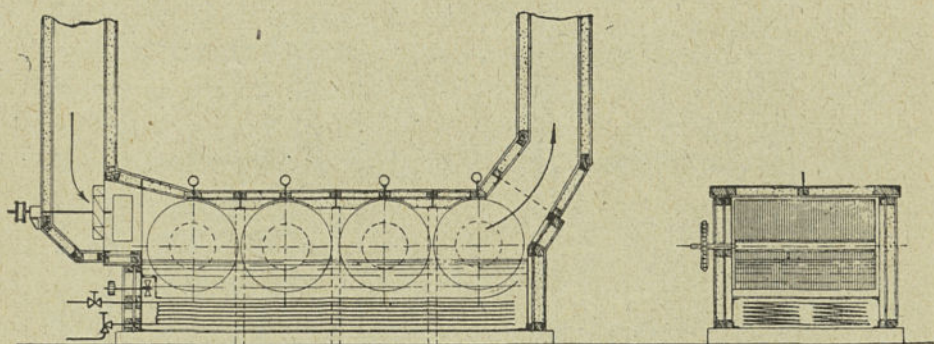


FIG. 37. — Frigorifère à disques

Les particularités de construction sont les suivantes :

Surface des disques plongés dans la saumure : $1/3$ ou $1/4$

Vitesse de rotation des disques : 5 à 8 tours par minute

Diamètre maximum des disques : 2 mètres

Puissance absorbée : $3/10$ à $5/10$ de C. V. par arbre à disques.

La vitesse de l'air à travers le frigorifère ne doit pas dépasser 3 mètres par seconde.

Le coefficient de transmission de chaleur par heure, par degré de différence de température entre l'air et la saumure et par m^2 de surface de disques (2 faces) en contact avec l'air est d'environ :

8 à 12 calories quand la vitesse de l'air varie de 1 à 2^m par seconde.

12 à 16 do pour une vitesse de 2 à 3 mètres.

Les frigorifères à pluie de saumure et à cascades sont d'un modèle plus simple.

Parfois, on fait tomber l'eau salée sous forme de pluie intense ; l'air circulé à travers et autant que possible en sens inverse. Les projections sont à craindre et l'appareil doit être disposé en hauteur.

Le plus souvent, les surfaces de refroidissement sont constituées par des étagères en tôle perforée disposées en gradins (cascades) (fig. 38), des tôles unies ou perforées, plates ou ondulées, placées verticalement, des cylindres en tôle perforée ou des treillis métalliques superposés, des panneaux de bois ou des bandes d'étoffe, etc., sur lesquels ruisselle la saumure. Les serpentins réfrigérants sont disposés au fond d'une cuve soutenant le système, à moins que le liquide incongelable ne soit tiré d'un évaporateur ordinaire par une pompe de circulation.

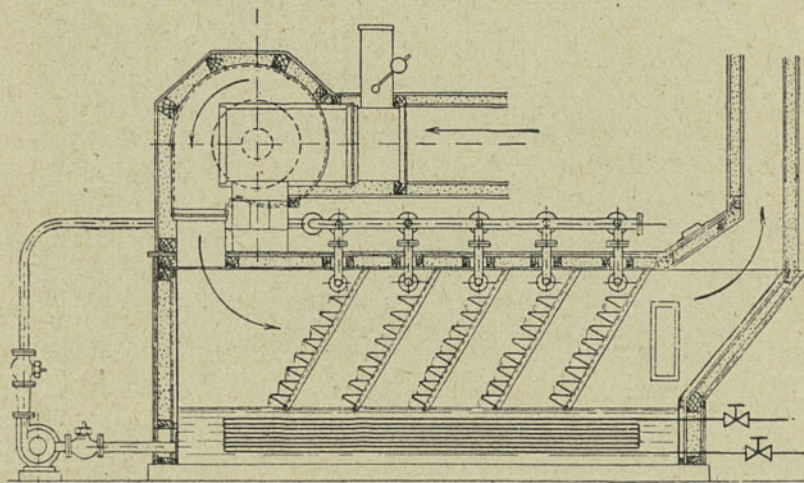


FIG. 38. — Frigorifère à cascade

On évite les projections de saumure dans les canaux d'air en réduisant la vitesse de l'air dans l'appareil à 1^m ou 1^m50 .

On peut disposer également à la sortie du frigorifère des tamis formés de panneaux, de chicanes en toile métallique, etc., le plus souvent de fascines de bouleaux ; ce procédé contrarie la ventilation, et les fascines ou les chicanes doivent être réparties avec soin.

Un procédé très ancien de Pictet, apprécié en Amérique, supprime la circulation forcée. Le frigorifère est disposé sur un faux plafond au-dessus des locaux à refroidir. Un jet de pulvérisation

forme un brouillard ininterrompu et l'air circule naturellement par différence de densité (fig. 39).

Le coefficient de transmission d'un frigorifère à pluie, par heure et par degré de différence, est de 500 à 600 calories par mètre cube de l'espace de ruissellement, et le réchauffement de la saumure ne dépasse pas 1° ($0^{\circ}5$ à $0^{\circ}8$).

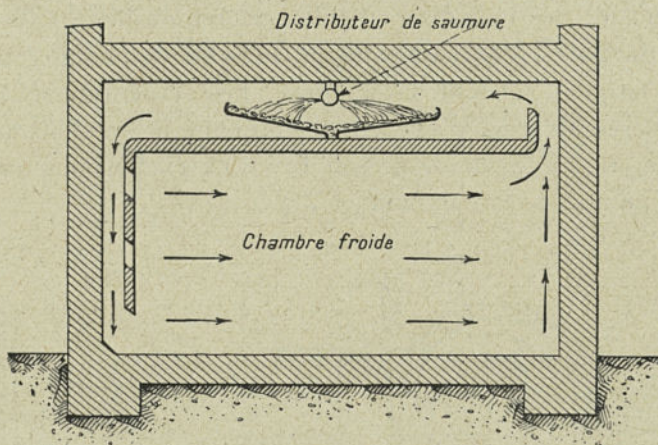


FIG. 39

Pour les frigorifères à tôles verticales avec ruissellement des deux côtés, on peut adopter les mêmes valeurs d'échange que pour les frigorifères à détente et à ruissellement.

On a parfois intérêt à combiner un système de refroidissement par circulation d'air naturelle avec une installation à circulation artificielle (fig. 40).

Le frigorifère sert surtout à refroidir et à assécher l'air frais qu'on introduit dans le circuit. Trop souvent son action est nuisible à la circulation naturelle et diminue l'efficacité des batteries réfrigérantes disposées dans les salles. L'installation de ce système mixte doit être étudiée par des spécialistes expérimentés. Ordinairement, le frigorifère est appelé à produire le $1/3$ de l'effet frigorifique nécessaire.

Un frigorifère ne transmet en général que 70 ou 80 % des frigorifiques produites par la machine, en raison des pertes par les parois, le réchauffement de l'air et de la saumure par circulation, les dégivrages, etc.

La surface occupée par les tuyauteries lisses diminue d'environ 10 % la section de passage de l'air.

Liquide incongélable. — On emploie, pour la confection d'un liquide incongélable ou *sauture* :

soit du chlorure de sodium dénaturé (sel marin)	$Na\ cl$
soit du chlorure de calcium	$Ca\ cl^2$
ou du chlorure de magnésium	$Mg\ cl^2$

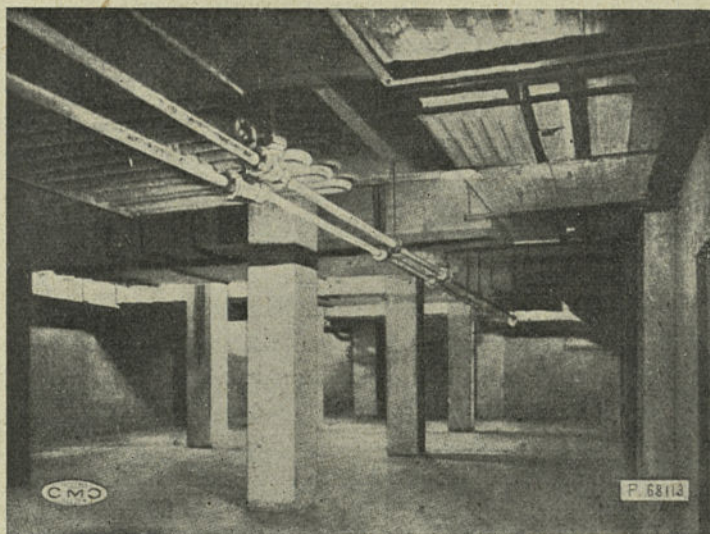


FIG. 40. — Salle refroidie par système mixte

Le *chlorure de sodium* nécessite l'intervention de dénaturants qui ne sont pas toujours sans inconvénients. On le neutralise en y ajoutant généralement 1 à 2 % de soude caustique ou 2 à 3 % de carbonate de soude ; on emploie aussi le goudron, mais ce produit présente le désavantage, s'il n'est pas éliminé au moment de la préparation, de déposer sur les tubes et d'en diminuer le coefficient de transmission ou de provoquer des obstructions partielles.

On doit rejeter les sels dénaturés à la naphthaléine ou au pétrole dans les appareils à ruissellement, à cause des odeurs.

Le *chlorure de calcium* forme des solutions moins corrosives et permet de descendre à un point de congélation moins élevé. On trouve couramment dans le commerce, soit le chlorure de calcium

fondu à 75 ou 80 %, en cylindres métalliques de 250^k, soit le chlorure de calcium desséché à 90 ou 95 %, logé le plus souvent en fûts en bois d'environ 400^k. Ce dernier contient moins d'impuretés.

On a essayé aussi de neutraliser le chlorure de calcium avec de la soude caustique dans la proportion de 0,5 % de sel ; le procédé est inefficace.

Il est dangereux de mélanger des solutions composées de sels différents en sorte que l'eau de mer ne peut s'employer avec Ca Cl^2 ou Mg Cl^2 . Les sels doivent être aussi purs que possible, exempts de sulfate de soude et autres composés. Le *chlorure de magnésium* est précipité par l'ammoniaque, même en très petite quantité ; sa présence dans le chlorure de calcium ou le chlorure de sodium produit de l'acide chlorhydrique qui favorise les corrosions.

La solubilité varie avec la température ; pour la plupart des sels, elle augmente quand la température s'élève.

Pour éviter des dépôts d'impuretés toujours gênants dans les pompes et les tuyauteries, il est utile de préparer la solution dans un bac séparé et de la filtrer dans des sacs, des tamis composés de fibre de bois ou de tout autre façon. On peut également employer un bac à double fond perforé où l'eau est amenée sous pression par le bas, le sel étant disposé à la partie supérieure ; on décante ensuite. Il est recommandable de vidanger les appareils à saumure plusieurs fois par an et de leur faire subir un bon lavage. Toute installation rationnelle devrait d'ailleurs comporter un filtre à saumure branché sur le circuit de retour au réfrigérant.

Le bain doit être suffisamment chargé en sel pour éviter une congélation même partielle au contact des serpentins réfrigérants ; d'autre part, un excès peut amener la cristallisation à certains moments. Le degré de saturation est observé au densimètre ou à l'aéromètre Beaumé, les lectures étant faites ou ramenées à la température de + 15°.

Les tables annexes donnent les caractéristiques des différents sels et solutions, tout en indiquant la proportion à admettre dans chaque cas.

Le *point de congélation* des solutions est réglé d'après la température de vaporisation des fluides frigorigènes la plus basse, observée pendant la marche aux manomètres d'aspiration. Il est

même recommandable d'admettre une marge de sécurité et de se tenir à quelques degrés en-dessous. Le degré de concentration des bains en service doit être vérifié périodiquement et régulièrement. La densité normale d'un bain diminue à mesure que la température s'élève; elle varie d'environ 0,0006 par 1° c. pour le chlorure de calcium. Ainsi, si la densité d'une solution de $Ca Cl^2$ est de 1,20 à +15°, elle sera de 1,215 à - 10° et de 1,161 à + 80°.

Le *pouvoir d'absorption de l'humidité* de l'air par un bain incongelable est proportionnel à sa teneur en sel. Cette propriété résulte de la diminution relative de tension des vapeurs émises par la solution, diminution proportionnelle au nombre de molécules du sel contenu dans une molécule de solution (Loi de Raoult).

Si on désigne par :

Fe , la tension maxima de la vapeur d'eau à la température de la solution,

Fs , la tension de la vapeur d'eau émise par la solution salée,

P , le poids de sel dissous dans 100^k d'eau,

A , un coefficient variable suivant la nature du sel,

E , la proportion de vapeur d'eau contenue dans l'air à refroidir,

Fa la tension maxima de la vapeur d'eau à la température de l'air.

Le degré de concentration $c = \frac{P}{100+P}$

$A = 0,006$ pour le chlorure de sodium,

$= 0,00635$ de le chlorure de calcium,

Si, par exemple, la solution contient 20 % de $Ca Cl^2$ (25^k par 100^k d'eau), on a :

$$Fe - Fs = 0,00635 \times 25 \times Fe = 0,15 Fe$$

$$\text{et } Fs = 0,85 Fe$$

Si on doit refroidir de l'air à l'état hygrométrique E , la tension de vapeur de cet air est $E \times Fa$.

Si $E \times Fa$ est supérieur à Fs , il y a condensation de l'humidité de l'air jusqu'à ce que $E \times Fa = Fs$; l'air sera donc non seulement refroidi, mais desséché, et l'état hygrométrique est ainsi indépendant de la marche du compresseur.

La saumure absorbe, en même temps que l'humidité, la plupart des impuretés et des germes contenus dans l'air; le bain est stérilisé lorsqu'on le concentre par évaporation.

Cette propriété ne constitue pas un avantage exclusif. Lorsque le refroidissement s'effectue par rayonnement, par exemple, l'humidité qui se condense sur les tuyauteries réfrigérantes emprisonne également les bactéries recueillies dans l'air ; celles-ci sont entraînées avec les eaux de dégivrage.

Inconvénients de la saumure. — La saumure présente le gros inconvénient de ronger les tuyauteries et les parties métalliques en contact avec elle ; l'emploi de dénaturants est généralement inefficace.

La rapidité des corrosions varie suivant la nature du métal, le degré de propreté du bain et la vitesse du liquide ; elle augmente avec la température et le degré de saturation par l'air, mais une saumure diluée est plus corrosive qu'une solution très concentrée.

On peut admettre, comme règle grossière, que le cuivre et le laiton résistent cinq fois mieux que la fonte et dix fois mieux que le fer ou l'acier. On a même observé, sur des appareils à concentration recevant des solutions à température élevée, que des tubes de cuivre duraient 30 ou 40 fois plus longtemps que des tubes en fer cependant 2 fois plus épais. L'acier résiste un peu mieux que le fer.

Mais, d'une manière générale, la corrosion n'est vraiment active que là où la saumure est saturée d'air ; on peut estimer que la présence d'air dans la saumure rend les corrosions cinq fois plus rapides et que la durée d'un métal peut être réduite à 10 % de la normale, si, par surcroît, les surfaces sont simplement arrosées et mises à sec par intermittence.

Cette augmentation du pouvoir corrosif paraît due à l'action combinée de l'acide carbonique et de l'oxygène de l'air suivie de la formation d'acides divers.

Elle se trouve aidée par l'emploi fréquent, dans la construction des appareils, d'alliages de métaux différents ou non homogènes toujours propres à former des couples voltaïques ; avec les saumures qui sont toutes des électrolytes, l'emploi de tubes galvanisés intérieurement est à déconseiller.

L'hydrolite liquide a la réputation de chasser l'air dissous dans les solutions de chlorure de sodium et de former un précipité insoluble des impuretés qui y sont contenues. L'acidité d'une saumure,

qui forme un élément essentiellement actif des corrosions, peut être combattue par l'emploi d'une base appropriée (soude, chaux, magnésie). La soude caustique s'ajoute aux solutions fraîches de chlorure de sodium (1^k500 à 2^k par mètre cube). La chaux additionnée convenablement à une solution de chlorure de calcium rend celle-ci momentanément inoffensive; on sait, en effet, que l'eau de chaux, qui absorbe facilement le gaz carbonique de l'air, est alcaline et neutralise les acides pour former des sels de calcium. Il faut n'employer que des chaux vives, de bonne qualité, pures, exemptes de magnésie, qu'on fait dissoudre comme le sel et qu'on ajoute ensuite à la saumure sous forme de bouillie ou de solution (1^k à 1^k500 de chaux vive par mètre cube de saumure).

On réduit d'ailleurs, dans une certaine mesure, le contact avec l'air en couvrant soigneusement les bacs et les évaporateurs, en veillant à ce que l'orifice des conduites de retour soit immergé dans le liquide, enfin, en purgeant fréquemment les tuyauteries de circulation à l'aide de robinets disposés sur les points hauts des batteries ou des conduites.

Les chaudières de dégivrage doivent être également pourvues de purges ou de soupapes suffisantes pour assurer l'évacuation de l'air et des gaz mis en liberté au moment du réchauffement.

Il est à noter que les fuites d'ammoniaque renforcent les propriétés de la saumure, et une solution de chlorure pure et neutre devient alcaline, tandis qu'elles augmentent l'action corrosive d'un bain déjà acide. Le réactif de Nessler colore en brun la saumure portant des traces d'ammoniaque; la phénolphtaléïne et le papier de tournesol servent d'indicateurs d'acidité, et le changement de coloration doit être peu prononcé.

L'électrolyse des sels est un phénomène assez connu, et un défaut d'isolation des canalisations électriques est toujours dangereux; on n'a pas encore trouvé de formule pratique pour retarder l'action décomposante de l'électrolyte qui s'exerce sur le métal le plus négatif (zinc par exemple), en commençant par les alliages. L'emploi de la magnésie, qui jouit du privilège d'être indécomposable par les courants électriques est pcurtant à recommander. Les vapeurs salées nuisent également à la conservation des canali-

sations électriques et leur action est naturellement plus sensible sur les appareils à courant continu.

Des nettoyages fréquents, l'emploi judicieux de filtres convenablement disposés évitent l'accumulation de dépôts boueux et salés dans les pompes et appareils. La clarté du liquide est d'ailleurs le meilleur indice d'un bon fonctionnement.

Lorsqu'on met un appareil à saumure en chômage, il convient de le laisser complètement baigné par la solution ou de le remplir d'eau fraîche. Sinon, il est prudent d'en faire la vidange avec soin et de procéder à un nettoyage minutieux et complet visant surtout les parties difficilement accessibles (raccords, brides, étriers, etc.). Dans cet ordre d'idée, il est bon de veiller à ce que les tuyauteries de circulation et surtout les coudes soient faciles à démonter.

On constate généralement que les tubes des éléments se détériorent plus facilement au niveau des colliers d'attache. Le fait est dû à la présence de dépôts salés et d'impuretés de toute nature qui s'y rassemblent pendant la marche et ne peuvent s'éliminer qu'à la suite d'un démontage et de nettoyages généralement longs et pénibles.

Les parties grattées et brossées à fond sont peintes avec soin. On trouve dans le commerce des peintures résistant bien à l'action du froid et de la saumure. Le minium de plomb, surtout s'il est posé à chaud, donne les meilleurs résultats ; le goudron et ses sous-produits sont également très employés, quoique jouissant d'une qualité isolante assez appréciable.

Concentration de la saumure. — Lorsque le refroidissement de l'air ou d'une substance quelconque s'effectue par contact direct avec la saumure, il se produit une condensation de la vapeur d'eau et une absorption d'humidité qui ont pour effet d'appauvrir la solution. Celle-ci augmente de volume en même temps que sa densité et son point de congélation diminuent. On ramène cette densité au degré voulu, soit en ajoutant du sel neuf à la solution appauvrie, soit en faisant évaporer par la chaleur l'excès d'eau qu'elle renferme.

Le premier procédé est peu économique. Avant d'ajouter du sel on est obligé de sacrifier une partie du bain dont le volume est limité à la capacité des appareils et des tuyauteries ; la dissolution du

chlorure de calcium desséché dégage d'ailleurs une assez grande quantité de chaleur.

On emploie souvent un bac à double fond pourvu d'un tamis à fibre de bois. Le chlorure est déposé à la partie supérieure du bac et se trouve dissous par la solution appauvrie amenée par une pompe ; la saturation doit être aussi complète que possible et on vérifie la densité du bain régénéré dans les bacs ou évaporateurs lorsqu'on juge que le mélange est suffisant. Il faut que la solution ajoutée soit libre de toute impureté à son entrée aux appareils.

Dans une installation importante ou bien conçue, on concentre la saumure par évaporation. Cette méthode est surtout à recommander dans les usines dotées d'appareils à vapeur. On réchauffe alors la saumure à l'aide de serpentins de vapeur à pression modérée (2 à 3^k), jusqu'à ce que l'excès d'eau contenue dans la solution s'évapore ; il n'est pas rationnel d'employer des chaudières à feu nu.

Il existe des appareils de différents modèles. Les systèmes à concentrer à doubles tuyaux et à contre-courant donnent d'excellents résultats ; ils sont généralement munis d'échangeurs de température également à tubes concentriques où la saumure enrichie est refroidie par la solution appauvrie venant de l'évaporateur ou du réfrigérant et, accessoirement, par un courant d'eau fraîche. Dans des conditions normales, un bon appareil ne consomme guère plus de 125 kilogs de vapeur pour la concentration de 100 kilogs de solution ; l'opération équivaut à l'addition d'environ 20 kilogs de chlorure.

Les appareils à concentrer par évaporation sont généralement peu appréciés des mécaniciens. Bien qu'ils ne soient pas toujours au point, parce que peu répandus, il est presque toujours facile d'en tirer le meilleur parti. Il est bon de veiller à ce qu'ils soient facilement accessibles et démontables, et il est avantageux de n'employer que des tubes de cuivre comme surface de transmission entre la vapeur et la saumure. Dans de nombreux cas, leur surveillance est moins ennuyeuse que certaines opérations de dégivrage.

Dégivrage des tuyauteries réfrigérantes. — L'air refroidi par rayonnement se condense au contact des tuyauteries réfrigérantes jusqu'à ce que sa tension corresponde à la température des surfaces

SOCIÉTÉ INDUSTRIELLE DU NORD

7 NOV 1923

HOPITAL MILITAIRE LILLE

de refroidissement. L'humidité se dépose sous forme de givre dont le coefficient de conductibilité fort peu élevé (0,5) diminue l'effet des batteries de 50 à 75 % (et même davantage) lorsque l'épaisseur dépasse un centimètre. Il est donc indispensable de faire disparaître périodiquement ce givre qui diminue notablement la puissance de réfrigération.

Dans la *détente directe*, on dégivre généralement en refoulant le gaz chaud dans les batteries, comme dans un condenseur ; la chaleur dégagée par la compression suffit à faire fondre les dépôts rassemblés sur les serpentins.

L'eau de fusion est alors recueillie dans des goulottes à demeure munies de conduites d'évacuation, ou dans des récipients quelconques vidés après chaque opération.

Il importe de toute façon que le givre ne puisse tomber sur les denrées. Le dégivrage s'opère naturellement si, pendant les heures d'arrêt, la température du local remonte au-dessus de 0°.

Lorsqu'il s'agit de tuyauterie à *circulation de saumure*, on enlève parfois le givre à la main à l'aide d'outils plus ou moins appropriés. Ce procédé, qui nécessite un travail long et pénible, ne permet pas un nettoyage complet des tubes qu'on ébranle par des chocs répétés ; il en résulte presque toujours des fuites aux joints ou tout au moins la casse d'un certain nombre d'ailettes. L'arrosage des tubes par une pluie de saumure est défectueux.

Le procédé le plus employé consiste à faire circuler de la saumure tiède dans les batteries à dégivrer, au moyen d'une pompe réservée à cet effet. La saumure est réchauffée dans une chaudière spéciale, un autoclave ou un appareil à doubles tuyaux.

Il est bon de ne pas employer une solution trop chaude pour le dégivrage, de façon à éviter des variations de température trop grandes dans la chambre et dans les tuyauteries. Dans les locaux de quelque importance, on ne procède que sur une seule batterie à la fois.

Les tubes se trouvent débarrassés des dépôts adhérents intérieurement lorsqu'on fait circuler la solution chaude en sens inverse de la saumure froide. Le givre est recueilli dans des gouttières,

comme pour la détente directe. La largeur des gouttières est d'environ : $1,2 \times$ diamètre des tubes lisses.

$0,8 \times$ diamètre extérieur des tubes à ailettes.

Dans les *frigorifères secs* à détente directe ou à circulation de saumure, le dégivrement est plus commode. La fonte de givre est obtenue d'après les principes exposés ci-dessus. Très souvent, le frigorifère est divisé en deux compartiments pouvant s'isoler et se dégivrer séparément.

Si l'air à refroidir entre dans l'appareil à une température supérieure à 0° , il est avantageux de pouvoir inverser la circulation sur chacun des deux compartiments, de manière à utiliser l'air le plus chaud pour faciliter la fusion. On peut même faire appel à l'air chaud venant de l'extérieur. L'eau de fusion est recueillie dans une cuvette formant le plancher du frigorifère. On active parfois le décollément et l'évacuation du givre par un jet de vapeur, d'eau tiède et même d'eau fraîche ; il faut éviter des variations de température trop grandes dans l'appareil, et les conduites d'eau et de vapeur doivent être protégées contre le gel.

On assèche toujours le compartiment par un courant d'air sec avant de le remettre en service. Il importe que l'on puisse circuler facilement autour des batteries de serpentins.

Ces procédés de dégivrage ne sont satisfaisants que si l'installation est soignée dans les détails. Les pentes des cuvettes doivent être suffisantes et les conduites d'évacuation à l'abri d'un engorgement toujours dangereux en raison des risques de gel. Il est assez rare de rencontrer des dispositifs donnant toute satisfaction à ce sujet.

Circulation de l'air. — Dans les *batteries sans ventilateur*, la circulation s'exerce par différence de densité ; l'air refroidi au contact des serpentins est plus dense et tend à tomber. Lorsqu'on emploie la circulation artificielle, la vitesse de l'air ne doit pas dépasser certaines limites. Dans les frigorifères mêmes, cette vitesse est généralement la suivante :

Frigorifères secs	:.....	2^m5 à 3^m	par seconde.
d°	humides à disques :	1^m5 à 3^m	»
d°	d° à ruissellement :	1^m5 à 2^m	»
d°	d° à pluie :.....	1^m à 1^m50	»

On obtient alors un courant d'environ 4 à 5^m (4^m à l'aspiration, 5^m au refoulement) par seconde dans les canaux principaux, d'environ 1^m dans les conduites de dérivation et 0^m50 aux orifices. Dans les chambres, la circulation moyenne est de 0^m10.

Les vitesses et les débits se mesurent à l'aide d'anémomètres ou de tubes Pitot-Darcy.

La ventilation par refoulement est plus efficace que la ventilation par aspiration, et il est nécessaire que la totalité de l'air passant par les frigorifères soit régulièrement refroidie, et puisse lécher les surfaces de refroidissement. On obtient ce résultat par l'emploi de chicanes convenablement disposées.

Les canaux d'air sont généralement composés de gaines rectangulaires à surfaces bien lisses, en bois imprégné d'huile de lin cuite, de sulfate de fer ou d'antimoine, ou en fibro-ciment, et pourvues d'orifices pour l'aspiration et le refoulement. Ces orifices sont placés sur le côté pour l'aspiration et tournés vers le sol pour le refoulement (fig. 41); dans les petites installations, on règle les ouvertures à l'aide de registres que l'on peut manœuvrer de l'extérieur. Il est utile de tenir ces registres fermés tant que les portes des chambres restent ouvertes.

Les canaux de distribution ne doivent être ni trop serrés, ni trop espacés, et il n'y a aucun avantage à donner une section décroissante aux conduites principales. La longueur de celles-ci ne doit pas dépasser 50 à 60 mètres.

Le *coefficient de brassage* représente le nombre de fois que la totalité de l'air des locaux passe sur le frigorifère en 1 heure.

Il varie de 10 à 15 pour les chambres de réfrigération et de conservation. Pour les chambres de congélation, ce coefficient est plus élevé et varie de 25 à 30; parfois même il atteint 40. On l'évalue plus exactement en tenant compte des différences de température observées entre l'entrée et la sortie de l'air dont la chaleur spécifique est de 0,31.

Si l'air entre dans le frigorifère à + 2°, par exemple, pour en sortir à — 2°, chaque mètre cube d'air véhicule : $4^{\circ} \times 0,31 = 1,24$ frigories.

Pour envoyer 20,000 frigories par heure dans une chambre, le

débit du ventilateur devra être de : $\frac{20.000}{4 \times 0,31} = 16.130\text{m}^3$, soit par seconde : $\frac{16.130}{3.600} = 4\text{m}^350$.

Renouvellements d'air. — Il est indispensable de renouveler de temps à autre l'air vicié dans les chambres froides et de le remplacer par de l'air frais que l'on fait d'abord passer par les frigori-fères afin de le refroidir et de l'assécher avant de l'envoyer dans les locaux desservis. L'air vicié s'échappe alors au dehors par les portes des chambres ou par un tuyau spécial sous l'effet de la légère sur-pression du ventilateur.

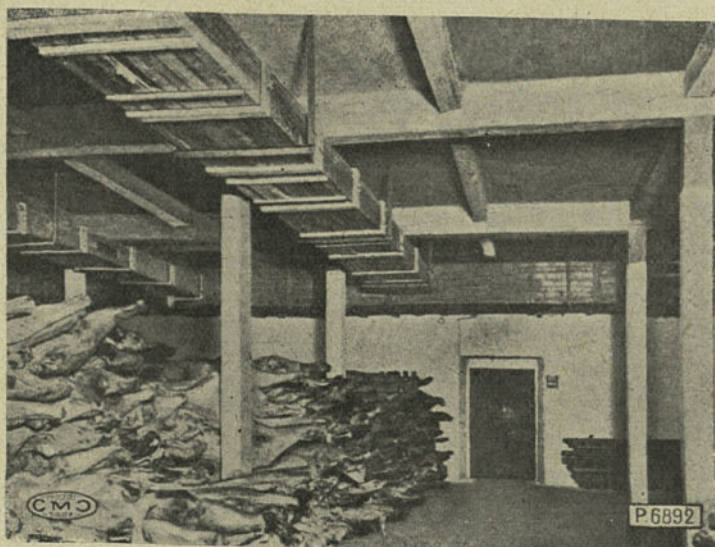


FIG. 41

Dans les installations bien comprises, les opérations de renouvellement s'effectuent à l'aide d'un ventilateur spécial qui évacue l'air vicié à l'extérieur et peut en même temps servir à éliminer les vapeurs et les gaz provenant des dégivrages ou de l'introduction de denrées fraîches (viandes, etc.). On aspire l'air pur du dehors par le ventilateur du frigori-fère s'il est disposé convenablement et

muni d'une cheminée d'aération spéciale branchée sur l'aspiration. Il est même possible de réduire les pertes de froid en provoquant un échange de température par surface entre l'air froid qui sort et l'air chaud qui rentre.

Théoriquement, on doit renouveler l'air des chambres quatre fois par jour. Cependant, la plupart des exploitants trouvent ce chiffre exagéré parce qu'entraînant une dépense de froid considérable atteignant parfois le 1/3 ou le 1/4 de la production frigorifique d'un établissement. On compte en effet environ 15 frigories par mètre cube d'air renouvelé. Les renouvellements d'air s'effectuent automatiquement et même trop fréquemment lors de l'ouverture des portes des chambres. Aussi, d'une façon générale, les réduit-on au minimum nécessaire pour éviter les mauvaises odeurs et le développement des moisissures, en ne les effectuant d'ailleurs que lorsque l'air extérieur n'est ni trop chaud ni trop humide.

Ventilateurs et pompes. — La chaleur produite par l'agitation de l'air ou d'un liquide est comptée à raison de 635 calories par cheval-heure fourni aux appareils. Le réchauffement est généralement compris entre :

0°2 à 0°5 pour la saumure.

0°3 à 0°5 pour l'air (environ 0,12 calories par mètre cube en circulation).

Le débit des pompes à saumure est basé sur la chaleur spécifique et la densité de la solution ainsi que la différence des températures observées à l'entrée et à la sortie du réseau de circulation.

Soit, par exemple, à fournir 20.000 frigories dans l'heure à un groupe de chambres froides :

La solution de chlorure de calcium y rentre à -7° et en sort à -4° .

Sa densité est de 1,15 à laquelle correspond une chaleur spécifique de 0,783 (voir tables).

Le débit horaire de la pompe devra être de :

$$\frac{20.000}{3 \times 1,15 \times 0,783} = 7\text{m}^3 \text{ 250 à l'heure.}$$

CALCUL DES POMPES

- Si N = puissance en chevaux,
 Q = débit en m^3 par seconde,
 P = poids spécifique du liquide,
 H = hauteur d'aspiration et de refoulement, plus
 les pertes de charge et résistances dans les
 conduites,
 n = rendement de la pompe,

$$\text{on a : } N = \frac{PQH}{75 \times n}$$

Dans les bonnes pompes à piston, le rendement est généralement compris entre 0,80 et 0,90.

Le rendement volumétrique varie de 0,90 à 0,98 suivant le débit.

.....

Dans les pompes centrifuges, à rendement constant la hauteur varie comme le carré de la vitesse et la puissance comme le cube.

Le rendement est en moyenne de 0,60.

Vitesse dans les conduites : 0^m40 à 1^m par seconde.

.....

Chaleur produite par l'agitation du liquide : $Qp = 635 Te$, où
 Te = travail effectif dépensé par la pompe.

CALCUL DES VENTILATEURS

Si Q = le débit en mètres cubes par seconde,

H = la pression ou dépression en Kg/m^2 (c'est-à-dire [égale à la hauteur en millimètres d'eau), on a :

Travail du ventilateur en Kgm , $T = QH$.

Puissance absorbée..... $N = \frac{QH}{75n}$.

le rendement n varie de 0,4 à 0,7 pour les gros ventilateurs, de 0,2 à 0,5 pour les petits.

Le travail dépend uniquement du volume, en sorte que pour un poids égal de gaz il faut plus de puissance quand un gaz est chaud que quand il est froid.

La vitesse de l'air en mètre $V = 4,265 \sqrt{\frac{h}{s}}$ ou

h = hauteur manométrique

s = poids spécifique de l'air.

Dans les frigorifiques, le travail se calcule en admettant une pression de 20 à 150 $\frac{m}{m}$ d'eau, généralement 20 $\frac{m}{m}$.

On peut également, pour calculer la puissance à fournir, employer la formule suivante, pour $h = 20$:

$$N = 0,6 \times \text{volume en m}^3/s$$

.....
Chaleur produite par le mouvement de l'air :

$$Qp = 635 Te \text{ (environ } 0^{\circ}4).$$

CHAPITRE X

CONDUITES ET TUYAUTERIES

Coefficients de transmission de chaleur.— L'échange de chaleur à travers une paroi dépend de nombreux facteurs, tels que :

la composition ou la *nature de la paroi* elle-même, son épaisseur, la conformation et l'état de propreté des surfaces rayonnantes,

l'état des corps séparés par la paroi et les changements qu'ils subissent,

la *différence des températures* observées de part et d'autre,

la *vitesse* avec laquelle les fluides (liquide, vapeur, air ou gaz) s'écoulent sur les deux faces; la transmission est d'autant plus rapide que la vitesse est grande.

L'épaisseur des parois des tuyauteries n'exerce généralement qu'une influence secondaire; mais on estime que, par rapport aux conduites de fer ou d'acier, la transmission de chaleur est de 20 à 25 pour cent plus active à travers le cuivre; elle est un peu moins rapide avec la fonte qu'avec le fer ou l'acier, et se trouve ralentie sous l'influence du givre ou des dépôts qui peuvent se former sur le métal.

Il est utile de faire une distinction entre la surface intérieure et la surface extérieure des tubes. Il est d'usage courant de limiter les observations aux surfaces extérieures en raison de la conformation de certaines tuyauteries (tuyaux à ailettes). Les coefficients adoptés pour les surfaces lisses diminuent alors d'environ moitié lorsqu'il s'agit de tuyaux en fonte à ailettes longues et serrées, et la différence descend à 30 ou 35 % si les ailettes sont courtes et écartées.

D'autre part, il est à noter que la transmission de chaleur n'est pas exactement proportionnelle à la surface des tuyauteries; elle est plus élevée dans les petits tubes que dans les gros. La différence entre deux tubes n'est cependant pas appréciable lorsque l'écart des diamètres est inférieur à 50 pour cent.

Toutes proportions gardées, la valeur du coefficient de transmission de chaleur, K , par mètre carré de surface extérieure, par heure et par degré de différence de température, dépend surtout de la mobilité et de l'état des fluides.

Avec les tuyauteries ordinaires en acier, et dans les conditions habituelles de la technique frigorifique où la vitesse des fluides dans les condenseurs et évaporateurs est assez faible et les écarts de températures peu sensibles, on admet les coefficients suivants :

de liquide à liquide.....	$k = 50$ à 100	calories.
d° à vapeur saturée	$k = 150$ à 200	d°
d° à vapeur surchauffée ou à gaz.	$k = 20$ à 30	d°
Vapeur humide à vapeur humide.....	$k = 500$ à 600	d°

Ces valeurs peuvent être doublées et même triplées lorsque le mouvement de l'un des fluides est accéléré, et le coefficient de transmission est sensiblement proportionnel à la racine carrée de la vitesse dès que celle-ci atteint une certaine limite (1 mètre par seconde pour l'air).

Lorsque le refroidissement d'un local s'effectue par *circulation naturelle de l'air*, le mouvement provoqué par les variations de température et de densité des différentes couches d'air reste assez faible. On observe les résultats suivants :

<i>Détente directe</i>	}	tubes lisses.....	7 à 12
		tuyauteries à ailettes	4 à 6
<i>Circulation de saumure</i> .	}	tubes lisses.....	4 à 10
		tuyauteries à ailettes (fonte).	2 à 5

L'influence des écarts de température y est prépondérante et, dans les limites de la pratique courante, le coefficient de transmission k , en tubes lisses, varie comme la différence de températures D observée entre l'air et l'agent refroidisseur : $k = 1,25 D$ environ, en sorte qu'on a pour moyennes :

Différence entre l'air et la saumure :	3° 4° 6° 8° 10°
Coefficient de transmission {	en tubes lisses : 4 5 7 10 12
	» à ailettes : 2 3 4 5 6

Une différence de 10 degrés entre l'air et l'agent frigorigène assure ainsi, en tubes lisses, une transmission de $10 \times 12 = 120$ frigories par heure et par m² de surface des serpentins.

Les mêmes variations s'observent sur l'état hygrométrique des locaux refroidis et, pour des batteries à tubes lisses fonctionnant presque constamment, le pourcentage d'humidité de l'air peut se trouver modifié dans les proportions suivantes :

Différence entre l'air et l'agent frigorigène :..	3° 5° 7° 10°
Etat hygrométrique correspondant : %	90 85 80 75

Avec les tuyaux à ailettes, il faut augmenter les différences de température de 2 à 3° pour arriver aux mêmes résultats.

On admet que l'air qui lèche les surfaces réfrigérantes atteint 95 à 100 % d'humidité et sa température descend évidemment au-dessous de celle qui règne dans la chambre.

Le pouvoir transmissif des batteries à détente directe est sensiblement égal à celui des éléments à circulation de saumure, mais les écarts de température sont en général plus accentués et l'état du fluide frigorigène constitue un facteur essentiel du rendement. Celui-ci augmente de 20 à 30 pour cent lorsqu'on trouve encore, à la sortie du réfrigérant, du liquide en ébullition ou des vapeurs très humides. La présence de vapeurs surchauffées risque, au contraire, de le réduire dans les mêmes proportions.

Les coefficients de transmission donnés s'entendent pour des tuyauteries légèrement givrées. On peut les majorer de 50 à 60 pour cent en présence de surfaces parfaitement nettes, mais le rendement diminue parfois d'autant lorsque l'épaisseur du givre est excessive et dépasse 1 centimètre.

Dans le cas où l'air se refroidit par *ventilation forcée*, au moyen d'un ventilateur, $k' = k \sqrt{v}$, environ.

On admet donc :

	VITESSE DE L'AIR		
	Inférieure ou égale à 1 mètre p. seconde	2 mètres p. seconde	3 mètres p. seconde
<i>En frigorifère sec à circulation de saumure :</i>	$k =$	$k' =$	$k'' =$
Tubes lisses.....	10 à 12	12 à 16	16 à 20
Tuyaux à ailettes (fonte).....	5 à 6	6 à 8	8 à 10
<i>En frigorifère sec à détente :</i>			
Tubes lisses.....	12 à 15	15 à 20	20 à 25
Tuyaux à ailettes.....	6 à 8	8 à 10	10 à 12
<i>En frigorifère à ruissellement :</i>			
Sur serpentins ou tôles verticales.....	15 à 20	20 à 25	25 à 30

En ce qui concerne *les vapeurs de fluide frigorigène*, une vitesse de 10 mètres dans les serpentins et les tuyauteries de faible section constitue une moyenne avantageuse. On dépasse rarement 15 mètres dans les conduites d'aspiration et de refoulement de grand diamètre (supérieur à $100\frac{m}{m}$). On peut prendre, en millimètres :

$$v = 3.000 \sqrt[3]{d}$$

d , étant le diamètre intérieur de la tuyauterie.

Longueur d'un serpentin = 5.000 à 6.000 fois le diamètre intérieur des tubes. Le chiffre le plus faible s'applique aux éléments immergés, le plus fort aux réfrigérants d'air. On pousse même jusqu'à 8 ou 10.000 dans certaines installations à détente et à circulation forcée.

Dans le cas d'évaporateurs alimentés par regorgement (installation en surchauffe), on réduit de 20 à 25 pour cent.

Pour la *circulation de saumure*, les vitesses pratiquées ordinairement sont les suivantes :

1^m à 1^m50 dans les collecteurs,

0,5 à 0,8 dans les conduites de répartition,

0^m25 à 0^m40 dans les batteries réfrigérantes.

Longueur maxima des batteries	}	200 à 250 mètres pour les tubes lisses.
d° d°		80 mètres pour les batteries à ailettes.

On réduit de 50 ou 60 pour cent dans les installations travaillant à très basse température.

Il ne faut pas perdre de vue que la longueur des batteries et la vitesse du liquide sont en relation étroite avec le pouvoir de transmission des tuyauteries.

Si on appelle :

s , la section intérieure de la tuyauterie,

v , la vitesse d'écoulement de la saumure à la seconde,

d , la différence de température entre l'entrée et la sortie de la saumure,

ps , la densité de la saumure et cs , sa chaleur spécifique,

S , la surface de rayonnement de la batterie considérée,

k , le coefficient de transmission horaire par m^2 et par degré,

D , la différence de température entre l'air et l'incongelable,

on doit avoir : $s. 3.600 v. d. ps. cs = S. k. D.$

Le produit $ps \times cs$ est généralement voisin de 0,90.

Dans les conduites de liquide, une vitesse de 0,5 à 0,8 mètre par seconde constitue une bonne moyenne.

Les *essais de résistance* des tuyauteries sont pratiqués aux pressions suivantes :

Serpentins et conduites pour : SO_2 , AzH_3 , CO_2 , Saumure

Epreuve à l'air, en usine, les serpentins immergés dans l'eau { 10 à 15^k, 30 à 35^k, 150 à 200^k, 12 à 15^k

Epreuve à l'air après mise en place { 6 à 8^k, 18 à 20^k, 90 à 100^k, 5 à 6^k

Une bonne isolation des tuyauteries de raccordement est nécessaire et réduit les pertes par rayonnement à 5 ou 10 pour cent des coefficients de transmission habituels.

Tableau VII. *Caractéristiques des tuyauteries les plus courantes*

Nature du métal	Diamètre des tubes en m/m	Poids approximatif au mètre courant	Surface extérieure de rayonnement au m. courant	Longueur correspondante à 1 m ² de surface d'échange extérieure	Section intérieure en e/m ²	Contenance en litres par mètre courant	Diamètre de courbure des serpentins en m/m (B)	Diamètre minimum des spires (A)	Longueur maxima des tubes dans un serpentín	OBSERVATIONS
Acier étiré sans soudure.	25-33	2k750	0m ² 1037	9m65	4,90	0,40	115	0m40	125m	
—	26-34	2,900	0,1068	9,35	5,30	0,53	115	0,40	130	(A). Pour les appareils à immersion.
—	26-36(C)	3,700	0,1131	8,84	5,30	0,53	120	0,40	130	(B). 4 à 4 fois 1/2 le diamètre intérieur des tubes; le diamètre des coudes représente l'écartement d'axe en axe entre 2 tubes d'un même serpentín.
—	30-40(C)	4,200	0,1257	8,00	7,06	0,70	135	0,50	150	(C). Pour CO ₂ .
—	30-38	3,250	0,1194	8,38	7,06	0,70	135	0,50	150	(D). Ne s'emploie pas avec AzH ₃ ; convient surtout à SO ₂ .
—	34-42	3,600	0,1319	7,59	9,07	0,90	160	0,60	170	
—	35-42	3,200	0,1319	7,59	9,62	0,96	160	0,60	170	
—	40-48	4,200	0,1508	6,63	12,56	1,25	180	0,70	200	
—	40-49	4,750	0,1539	6,50	12,56	1,25	180	0,70	200	
—	50-60	6,580	0,1885	5,30	19,63	1,96	230	0,90	250	
Cuivre (D)	26-32	2,400	0,1005	9,95	5,30	0,53	100	0,30	125	
—	30-36	2,750	0,1131	8,84	7,06	0,70	120	0,35	150	
—	34-40	3,100	0,1257	8,00	9,07	0,90	135	0,40	170	
—	40-43	1,730	0,1351	7,40	12,56	1,25	160	0,50	200	

N. B. — Avec la détente directe, on emploie aussi des tubes à ailettes de

41-48 ^{m.} / _{m.}	Diamètre des ailettes : 140 ^{m.} / _{m.}
30-38 ^{m.} / _{m.}	105 ^{m.} / _{m.}

55 par mètre courant. Surface radiante : 1m,60 par mètre courant. Longueur variable jusqu'à 6 mètres. Poids 12k,750.

Nombre d'ailettes } 38

Tableau VIII. — *Tuyauteries à circulation de saumure*

NATURE du métal	Diamètre des tubes en m/m	POUR LES TUYAUX A AILETTES			Longueurs coulantes	Surface de rayonnement par mètre courant	Longueur corres- pondante à 1 ^m de surface	Section intérieure en c ^m ²	Conte- nance en littres par mètre courant	Intervalle moyen entre les tubes
		Diamètre des ailettes	Ecarte- ment des ailettes	Nombre d'ailettes par mètre courant						
Tubes lisses.	40-49			2,4 et 5 ^m	0 ^m ² 1539	6 ^m 50	12,56	1 ²⁵	12 à 15 [%] _m	
Fer ou acier.	51-57			—	0,179	5,60	20,42	2,04	13 à 15 [%] _m	
Acier galvanisé.	21-25	70 ^m / _m	11 ^m / _m	1 ^m et 2 ^m	0,74	1,35	3,46	0,34	25 à 30 [%] _m	
—	26-30	90	14	—	0,89	1,15	5,30	0,53	—	
—	31-35	102	16	—	1,018	1,00	7,54	0,75	—	
—	36-40	120	18	—	1,24	0,85	10,17	1,01	—	
—	41-45	130	20	—	1,31	0,75	13,20	1,32	—	
—	45-50	140	22	—	1,39	0,72	15,90	1,59	—	
—	50-55	150	22	—	1,41	0,70	19,63	1,96	—	
—	54-60	160	25	—	1,57	0,65	22,90	2,29	—	
Fonte.....	70	170	34	—	1,60	0,65	38,48	3,84	—	
—	70	170	46	—	2,00	0,50	38,48	3,84	(A) 53 ailettes par tuyau de 2 mètres.	
—	70	172	46	—	2,00	0,50	38,48	3,84	(B) D'axe en axe. Poids moyen 55 k.	
—	75-92	195	35	—	1,60	0,65	44,17	4,41	25 à 40(B)	

N. B. — La Longueur maxima des tubes d'une batterie réfrigérante est d'environ 200 mètres pour les tubes lisses et de 80 mètres pour les tuyaux à ailettes.

La différence de température entre la rentrée et le départ de la saumure ne dépasse pas alors 2° à 3°.
D'une façon générale, les tuyaux lisses occupent 2 fois ½ plus de place que les tuyaux à ailettes, mais contiennent 2 fois moins de saumure.

Il est bon de rappeler les *différences de températures moyennes* (1) observées le plus souvent dans la pratique courante et susceptibles de servir de base au calcul des surfaces des tuyauteries.

Entre le fluide frigorigène et l'eau de condensation,

avec SO^2 et AzH^3 7 à 9°

avec CO^2 5 à 7°

Entre l'entrée et la sortie de l'eau de condensation,

avec SO^2 et AzH^3 8 à 10°

avec CO^2 4 à 6°

Entre le fluide frigorigène et l'air (détente directe)..... 6 à 12°

d° d° d° (frigorigère sec)..... 10°

d° d° et la saumure..... 4 à 6°

Entre la saumure et l'air (circulation)..... 3 à 8°

d° d° (cave de dépôt)..... 4°

d° d° (cave de fermentation)..... 7°

Entre le départ et le retour de la saumure (évaporateurs) 2 à 3°

Les températures relevées en divers points d'un même local, ne doivent pas présenter d'écart supérieur à 1°.

(1) Il est d'autant plus avantageux de rechercher les moindres différences entre l'agent refroidisseur et le corps refroidi (air ou liquide) qu'on travaille à des températures plus basses à l'aspiration.

CHAPITRE XI

LES MACHINES A ABSORPTION

La presque totalité des machines industrielles dites à absorption ou à affinité utilisent l'ammoniaque comme fluide frigorigène et l'eau comme dissolvant. L'eau absorbe d'autant plus d'ammoniaque que sa température est basse ; on utilise donc une solution ammoniacale qu'on fait passer d'une température élevée à une température relativement basse. Sous l'action de la chaleur, une grande partie du gaz se dégage et la solution ainsi appauvrie est ensuite refroidie de manière à pouvoir absorber une nouvelle quantité de gaz provenant de l'évaporateur, avant de recommencer un nouveau cycle.

Ces opérations s'effectuent dans les conditions suivantes :

Dans une *chaudière* ou *bouilleur*, la solution est chauffée à feu nu, ou mieux par des serpentins à circulation de vapeur, de manière à évaporer l'ammoniaque qui se comprime lui-même à une pression suffisante pour pouvoir entrer au condenseur. La chaleur est ordinairement fournie par des vapeurs résiduelles ou d'échappement renforcées, le cas échéant, par un appoint de vapeur vive ; on assure un chauffage méthodique et une séparation plus complète en associant en quantité les serpentins répartis en plusieurs compartiments.

Le *rectificateur* comporte un faisceau tubulaire renfermé dans un cylindre ou se compose d'éléments à doubles tuyaux. Le gaz venant de la chaudière circule dans le cylindre ou dans l'espace annulaire et commence à se refroidir en cédant de la chaleur au liquide qui circule à l'intérieur des serpentins ; les vapeurs d'eau qu'entraînait le gaz se condensent et retournent au bouilleur. Le liquide de refroidissement est, soit la solution régénérée et froide qui retourne au générateur, soit de l'eau fraîche qui peut avoir déjà servi à refroidir le condenseur. La température du rectificateur est généralement supérieure d'une dizaine de degrés à celle du condenseur.

Le gaz va se liquifier ensuite au *condenseur* qui, de même que le collecteur d'ammoniaque, le robinet de réglage et l'*évaporateur* qui le suivent, ne diffèrent point des types rencontrés dans les machines à compression.

En raison de leur affinité pour l'eau, les vapeurs d'ammoniaque qui sortent de l'évaporateur se rendent naturellement dans un *absorbeur*, où elles se mélangent au liquide pauvre venu de la chaudière pour reformer une solution riche qu'une *pompe* renvoie au bouilleur. La circulation du liquide pauvre est assurée par la différence de pressions qui règne entre la chaudière et l'absorbeur ; le mélange qui s'effectue dans l'absorbeur est refroidi au moyen d'eau fraîche à une température qui favorise l'affinité.

Ainsi, dans le système à absorption, l'aspiration des vapeurs par le compresseur est remplacée par l'affinité du dissolvant froid pour le fluide frigorigène, et la compression par la tension que prend le gaz sous l'action d'un chauffage énergique.

On a évidemment intérêt à ce que la solution riche rentre à la chaudière aussi chaude que possible et à ce que le liquide qui retourne à l'absorbeur soit suffisamment refroidi. On place à cet effet, entre l'absorbeur et la chaudière, un échangeur de température à contre-courant dans lequel le liquide pauvre et chaud qui sort du bouilleur cède une partie de sa chaleur à la solution riche renvoyée à la chaudière. L'action refroidissante de la solution riche est souvent complétée par un courant d'eau fraîche, à moins que le refroidissement du liquide pauvre ne se poursuive dans un refroidisseur indépendant, au sortir de l'échangeur.

La consommation de vapeur varie suivant le régime intérieur de marche. Elle peut varier de 3 à 4 kgr. par 1.000 frigories pour une température de condensation de $+ 25^{\circ}$ et des températures de vaporisation comprises entre $- 5^{\circ}$ et $- 25^{\circ}$.

La surface de chauffe dépend de la pression de cette vapeur. Dans la pratique, on compte $0^{\text{m}^2}20$ à $0^{\text{m}^2}40$ par 1.000 frigories-heure pour des pressions variant de $3^{\text{k}}500$ à $0^{\text{k}}500$ (140° à 80°). Les serpentins de l'absorbeur ont les mêmes dimensions, mais les surfaces d'échange du rectificateur sont 4 fois moindres, tandis que pour l'échangeur ces chiffres ne sont réduits que de moitié. Le con-

denseur et le réfrigérant ne diffèrent point des appareils employés dans les installations à compression.

Les renseignements portés aux tables annexes (voir table V) permettent d'apprécier la teneur en AzH^3 des solutions d'après leur température et les pressions de condensation et de vaporisation qu'elles supportent.

Dans les conditions de marche normale (-10° et $+25^\circ$), par exemple, la chaudière étant chauffée aux environs de 100° , la solution régénérée contiendra 0^k600 et le liquide pauvre 0^k400 d'ammoniaque par kilogramme d'eau.

Le poids de solution riche à faire circuler est fonction de ces différences de concentration. Dans le cas présent, on obtient :

$\frac{1}{1^k.600 - 1^k.400} \times 1^k600 = 8^k$ par kg d'ammoniaque vaporisé et par heure.

La vaporisation d'un kilogramme d' AzH^3 dans les conditions normales de marche correspondant à une production d'environ 300 frigories, on en déduit le poids qu'il faudra vaporiser en une heure, soit pour 100.000 frigories :

$$\frac{100.000}{300} = 300 \text{ kilogr.}$$

La pression de vapeur doit être à peu près constante et la rectification aussi parfaite que possible. Le réglage est en effet assez délicat du fait que de faibles variations de température dans la chaudière et l'absorbeur modifient sensiblement la densité des solutions et, par suite, l'intensité de la production. Une mauvaise rectification favorise les entraînements d'eau dans le circuit au détriment du rendement du condenseur, et surtout de l'évaporateur où cette eau se refroidit en absorbant une partie du froid produit, tout en retenant en dissolution une certaine quantité d'ammoniaque qui circule ainsi en pure perte.

Les machines à affinité, peu connues en France, sont assez répandues en Amérique. On leur reproche d'être encombrantes, et l'étanchéité des joints de certains organes est parfois difficile à réaliser en raison des variations de température. Les dépenses d'entretien, autrefois considérables, sont sensiblement réduites dans la plupart des types de construction récente. Mais, du fait que le dissolvant est continuellement chauffé puis refroidi sans

produire de froid, ces appareils réclament d'énormes quantités d'eau froide (2 à 3 fois plus que les machines à compression); on arrive à réduire cette consommation par une utilisation méthodique des eaux de refroidissement et en réglant la circulation d'après le principe du contre-courant. C'est ainsi qu'on peut utiliser dans le rectificateur et sur une partie de l'absorbeur de l'eau ayant déjà servi à refroidir le condenseur. Les dépenses d'eau sont naturellement moindres lorsque le condenseur et l'absorbeur sont du type à ruissellement.

La machine à absorption offre pourtant l'avantage incontestable d'assurer l'utilisation convenable des vapeurs d'échappement qui se perdent en abondance dans certaines usines; elle tend donc à s'imposer comme accessoire de grandes centrales électriques qui ont beaucoup de vapeur à condenser. Enfin, son rendement, qui représente le rapport du nombre de frigorifiques produites à l'évaporateur à la quantité de vapeur consommée par la chaudière et la pompe de circulation, ne diminue pas dans la mesure où la pression à l'évaporateur s'abaisse, ce qui permet de réaliser de basses températures dans des conditions avantageuses. C'est ainsi que, si pour des températures de vaporisation comprises entre -15° et -20° , le rendement général d'une machine à affinité est à peu près égal à celui d'une machine à compression, celui-ci s'abaissera d'au moins 50 pour cent dans une marche à -30° , alors que la puissance relative du type à absorption ne diminue guère que de 5 à 6 %.

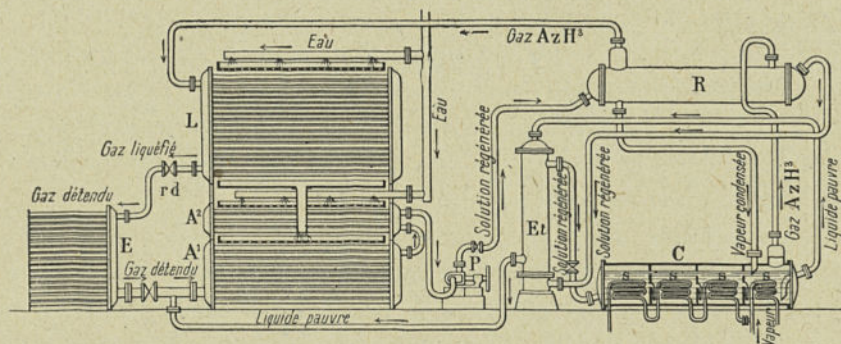


FIG. 42. — Machine à affinité perfectionnée (système Bernat)

La figure 42 donne la description schématique d'une machine à affinité de construction française (système Bernat). Cette machine

comporte une chaudière à ammoniacque C du type horizontal à plusieurs compartiments, munis chacun d'un serpentin S de chauffage à vapeur. La solution ammoniacale passant de compartiment en compartiment abandonne la plus grande partie de l'eau qu'elle contenait et arrive au rectificateur R où elle se déshydrate complètement. Ce rectificateur se compose d'un faisceau tubulaire renfermé dans un cylindre également horizontal. Le gaz venant de la chaudière circule à l'extrémité des tubes dans l'intérieur desquels circule la solution régénérée, renvoyée à la chaudière par la pompe P. Il se produit un échange de température très favorable à la bonne marche de la machine et à l'économie de son fonctionnement.

Le condenseur L est du type à ruissellement. La consommation d'eau de l'absorbeur est réduite au strict minimum par un dispositif permettant d'utiliser l'eau du condenseur sur la partie A¹ de cet appareil, la seconde partie A² étant seule refroidie par de l'eau fraîche.

La chaudière utilise, pour une grande partie de son chauffage, les vapeurs d'échappement.

CHAPITRE XII

LA MACHINE A EAU

L'emploi de l'eau comme agent frigorigène nécessite le déplacement de volumes de vapeur considérables, 550 fois plus grands que pour l'ammoniaque, par exemple (voir tableau I). Les compresseurs à piston, qui atteindraient ainsi des proportions gigantesques, sont remplacés par des éjecteurs capables de débiter des volumes énormes, malgré leurs faibles dimensions, et d'assurer le vide

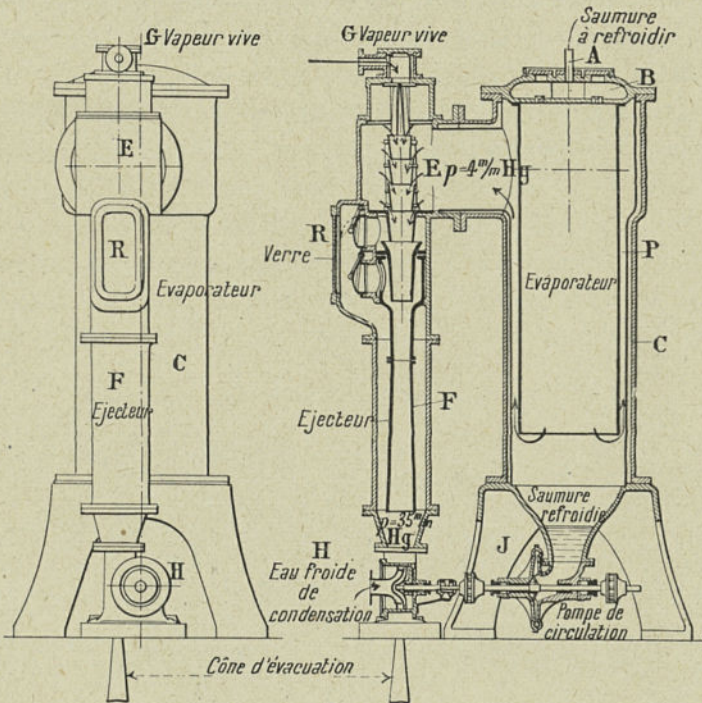


FIG. 43. — Elévateur et coupe d'un groupe évaporateur-éjecteur-condenseur

très prononcé sans lequel, en raison de la faible tension de vapeur d'eau, l'évaporation ne pourrait se produire.

La machine à eau ne comporte pas d'évaporateur tubulaire, mais entraîne l'intervention d'une solution difficilement congelable. Le refroidissement de la saumure s'obtient directement lorsqu'on fait évaporer une partie de son eau de constitution au moyen du vide créé par une pompe spéciale tournant à grande vitesse.

La figure 43 donne une idée du fonctionnement de la machine. La saumure à refroidir arrive en A, traverse une plaque perforée B et tombe en pluie fine dans l'évaporateur C. La pression de la vapeur dans ce dernier appareil peut s'abaisser à 1 millimètre de mercure ; il faut un vide de 3 millimètres pour refroidir la saumure à -5° , ou de 6 millimètres si l'on opère à $+5^{\circ}$. Ce vide est entretenu par l'éjecteur E F et la pompe à vide H qui lui fait suite.

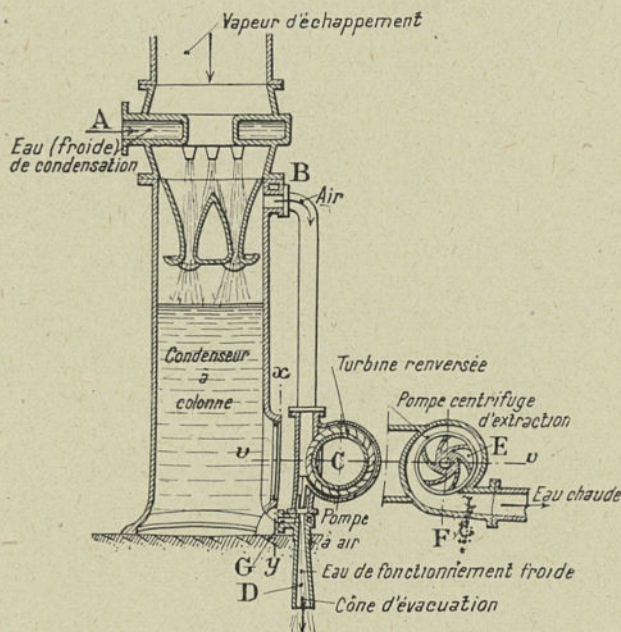


FIG. 44. — Schéma de la pompe à vide (système Westinghouse-Leblanc)

L'éjecteur est formé par deux troncs de cônes E et F accolés par leur petite base. Le cône supérieur reçoit de la vapeur vive ou d'échappement animée d'une vitesse de 1.200 ou 1.300 mètres par seconde, et forme ainsi aspirateur ; il est formé de tronçons dans les intervalles desquels s'introduit la vapeur provenant de la

saumure à mesure qu'elle se forme dans l'évaporateur sous l'effet du vide. Le cône inférieur forme diffuseur ; il en sort un mélange des vapeurs à une pression de 35 millimètres environ et qui est condensé par la pompe à vide. Un regard R permet de vérifier le bon fonctionnement de l'éjecteur.

La pompe à vide, formée d'une roue de turbine renversée, est calée sur le même arbre que la pompe de circulation de saumure.

Dans les installations importantes, le mélange des vapeurs passe par un condenseur par mélange (fig. 44) placé après l'éjecteur ; une pompe d'extraction entraîne les eaux de condensation tandis que la pompe à vide, calée sur le même arbre, aspire l'air saturé d'humidité vers un cône convergent D en y injectant de l'eau froide à très grande vitesse.

Les machines à eau sont remarquées par la facilité de leur conduite et leur sûreté de marche. L'eau constitue un fluide idéal et, en s'évaporant, la saumure se concentre aisément et sans frais. Mais agissant par évaporation d'eau, ce genre d'appareil n'est pas susceptible de produire les températures relativement basses observées dans la plupart des installations frigorifiques.

CHAPITRE XIII

MONTAGE, FONCTIONNEMENT ET ENTRETIEN

Montage. — Les gros appareils : compresseurs, condenseurs, évaporateurs, etc., ne sont montés que sur des maçonneries complètement sèches.

On doit éviter les infiltrations d'huile sur les massifs ; ceux des compresseurs doivent être à l'abri des gelées et il est recommandable de chauffer les salles lorsque la température est excessive.

Les massifs des organes mobiles : compresseurs, moteurs, pompes, etc., sont nivelés avec soin ; on recherche un parallélisme absolu entre les machines qui doivent être accouplées. On dégauchit les arbres des *compresseurs* en se repérant sur un fil qu'on fait passer par l'axe du cylindre et la glissière ; l'axe de la manivelle doit former un angle droit avec l'axe du cylindre. On vérifie ensuite l'horizontalité des arbres au niveau et, d'après les volants, à l'aide du fil à plomb. On contrôle, après montage et serrage à bloc, le centrage parfait de la glissière, du presse-étoupe et du cylindre pour éviter les vibrations et les déformations. On attend que les derniers scellements soient pris avant de monter les conduites de raccordement.

Aucun organe mécanique ne doit être mis en service sans avoir été visité, nettoyé et graissé s'il y a lieu. On fait subir un dernier rodage au compresseur en le faisant tourner pendant quelques heures sous un graissage copieux ; on procède ensuite à un nettoyage minutieux du piston et des segments, du cylindre et des soupapes. On graisse le cylindre avant de remonter les soupapes ; dans les machines à SO_2 , on remplace l'huile par une très légère couche de suif.

On règle les *espaces nuisibles* après avoir fait sur la glissière deux traits correspondant aux positions extrêmes de la tête du piston ; les espaces varient généralement de $0\frac{m}{5}$ à $1\frac{m}{m}$ du côté de la tige (face avant) ; ils sont à peu près doublés du côté opposé (face ar-

rière) pour parer à un allongement de la tige pendant la marche. Dans les machines à grande vitesse et à surchauffe ou accouplées en tandem, les espaces de la face arrière peuvent aller jusqu'à 4 millimètres.

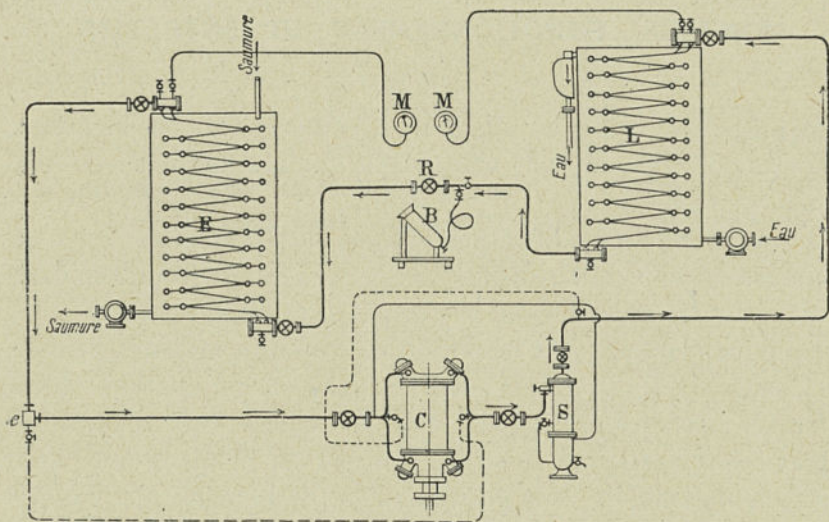


FIG. 45. — Disposition schématique d'une installation à ammoniaque

On partage convenablement le jeu entre l'avant et l'arrière, soit en agissant sur la position du coussinet de crosse, soit à l'aide de clinquant que l'on place sur la grosse tête de bielle. On mesure très facilement les espaces nuisibles en introduisant, par l'orifice d'une soupape, un fil de plomb ou une lame de fusible qu'on laisse comprimer en faisant tourner le compresseur à la main ; il faut alors s'assurer qu'il n'y a aucun jeu dans les coussinets de palier, de la manivelle ou de la crosse.

Les tuyauteries sont généralement ajustées sur place. A cet effet, les brides ne sont fixées que d'un seul côté ou même pas du tout lorsqu'il s'agit de gros tubes cintrés préparés en usine : on mandrine les ouvertures avant de braser ou de souder les brides. Avec les conduites d'ammoniaque, on emploie généralement la soudure d'étain, jamais la brasure de cuivre. Les petites tuyauteries à cintrer sur place sont travaillées au sable sec.

Lors des expéditions, les orifices des tuyauteries sont protégées par des joints pleins, des toiles ou même des bouchons en bois que

l'on enlève au dernier moment ; il est néanmoins prudent de s'assurer au moment du montage que les tubes ou les serpentins ne sont pas bouchés, engorgés ou encrassés. On peut s'en rendre compte en faisant passer dans chacun d'eux une bille de diamètre convenable ou en écouvillonnant les gros tubes avec de la paille de fer attachée à un fil de fer.

On emploie généralement, surtout pour les conduites de refoulement, des joints en carton d'amiante, enduits de graphite et d'huile. Les joints en plomb manquent d'élasticité et s'écrasent quand les tuyaux s'échauffent et se dilatent ; on les emploie néanmoins avec succès sur les conduites de liquide ou d'aspiration.

Il est bon d'éviter les poches dans les conduites de circulation du robinet régleur à l'évaporateur et, chaque fois qu'on le peut, on surélève le condenseur par rapport à l'évaporateur.

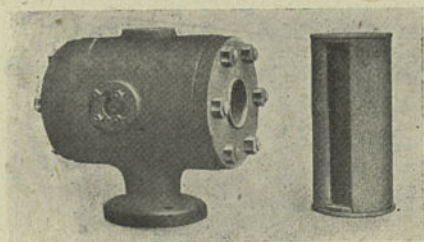


FIG. 46

Les conduites d'aspiration des compresseurs comportent presque toujours un épuiseur à tamis (fig. 46) destiné à empêcher l'entrée dans le cylindre et les soupapes, de grains de sable, battitures, etc., qui se détachent des tuyauteries neuves ; ces filtres doivent être visités assez souvent au

commencement de la mise en service de l'installation et jusqu'à ce que les toiles ne s'encrassent plus.

Lorsque plusieurs compresseurs sont branchés sur une même conduite principale, le diamètre de celle-ci doit être assez largement calculé, et il est avantageux de donner le même développement aux conduites de dérivation pour éviter un échauffement trop prononcé sur les cylindres les plus éloignés du point du départ.

Il est d'autre part correct de prévoir des poches de thermomètre en nombre suffisant pour pouvoir déterminer les caractéristiques du régime de marche des appareils et de l'installation en divers points. Chaque évaporateur et chaque condenseur doit, en principe, être pourvu d'un manomètre permettant d'en suivre commodément le fonctionnement et d'y effectuer toutes manœuvres utiles.

Essais à l'air. Chasses d'air. — Après montage ou réparations, on vérifie à l'air comprimé l'étanchéité des tuyauteries, joints et raccords de toute espèce. A cet effet, on aspire de l'air par une prise spéciale placée sur les culottes ou tuyauteries d'aspiration, après avoir fermé la vanne d'aspiration ; on envoie l'air comprimé dans le condenseur puis, à travers le robinet de réglage, dans les évaporateurs et les conduites jusqu'à la vanne d'aspiration. Celle-ci peut être démontée et servir de prise d'air lorsque l'évaporateur est doté d'une vanne d'arrêt à la sortie.

La compression de l'air peut produire une élévation de température considérable qui peut griller les garnitures du compresseur et, le cas échéant, calciner l'huile de graissage ; il est donc prudent de marcher lentement et de procéder en plusieurs étapes avant d'arriver à la pression d'épreuve ; on peut faire une garniture provisoire au presse-étoupe. Il est bon de nettoyer les soupapes après l'expérience.

Lorsque la pression d'essai est atteinte au refoulement, on vérifie les joints, raccords et soudures avec une eau de savon bien mousseuse que l'on étale avec un pinceau très propre sur les parties à vérifier ou suspectes ; les fuites d'air donnent lieu à la production de bulles de savon. Dans les appareils immergés, les fuites se révèlent par les bulles d'air qui montent à la surface du liquide.

La lecture des manomètres donne d'ailleurs de précieuses indications sur l'importance des fuites : les manomètres doivent accuser pendant 10 ou 12 heures une pression régulière et constante. Toutefois, il faut considérer que le refroidissement de l'air après l'arrêt de la machine peut faire baisser la pression de 3 ou 4/10 d'atmosphère dans l'espace de quelques heures. La pression de l'air varie d'environ 0*007 par degré de différence de température. En fermant la vanne de réglage, on détermine facilement si les fuites se trouvent du côté du condenseur ou du réfrigérant.

Les essais à l'air se poursuivent jusqu'à étanchéité complète. Lorsque les épreuves sont terminées, on ferme tous les robinets et on démonte les tuyauteries soit vers le robinet régulateur, soit à la naissance de chaque appareil (condenseurs et réfrigérants) si leurs éléments sont munis de dispositifs d'arrêt. En ouvrant alors rapidement les robinets de purge ou les vannes placées sur les points bas,

on provoque des chasses d'air qui entraînent les corps étrangers pouvant se trouver dans les tubes ou les serpentins.

Il est bon de répéter les chasses d'air plusieurs fois de suite à une pression d'au moins 5 kilog. avant de refaire les joints : on peut purger les conduites de liquide en manœuvrant les robinets de charge.

Il peut se faire que, par suite d'essais à la pression hydraulique ou de raisons accidentelles (transport, etc.), on constate des traces d'eau à la sortie des purges. Il est alors indispensable de faire sécher l'intérieur des serpentins, soit en les chauffant extérieurement à l'eau chaude (50 à 60°) ou à la vapeur, soit en effectuant plusieurs chasses à l'air comprimé. Dans ce dernier cas, à défaut de robinets d'arrêt on peut boucher l'extrémité des serpentins à l'aide des bouchons en bois que l'on enlève successivement lorsque la pression atteint 2 ou 3 kilog. On peut se rendre compte que les serpentins sont suffisamment asséchés à l'aide d'un miroir qui se couvre de buée si l'air est humide. On peut sécher les collecteurs à l'aide de déchets de coton.

Vide d'une machine. — Le vide peut faire découvrir certaines défauts que la pression n'a pu décélérer : la moindre fuite fait en effet remonter jusqu'à la pression atmosphérique la pression indiquée par les manomètres.

D'autre part, il faut évacuer complètement l'air des machines avant d'y introduire l'agent frigorigène.

A cet effet, on ouvre les robinets et vannes de toute espèce situées sur le circuit, à l'exception de la vanne de refoulement du compresseur. Le compresseur étant mis en marche lentement, on aspire l'air renfermé dans les tuyauteries et les serpentins et on l'expulse au dehors par un robinet de purge disposé sur la culotte de refoulement. Si la vitesse du compresseur ne peut être réduite suffisamment, il faut éviter une surpression dans la culotte de refoulement en raison de la faible section du robinet de purge : la vanne de refoulement est alors fermée progressivement et seulement au bout de quelques minutes de marche.

Le vide maximum est atteint lorsque le compresseur ne refoule plus rien au dehors ; la plupart des manomètres sont d'ailleurs gra-

dués en dessous de la pression atmosphérique ce qui permet de suivre l'efficacité de l'opération.

Si l'air continue à sortir de façon régulière, c'est qu'il existe des fuites quelconques que les essais à la pression n'ont pu déterminer ; on en recherche l'origine en fermant successivement les vannes placées sur le circuit.

Il est prudent de visiter les boîtes à soupapes et le cylindre lorsque des traces d'eau ont été constatées à la sortie des purges.

Dans certaines machines à CO_2 , on trouve plus simple de faire sortir l'air en le chassant avec un peu de gaz qu'on laisse s'échapper dans les tuyauteries et serpentins.

Charge des machines. — Le remplissage des appareils frigorifiques avec un agent frigorigène s'effectue par un raccord ou robinet de charge généralement placé immédiatement après le robinet de réglage, sur la conduite de liquide allant aux évaporateurs.

On réunit les bouteilles renfermant le fluide frigorigène au robinet de charge par un tube flexible en plomb ou en fer, enroulé parfois en forme de cor de chasse pour en faciliter le montage ; on introduit des rondelles en cuir ou en plomb dans les raccords avant de serrer les joints à bloc.

On arrête ensuite la communication entre le condenseur et les évaporateurs en fermant complètement la vanne de réglage, et on ouvre le robinet de charge, puis le robinet de la bouteille, avec précaution ; par suite de la pression qui règne dans la bouteille, la majeure partie de son contenu passe dans la conduite de liquide et les évaporateurs. Si l'on veut connaître la quantité de fluide frigorigène introduite, on arrime la bouteille sur une bascule. Au début de l'opération, on décolle seulement le robinet, puis on augmente progressivement l'ouverture au fur et à mesure que la bouteille se vide. Pour la vider à fond, on ouvre en plein en faisant marcher le compresseur pour envoyer tout le fluide se liquéfier dans le condenseur et maintenir le vide dans l'évaporateur.

L'opération est terminée lorsque le manomètre d'aspiration indique le vide et que la bascule n'accuse plus aucune diminution de poids ; on ferme alors le robinet de charge. Il est utile d'ouvrir aussitôt la vanne de réglage pour renvoyer un peu de fluide dans les évaporateurs afin d'éviter les rentrées d'air dans les parties

où on a fait le vide, ou l'échauffement des garnitures du compresseur lorsqu'on doit vider successivement plusieurs bouteilles.

Il est évident que, lorsqu'on procède au premier remplissage d'une installation, on peut envoyer en premier lieu l'agent frigorigène dans le condenseur en laissant le régleur ouvert et en mettant l'eau en circulation sur l'appareil pour bénéficier des propriétés de la paroi froide.

Dans certaines usines très importantes, le remplissage s'effectue avec l'aide d'une pompe à vide indépendante.

D'une façon générale, les bonbonnes destinées au remplissage sont disposées verticalement, le robinet en haut. Les gros cylindres d'ammoniaque et d'anhydride sulfureux, qui ne sont pas munis de tube intérieur de vidange, sont placés dans une position fortement inclinée, sur un chevalet en bois, le côté du robinet dirigé vers le sol de façon à ce que le liquide pénètre immédiatement dans la machine sans faire givrer la bouteille.

Pour éviter l'introduction de l'eau qui peut se trouver accidentellement dans les bouteilles d'acide carbonique, il est avantageux de suspendre la bonbonne sens dessus dessous pendant plusieurs heures et d'ouvrir légèrement le robinet avant d'y adapter le tuyau de communication ; l'eau, plus lourde, s'échappe avant l'agent frigorigène.

On peut faciliter l'opération du remplissage en acide en faisant couler sur le fond des cylindres de l'eau chaude à 40° ou 50° au plus, lorsque les récipients sont à moitié vides ou viennent à givrer. La partie inférieure du cylindre reste froide tant qu'il renferme du liquide. On ferme le robinet lorsque la bouteille est devenue chaude, ce qui indique qu'elle est vide.

On incline également les bouteilles pour prélever des échantillons ; on recueille un peu de fluide liquide en ouvrant doucement le robinet. Le fluide doit être limpide et s'évaporer rapidement sans laisser de traces ; un aspect trouble constitue un indice d'impureté.

Comme règle grossière, on peut admettre que le remplissage d'une machine est convenable si, le robinet régleur étant un peu ouvert, les tuyaux de refoulement sont tièdes à la main, les collecteurs et les conduites d'aspiration givrés : le givre ne doit pas s'étendre jusqu'aux soupapes d'aspiration du compresseur.

Le manque de fluide est caractérisé par une certaine surchauffe, le robinet régulateur étant très ouvert.

Les quantités nécessaires à la mise en charge sont indiquées par les constructeurs. On compte environ :

20 à 30 kgs d' AzH^3

30 à 40 kgs de So^2

60 à 80 kgs de Co^2

par 10.000 frigories produites au réfrigérant dans des conditions normales de fonctionnement et avec des réfrigérants immergés.

Ces quantités varient évidemment suivant la longueur des tuyauteries, en sorte que les installations à détente directe nécessitent une charge plus forte. En déterminant la contenance en litres de la tuyauterie, on comptera par exemple :

100 à 110 grammes d'ammoniaque par litre pour les tuyauteries des condenseurs,

et 200 à 220 gr. par litre pour les batteries réfrigérantes et les séparateurs de liquide.

La consommation annuelle de fluide frigorigène peut varier de 10 à 25 % des quantités nécessaires au remplissage pour des machines bien entretenues et marchant toute l'année ; les pertes proviennent en majeure partie des purges et extractions d'huile.

Mise en marche et conduite. — Avant la mise en marche du compresseur, on établit la circulation d'eau sur le condenseur en s'assurant que le débit des pompes est régulier ; on ouvre également le robinet de prise d'eau du cylindre et de la tige de piston si le [compresseur est refroidi par une circulation d'eau. On veille ensuite à ce que les vannes du circuit, en particulier celles placées sur la conduite de refoulement, soient bien ouvertes ; le robinet régulateur et souvent la vanne d'aspiration seuls se trouvent fermés au moment de la mise en marche.

On vérifie le débit des appareils de graissage, puis on met le compresseur en marche avec précaution en surveillant le manomètre du condenseur qui doit osciller dès la mise en route sans accuser de pression anormale.

On ouvre lentement la vanne d'aspiration et on surveille attentivement le compresseur et les manomètres jusqu'à ce que la ma-

chine atteint sa vitesse de régime ; on ouvre alors le régleur (fig. 47) progressivement jusqu'à ce que le régime soit établi. Très souvent la vanne de réglage est accompagnée d'un robinet d'arrêt ; on manœuvre alors ce dernier seul, la vanne restant dans la position qu'elle occupe en marche normale. Lorsqu'un compresseur est actionné par un moteur à marche rapide et à vitesse invariable, les culottes d'aspiration et de refoulement du compresseur sont reliées entre elles par une conduite de décharge munie d'un robinet et d'une soupape de sûreté ; on démarre alors avec la vanne d'aspiration fermée et le robinet de la conduite de décharge ouvert en grand : on observe ainsi à peu près la même pression sur les deux faces du piston et le démarrage s'effectue sans difficulté. Dès que le moteur atteint sa vitesse normale, on ouvre lentement et progressivement la vanne d'aspiration du compresseur en s'assurant qu'il ne se produit pas de coups de liquide. Ceux-ci ne sont d'ailleurs plus à redouter lorsque la culotte de refoulement et la conduite de décharge commencent à chauffer. On ferme finalement le robinet de décharge.

Les entraînements de liquide sont caractérisés par des coups sourds qui se produisent à chaque fond de course ; les soupapes de refoulement se ferment tardivement et l'excès de liquide dans les fonds du cylindre risque de causer des avaries sérieuses. On les évite assez facilement en se gardant de manœuvrer la vanne d'aspiration pendant la marche et en faisant le vide partiel des culottes et conduites d'aspiration au moment de l'arrêt.

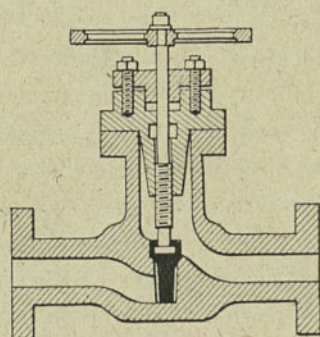


FIG. 47. — Vanne de réglage

Il est correct de ne mettre en route les ventilateurs et les pompes à saumure que lorsque les compresseurs sont en action.

La lecture des manomètres doit pouvoir se faire aisément ; les oscillations des aiguilles ne doivent pas dépasser la valeur d'un degré de l'échelle des températures, la lecture devant se faire sur la position de l'aiguille la plus élevée au manomètre d'aspiration et la plus basse au manomètre de refoulement.

Les conditions de marche d'une machine doivent être indiquées par le constructeur, et il est toujours avantageux de relever au moins toutes les six heures les températures caractéristiques des régimes intérieur et extérieur observées sur les divers appareils ; on obtient de la sorte des éléments de critique et de comparaison très précieux. Dans les installations un peu importantes, on facilite l'éducation des mécaniciens et des conducteurs en établissant des diagrammes représentant les appareils essentiels et leurs connexions.

Pour arrêter la machine, on ferme d'abord le robinet de réglage, puis les vannes placées sur les conduites d'aspiration. On arrête aussitôt le compresseur, puis les robinets de graissage et la circulation d'eau sur le condenseur. On ne ferme toutes les vannes, même celle de la conduite de refoulement, que pour les arrêts prolongés.

Les appareils d'utilisation, notamment ceux à circulation de saumure, sont arrêtés en dernier lieu ; on peut ainsi utiliser pendant quelques instants le froid emmagasiné dans la solution salée. Il ne faut pas toutefois exagérer l'importance de cette ressource généralement très réduite par suite des faibles écarts de température qui règnent entre la saumure et le milieu à refroidir.

Graissage. — Les basses températures qui règnent dans les machines frigorifiques à ammoniaque entraînent l'emploi d'huiles qui conservent leur viscosité par un froid considérable. Les huiles russes, par exemple, résistent à des températures de -25° ou -30° . Il est intéressant de noter que, les cylindres étant soumis alternativement aux températures de l'aspiration et du refoulement, la température moyenne qui règne à l'intérieur des compresseurs est intermédiaire entre ces deux valeurs extrêmes. On peut donc généralement se contenter d'huiles dont le point de congélation est compris entre -18° et -25° . Le point d'incongelabilité peut exceptionnellement s'améliorer par l'addition de gasoïl ou pétrole incongelable aux très basses températures, dans une proportion qui ne doit pas dépasser 10%. Le mieux est de surveiller suffisamment le graissage et les extractions pour éviter tout entraînement d'huile dans les évaporateurs.

Il est toujours bon de se rendre compte de la fluidité des huiles avant leur mise en service, soit au moyen de mélanges réfrigérants,

soit en versant l'échantillon dans un récipient contenant de l'ammoniaque liquide. On peut également immerger pendant quelque temps dans un bac à saumure un flacon rempli de l'huile à examiner. L'huile est bonne si, après ce séjour, elle coule encore aisément. Les huiles incongelables sont généralement limpides, transparentes ; la teinte est jaune clair, à reflets verdâtres ou violacés.

Dans les machines à acide carbonique, on emploie des huiles industrielles, mais plus souvent la glycérine purifiée qui résiste aux acides et se congèle difficilement. Une bonne huile peut avoir les caractéristiques suivantes :

Poids spécifique.....	0,875
Viscosité à l'ixomètre Barbey.....	250 à 350
d° d° 	400 à 500
d° d° 	1.500 à 1000
Point d'inflammabilité Luchaire.....	150°
Point de congélation.....	— 15° à — 25°

Les lubrifiants doivent être exempts d'acide, et les huiles extraites des séparateurs peuvent être réemployées après filtrage, mélangées avec de l'huile fraîche.

On s'assure périodiquement que les quantités recueillies au séparateur correspondent aux quantités absorbées par les graisseurs.

Les huiles, lorsqu'elles ont subi un commencement de vaporisation dans le cylindre, se condensent dès que le fluide se refroidit. Le séparateur d'huile, qu'il est nécessaire de placer entre le compresseur et le condenseur, arrête les hydrocarbures les plus lourds, tandis qu'une faible partie de principes plus volatils peut circuler à travers le condenseur et se rassembler au fond des réservoirs de liquide, ou même s'écouler jusque dans les serpentins des évaporateurs.

L'expérience permet de déterminer l'importance et la fréquence des purges qui ne sont complètement efficaces, tout au moins dans les machines à forte surchauffe, qu'à la condition d'être pratiquées périodiquement en divers points du circuit.

Les huiles récupérées avant le condenseur sont plus visqueuses et contiennent des restes de carbonisation dus à la surchauffe dans le cylindre ; les autres sont plus fluides, mais portent parfois des traces d'humidité. Il est nécessaire de les mélanger pour retrou-

ver un degré de viscosité convenable, et de les filtrer pour obtenir un produit lubrifiant suffisamment propre.

Les extractions d'huile au séparateur doivent s'effectuer régulièrement et au moins une fois par jour dans les installations un peu importantes. On procède de la manière suivante : en ouvrant légèrement le robinet du séparateur, on laisse tomber doucement l'émulsion d'huile dans un seau, puis on ferme le robinet et on laisse l'ammoniaque s'évaporer. On répète l'opération jusqu'à ce qu'on voie sortir franchement le gaz ammoniac, sans traces de mousse.

Révision des compresseurs. Vidange du cylindre. — Le cylindre, les soupapes, le piston et sa tige doivent être examinés annuellement ; cette revision s'effectue généralement pendant la saison d'hiver.

Dans une machine bien entretenue, le cylindre et les segments restent bien polis et ne s'usent presque pas ; le cylindre ne s'ovalise que dans les machines horizontales ; on l'alèse alors avant d'ajuster un nouveau piston. Si le piston est en deux pièces, on doit s'assurer que l'écrou de serrage est parfaitement bloqué et qu'il n'existe aucun jeu.

Les soupapes doivent faire l'objet de soins particuliers ; elles se matent plus ou moins sur leur siège sous l'effet de paillettes de fer et de grains de sable qui se détachent de l'intérieur des tuyauteries. Il convient de les visiter quelques jours après la mise en service du compresseur, puis au bout de quelques mois de fonctionnement ; on les rode avec un mélange d'huile et de poudre d'émeri avant de les nettoyer soigneusement avec du pétrole et de les essuyer avec des chiffons secs et propres. Leur remplacement s'impose quand leur diamètre est devenu trop faible pour qu'on puisse les roder ; on ne doit jamais changer la tension des ressorts sans nécessité.

Les tiges de piston sont rectifiées ou remplacées lorsqu'il est difficile de maintenir le presse-étoupe étanche, et qu'il devient nécessaire de changer les garnitures fréquemment.

L'usure se produit surtout sur le milieu ; elle est moins rapide avec les garnitures métalliques. Si on rectifie la tige au tour, il faut, en même temps, changer les bagues du presse-étoupe.

Sur les compresseurs horizontaux, on vérifie, après la mise en place du piston et de la tige, l'ajustage de la crosse et des glissières. Il ne doit y avoir aucun jeu entre les patins, et la tige doit suivre une trajectoire rigoureusement horizontale. On vérifie commodément la régularité du mouvement à l'aide d'une pointe à tracer placée horizontalement et dont la partie effilée subit le contact de la tige pendant sa course; si on laisse la pointe pivoter sur un point fixe très rapproché de la tige, son talon traduit les différences de niveau par des oscillations assez amples pour permettre de déterminer l'importance des imperfections, s'il en existe.

On ne peut effectuer la visite d'un compresseur qu'après avoir vidé le cylindre du fluide frigorigène qui s'y trouve. Avec CO_2 , on laisse le fluide s'échapper à l'air libre. Sur les machines à SO_2 et à A_2H_3 , on isole le cylindre en fermant les vannes d'aspiration et de refoulement ainsi que le robinet du presse-étoupe, s'il y a lieu. Les robinets de commande des conduites de décharge restent ouverts. On fixe ensuite sur un robinet de purge (généralement disposé sur la conduite de refoulement) un tuyau de caoutchouc dont l'extrémité plonge dans un baquet d'eau; le fluide est absorbé par l'eau lorsqu'on ouvre le robinet. On facilite la vidange en faisant tourner le compresseur à la main et on renouvelle l'eau qui s'échauffe.

Il est de première importance de veiller à ce que l'eau ne pénètre pas dans le cylindre, le tuyau de purge pouvant faire office de reniflard après l'évacuation du gaz. Aussi doit-on fermer le robinet aussitôt que l'on n'entend plus le crépitement du fluide à la sortie du caoutchouc. On peut d'ailleurs éviter tout danger d'introduction d'eau, notamment avec SO_2 , en laissant le gaz s'échapper en plein air, par une fenêtre ou une cheminée, par exemple. On s'assure que la pression du gaz à l'intérieur du cylindre est tombée en décollant doucement et progressivement les joints avant de procéder au démontage; s'il existe un robinet de prise d'air, on l'ouvre pour aspirer de l'air dans le cylindre et le purger du gaz qui peut rester.

Pour remettre l'appareil en service, on fait faire quelques tours au compresseur pour en expulser l'air au dehors avant de fermer

le robinet de purge ; on ouvre aussitôt la vanne d'aspiration pour combler le vide du cylindre.

Vidange et entretien du condenseur. — Pour effectuer la vidange d'un condenseur, on fait le vide d'un ou de plusieurs évaporateurs dont on abaisse la température le plus possible ; on ouvre alors en grand toutes les communications entre le condenseur et l'évaporateur ; ce dernier absorbe la presque totalité du fluide qui s'y distille par suite de la chute de température.

Lorsque le transvidage est terminé, on isole le condenseur en fermant toutes les vannes qui le commandent. Le peu de gaz qui reste est facilement évacué par un robinet de purge auquel on assujettit un tuyau en caoutchouc dont l'extrémité passe en plein air ou plonge dans l'eau, s'il s'agit de SO_2 ou d' AzH_3 . Comme dans la vidange du compresseur, il faut éviter les rentrées d'eau dans l'appareil en fermant le robinet de purge lorsque le crépitement cesse.

Si l'usine comporte plusieurs condenseurs, on peut généralement en vider un en le faisant communiquer avec un évaporateur. On fait le vide dans celui-ci, en actionnant le compresseur, et on refoule le fluide aspiré dans le deuxième condenseur.

On vérifie l'étanchéité d'un condenseur en y comprimant de l'air suivant la méthode habituelle ; on fait le vide avant d'introduire à nouveau le fluide frigorigène.

Certains compresseurs susceptibles de tourner à [vitesse réduite comportent un dispositif spécial permettant de faire le vide du condenseur sans entraîner la mise hors circuit d'évaporateurs. (Voir fig. 45).

Une tuyauterie d'opération amovible réunit la conduite de refoulement à la culotte d'aspiration. Les vannes d'aspiration et de refoulement sont alors fermées ainsi que la communication entre le condenseur éprouvé et les évaporateurs ; on ouvre le robinet de purge de la culotte de refoulement. En faisant tourner lentement le compresseur, on aspire l'air dans le condenseur et on le refoule au dehors. Si la vanne de réglage est complétée par un robinet d'arrêt, on peut effectuer une manœuvre identique en établissant une communication provisoire entre le robinet de remplissage et le robinet de purge de la culotte d'aspiration.

Quand le vide est fait, on arrête la machine et on laisse pénétrer aussitôt le fluide dans le condenseur en ouvrant la vanne de réglage, de manière à éviter les rentrées d'air.

Les matières étrangères qui se déposent sur les tubes gênent la transmission de chaleur et il en résulte une surélévation de pression au refoulement.

Les tubes de condenseurs doivent être nettoyés à la brosse, à la lance, au racloir ou à la chaîne, d'autant plus régulièrement que les eaux sont boueuses ou calcaires. Il est bon de nettoyer et de gratter les gouttières, les serpentins, les étriers d'attache et les appliques tous les 2 ou 3 ans et de les enduire d'une bonne couche de minium ou de peinture spéciale protectrice, surtout si les eaux de condensation ont une action corrosive. La façon la plus efficace d'employer le minium est de l'appliquer sur les serpentins réchauffés intérieurement par un courant de vapeur. Les dépôts graisseux peuvent être dissous au moyen d'une solution de carbonate de soude.

Le nettoyage des condenseurs à contre-courant présente certaines difficultés. La présence de dépôts à l'intérieur des tubes à eau est généralement caractérisée par une augmentation de pression au condenseur, l'écart de température entre l'entrée et la sortie de l'eau diminuant progressivement. On les évite en partie en inversant fréquemment le sens de la circulation de l'eau et en procédant à des lavages périodiques. Les dépôts calcaires s'enlèvent à l'aide d'une brosse à tubes métallique assez dure et au besoin avec un appareil rotatif, un forêt ou une mèche fixée sur une longue tige à laquelle on imprime un mouvement de rotation. Les brosses ou mèches doivent être d'un diamètre suffisant pour assurer un grattage efficace sur toute la périphérie des tubes. Chaque opération de nettoyage est suivie d'un bon lavage.

Vidange des évaporateurs. — Chaque évaporateur est généralement commandé par des vannes placées sur les conduites d'entrée et de sortie de l'agent frigorigène. Pour faire la vidange de l'appareil, on ferme la conduite d'entrée, sinon la vanne de réglage, et on aspire dans les serpentins jusqu'à ce que le manomètre d'aspiration indique un vide qui se maintient après l'arrêt du compresseur ; le fluide est refoulé dans le condenseur. On ferme ensuite la conduite de

sortie avant de défaire les joints pour procéder à la visite ou aux réparations.

Les types de machines comportant une tuyauterie d'opération pour aspirer dans le condenseur (fig. 45) disposent également d'une tuyauterie de manœuvre permettant de réunir le robinet de purge du refoulement à la crépine d'aspiration. On peut alors, en marchant lentement, refouler dans la conduite d'aspiration (la vanne d'aspiration étant fermée) et vérifier les joints de l'évaporateur par compression; l'air est aspiré par une prise spéciale disposée sur la culotte d'aspiration (voir essais à l'air).

Avant la remise en service de l'évaporateur, on aspire l'air par le compresseur et on l'évacue au dehors par le robinet de purge du refoulement, comme il est dit précédemment.

Les serpentins des évaporateurs doivent être nettoyés et peints périodiquement suivant les besoins, dans les mêmes conditions que les condenseurs. Il est indispensable d'effectuer cette opération avec grand soin et avec des produits de très bonne qualité; il arrive souvent que les applications de peinture présentent des solutions de continuité, ce qui permet à la rouille d'exercer avec plus de facilité ses ravages sous la couche de minium.

Vidange d'un séparateur de liquide. — Certaines machines à ammoniaque comportent un séparateur de liquide.

Pour en faire la vidange, on laisse la plus grande partie de l'ammoniaque s'écouler dans les évaporateurs, puis on ferme toutes les vannes de communication au séparateur; seule la conduite d'aspiration au compresseur reste ouverte. On refoule alors le gaz qui reste, dans le condenseur.

On peut faciliter l'évaporation de l'ammoniaque qui pourrait rester au fond du séparateur en chauffant légèrement les parties inférieures de l'appareil qui ne seraient pas isolées.

Lorsque le manomètre d'aspiration indique que le vide est fait, on desserre les brides avec précaution.

Purges d'air. — Il arrive, notamment dans les machines à SO^2 et à AzH^3 , que l'air rentre par le presse-étoupe du compresseur, les joints, etc., soit encore que l'on n'ait pas fait complètement le vide après la visite de certains organes. La pression du condenseur

devient alors exagérée, le rendement diminue et la consommation de force motrice augmente.

On s'en rend compte également par la lecture des manomètres après l'arrêt de la machine. Si on laisse couler l'eau sur le condenseur pendant une heure ou deux, la température de l'eau devient constante ; mesurée avec un bon thermomètre, elle doit correspondre à la pression indiquée par le manomètre de refoulement (voir tables), à condition bien entendu que les indications données par cet appareil soient exactes. Si la pression au manomètre est plus élevée, c'est que le circuit contient de l'air dont la pression s'ajoute à celle du fluide.

On peut faire la même observation sur les évaporateurs quelques minutes après l'arrêt. Normalement, la pression indiquée par le manomètre d'aspiration doit correspondre à la température de la solution incongelable. La présence d'air se traduit également par un excès de pression au manomètre.

Les rentrées d'air sont moins à craindre et restent inoffensives dans les machines à CO_2 en raison des fortes pressions qui s'y exercent.

On évacue l'air d'une machine en faisant des purges sur le condenseur. A cet effet, on refoule l'agent frigorifique dans le condenseur pendant quelques instants (10 ou 20 minutes) pour y faire rentrer en même temps le plus d'air possible. On laisse ensuite agir la circulation d'eau sur le condenseur après l'arrêt du compresseur ; le fluide se liquéfie et l'air se rassemble à la partie supérieure des serpentins, l'aiguille du manomètre devenant stationnaire.

On assujettit un tuyau en caoutchouc sur le robinet de purge placé généralement, soit à la partie haute du condenseur, soit sur la conduite ou la culotte de refoulement. L'extrémité du tuyau flexible plonge dans l'eau, comme lorsqu'on fait la vidange.

En ouvrant légèrement le robinet de purge, l'air s'échappe dans l'eau en dégageant des bulles à la surface et avec un bruit gargouillant qui fait place à un crépitement sec caractéristique lorsque le fluide frigorigène commence à s'échapper.

L'élimination de l'air fait baisser la pression au manomètre. On renouvelle au besoin l'opération jusqu'à ce que cette pression redevenue normale.

Fuites aux serpentins et aux joints. — Les fuites se reconnaissent le plus souvent au dégagement de bulles de gaz ou d'air lorsque les serpentins sont immergés, à l'odeur ou mieux au bruit causé par le sifflement du fluide qui s'échappe.

Les traces d'ammoniaque colorent le papier à la phénolphtaléine mouillé, d'une rose pâle au rouge foncé, suivant l'importance des pertes ; elles ramènent au bleu du papier de tournesol rougi au préalable. On peut également utiliser le réactif de Nessler (solution d'iodure de mercure et d'iodure de potassium) qui forme alors un précipité brun jaunâtre. Si, à l'air libre, on allume une mèche soufrée, celle-ci dégage une épaisse fumée blanche en présence de l'ammoniaque ; ce procédé est d'un emploi difficile dans les endroits humides. Les fuites d'ammoniaque clarifient également l'eau et la rendent savonneuse au toucher en provoquant la précipitation de matières solides qui s'accumulent en dépôts blanchâtres et forment parfois de véritables stalactites de carbonate à l'endroit des fuites si l'eau est calcaire.

Les traces d'anhydride sulfureux rougissent le papier de tournesol bleu plongé dans l'eau ou la saumure, et forment des vapeurs blanches caractéristiques avec l'alcali volatil. La réaction acide du papier tournesol s'obtient difficilement à basse température ; on réchauffe en conséquence les échantillons de saumure à $+ 10^{\circ}$ ou $+ 15^{\circ}$. Comme pour l'acide carbonique, on peut rechercher les pertes de SO^2 à l'air libre en employant de l'eau de savon dont on badigeonne les surfaces suspectes et qui dégage des bulles d'air à l'endroit des fuites.

La présence de CO^2 trouble également la limpidité de l'eau de chaux et décolore une solution de phénolphtaléine rendue alcaline au degré voulu. Ces deux procédés sont peu employés, la présence naturelle de CO^2 dans l'air les rendant d'une efficacité douteuse. La nécessité d'ajouter souvent du fluide frigorigène dans la machine constitue d'ailleurs le meilleur indice de l'existence de fuites.

On répare les serpentins et les tuyauteries à la soudure autogène, sinon à la soudure d'étain. Les boulons du presse-étoupe du compresseur doivent être serrés uniformément et modérément, juste ce

qu'il faut pour éviter les fuites ; on remplace la garniture lorsqu'on ne peut plus donner de serrage.

Echauffement des tiges de piston. Presse-étoupe. — L'échauffement des tiges de piston est généralement dû à un défaut de graissage. Il peut se faire néanmoins que la tige soit faussée ou grippée et la garniture mal conditionnée. L'insuffisance de fluide frigorigène entraînant une surchauffe anormale, ou une pression de condensation exagérée peuvent produire le même résultat.

Les mécaniciens doivent s'astreindre à une propreté rigoureuse, évitant de toucher les tiges avec des mains ou des chiffons malpropres ; les huiles employées au graissage doivent être exemptes d'impuretés.

Dans les machines à CO_2 , les cuirs de piston et les garnitures du chapeau du presse-étoupe doivent être parfaitement tannés et huilés ; on les trempe pendant plusieurs heures dans l'huile avant de les employer. Le chapeau du presse-étoupe ne doit être serré que légèrement et de manière uniforme.

Pour les garnitures en tresses de coton, on coupe des tresses carrées en tronçons dont les extrémités sont liées par du fil de coton et viennent se presser l'une contre l'autre. La grosseur des tresses doit être supérieure de quelques millimètres à la distance comprise entre la tige et le logement du presse-étoupe.

Avant de placer ces anneaux, on les trempe dans de l'huile incongelable bien pure. Pour les machines à SO_2 , on presse les tresses pour leur faire perdre l'excès de graisse après les avoir trempées dans la paraffine chaude ou de l'huile minérale lourde. On serre les anneaux l'un après l'autre en les enfonçant autant que possible à la main avant de les presser successivement dans le logement du presse-étoupe au moyen de cales en bois et de la lanterne ou du fouloir. Il faut veiller à ce que les joints de ces garnitures se croisent.

Les anneaux en caoutchouc entoilé, placés immédiatement avant le fouloir, ne sont généralement pas coupés pour assurer une étanchéité plus complète ; on les enfile par l'extrémité de la tige de piston. Ces rondelles se dissolvent dans l'huile et, pour cette raison, ne doivent jamais être placées au fond du presse-étoupe ou en contact avec la lanterne des machines à ammoniac.

Dans les garnitures métalliques, l'étanchéité tend à augmenter avec l'usure régulière des bagues en antifriccion dont les joints finissent par se toucher. On remédie le plus souvent aux fuites en remplaçant simplement les anneaux en caoutchouc placés à l'avant de la garniture.

Un serrage trop énergique des garnitures métalliques peut entraîner l'échauffement, la fusion ou la cassure du métal antifriccion. Certains constructeurs recommandent d'ailleurs de serrer ces garnitures à l'arrêt et de les desserrer avant la mise en marche ; on serre juste ce qu'il faut pour éviter les fuites.

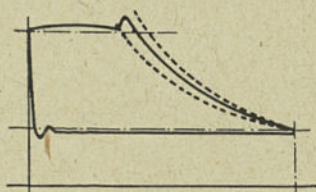
Dans les avant-boîtes de presse-étoupes de certaines machines à surchauffe, on remplace avec succès les tressés de coton par de la laine de plomb.

Etude du fonctionnement des compresseurs par l'analyse des diagrammes. — On a déjà parlé de l'indicateur de Watt pour déterminer le travail absorbé par un compresseur. Cet appareil constitue également un guide précieux dans la recherche des causes de dérangement qui peuvent troubler le fonctionnement de la machine.

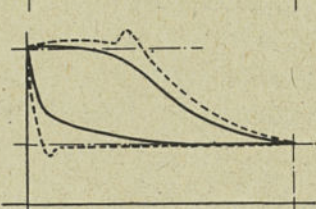
Toute circonstance anormale provoque en effet la déformation en certains points du diagramme théorique. Le tableau IX présente certains exemples observés le plus fréquemment dans la pratique. Le tableau X résume un certain nombre d'incidents de marche en indiquant leurs causes et leurs remèdes.

TABLEAU IX

ANALYSE DE DIAGRAMMES

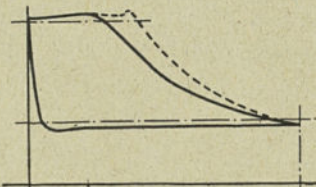


1. — Diagramme de fonctionnement normal.

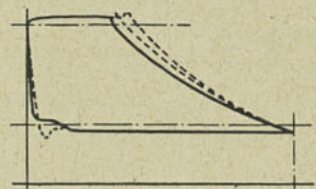


2. — Le robinet de l'indicateur n'est pas complètement ouvert. Etranglement de la communication de l'indicateur avec le cylindre du compresseur.

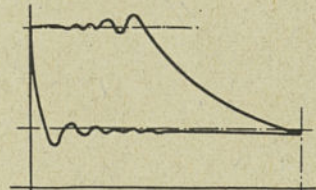
(Le diagramme normal est indiqué en pointillé).



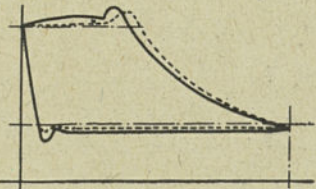
3. — Fuites considérables aux soupapes; celles-ci ne sont pas étanches.



4. — Le piston n'est pas étanche. Une partie du fluide passe d'un côté du cylindre dans l'autre.

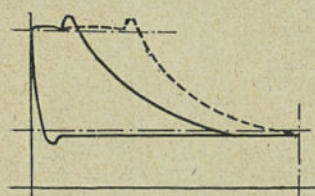


5. — Ressorts de soupape trop raides et défectueux.

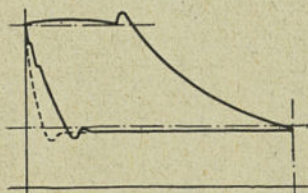


6. — Résistances anormales dans les conduites d'aspiration et de refoulement.

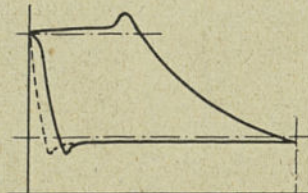
TABLEAU IX (suite)



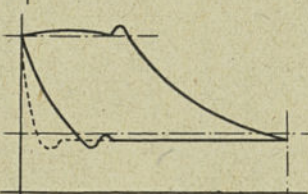
7. — La soupape d'aspiration coince et reste ouverte pendant une partie de la course de compression.



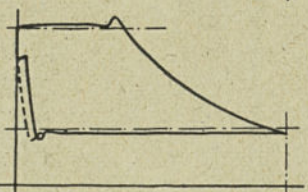
8. — Retard dans la fermeture et jeu défectueux de la soupape de refoulement dont la levée est trop grande.



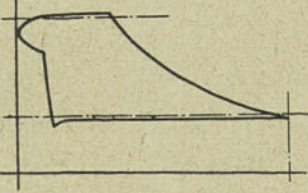
9. — La soupape de refoulement coince; la tige est forcée dans son guide.



10. — Espace nuisible trop grand ou aspiration de vapeur très humide.



11. — Le piston de l'indicateur coince.



12. — Le piston du compresseur vient boucher l'orifice de communication du cylindre avec l'indicateur.

TABLEAU X. — Incidents de marche

DÉRANGEMENTS	CAUSES	REMÈDES
<p>Diminution de l'effet du compresseur. On doit fermer la vanne de réglage plus que de coutume. Impossibilité de faire le vide complet dans les évaporateurs.</p>	<p>Les soupapes ne sont pas étanches ou sont détériorées. Le piston n'est plus étanche, les segments sont usés ou le cylindre est ovalisé.</p>	<p>Les roder ou les remplacer. Changer les segments usés ou rectifier le cylindre.</p>
<p>Chocs dans le compresseur.</p>	<p>Ecroi du piston desserré ou soupapes défectueuses.</p>	<p>Resserrer l'écrou ou changer les soupapes mauvaises.</p>
<p>Bruit irrégulier des soupapes. Pulsations irrégulières sur les manomètres.</p>	<p>Soupapes défectueuses ou brisées.</p>	<p>Visiter ou remplacer les soupapes en mauvais état. On repère les soupapes défectueuses pendant la marche en appuyant sur les boîtes à clapet une tige ou un objet en fer qu'on tient entre les dents en se bouchant les oreilles. Les manomètres dont les oscillations sont irrégulières indiquent d'autre part la nature des soupapes à changer (aspiration ou refoulement).</p>
<p>Entraînement de liquide dans le compresseur, malgré fermeture exagérée du régleur. Les parois du cylindre givrent.</p>	<p>Excès de fluide frigorigène.</p>	<p>On décharge la machine jusqu'à ce que la pression redevienne normale, soit en refoulant du liquide dans une bonbonne vide (refroidie autant que possible et placée comme pour la mise en charge en position verticale), soit en évacuant l'excès à l'air ou dans l'eau, en opérant comme pour les purges d'air.</p>
<p>Pression exagérée au condenseur à l'arrêt. Cette pression tombe rapidement à la valeur correspondant à la température de l'eau.</p>	<p>Excès de fluide frigorigène ou encrassement des serpentins du condenseur, manque d'eau, agitateur arrêté.</p>	<p>Décharger la machine. Vérifier la circulation d'eau et le fonctionnement de l'agitateur. Nettoyer les serpentins s'ils sont sales.</p>

Pression exagérée au condenseur.

Les culottes d'aspiration givrent mal ou par intermittence, le rendement diminue et la consommation de force motrice augmente.

Pression exagérée au condenseur et pression trop faible à l'évaporateur ; le compresseur chauffe.
Nécessité d'augmenter l'ouverture du régleur.

Nécessité d'augmenter l'ouverture du régleur. Celui-ci étant ouvert très largement, les culottes d'aspiration givrent mal et celles de refoulement chauffent. La pression du condenseur et celle de l'évaporateur par rapport à la température de l'eau et de la saumure sont inférieures à la normale. Baisse de niveau dans le séparateur du liquide (AzH₃).

Diminution du rendement, la machine étant bien réglée. Pas de surchauffe.
Nécessité d'augmenter l'ouverture du régleur.

Diminution de production du froid.

Il y a de l'air dans la machine.

Faire des purges.

Démontage et nettoyage. Chasse à l'air comprimé. Le point d'obstruction des conduites de liquide est généralement marqué par l'endroit où le tuyau commence à givrer.

On peut essayer parfois de dégager un serpent, en y passant tout le courant du fluide après avoir isolé les serpentins voisins (chasses de liquide) ou en y injectant de la vapeur sous pression ; après l'injection de vapeur, il faut sécher l'intérieur par des chasses d'air (voir essais à l'air).
Les cuves des évaporateurs à saumure doivent être vidées avant l'introduction de vapeur. On peut aussi, dans les serpentins évaporateurs, renverser la circulation du fluide afin d'y faire pénétrer le gaz comprimé.

Obstruction des serpentins du condenseur ou des conduites de liquide.

Manque d'agent frigorigène.

En ajouter (voir charge des machines).

Entraînement d'huile dans les conduites ou dans les serpentins.

Purges d'huile pendant la marche par les robinets de purge situés sur les points bas des appareils. Au besoin, nettoyages intérieurs comme dans le cas d'obstruction en réchauffant légèrement, s'il le faut, les serpentins des évaporateurs, vidés de saumure, pour faciliter l'écoulement de l'huile.

Piston inébranché.

Conduite fermée ou gelée.

Eau de condensation insuffisante.

Présence d'eau ou d'impuretés dans les serpentins.

Manque de saumure dans les évaporateurs.

Congélation partielle de la saumure.

Mêmes manœuvres que plus haut.

En ajouter.

Augmenter la densité de la saumure par addition de sel ou concentration.

CHAPITRE XIV

MARCHE EN SURCHAUFFE

La valeur du travail indiqué, basée sur l'examen des diagrammes, dépend en partie de la nature de la courbe de compression relevée par l'indicateur (voir page 24) et dont le tracé se développe généralement entre deux courbes limites, l'une correspondant à la compression adiabatique de vapeurs parfaitement sèches, l'autre caractérisant la compression adiabatique de vapeurs humides. (fig. 48).

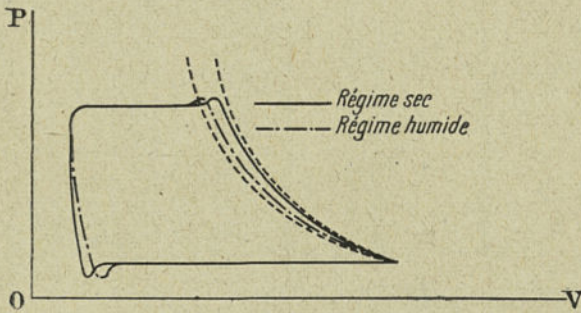


FIG. 48. — Diagramme

Il semblerait à ce point de vue que le fonctionnement en régime humide du compresseur doit être particulièrement recherché. En réalité, la compression suivant l'adiabatique humide subit

elle-même une certaine surchauffe due aux frottements intérieurs du cylindre et, si la vaporisation de particules liquides atténue les effets, leur présence n'en rend que plus sensibles les apports de chaleur par les parois du cylindre, la température de l'air ambiant étant généralement plus élevée que celle du fluide en pareil cas.

Bien plus, la marche en régime humide peut se traduire par des entraînements de liquide dus à la vaporisation tumultueuse dans le réfrigérant et dont la présence dans les espaces nuisibles retarde l'ouverture des soupapes d'aspiration en risquant parfois de détériorer la machine. La vaporisation dans le réfrigérant est ainsi moins complète et une partie du liquide circule en pure perte.

On aurait alors intérêt à admettre le fonctionnement du compresseur en régime sec, caractérisé par une courbe plus rapprochée de l'adiabatique sèche. Dans ce cas, en effet, la température intérieure dans le compresseur est relativement élevée et le fluide cède à travers les parois du cylindre plus de chaleur qu'il n'en reçoit de l'air ambiant ; l'inétanchéité des joints est à peu près la même dans les deux systèmes.

Malheureusement, dans les machines ordinaires, l'aspiration de vapeurs sèches au compresseur n'est obtenue qu'au détriment de la puissance frigorifique spécifique par suite de la nécessité d'observer une pression de vaporisation plus basse correspondant à l'absence de liquide à la sortie du réfrigérant ; les surfaces d'échange de cet appareil travaillent alors dans des conditions moins favorables (voir page 111), bien que la vaporisation soit plus complète. L'augmentation d'énergie consommée n'est pas compensée par l'accroissement de rendement.

On sait déjà qu'il doit passer par la vanne de réglage une masse de fluide exactement égale à celle aspirée par le compresseur.

En réalité, les machines frigorifiques ordinaires se règlent à peu près d'elles-mêmes. Si, comme en régime humide, la vanne de réglage est largement ouverte, les vapeurs sont plus denses au réfrigérant et on aspire ainsi plus de fluide au compresseur ; le condenseur se remplit alors convenablement et les culottes de refoulement ne s'échauffent pas au delà d'une température un peu supérieure à celle de la main (+ 30° à + 40°). Si la vanne est trop fermée, comme dans le régime sec, le compresseur aspire plus de vapeur qu'il ne

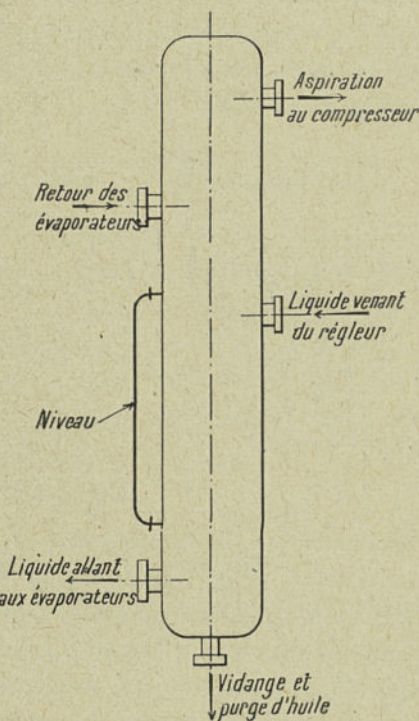


FIG. 49. — Schéma d'un séparateur

sort de liquide du condenseur : la pression à l'évaporateur, puis le poids de vapeur aspiré diminuent, et il s'établit une sorte d'équilibre automatique.

Or, il est à peu près impossible, pour réaliser une marche intermédiaire régulière et convenable, de régler à la main l'ouverture de la vanne de réglage de telle sorte que le compresseur n'aspirât que des vapeurs sèches dans le réfrigérant, et, qu'en même temps, celui-ci contienne suffisamment de liquide pour obtenir un rendement normal des surfaces d'échange ou tout au moins une pression d'aspiration aussi élevée que possible, comme le résume la règle de Doderlein :

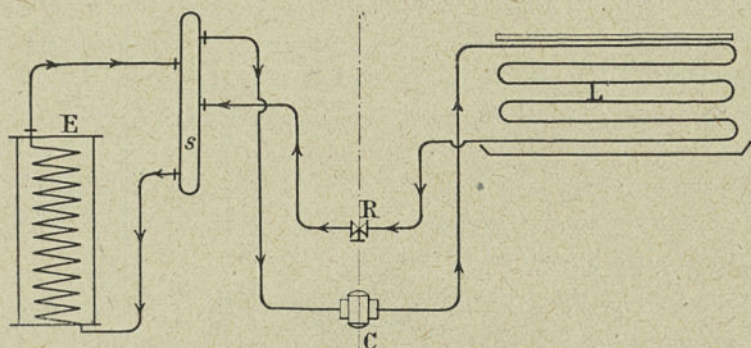


FIG. 50. — Disposition schématique d'un séparateur

Fonctionner *au compresseur en régime aussi sec que possible.*

d° *au réfrigérant en régime aussi humide d°*

Ces conditions ont pu être remplies cependant dans les machines à ammoniaque grâce à l'emploi d'un récipient séparateur intercalé entre le réfrigérant et le compresseur ; les particules liquides s'y séparent des vapeurs venant du réfrigérant et se rassemblent au fond par différence de densité.

Le liquide séparé peut, ou bien retourner dans les évaporateurs par simple gravité quand le séparateur est placé assez haut, ou bien y être conduit par un dispositif spécial (une pompe à liquide, par exemple). Les vapeurs très humides venant du robinet de réglage (1) entrent directement dans les évaporateurs (injection

(1) Après son passage par le robinet de réglage, le fluide n'est pas complètement à l'état liquide. On peut admettre qu'un kilogr. de fluide comprend environ 0 k. 100 de vapeur pour 0 k. 900 de liquide ce qui, traduit en volume par mètre cube de mélange, ne représente guère que 30 litres de liquide pour 970 litres de vapeur,

directe) ou passent tout d'abord dans le séparateur et s'ajoutent au liquide séparé (injection par regorgement). Les vapeurs débarrassées de leurs particules de liquide ou vapeurs sèches se rendent immédiatement au compresseur par la conduite d'aspiration (fig. 49 et 50).

En principe, le séparateur doit avoir des dimensions suffisantes pour qu'il puisse contenir la totalité du liquide qui rentre dans la machine, sinon dans la section la plus importante du circuit; cette condition n'est pas toujours réalisée dans les grosses installations. On calcule pour le moins le volume du récipient sur une base de 15 à 20 litres par 10.000 frigories produites dans les conditions normales de marche.

Un tel appareil peut avoir les caractéristiques suivantes :

PUISSANCE FRIGORIFIQUE de la machine (à -10° et $+25^{\circ}$)						
	60.000 fr/h	80.000	110.000	150.000	200.000	400.000
Hauteur totale.....	2 ^m 75	3 ^m	3 ^m	3 ^m 20	3 ^m 50	4 ^m
Diamètre en $\frac{m}{in}$	250	270	300	350	400	500
Contenance en litres.....	120 ^l	160 ^l	200 ^l	290 ^l	400 ^l	750 ^l
Epaisseur des parois.....	7 $\frac{m}{in}$	7 $\frac{m}{in}$	8 $\frac{m}{in}$	9 $\frac{m}{in}$	9 $\frac{m}{in}$	10 $\frac{m}{in}$

Pression d'essai : 30 atm.

Dans le système à *injection directe*, le fluide est entraîné vers les évaporateurs sous l'effet direct de la pression du condenseur. Par contre, le liquide séparé, qui n'agit que par gravité, rencontre des résistances plus grandes pour rentrer dans ces appareils, et la position du séparateur doit être surélevée en conséquence. C'est d'ailleurs pour cette raison que, sur les éléments à *regorgement*, on diminue les pertes de charge en réduisant la longueur des tubes dans chaque serpent (20 à 25 %) ou en donnant aux conduites de liquide une section un peu plus grande. L'alimentation des serpents, moins efficace et moins régulière, subit l'influence des changements de température et de pression qui peuvent se produire pendant la marche.

L'installation de la surchauffe exige de l'expérience et du doigté. Les dispositifs à injection directe, à regorgement ou à retour forcé par pompe peuvent généralement se substituer l'un à l'autre.

Dans les installations importantes, on est appelé à les employer conjointement, et la distribution du fluide s'effectue par des régleurs ou stations de réglage secondaires.

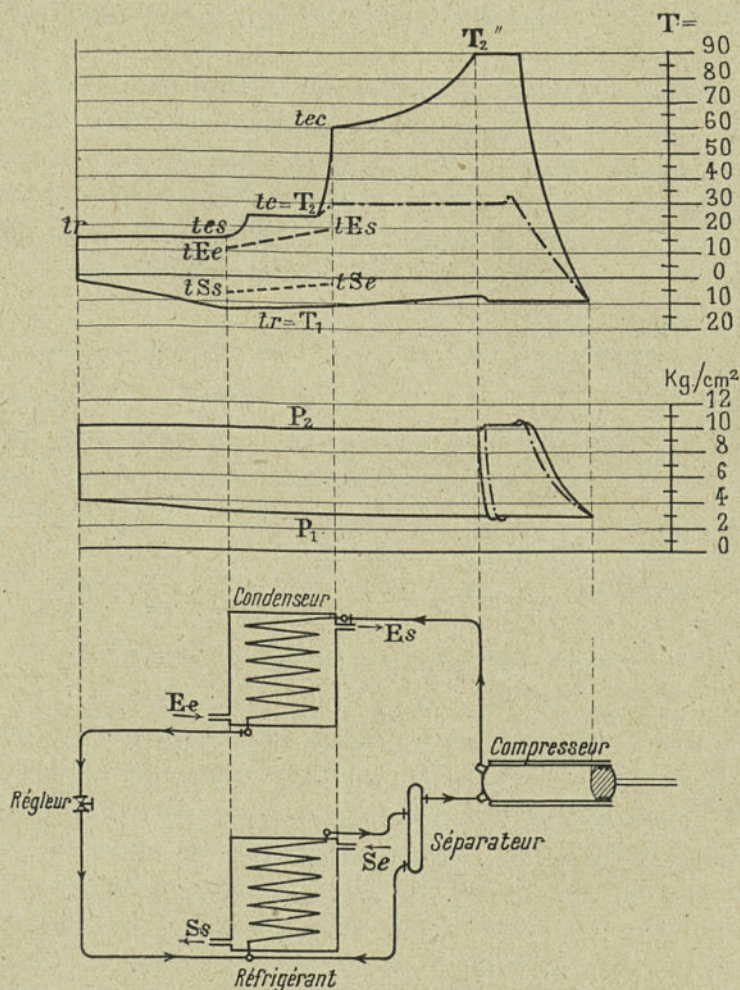


FIG. 51. — Diagramme de comparaison, entre la marche en surehauffe et la marche en régime humide

Dans l'alimentation par simple regorgement, il faut évidemment que le séparateur de liquide soit assez surélevé pour être en charge sur les évaporateurs à desservir, compte tenu des différences extrêmes des pressions entre lesquelles se vaporise l'ammoniaque, des pertes dans les conduites, et de la densité du liquide (environ 0,6). Cette surélévation est limitée par les circonstances locales ; dans

une installation à régimes multiples, l'application du système convient particulièrement aux appareils qui travaillent aux températures les plus basses, l'écoulement du liquide se trouvant alors favorisé par une différence de pression plus accentuée.

L'injection forcée par pompe constitue au contraire un dispositif d'alimentation régulier et énergique : la position du séparateur est, dans ce cas, sans influence sur le débit du liquide, et celui-ci peut être refoulé aussi bien à la station de réglage qu'à l'évaporateur.

Les avantages qui résultent de l'emploi du séparateur sont les suivants :

1° On évite les entraînements de liquide qui peuvent défoncer le cylindre du compresseur.

2° Tout le volume du cylindre est utilisé complètement du fait qu'on évite la vaporisation partielle du fluide dans le compresseur.

3° L'échange de frigories entre le réfrigérant et le milieu extérieur est meilleur, l'appareil contenant plus de liquide et de vapeur humide ; on peut ainsi réduire la longueur des serpentins (20 à 25 %).

On estime généralement que ce procédé entraîne une économie de travail de 10 à 15 % pour une même puissance frigorifique.

Les conditions de la marche en surchauffe sont les suivantes : Les tuyaux d'aspiration givent, mais dans une moindre mesure que dans le régime humide. Les tuyaux de refoulement sont toujours très chauds et, dans les conditions habituelles de marche, la température de surchauffe varie de 80 à 110°. La température en fin de compression T''_2 peut d'ailleurs se calculer suivant l'expression :

$$\frac{T''_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (4)$$

Pour l'ammoniaque, on observe les résultats suivants :

$P_2 = \dots\dots\dots$		7 ^k ,45	8 ^k ,79	10 ^k ,31	12 ^k ,01	13 ^k ,91
$t_2 = \dots\dots\dots$		+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°	+ 35°
P_1	t_1	t''_2				
2 ^k ,92	— 10°	+ 55°	+ 70°	+ 84°	+ 97°	+ 109°
2 ^k ,37	— 15°	+ 67°	+ 81°	+ 95°	+ 108°	+ 123°
1 ^k ,90	— 20°	+ 79°	+ 93°	+ 107°	+ 122°	+ 137°
1 ^k ,51	— 25°	+ 92°	+ 107°	+ 121°	+ 137°	+ 151°

(1) Pour $t_1 = -10^\circ$ et $t_2 = +25^\circ$, le rapport $\frac{P_2}{P_1} = 3,80$ pour SO_2 , 3,53 pour $\text{A}:\text{H}_3$, et 2,41 pour CO_2 .

Ces chiffres sont légèrement inférieurs à ceux qu'on observe dans la pratique en raison de l'influence des frottements intérieurs variables suivant la vitesse linéaire du piston, des espaces nuisibles, etc. Les vapeurs atteignent à peu près leur température maxima à leur sortie du compresseur. Dans les conduites de refoulement, elles cèdent à l'air une partie notable de leur chaleur (20 à 30°) et, dans le condenseur, elles se refroidissent rapidement à la température de condensation (fig. 51).

Les machines à grande vitesse s'accommodent singulièrement de la marche en surchauffe grâce aux progrès énormes réalisés dans le graissage des presse-étoupes et des cylindres, pompes à huile, lanternes, garnitures métalliques, etc. Le refroidissement de ces organes par circulation d'eau (1) et même l'injection de liquide frigorigène à l'intérieur du cylindre au début de la période de compression en facilitent l'application.

Les huiles qui commencent à s'évaporer à la sortie du compresseur sont habituellement condensées grâce à une circulation d'eau fraîche dans le séparateur d'huile.

(1) Il est admis que, dans les machines à surchauffe, la circulation d'eau autour du cylindre améliore le rendement jusqu'à 5 ou 6 % suivant le degré de surchauffe. L'influence de ce mode de refroidissement est à peu près nulle sur les machines à régime humide pour des raisons déjà exposées.

CHAPITRE XV

GARANTIES, ESSAIS ET RENDEMENT

On a déjà relaté (p. 36) les conditions dans lesquelles peuvent s'évaluer la puissance et le rendement des machines frigorifiques. Les essais servent à mesurer la puissance frigorifique ou nombre de frigories réellement produites au réfrigérant, et le rendement n'est que le rapport de la puissance frigorifique à la puissance motrice fournie au compresseur pendant l'unité de temps.

Il est évident que, la production frigorifique variant avec les températures de régime de la machine, les épreuves doivent s'effectuer dans des conditions aussi voisines que possible des caractéristiques de garanties présentées par les constructeurs ou mieux des conditions normales de fonctionnement adoptées communément comme bases d'évaluation.

Les garanties offertes par certains constructeurs sont généralement incomplètes. Elles doivent porter à la fois sur les caractéristiques du régime intérieur et sur les caractéristiques du régime extérieur. Celles-ci permettent d'apprécier la valeur des différents organes, les premières servant plus exactement à faire la critique du compresseur.

Il n'est d'ailleurs pas indifférent, pour un industriel ou un mécanicien, d'être renseigné sur l'importance du matériel et le parti qu'il est possible d'en tirer.

Pour être complète, l'analyse d'une machine frigorifique doit donc mentionner les indications suivantes :

Dimensions du compresseur ou volume aspiré par tour.

Vitesse normale prévue et vitesse maxima réalisable (nombre de tours par minute).

Surface d'échange du condenseur.

Températures d'entrée et de sortie de l'eau de condensation.

Quantité d'eau de condensation consommée en une heure.

Température de condensation du fluide frigorigène.

Température du fluide à son arrivée au régulateur.

Température de vaporisation du fluide.

Surface d'échange des évaporateurs.

Températures extrêmes et moyenne du corps refroidi (air, saumure, etc.).

Quantité d'air ou de liquide refroidi, avec mention de la densité du liquide ou de la variation d'état hygrométrique de l'air.

Quantité de glace produite en une heure, s'il y a lieu.

Puissance frigorifique normale correspondante.

Puissance indiquée, calculée d'après les diagrammes relevés sur le compresseur (faces avant et arrière du piston).

Puissance effective fournie au compresseur en fonction des températures assignées au condenseur et au réfrigérant.

Si l'installation comporte un condenseur atmosphérique, il est indispensable de spécifier :

la température de l'eau à l'entrée du condenseur,

la quantité d'eau consommée en une heure,

la température de l'eau à la sortie et la température de condensation du fluide, définies en fonction des conditions atmosphériques locales (température et degré hygrométrique de l'air, ventilation, etc...).

Accessoirement, la critique d'une installation se complète par l'examen des conditions d'utilisation :

Analyse des pertes au réfrigérant.

Importance du matériel accessoire (ventilateurs, pompes, agitateurs, transmissions, moteurs divers, monte-charges, etc...) et puissance totale absorbée.

Valeur de l'isolation.

Importance des denrées ou liquides soumis journellement à la congélation ou au refroidissement.

Apports de chaleur par l'ouverture des portes, la présence du personnel, l'éclairage, le renouvellement d'air, etc...

En dehors des questions d'amortissement, de sécurité, de résistance et de commodités, l'appréciation est basée sur le rapport :

$$\frac{\text{quantité de denrées ou liquides refroidis ou congelés}}{\text{puissance effective dépensée.}}$$

Les essais ne donnent de résultats satisfaisants que grâce à des observations fréquentes et minutieuses, à l'aide d'appareils précis.

Les pressions, les températures, les vitesses sont relevées à in-

tervalles réguliers et le plus souvent possible, toutes les 15 ou 30 minutes par exemple.

Pour les températures, on utilise des thermomètres à mercure étalonnés, divisés au 1/10 de degré. On place au besoin plusieurs thermomètres dans la même région pour établir une moyenne.

Les observations ne commencent que lorsque le régime normal est bien établi. Le cas échéant, la durée de la marche est basée, non sur le mouvement du compresseur, mais sur l'ouverture de la vanne d'aspiration et du régleur. Si les essais s'effectuent sur des réfrigérants à saumure, on veille à ce que les serpentins soient complètement immergés.

On se contente généralement d'évaluer la puissance indiquée d'après les diagrammes. Il est toujours intéressant de comparer les résultats obtenus avec la puissance correspondant à la chaleur dégagée au condenseur ; celle-ci représente, en effet, la quantité de chaleur absorbée au réfrigérant augmentée de celle équivalant au travail fourni au compresseur.

Lorsque le compresseur est actionné par un moteur électrique, on évalue la puissance effective d'après les indications des voltmètres et des ampèremètres.

La mesure des débits présente quelques difficultés.

Pour les liquides, on peut utiliser deux bâches jaugées placées au-dessus du réfrigérant, par exemple, et qui peuvent se vider dans celui-ci. A l'aide d'un tuyau branché sur l'arrivée de saumure, on remplit alternativement les deux bâches : l'une se vide dans le réfrigérant pendant que l'autre se remplit ; on note chaque fois le volume ou le poids de liquide renvoyé dans le circuit.

Il est plus commode, dans les installations un peu importantes, de se servir de bacs jaugeurs à orifices Poncelet (ouvertures circulaires à arêtes vives en mince paroi horizontale). Le liquide arrive à la partie supérieure et la vitesse d'écoulement est fonction de la hauteur dans le bac ; celle-ci doit faire l'objet de lectures fréquentes. Le débit horaire V est donné par la formule :

$V = S \cdot v \cdot C$, où S représente la section de l'orifice,

v , la vitesse d'écoulement du liquide.

$v = \sqrt{2gh} = 4.43 \sqrt{h}$, h étant la hauteur du liquide dans le bac, C représente un coefficient de contraction qui varie de 0,58 à 0,70

suivant les formes de l'orifice et la nature du liquide, généralement 0,62 pour l'eau.

On peut d'ailleurs contrôler de temps à autre le débit de chaque orifice en laissant le liquide s'écouler dans un petit récipient jaugé dont on mesure le temps de remplissage. Les orifices ne doivent présenter aucune aspérité et le liquide doit s'écouler librement, sans tourbillon. L'espace laissé libre autour de chaque orifice représente environ 10 fois le diamètre de l'orifice.

Le volume de l'air est évalué d'après la vitesse de circulation et la section moyenne de passage. La vitesse elle-même est déterminée en raison de la pression dynamique à l'aide d'appareils spéciaux dont l'emploi nécessite de l'attention et de l'expérience (tube de Pitot, volumètres, micromanomètres, pneumomètres, etc.). Le procédé le plus commode consiste à relever la vitesse à l'aide de l'anémomètre à ailettes dans les parties droites des canaux d'air les plus rapprochées des ventilateurs et où passe la totalité de l'air aspiré.

Les méthodes d'essai en usage peuvent être considérées comme aléatoires et varient suivant la nature de l'installation.

Méthode par refroidissement de la saumure au repos. — La circulation de la saumure est arrêtée ; seuls les agitateurs continuent à fonctionner.

Si le réfrigérant comporte un bac à glace, les mouleaux sont enlevés et le bac est rempli par de la saumure, ou bien on ne commence l'essai que lorsque, l'eau étant complètement congelée, la température de la glace s'équilibre à peu près avec celle du bain.

On détermine la capacité calorifique du système en consignait : le poids de la saumure d'après son volume et sa densité (table VII), le poids total du fer des serpentins, des supports, du bac, des mouleaux, etc.,

le poids de la glace, s'il y a lieu,

la chaleur spécifique de ces diverses substances.

On peut, sans trop d'erreur, calculer le volume de la saumure en négligeant les masses métalliques (supports, etc.) ; on se contente d'évaluer le volume et le poids des serpentins.

L'essai se poursuit pendant une heure s'il est possible ; on note

au début la température de la saumure. On peut avoir intérêt à réchauffer celle-ci au préalable (renouvellement d'air, dégivrage, etc.) pour augmenter la durée de l'épreuve. On vérifie la température du bain en plusieurs points.

Si on appelle :

C , la capacité calorifique du système (Poids \times chaleur spécifique),

t et t' , la température de la saumure avant et après l'opération,

n , la durée de l'essai en heures,

La puissance frigorifique de la machine est de :

$$\frac{C \times (t' - t)}{n}$$

La méthode est très rapide, mais il est prudent d'observer les résultats de plusieurs épreuves exécutées, si possible, à une température de vaporisation régulière et constante ; cette dernière, en fin d'opération, doit rester supérieure de quelques degrés à la température de la saumure pour que les échanges de chaleur par les serpentins soient toujours satisfaisants.

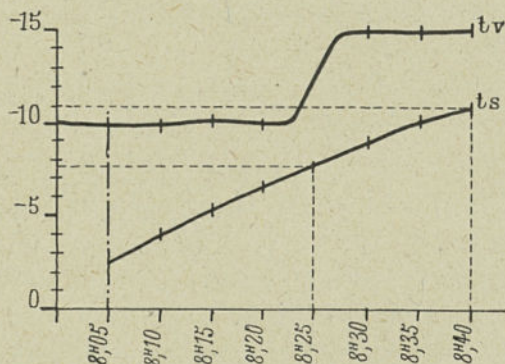


FIG. 52

On peut se rendre compte de la régularité de la marche en construisant, à une assez grande échelle, des courbes représentatives des températures relevées toutes les cinq minutes : on prend pour abscisses le temps et pour ordonnées les températures.

Toute irrégularité des courbes révèle une erreur ou un incident (erreur de lecture, précipitation de sel, etc.). Enfin, leur examen s'impose lorsque les conditions d'essai entraînent un abaissement progressif de la température de vaporisation ; on évalue alors le rendement en déterminant les abaissements de température de la saumure entre deux limites de temps observées sur le graphique, en fonction de la température de vaporisation correspondante (fig. 52).

Supposons un essai effectué dans les conditions suivantes :

Volume de la saumure dans les évaporateurs.....	7.840 ^l
Poids des appareils immergés	$\left. \begin{array}{l} \text{serpentins} - 4.480^k \\ \text{supports} - 610^k \\ \text{cuves} - 3.020^k \end{array} \right\} 8.110^k$

Densité de la saumure..... 1,20

Chaleur spécifique de la saumure 0,732

Chaleur spécifique du fer..... 0,12

Capacité calorifique du système $\left\{ \begin{array}{l} 7.840 \times 1,20 \times 0,732 = 6.886^{\text{cal}},8 \\ + 8.110^k \times 0,12 = 973^{\text{cal}},2 \end{array} \right\} 7.860^{\text{cal}}$

Puissance frigorifique évaluée pour $t v = - 15^{\circ}$.

Temps limite des observations : 8^h,25 à 8^h40, soit 15 minutes.

Abaissement de température réalisé sur la saumure pendant ce temps.... (- 10^o9 à - 7^o6) : 3^o3

Froid absorbé par la saumure et par le fer : $7.860 \times 3^{\circ}3 = 25.938$ fr.

Puissance frigorifique horaire correspondante : $\frac{25.938 \times 60}{15} = 103.750$ fr.

Méthode par refroidissement de la saumure en circulation.

Il faut déterminer :

La température de la saumure à l'entrée et à la sortie du réfrigérant,

Le débit de cette saumure.

Si l'on désigne par : V la quantité totale de la saumure débitée, en litres,

d, la densité de la solution,

c, sa chaleur spécifique,

t et *t'*, la température de la saumure à l'entrée et à la sortie du réfrigérant,

n, la durée de l'épreuve en heures,

La puissance frigorifique P a pour expression :

$$P = \frac{V \times d \times c \times (t' - t)}{n}$$

Il est correct de poursuivre l'essai pendant plusieurs heures pour obtenir des moyennes satisfaisantes. On veille à ce que la température de vaporisation soit aussi constante que possible, les débits réguliers.

Il importe, d'autre part, que la dépense de froid corresponde

sensiblement à la puissance frigorifique de la machine et soit peu susceptible de variations : on suspend ou on réduit tout au moins les opérations susceptibles de troubler le régime de marche (dégivrage, renouvellement d'air, introduction de denrées, etc.).

On n'obtient de résultats suffisamment précis que si la différence de température $t'-t$ n'est pas inférieure à 3 ou 4°.

Méthode par refroidissement de l'air en circulation. — On suit une méthode analogue à la précédente. Le froid produit a pour valeur : $P = V \times c \times (t'-t)$,

où V représente le volume d'air en circulation par heure, c , la chaleur spécifique de l'air (0,31 par m³) et t et t' , les températures constatées à l'entrée et à la sortie des frigorifères.

L'emploi du procédé est délicat et donne des résultats assez incertains :

Il faut tenir compte en effet :

Des déperditions du local des frigorifères par les parois et des conduites, du refroidissement de la vapeur d'eau mélangée à l'air et de sa condensation ou de sa solidification, etc.

Voici d'ailleurs un extrait d'observations faites sur une installation neuve comportant : un compresseur à AzH³, un condenseur à ruissellement et des chambres refroidies par deux frigorifères secs à détente directe.

Températures observées :

Salle des machines.....	+ 20°
Couloirs antichambres	+ 10°5
Température de l'eau de condensation .	+ 18°
Temp. moy. d'AzH ³ au condenseur..	+ 21°45
d° au réfrigérant..	— 14°50
d° à la culotte de re-	
foulement....	+ 61°

	1 ^{er} GROUPE	2 ^e GROUPE	
Températures moyennes des chambres froides..	— 4°55	— 4°0	
Pression barométrique moyenne	726 $\frac{m}{m}$	726 $\frac{m}{m}$	
Canaux d'aspiration {	au thermomètre sec du psychrom..	— 4°1	— 3°9
	au thermomètre mouillé d°	— 5°	— 4°8
	état hygrométrique correspondant .	0,81	0,80
	poids de vapeur d'eau par m ³	2 ^{gr} ,977	2 ^{gr} ,981

	1 ^r Groupe	2 ^e Groupe	
Canaux de refoulement	au thermomètre sec	— 6°5	— 5°7
	au thermomètre mouillé.....	— 7°25	— 6°5
	état hygrométrique correspondant	0,813	0,806
	pois de vapeur d'eau par m ³	2 ^{gr} ,520	2 ^{gr} ,648
Poids de <i>vapeur d'eau condensée</i> dans les frigori- fères par m ³	0 ^{gr} 457	0 ^{gr} ,333	
Correction admise au micro-manomètre :			
pour air humide à —4° et hydr. = 0,807 :	0,902		
pour alcool à 90 %	1,05		
totale	1,164		
Pression moyenne au refoulement	{ observée....	67,6 $\frac{m}{m}$	102,5 $\frac{m}{m}$
	{ à la règle du manomètre... } corrigée	78,7 $\frac{m}{m}$	119,3 $\frac{m}{m}$
Vitesse correspondante d'après la table de l'ap- pareil.	2 ^m 95	3 ^m 635	
Section intérieure des canaux de refoulement....	0 ^{m²} 3707	0 ^{m²} 3544	
Volume d'air débité	{ par seconde.....	1 ^{m³} 194	1 ^{m³} 288
	{ par heure	3.938 ^{m³}	4.637 ^{m³}
Poids de cet air par m ³ à —4° { air sec 1 ^k ,246 726 $\frac{m}{m}$ et hydr. = 0,807 { vapeur 0 ^k ,002974			
Ecart de températures entre l'aspiration et le refoulement.....	2°4	1°8	
Poids de vapeur condensée pour le volume d'air débité.....	1 ^k ,800	1 ^k ,544	
<i>Frigories produites</i> au réfrigérant et correspon- dant :			
au refroidissement de l'air sec.	2.798	2.471	
au refroidissement de la vapeur d'eau mélan- gée à cet air.....	13	12	
à la condensation de la vapeur sur les serpen- tins.....	1.092	942	
à la congélation de cette vapeur.	144	124	
à son refroidissement à —14°5.....	13	11	
Totaux.....	4.060	3.560	
Pour l'ensemble.....		7.620 fr.	

Dépensons par les parois des frigorifères pour température intérieure de -7° , exté- rieure de $+11^{\circ}$ et coefficient de 0,5 par m^2 , heure et degré.	850
Dépensons par les tuyauteries d'ammoniaque pour température moyenne ambiante de $+18^{\circ}$ et coefficient de 2 frigories par m^2 , heure et degré.	880
Production horaire du compresseur.	9.350 fr.

Méthode par fabrication de la glace. — C'est le procédé classique utilisé dans les fabriques de glace.

- Le froid produit par la machine est utilisé pour :
- le refroidissement de l'eau de sa température initiale à 0° (chal. spéc. = 1),
 - la congélation de l'eau (80 frigories par kilogramme),
 - le refroidissement de la glace de 0° à la température de la saumure (chal. spéc. : 0,5),
 - le refroidissement des châssis et mouleaux de la température initiale de l'eau à celle de la saumure (chal. spécif. du fer = 0,12),
 - les pertes résultant du rayonnement et de l'ouverture du bac (10% environ),
 - la déperdition au démoulage (5% environ).

Les pertes au démoulage doivent être déterminées aussi exactement que possible.

Dans les petites installations, il est possible de peser les mouleaux avant, puis après démoulage : la différence des deux pesées donne le poids de glace fabriqué. Dans les grandes installations, le mieux est de remplir les mouleaux uniformément à l'aide d'un bac jaugé ; on détermine ainsi d'une façon parfaite le poids d'eau congelé sans avoir à se préoccuper de l'influence du démoulage.

L'essai ne commence que lorsque la saumure est à sa température normale (-5° par exemple), et doit durer 12 heures et même 24 heures pour que les causes d'erreur soient réduites au minimum, et de manière à ce que tous les mouleaux soient congelés au moins une fois.

Les températures et caractéristiques de marche sont notées régulièrement au moins toutes les demi-heures ; elles doivent être les mêmes à la fin de l'essai qu'au commencement.

La température de régime de la saumure, généralement spécifiée par le constructeur, doit être maintenue constante pendant la fabrication. On y parvient en sortant les mouleaux à intervalles réguliers, toutes les demi-heures par exemple, et en nombre plus ou moins grand suivant que cette température du bain [incongélable] a tendance à s'abaisser au-dessous de la normale ou à remonter.

Méthode par condensation de vapeur. — Le froid produit par le réfrigérant est employé à condenser de la vapeur d'eau.

La vapeur, surchauffée de 20 à 30°, est envoyée dans des serpentins à une pression de 2 ou 3 atmosphères ; l'eau recueillie à la sortie des serpentins sert à déterminer la quantité de froid produit au réfrigérant.

Il faut alors observer :

La chaleur totale de la vapeur utilisée,

La température de l'eau condensée,

Le poids d'eau recueillie.

La chaleur totale de la vapeur est évaluée surtout par la formule :

$$Q = 606,5 + 0,305 t + [(t-t') \times 0,475],$$

où t représente la température de la vapeur saturée correspondant aux indications du manomètre de la chaudière,

t' , la température réelle de la vapeur surchauffée, mesurée au thermomètre, à l'entrée des serpentins,

0,475, la chaleur spécifique de la vapeur surchauffée.

On admet qu'un serpentin en cuivre peut transmettre environ 1.200 calories par mètre carré, par heure et par degré de différence de température.

Les serpentins sont placés dans le réfrigérant même, sinon dans un bac jaugeur à orifices Poncelet dans lequel circule la saumure refroidie dans l'évaporateur. Il est alors possible de vérifier l'exactitude des opérations en notant la quantité de liquide entrant en circulation par heure, les températures à l'entrée et à la sortie du

bac jaugeur, ainsi que la chaleur et le poids spécifiques de la solution, dans les conditions exposées précédemment.

Il est bon d'installer un purgeur pour évacuer l'eau à l'entrée des serpentins auxquels on laisse une pente légère et continue pour éviter des poches de liquide.

L'eau condensée ne doit être ni trop chaude ni trop froide (10° à 50°).

Voici un exemple de rapport assez complet présentant les résultats d'essais exécutés d'après cette méthode :

Caractéristiques de l'installation :

Compresseur double effet à ammoniacque pour marche en surchauffe avec séparateur de liquide.

Diamètre du cylindre.....	300 ^m / _m
d° de la tige.....	75 ^m / _m
Course du piston.....	400 ^m / _m
Surface du piston, avant	662,68 ^{cm} ²
d° arrière.....	706,86 ^{cm} ²
Nombre de tours moyen en régime normal	123
Volume engendré par heure à cette vitesse	404 ^m ³288
Surface extérieure d'échange des condenseurs à	
immersion.....	220 ^m ²
d° d° des évaporateurs.....	200 ^m ²

Garanties données par le constructeur :

Puissance frigorifique normale.....	200.000 ^{fr} /h
pour : température de vaporisation	-10°
d° à l'arrivée au régleur.....	+15°
d° de liquéfaction.....	+25°
Production volumétrique spécifique normale	495 ^{fr}
Production spécifique économique normale.....	3.100 ^{fr}

Méthode d'essai. — La détermination de la puissance frigorifique a été effectuée en condensant de la vapeur légèrement surchauffée par une saumure maintenue à température constante et en pesant l'eau de condensation à la sortie de deux serpentins de chauffage installés pour les essais dans le bac à saumure. Les relevés des indicateurs, manomètres et thermomètres ont été effectués toutes les 10 minutes.

Durée de l'essai :		3h10	
Température moyenne d'AzH ³	{	à l'évaporation.	— 10°3
		avant le régleur.	+ 13°2
		à la liquéfaction.	+ 22°8
		à la culotte de refoulement.	+ 86°
Température de l'eau	{	à l'entrée du condenseur.	+ 10°4
		à la sortie.	+ 18°2
		moyenne.	+ 14°3
Débit horaire de l'eau de condensation, en litres.		= 31.750 ^l	
Température moyenne de la saumure aux réfrigérants		— 4°70	
Vitesse moyenne du compresseur observée pendant les essais.		= 124 t/m	
Chaleur totale moyenne de la vapeur à l'entrée des serpentins de chauffage.		= 656 ^{cal} 75	
Température moyenne du condensat. à la décharge.		= 7°6	
Poids moyen d'eau condensée recueillie en 1 heure.		= 326 ^{kg} 6	
Nombre de frigories produites aux réfrigérants par heure.	$326,6 \times (656,75 - 7,6)$	= 212.015 ^{fr}	
Puissance frigorifique rapportée à la vitesse prévue aux garanties.	$\frac{212.015 \times 123}{124}$	= 210.325 ^{fr}	
Production spécifique volumétrique au régime d'essai		= 692 ^{fr} ,7	
Production spécifique volumétrique aux températures de garanties.		= 693 ^{fr} ,5	
Puissance frigorifique aux températures de garanties	$\frac{210.325 \times 693,5}{692,7}$	= 210.560 ^{fr}	
Excédent sur les garanties.		= 5,28 %	
Production spécifique volumétrique normale	$\frac{210.570}{404,288}$	= 528 ^{fr}	
Production spécifique d° garantie.		= 495 ^{fr}	
Excédent sur les garanties.		= 6,6 %	
Production spécifique volumétrique théorique.		= 693 ^{fr} ,5	
Rendement volumétrique normal.	$\frac{528}{693,5}$	= 76,1 %	
Vitesse de régime du compresseur en tours par minute		= 123	
Pression moyenne donnée par l'indicateur	{	à l'avant.	= 3 ^k 94/cm ²
		à l'arrière.	= 4 ^k ,02
		ordonnée moyenne, hm	= 3 ^k ,98

Puissance indiquée au compresseur :	$\frac{(2 S-s) \ln hm}{60 \times 75}$	= 59,60 cv
Travail indiqué théorique par m ³ aux températures de garanties.		= 0,158 cv
Travail indiqué théorique par m aux températures d'essai.		= 0,148 cv
Puissance indiquée à fournir aux compresseurs aux températures de garantie	$\frac{59,60 \times 0,158}{0,148}$	= 63,62 cv
Production spécifique économique normale	$\frac{210,560}{63,62}$	= 3325 ^{fr} /cv
Excédent sur les garanties.		= 7,26 %
Rendement économique normal : . . .	$\frac{3325}{4769}$	= 69,7 %
Production frigorifique par m ² de surface de l'évaporateur :	$\frac{210,325}{200}$	= 1,050 frigories.
Chaleur dégagée par m ² de surface du condenseur :	$\frac{210,325 + (635 \times 59,60)}{220}$	= 1.128 calories.

On procède de façon analogue pour déterminer la puissance frigorifique par chauffage électrique.

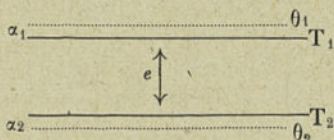
Pour le courant continu, on relève l'intensité I et la tension E au moyen d'ampèremètres et de voltmètres très exacts,
et P = 0,860 I. E.

On utilise de préférence le wattmètre pour la mesure des courants alternatifs.

CHAPITRE XVI

LES ISOLANTS

Mode de calcul des isolants. — Si l'on considère une paroi assez large, d'épaisseur e , D représentant la différence de température entre les deux faces, la quantité de la chaleur Q qui passera pendant un temps t exprimé en heures, à travers une surface S , sera :



$$Q = \frac{k \cdot S \cdot D \cdot t}{e}$$

Le coefficient k s'appelle *coefficient de conductibilité* intérieure et dépend de la nature de la matière qui compose la paroi.

En d'autres termes, l'apport de chaleur à travers la paroi est proportionnel :

- au coefficient de conductibilité de la substance composant la paroi,
- à la surface de la paroi considérée,
- à la différence des températures observées entre les deux faces,
- à la durée de l'essai,
- et inversement proportionnel à l'épaisseur de la paroi.

Si on admet que $S = 1\text{m}^2$, $D = 1$ degré, $t = 1$ heure, $e = 1\text{m}$,

$$\text{on a } Q = k$$

De nombreuses expériences ont permis de constater que le coefficient de conductibilité k d'une substance augmente avec :

- la température,
- la densité de l'isolant,
- le degré d'humidité.

Les valeurs qu'on lui octroie se rapportent généralement à des substances parfaitement sèches, pour des températures comprises entre 0 et + 15°.

Coefficients de conductibilité superficiels. — En général, les surfaces d'une paroi ne sont pas parfaitement conductrices, et les coefficients de transmission de ces surfaces par rapport au milieu

ambiant sont dits « coefficients de conductibilité superficiels » α .

Ils dépendent essentiellement de la nature de la paroi, de la nature du milieu ambiant et de son état de mouvement ou de repos.

On peut leur donner les valeurs suivantes :

Paroi en contact avec l'air extérieur :	$\alpha = 20$
d° d° avec l'air d'un local fortement ventilé :.	$\alpha = 15$
d° d° avec l'air d'un local non ventilé :	$\alpha = 10$
d° d° avec le sol :	$\alpha = 5$

On simplifie le plus souvent les calculs en admettant une moyenne de $\alpha = 10$ sur les 2 surfaces.

L'inverse du coefficient α , soit $\frac{1}{\alpha}$, représente l'efficacité isolante de la surface considérée. On peut la négliger lorsque l'épaisseur de la paroi isolante est suffisante pour que l'on ait :

$$\frac{e}{k} \gg 4$$

L'efficacité isolante des surfaces a , en effet, pour valeur sur les deux faces :

$\frac{2}{\alpha}$ ou $\frac{2}{10} = 0,2$ et devient insignifiante par rapport à celle de la paroi elle-même, l'erreur ne dépassant pas 5 %.

Coefficients de transmission de chaleur. — Lorsqu'on examine une paroi isolante, on ne fait généralement intervenir que les températures observées au voisinage des deux surfaces et non celles des surfaces elles-mêmes (T_1 et T_2) qui sont imparfaitement conductrices, et $D = \theta_1 - \theta_2$.

En reprenant la formule précédente : $Q = \frac{k \cdot S \cdot D \cdot t}{e}$,

on peut écrire :

$$\frac{Q}{t} = \frac{k \cdot S \cdot D}{e} = \frac{S \cdot D}{\frac{e}{k}}$$

et, en tenant compte des coefficients de conductibilité superficiels,

on obtient : $\frac{Q}{t} = \frac{S \cdot D}{\frac{1}{\alpha^1} + \frac{e}{k} + \frac{1}{\alpha^2}}$;

le second terme dénominateur représente l'efficacité isolante de la paroi, inverse de la conductibilité. Si la paroi comprend diverses épaisseurs de substances isolantes, on a :

$$\frac{Q}{t} = \frac{S \cdot D}{\frac{1}{\alpha^1} + \frac{e^1}{k^1} + \frac{e^2}{k^2} + \frac{e^n}{k^n} + \frac{1}{\alpha^2}}$$

Si on appelle K , le coefficient de transmission de chaleur total à travers la paroi, on peut poser : $\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha^1} + \frac{e}{k} + \frac{1}{\alpha^2}$, soit avec

plusieurs isolants : $\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha^1} + \frac{e^1}{k^1} + \frac{e^2}{k^2} + \frac{e^3}{k^3} + \frac{1}{\alpha^2}$, ou encore

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha^1} + \frac{e}{k} + \frac{1}{\alpha^2}}$$

Ce coefficient de transmission K est, comme on le voit, proportionnel au coefficient de conductibilité intérieure et inversement proportionnel à l'épaisseur de la paroi. Il représente le nombre de calories qui passent à travers la paroi par unité de temps (heure), par m^2 de surface, et par degré de différence des températures observées au voisinage des deux surfaces.

Si, dans les conditions exposées plus haut, il est possible de négliger la valeur des coefficients de transmission superficiels, on peut simplifier en écrivant $\frac{1}{K} = \frac{e}{k}$ ou $K = \frac{k}{e}$ et finalement : $Q = K. S. D. t$.

Exemple numérique :

Soit à déterminer le coefficient de transmission d'une paroi composée de :

1 chape de ciment grillagé de 0^m020 d'épaisseur pour laquelle..... $k = 0,9$

1 plaque de liège aggloméré au brai de 0^m16, pour laquelle..... $k = 0,06$

1 mur en moellons de 0^m60 pour lequel..... $k = 1,3$

En posant :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha^1} + \frac{e^1}{k^1} + \frac{e^2}{k^2} + \frac{e^3}{k^3} + \frac{1}{\alpha^2}$$

$$\text{on a : } \frac{1}{K} = \frac{1}{10} + \frac{0,020}{0,9} + \frac{0,16}{0,06} + \frac{0,60}{1,3} + \frac{1}{10} = 3,34$$

d'où $K = 0,30$.

Le coefficient de conductibilité généralement admis pour les lièges agglomérés est de 0,05. Dans la pratique, il est sage de le porter à 0,06 pour tenir compte d'influences diverses (apports d'humidité, pertes par les joints, les crampons, les raccords, etc.).

Le tableau suivant indique les différentes épaisseurs de liège aggloméré qui peuvent convenir dans certains cas.

MURS EN BRIQUES							MURS en MOELLONS, BÉTON, CIMENT ARMÉ							
Epaisseur des murs	K =						Epaisseur des murs	K =						
	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50		0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,50	
Briques pleines							0,10 à 0,15							
0,13	28	22	18	15	13	10	}	28	22	18	15	13	10	
0,25	27	21	17	14	12	9		27	21	17	14	12	9	
0,38	26	20	16	13	11	8		}	26	20	16	13	11	8
0,51	25	19	15	12	10	7								
Briques creuses							0,50							
0,08	27	21	17	14	12	9	}	25	19	15	12	10	7	
0,16	26	20	16	13	11	8								0,60
0,24	25	19	15	12	10	7								0,70
0,32	24	18	14	11	9	6								0,80
														0,90

Le choix de l'épaisseur à donner aux isolants est subordonné à certaines conditions d'ordre technique et économique, tels leur prix d'achat par rapport au prix de revient de la force motrice, la durée de fonctionnement des machines, les variations de températures admises dans les locaux refroidis, etc...

Dans les conditions normales de la pratique, on peut admettre que l'isolement est satisfaisant lorsque la rentrée moyenne de chaleur par les parois ne dépasse pas 8 à 10 calories par mètre carré de surface et par heure, en sorte que le coefficient moyen de transmission $K = 0,3$ environ.

Les températures extérieures généralement admises pour les calculs sont les suivantes (1) :

- + 30° sur les toits et les murs exposés au sud,
- + 25° sur les autres murs,
- + 20° sur les faces protégées par d'autres bâtiments,
- + 15° pour le sol.

D'autre part, il est intéressant de rechercher un certain équilibre en répartissant les rentrées de chaleur suivant les différences de

(1) Voir page suivante.

températures observées sur les diverses faces des locaux à protéger. Si D représente ces différences, on peut appliquer les progressions suivantes :

$D =$	<u>45°</u>	<u>40°</u>	<u>35°</u>	<u>30°</u>	<u>25°</u>	<u>20°</u>	<u>15°</u>	<u>10°</u>
$K =$	0,22	0,23	<u>0,25</u>	0,27	<u>0,30</u>	0,34	0,38	0,47
»	0,25	0,26	0,28	<u>0,30</u>	0,33	0,37	0,42	0,52
»	0,27	0,28	<u>0,30</u>	0,32	<u>0,35</u>	0,39	0,46	0,56

On peut d'ailleurs supposer que les maçonneries ont une conductibilité infinie. Les épaisseurs d'isolant à adopter pour une répartition économique sont alors proportionnelles aux racines carrées des différences de température observées.

Si l'on appelle :

Q , la perte de froid par les parois tolérée en une heure,

K , le coefficient de transmission moyen adopté pour l'isolation,

k , le coefficient de conductibilité de l'isolant employé,

Si , les surfaces intérieures des parois, et ΣSi leur somme,

D , les différences des températures observées de chaque côté des parois, et Dm la moyenne,

e , l'épaisseur optima à donner à l'isolant principal,

R , le coefficient de répartition,

La perte de froid horaire a pour expression :

$$Q = K. \Sigma Si Dm$$

et l'épaisseur optima :

$$e = R \sqrt{k.D}$$

$$\text{et } R = \frac{e}{\sqrt{k.D}} = \frac{1}{Q} \Sigma Si. \sqrt{k Dm}$$

Prenons, par exemple, un local de 10^m de long, 5^m de large et 3^m de haut pour les parois duquel on assigne un coefficient de transmission moyen $K = 0,30$.

(1) Les moyennes relevées en France dans les régions tempérées sont les suivantes :

Printemps	+ 10°
Eté	+ 18°
Automne	+ 12°
Hiver	+ 3°

Ces températures augmentent de 3 à 5° dans les régions du midi.

Température intérieure du local.....	—	5°
d° admise pour le sol.....	+	15°
d° d° pour le plafond.....	+	30°
d° d° pour l'un des grands côtés.....	+	25°
d° d° sur les autres faces.....	+	20°

Coefficient de conductibilité de l'isolant principal (liège aggloméré) $k=0,05$

On observe les résultats suivants :

	Si	D	Si × D	ÉPAISSEUR DE L'ISOLANT	
				Théorique $e = R \sqrt{k D}$	Pratique, rapportée aux dimensions usuelles
Plafond.....	50m ²	35°	1.750	0,190	0,20
Paroi 1.....	30	30°	900	0,176	0,18
Paroi 2, 3 et 4	60	25°	1.500	0,161	0,16
Sol.....	50	20°	1.000	0,144	0,14
Totaux....	190m ²		5.150		

pour lesquels :

$$Dm = \frac{5150}{190} = 27^{\circ} 1$$

$$Q = K. \Sigma Si. Dm = 0,30 \times 190 \times 27^{\circ}, 1 = 1545 \text{ frigories.}$$

$$R = \frac{1}{Q} \Sigma Si \sqrt{k Dm} = \frac{1}{1545} \times 190 \times 1,164 = 0,144.$$

Volants de froid. — Lorsque les machines d'une installation frigorifique fonctionnent par intermittence et qu'il est utile de limiter les élévations de température dans les chambres pendant l'arrêt, on se trouve appelé à garnir les parois intérieures de murettes en briques ou en matériaux à chaleur spécifique assez élevée pour former accumulateur de froid. Ce procédé permet de ménager la substance isolante et de faire face à des conditions d'entreposage irrégulières.

Supposons un local dans les circonstances suivantes :

Surface totale des parois latérales.....	100m ²	} 200m ²
d° du sol et du plafond.....	100m ²	
Volume de la chambre	150m ³	
Coefficient moyen de transmission K	= 0,4	

Différence de température moyenne entre l'extérieur et l'intérieur du local.	20°
Durée de l'arrêt des machines pendant la journée.	12 ^h
Élévation de température admise dans le local pendant l'arrêt.	$d = 1^{\circ}5$
Poids des denrées emmagasinées (minimum admis).	6.000 ^k
Chaleur spécifique de ces denrées.	0,90

On observera que la rentrée de chaleur pendant l'arrêt sera de :

$$200 \times 12 \times 0,4 \times 20 = 19.200 \text{ calories}$$

En se réchauffant, l'air du local cédera :

$$\left. \begin{array}{l} 150 \times 0,31 \times 1,5 = 70 \text{ calories} \\ \text{et les denrées un maximum de : } 6.000^k \times 0,90 \times 1,5 = 8.100 \text{ —} \end{array} \right\} 8.170 \text{ calories}$$

Dans ce cas, il faudra donc trouver un accumulateur ou volant de froid capable de restituer pendant l'arrêt $Q. = 11.030$ frigories

L'importance du volant de froid est établie par la relation suivante : $Q = M \times Cs \times d$.

Si on utilise de la brique dont la chaleur spécifique $Cs = 0,7$, on aura : $Q = 11.030 = M \times 0,7 \times 1,5$, d'où

$$M = 10.500^k \text{ en chiffres ronds.}$$

Si le poids spécifique des murettes en briques est évalué à 1.600^k par m³, le volume du volant considéré sera de :

$$\frac{10500^k}{1600} = 6^{\text{m}^3} 500 \text{ en chiffres ronds.}$$

On pourra, dans ce cas, garnir les parois latérales de murettes de 0^m06 d'épaisseur.

ESSAIS D'ISOLANTS

Les *épreuves de conductibilité* sont confiées à des laboratoires munis d'un outillage spécial ; on mesure généralement la quantité de chaleur transmise pendant un temps donné à travers une surface déterminée, par fusion de glace ou condensation de vapeur d'eau.

On emploie, par exemple, une caisse à doubles parois minces et très conductrices (zinc, cuivre, etc.). L'espace entre les 2 parois est garni de la substance isolante à examiner et la glace placée à l'intérieur (fig. 53). On commence les observations lorsque l'appareil lui-même est refroidi et les différences de poids de la glace ser-

vent à déterminer l'importance des échanges de chaleur à travers les parois.

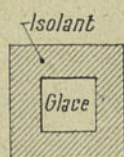


FIG. 53

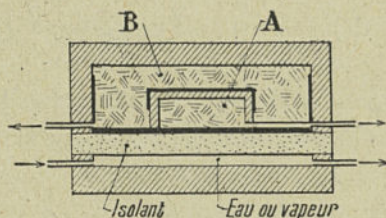


FIG. 54

La forme sphérique est de beaucoup la plus convenable. Suivant la méthode de Munich, l'isolant est placé entre deux sphères métalliques concentriques à mince paroi, à l'intérieur desquelles se trouve une résistance chauffée électriquement; des couples thermo-électriques disposés à différentes distances du centre des sphères permettent une observation exacte de la chute des températures.

Entre la consommation de courant, la différence de températures mesurée entre 2 points d'un même rayon de la sphère, et le coefficient de conductibilité k , il existe la relation rigoureuse suivante :

$$k = \frac{q}{4 \pi r^2 d}$$

q , étant la quantité de chaleur produite par heure en calories, r , la distance d'un point de la matière isolante au centre de la sphère, d , la chute de température suivant un rayon.

Le laboratoire d'essais des A. et M. emploie l'appareil suivant, dû à M. Bicquard.

Une boîte carrée de 0^m75 de côté et 0^m05 de haut avec, pour plafond, une plaque en cuivre de 4^m/_m, comporte 2 tubes de circulation d'eau ou de vapeur à température constante.

On dispose sur cette boîte un panneau carré de 0^m75 de côté de l'isolant à examiner et, sur ce dernier, on place un système de deux cuves concentriques A et B, en plaques de cuivre de 4^m/_m. La plaque est coupée autour de la cuve A par une rainure large de 3^m/_m. La cuve A est indépendante et isolée, sauf en dessous, par une garniture de liège épaisse de deux centimètres.

Chaque cuve comporte un tuyau d'écoulement pour l'eau de

fusion ; l'ensemble de l'appareil est isolé par un revêtement en liège de 0^m10.

Les deux cuves sont remplies de glace concassée en gros morceaux et l'on établit le courant d'eau ou de vapeur. Les constatations commencent lorsque le régime est atteint (ce qui peut demander de 15 à 100 heures), l'eau commençant à couler régulièrement de la cuve A.

Si on représente par :

Q, la quantité d'eau recueillie en A pendant un temps t (12 ou 24 heures),

e , l'épaisseur de l'isolant essayé,

S, la surface du plateau inférieur de la cuve A,

t_1 et t_2 , les températures mesurées à la surface, ou à différentes profondeurs des panneaux à l'aide des couples thermo-électriques,

le coefficient de conductibilité $k = \frac{79,3 \cdot Q \cdot e}{S (t^2 - t')}$.

Le degré de perméabilité peut s'évaluer en pesant un panneau sec qu'on laisse ensuite tremper dans l'eau pendant plusieurs heures et qu'on fait égoutter avant de peser à nouveau.

On détermine ainsi la quantité d'eau absorbée ; un liège aggloméré au brai peut présenter une augmentation de poids de 2,5 % après 24 heures d'imbibition.

La résistance à la flexion peut être déterminée au moyen de triangles de liège de 0^m50 de long, 0^m10 de large et 0^m01 d'épaisseur qu'on découpe dans un échantillon ; les extrémités sont posées sur deux supports pendant 12 heures, et la flèche prise par la tringle détermine la résistance.

La résistance à l'écrasement se détermine le plus souvent à la presse hydraulique.

On découpe un morceau de dimensions déterminées, de $20 \times 20 \frac{c}{m}$ par exemple, en évitant de prendre le bord des plaques qui s'effrite plus facilement.

Pour un échantillon de 0^m040 essayé à la pression de 20 kil. par centimètre carré, si la surface du piston de la presse est de 0^m020, la pression au manomètre devra être de : $\frac{20 \times 0,040}{0,020} = 40$ kil.

Les lièges agglomérés de bonne qualité résistent à une pression de 15 à 20 kil. par cm^2 .

EMPLOI DES ISOLANTS

La production du froid artificiel est toujours assez coûteuse en raison des transformations mécaniques qu'elle nécessite. Aussi s'ingénie-t-on à économiser le froid produit en garantissant le mieux possible, contre les rentrées de chaleur, les appareils ou les locaux dans lesquels on l'utilise.

On cherche donc à réduire les surfaces des parois par rapport au volume occupé en donnant, autant qu'il est possible, aux appareils une section cylindrique, et aux bâtiments la forme d'un cube régulier ; on évite d'autre part d'exposer les plus grands côtés à l'action des pluies ou des rayons solaires.

L'humidité donne lieu, en effet, à des déperditions énormes, et diminue l'efficacité des matières isolantes. Les fondations font l'objet de soins particuliers et nécessitent une isolation parfaite. On a recours au besoin à des drainages ou à des fondations sur pilotis ; les radiers en béton de mâchefer sont très recommandés.

Les portes sont également isolantes et à fermeture hermétique (fig. 55). On utilise parfois la lumière du jour au moyen de baies à double ou triple vitrage, ou de briques creuses en verre dépoli ou vert.

L'isolation n'étant satisfaisante qu'à la condition de ne présenter aucune solution de continuité, il est également convenable que les poutres des planchers ou les piliers ne traversent pas l'isolant.

Dans cet ordre d'idées, on aurait avantage à disposer l'isolant sur le côté extérieur des parois s'il s'appliquait sur des surfaces bien sèches et si l'on n'éprouvait de sérieuses difficultés à le garantir économiquement contre les intempéries et les rentrées d'humidité. On doit se contenter, dans la plupart des cas, de n'isoler que la face intérieure des murs, des bâtiments et cette façon de procéder fait perdre le bénéfice que présentent les excellents volants de froid constitués par les maçonneries lorsque celles-ci sont isolées extérieurement.

Les meilleurs isolants sont formés de substances légères et, d'une manière générale, l'efficacité isolante est en raison inverse

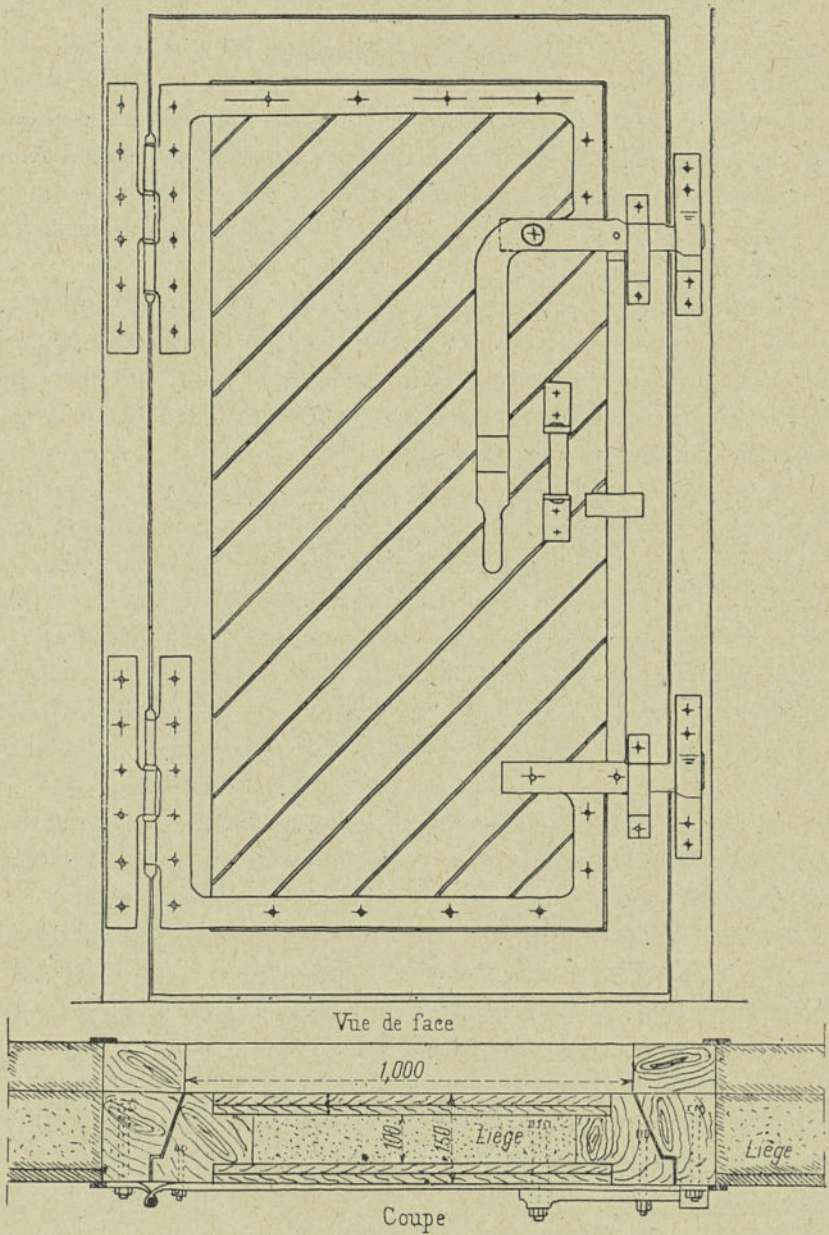


FIG. 55. — Porte isolante (Picard Fr.)

de la densité. La légèreté est particulièrement recherchée dans l'aménagement des moyens de transport (wagons, bateaux, camions), tandis que la faculté d'absorber l'humidité est à combattre dans tous les cas.

Accessoirement, et toute question de prix de revient mise à part, il convient d'exiger que les matières isolantes utilisées dans les installations frigorifiques soient susceptibles de se conserver longtemps sans perdre de leur qualité, qu'elles soient imputrescibles, incapables d'absorber et de dégager de mauvaises odeurs ou d'attaquer les parties en bois, fer ou maçonnerie en contact avec elles. Enfin, elles doivent être ignifuges ou incombustibles, et présenter, en dehors de certaines qualités d'élasticité et de résistance, toutes facilités de préparation et d'application dans la construction. Les produits granulés ou pulvérisés maintenus entre deux parois présentent généralement l'inconvénient de se tasser, ce qui provoque des solutions de continuité dans l'isolement.

L'air possède en apparence les qualités de la substance isolante idéale. Malheureusement son pouvoir de protection est subordonné à une siccité complète et à une stagnation absolue. Ces conditions, impossibles à réaliser convenablement dans la construction des bâtiments, même en limitant l'épaisseur des lames d'air à 20 ou 25 $\frac{m}{m}$, n'en forment pas moins la base des propriétés essentielles des substances de faible densité ; les cellules d'air innombrables et souvent imperceptibles qui se trouvent disséminées et emprisonnées dans la matière y sont ordinairement à l'abri des rentrées d'humidité et des courants internes susceptibles de favoriser la transmission de la chaleur.

Certaines substances isolantes, quoique faciles à préparer et d'un prix de revient peu élevé, présentent de sérieux défauts qui les font exclure des constructions durables.

La sciure de bois, la tourbe, la plume, la balle de riz ou d'avoine, etc., sont hygroscopiques ou combustibles ; la plupart d'entre elles se tassent après quelques temps d'usage, fermentent facilement et peuvent servir d'asile aux parasites et aux rongeurs. Le charbon de bois en paillettes (2 à 15 $\frac{m}{m}$) ou *charcoal*, tout en étant hygroscopique et combustible, se tasse aussi très facilement, et le bourrage (200^{kg} par ^{m³}) nécessite des précautions spéciales.

La *laine minérale* se présente sous forme de fibres vitreuses, ayant l'apparence de la laine ; elle provient des scories des hauts fourneaux, et son efficacité isolante est due à la grande quantité d'air interposée entre ses fibres.

Cette matière est malheureusement très hygroscopique ; les fibres s'altèrent sous l'effet de l'humidité et peuvent, lorsqu'elles sont imbibées d'eau, se congeler, puis se briser et se réduire en poussière. La manipulation en est d'ailleurs dangereuse ; les fibres piquent les mains des ouvriers et les poussières noires qui s'en dégagent attaquent les bronches. Mais comme elle est incombustible, imputrescible et inattaquable par les rongeurs, la laine minérale est néanmoins très employée dans l'isolation des cales froides des navires. On la pose en la pressant légèrement à la main entre deux parois de bois tapissées intérieurement de papier isolant spécial. La densité du bourrage ne doit pas dépasser 140 kil. par mètre cube ; un tassement trop prononcé risque de briser les fibres et de diminuer le pouvoir isolant.

Le kapok est une sorte de ouate végétale analogue au coton et tout à fait remarquable par sa légèreté (16 kilogrammes par mètre cube), son élasticité, et son grand pouvoir calorifique ; il est, de plus, hydrofuge et imputrescible, inattaquable par les parasites et les insectes. Son seul défaut est d'être très inflammable : coefficient de conductibilité = 0,035.

Malgré son prix élevé, *le liège* est l'isolant le plus employé dans l'industrie frigorifique. On l'utilise en grains et sous forme de plaques ou panneaux agglomérés. *Le liège granulé* doit être sec, exempt d'impuretés et de poussières ; l'épaisseur des grains varie de 3 à 6 millimètres ; il est élastique et se tasse difficilement, mais présente l'inconvénient d'être hygroscopique et putrescible à l'état naturel. Les moisissures s'y développent avec facilité quand le produit n'a pas été torréfié. On ne peut le bourrer qu'entre deux parois, murs ou cloisons qu'il est difficile de transformer ou de percer par la suite. Le bourrage doit être fait consciencieusement de manière à éviter les vides ; la densité est d'environ 80 kilog. par mètre cube. Coefficient de conductibilité : 0,04.

Les lièges agglomérés se fabriquent habituellement en plaques ou panneaux de $1^m \times 0^m50$, et les épaisseurs les plus courantes

sont de 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12 et même 15 centimètres ; ils sont composés de granulés parfaitement secs, de dimensions inférieures à 20 millimètres (5 à $8\frac{m}{m}$ en général). Les agglomérés à base organique (caseïne, colle, gélatine, etc...) sont les moins recommandables pour l'industrie du froid ; ils moisissent, fermentent et se désagrègent assez rapidement. On préfère en général l'agglomération au brai qui donne une substance un peu moins légère ($k = 0,05$ à $0,06$), mais beaucoup plus résistante à l'action de l'humidité. Les panneaux ne doivent pas être imperméabilisés en surface, mais imprégnés à cœur et de part en part ; on obtient ce résultat en faisant agir la pression d'un côté du panneau et le vide de l'autre, après mélange intime des granules et du brai. La coupe présente alors une teinte foncée et uniforme.

La densité des agglomérés varie de 200 à 300 kg. On obtient des produits plus légers et d'un coefficient de conductibilité un peu moins élevé (0,04) en provoquant l'expansion ou dilatation des cellules du liège par la chaleur (300° à 400°) ; les lièges ainsi traités (*expansit*) sont imperméables à l'air et à l'humidité. On observe un brunissement accentué de la matière et une diminution de densité (150 kil. au m^3).

Le caoutchouc-mousse, bien que d'application tout à fait récente, possède des qualités incontestables à plusieurs points de vue. Le caoutchouc étant essentiellement élastique, sa vulcanisation sous très forte pression d'un gaz approprié permet d'obtenir un produit cellularisé à l'extrême et dont chaque cellule contient une petite quantité de gaz. On peut en faire varier la densité qui descend jusqu'à 0,06 avec un coefficient de conductibilité d'environ 0,027. Résistance à la pression : 6 à 7 kil. par décimètre carré.

Une survulcanisation du caoutchouc donne un produit également léger, assez rigide pour supporter un travail mécanique intense : *l'ébonite-mousse* est, de plus, imperméable à l'eau. Ces qualités la recommandent particulièrement pour l'établissement de certaines parois isolantes. Le coefficient k est de 0,035.

Pose des lièges. — La pose des lièges, sans exiger de connaissances spéciales, demande beaucoup de soins. On procède généralement de la façon suivante :

Pour *l'isolation du sol*, on applique les panneaux les uns contre

les autres à la manière d'un carrelage, à mesure qu'on verse du brai chaud sur le plancher. Les joints sont ensuite remplis avec du liège en poudre qu'on arrose de brai liquide; l'emploi du plâtre est à déconseiller. On recouvre la surface du liège d'un papier imperméable ou d'un enduit pour le protéger contre l'humidité de la chape de protection, s'il est nécessaire. Cette chape est en ciment lisse ou en asphalte (0^m03); elle est séparée de l'isolant par une couche de béton d'environ 10 centimètres lorsque le plancher a trop de portée ou doit supporter des charges un peu fortes (marchandises à densité élevée, chariots, etc.).

On obtient une meilleure étanchéité en adoptant deux épaisseurs de panneaux superposés, ce qui permet de contrarier les joints. Les plaques de la couche supérieure sont collées sur le premier dallage à l'aide d'un mastic spécial, sinon au brai.

On a soin d'exercer une certaine pression sur les panneaux pendant le refroidissement du brai ou du mastic pour obtenir une adhérence convenable.

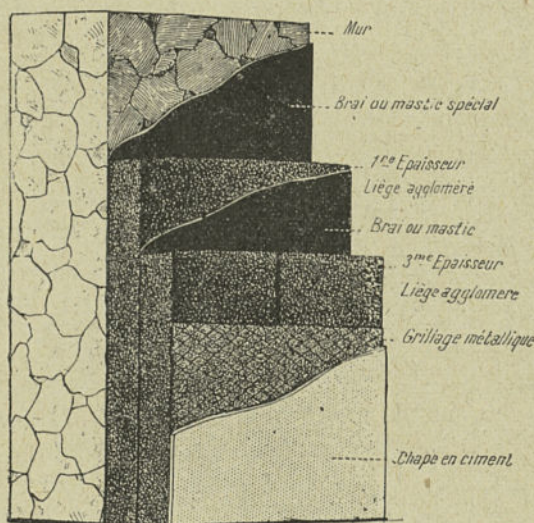


FIG. 56

Les parois verticales s'isolent suivant les mêmes principes. On badigeonne les panneaux au mastic ou au brai chaud avant de les appliquer contre les murs qu'il est bon d'imperméabiliser au préalable au moyen d'une couche de papier spécial ou mieux d'un badigeonnage au brai. On fixe les panneaux à l'aide d'attaches en fil de fer galvanisé ou

de tiges spéciales scellées à l'emplacement des joints, et tous les 0^m50 environ, de manière à ce que chaque plaque soit maintenue à chacune des extrémités et sur les grands côtés. Les

jointes sont bourrés à l'aide d'un mastic spécial ou d'un mélange de liège en poudre et de brai qu'on amalgame à la main. Le ciment (2 à 3 centimètres) est posé sur un treillage métallique assez fin (mailles d'environ 3 centimètres) qu'on fixe facilement sur les panneaux à l'aide de clous cavaliers (fig. 56).

Pour les *plafonds* on procède de même façon. Parfois les lièges sont attachés à des solives placées au préalable et disposées de manière à ce que les panneaux soient maintenus par le milieu et à chaque extrémité. Dans la construction en ciment armé, il est commode de poser le liège muni de ses crampons sur le coffrage même, avant la coulée du béton ; celle-ci est précédée d'une bonne coulée de brai chaud.

L'isolation des conduites (agent frigorigène) doit être absolument hermétique. Elle s'effectue au moyen de coquilles de liège aggloméré au brai, longues d'environ 50 centimètres et de 3 à 5 centimètres d'épaisseur (fig. 57) ; lorsque la largeur dépasse 10 ou 12 centimètres, on utilise des douelles ou segments (1/2, 1/3, 1/4 de coquilles), moins fragiles à transporter.



FIG. 57

On applique sur les tuyaux à isoler les coquilles enduites intérieurement de brai chaud ; on les ligature solidement au fil de fer avant de mastiquer les joints. Aux coudes, on divise les coquilles en morceaux taillés en sifflet pour leur faire épouser la courbure. On lisse parfois la surface extérieure des coquilles au plâtre fin ou au ciment immédiatement avant de recouvrir le tout d'une bande de toile de coton ou goudronnée, de 10 à 15 centimètres de largeur, qu'on enroule en spirale.

À l'endroit des supports, on garnit la coquille d'une manchette en tôle de quelques centimètres de large, à moins qu'on ne la remplace par un collier en bois de même épaisseur.

On arrête l'isolation à quelques centimètres des brides de manière à réserver la place pour le desserrage des boulons en cas de démontage, et on serre l'extrémité des coquilles dans une manchette de zinc maintenue par deux fils de fer. Il est avantageux de laisser la manchette dépasser le liège de quelques millimètres pour permettre de garnir l'extrémité de plâtre ou de mastic.

Les brides et les vannes sont isolées par des boîtes en liège spéciales ou par des coquilles et des segments de section appropriée ; les vides sont garnis de liège en poudre ou de mastic.

Certaines vannes restent exceptionnellement sans protection, soit que l'isolant puisse en gêner la manœuvre, soit qu'elles aient besoin de visites fréquentes.

Toute défectuosité ou toute avarie se traduisant par des dépenses de froid inusitées, l'isolation doit faire l'objet d'une surveillance attentive, surtout dans les installations déjà anciennes. On effectue de temps à autre des sondages au son, à l'outil ou à la main, pour vérifier la bonne tenue de l'isolant. On remédie au tassement des granulés par des bourrages supplémentaires sur les petites ouvertures qu'il est utile de pratiquer pour explorer la partie haute des cloisons au moment des sondages. Il est indispensable, pour la bonne conservation des agglomérés, de veiller à l'herméticité des chapes ou des dallages ; les cassures et fissures sont bouchées à l'aide d'un bon coulis de ciment ou de brai.

Les bétons et les ciments ne résistent pas toujours à l'action du froid et de l'humidité des frigorifères. Il importe de remédier aux avaries dès qu'elles se produisent ; on peut fort bien maçonner à basse température en gâchant le ciment avec une saumure légère dont le point de congélation est ramené à la température normale du local. On augmente la résistance du béton aux sels ou à la saumure en traitant les enduits à l'aide d'une solution de silicate de sodium qui forme un composé insoluble et imperméable avec la chaux du ciment.

L'isolement des conduites est vérifié périodiquement ; on remplace les coquilles et les toiles abimées ou déchirées. Il est utile de badigeonner celles-ci chaque année à l'aide d'un produit hydrofuge (goudron, coaltar, etc.).

CHAPITRE XVII

UTILISATION DU FROID PRODUIT

POUR LE TRAITEMENT DES DENRÉES ALIMENTAIRES

Le froid produit est absorbé par :

Le refroidissement ou la congélation des denrées.

Le refroidissement et le renouvellement de l'air.

Les pertes par les parois, le plafond, le sol.

Les pertes résultant de l'ouverture des portes des chambres froides, la circulation du personnel, l'éclairage etc...

Les apports de chaleur éventuels [provenant de fermentations ou de modifications chimiques que subissent certaines substances en traitement.

Refroidissement des denrées. — La quantité de froid Q utilisée est proportionnelle au poids de la marchandise P , à sa chaleur spécifique C et, s'il y a lieu, à sa chaleur de congélation, ainsi qu'aux abaissements de température réalisés (t_2-t_1).

$$Q = P \times C \times (t_2-t_1)$$

La teneur en eau d'une denrée constitue un guide précieux dans la détermination de la chaleur spécifique, de la chaleur de congélation et de la susceptibilité relative à la gelée. La chaleur spécifique de l'eau étant égale à 1, celle des matières solides varie de 0,2 à 0,4. La chaleur spécifique totale d'un corps peut donc être déterminée par la formule :

$$C = \frac{a + 0,2 \text{ à } 0,4 b}{100}$$

ou a représente la teneur en eau de la denrée,

b d° la teneur en matières solides.

On aura, par exemple, pour des viandes renfermant 72 % d'eau :

$$C = \frac{72 \times (0,2 \times 28)}{100} = 0,776.$$

La chaleur de congélation de l'eau étant de 80 frigories, la chaleur latente de congélation pour une proportion d'eau de 72 % sera de :

$$0,72 \times 80 = 57^{\text{fr}} 6.$$

Voici, d'après Young, la chaleur de quelques denrées alimentaires en fonction de la teneur en eau :

DENRÉES	Pourcentage d'eau	Pourcentage de matières solides	Chaleur spécifique au-dessus de la congélation	Chaleur latente de congélation	Chaleur spécifique au-dessous de la congélation
Bœuf maigre.....	72,00	28,00	0fr776	58fr	0fr419
— gras.....	51,00	49,00	0,608	41	0,355
Veau.....	63,00	37,00	0,704	50,5	0,392
Porc gras.....	39,00	61,00	0,512	31	0,319
Œufs.....	70,00	30,00	0,760	56	0,413
Pommes de terre.....	74,00	26,00	0,792	59	0,425
Choux.....	91,00	9,00	0,928	72	0,477
Huîtres.....	80,38	19,62	0,843	64	0,444
Anguilles.....	62,07	37,93	0,697	50	0,389
Langoustes.....	76,62	23,38	0,813	61	0,433
Pigeons.....	72,40	27,60	0,779	58	0,420
Volailles.....	73,70	26,30	0,790	59	0,424

On peut admettre comme chaleur spécifique moyenne de quelques autres denrées :

Mouton	0,67	Rognons	0,81	Margarine	0,80
Viande salée	0,56	Lait	0,94	Gibier	0,80
d° désossée	0,81	Petit lait	0,97	Poisson	0,82
Cheval	0,79	Beurre	0,52	Fruits	0,92
Sang	0,85	Crème	0,85	Légumes	0,91
Cœurs, foies	0,77	Fromage	0,64	Bière, vin, cidre	0,90

Les conditions de conservation des denrées alimentaires en frigorifique sont basées sur l'expérience. Tout en résultant le plus souvent de cas d'espèces, elles subissent l'influence des circonstances, de la durée du traitement, de la nature des installations, etc.

Voici un résumé des méthodes les plus employées :

DENRÉES	Températures moyennes de traitement	Humidité relative des locaux	Ventilation (forte ou moyenne)
VIANDES :			
Salles de prérefrigération....	+ 6°, + 8°	85-90%	F
— de réfrigération.....	0°, + 4°	75-80	F
Congélation lente.	— 5°, — 8°	—	F
— rapide.	— 15°, — 20°	—	F
Conservation.	— 5°, — 10°	—	F
Décongélation.	+ 8°, + 12°	70-75	F
SALAISONS :			
Chambres de salage.....	+ 3°	70-75	M
Salles d'égouttage	+ 5°, + 6°		M
— de conservation.....	0°, + 2°	75-80	F
— — (en tonneau).	0°, + 4°	—	M
— — (lard fumé).	+ 2°, + 4°	75	F
— — (lard frais).	— 2°, — 6°	80	F
GIBIER, VOLAILLES :			
Volaille réfrigérée	0°, + 2°	80-85	M
Gibier réfrigéré.....	+ 2°, + 4°	—	M
Congélation (volaille et gibier)	— 10°, — 15°	—	M
Conservation (d°)	— 3°, — 5°	—	M
Décongélation.	+ 5°	—	M
POISSON :			
Prérefrigération	0°, + 4°	75-80	M
Conservation sur glace.....	— 2°, — 4°	90-95	M
— poisson frais...	— 2°, — 6°	80-90	M
Congélation à l'air.....	— 10°, — 20°	—	F
— en saumure.....	— 15°, — 20°	—	
Conservation et transport à à l'état congelé.....	— 8°, — 10°	80-90	M
Décongélation.	+ 12°	—	—
Harengs frais.....	— 10°, — 15°	—	—
Saumon.....	— 6°, — 10°	—	—
Sardines, maquereaux.....	— 2°	—	—
Homards et anguilles vivants	+ 3°, + 4°	100	—

DENREES	Températures moyennes de traitement	Humidité relative des locaux	Ventilation (forte ou moyenne)
LAIT :			
Chambres de versage.....	+12°, +15°		
— de garde du lait..	+ 2°, + 6°		
— — en bouteilles.	+10°, +12°		
Congélation du lait.	-10°		
BEURRE :			
Conservation de la crème...	+10°, +12°		
Fermentation de la crème..	+12°, +18°		
Salle de préparat. du beurre.	+10°, +15°		
Délaitage.	+ 8°		
Réfrigération du beurre....	+ 2°, + 4°	75 %	F
Congélation et conservation	- 5°, - 6°	75-80	F
Décongélation.	+ 4°, + 6°	—	
Saindoux et margarine....	+ 1°, + 4°	75	M
FROMAGES :			
Maturation.	+ 5°, + 8°	90-100	M
Conservation, pâtes molles..	0°, + 4°	80	M
— pâtes dures....	- 0°, + 6°	60-75	M
ŒUFS :			
Conservation.	- 1°,5 à 0°	75-80	M
Chambre de sortie.	+ 8°	—	—
Congélation (œufs cassés)..	-12°, -15°	—	—
Conservation (œufs cassés)	- 5°, - 8°	—	—
LÉGUMES :			
Pommes de terre, oignons..	+ 2°, + 4°	80	M
Choux, choux-fleurs.	0°, + 4°	85	—
Céleri, navets, radis.	0°, + 4°	85	—
Tomates, haricots verts....	+ 2°	—	—
Carottes, choux-raves.	+ 1°, + 3°	80	—
Asperges, persil.	+ 1°	85	—
Champignons.	0°, + 1°	90	—
Courges, potirons.	+ 4°, + 6°	85	—

DENRÉES	Températures moyennes de traitement	Humidité relative des locaux	Ventilation (forte ou moyenne)
FRUITS :			
Pommes.	0°, + 1°	75-80 %	M.
Poires.	+ 2°	75-80	—
Pêches.	0°, + 1°	80	—
Cerises, fraises.	— 1°, + 1°	80	—
Groseilles.	0°	70-80	—
Groseilles à maquereau.	+ 2°	—	—
Prunes.	0°, + 3°	—	—
Raisins.	+ 4°, + 6°	—	—
Oranges, mandarines.	+ 1°, + 2°	—	—
Fruits secs.	0°, + 2°	—	—
Bananes vertes.	+ 8°	70	—
— en maturité.	+ 10°, + 12°	—	—
PLANTES ET FLEURS :			
Lilas et mugnets (rhizomes et plants).	— 5°, — 8°	80-90	M
Bulbes de lis.	— 1°, — 2°	—	—
— de tulipes.	0°, + 1°	80-85	—
— de jacinthes.	+ 0°, 5	80-90	—
Fleurs coupées.	+ 2°, + 4°	85	—
Fougères.	0°, — 2°	—	—
BRASSERIE :			
Caves de garde.	+ 1°, + 2°		
— de fermentation.	+ 4°, + 5°		
— — haute	+ 5°, + 8°		
Caves de débit.	+ 5°, + 7°		
Bière en fûts	+ 6°, + 8°		
Chambre de garde de levure	+ 2°, + 4°	75-80	F
— de houblon.	0°, + 3°	50-70	
Airs à malt	+ 9°, + 10°	85	M

Refroidissement de l'air renouvelé. — Les conditions dans lesquelles s'effectuent les renouvellements d'air ont été exposées, page 105.

La chaleur spécifique d'un mètre cube d'air est de 0,31. Mais cet air contient une proportion plus ou moins grande de vapeur d'eau.

Il est par suite nécessaire, non seulement de refroidir l'air lui-même pris au dehors à une température t_1 jusqu'à une température t_2 voisine de celle des surfaces réfrigérantes (tuyauteries, frigorifères, etc.), mais encore :

1° de condenser la vapeur d'eau en absorbant une somme de calories égale à : $606,5 + 0,305 t_1$, soit 610 cal. par kilogr. environ.

2° de refroidir cette vapeur (chal. spécif. = 1) de t_1 à 0° .

3° éventuellement, de la congeler (80 frigories par kilogr.).

4° de refroidir le givre formé de 0° à t_2 (chal. spécif. = 0,5).

Aussi a-t-on intérêt à n'effectuer les renouvellements que lorsque l'air est relativement frais et sec.

Admettons, par exemple, qu'il faille introduire 1.000m^3 d'air pris à l'extérieur à la température de $+20^\circ$, le degré hygrométrique étant de 70%, puis passant sur un frigorifère sec dans lequel circule de la saumure à -10° .

On peut considérer qu'au contact immédiat des surfaces de rayonnement l'air est presque entièrement saturé.

La quantité maximum de vapeur d'eau contenue dans l'air à $+20^\circ$ = $0^k017.34$
à $+20^\circ$ et 70% d'humidité, l'air en ren-
ferme :..... $0,70 \times 0^k017,34 = 0^k012.14$
à -10° , l'air saturé n'en contient plus que :..... $0^k002.40$

La quantité de vapeur d'eau condensée par m^3 est donc de :..... $0^k009.74$
soit pour 1.000m^3 : $1.000 \times 0^k009.74 = 9^k740$.

La quantité de froid nécessaire à compenser l'introduction d'air neuf sera par suite de :

1° Refroidissement de 1.000m^3 d'air de
 $+20^\circ$ à -10° :..... $1.000 \times 30 \times 0,31 = 9.300\text{fr.}$
2° Condensation de 9^k740 de vapeur d'eau :
 $9^k740 \times [606,5 + (0,305 \times 20)] = 5.965$
3° Refroidissement de vapeur de $+20^\circ$ à 0° : $9^k740 \times 20 \times 1 = 195$
4° Congélation d° : $9^k740 \times 80 = 779$
5° Refroidissement du givre de 0° à -10° : $9^k740 \times 10 \times 0,5 = 49$

Soit au total :..... 16.288fr.

Dépense par les parois. — Les pertes par les parois se calculent comme il est dit au chapitre XVI.

Dans un avant-projet, on peut admettre comme coefficient de transmission de chaleur par mètre carré de surface de paroi, par heure et par degré de différence de température entre l'air extérieur et l'air des salles :

$$K = 0,5 \text{ à } 0,6 \text{ calories.}$$

Si le coefficient théorique est connu, il sera toujours bon de le majorer de 20 à 25 % pour établir le calcul des pertes ; celles-ci augmentent d'ailleurs avec l'ancienneté et suivant l'état d'entretien de l'établissement.

Pertes par l'ouverture des portes. — La circulation du personnel, l'éclairage, etc. On peut compter, dans un établissement bien surveillé, environ 10 à 15 % des pertes par les parois pour compenser les apports de chaleur provenant du personnel, de l'ouverture des portes, etc. suivant la disposition des locaux et l'importance du trafic. Certains auteurs admettent un dégagement horaire de chaleur de 130 calories par ouvrier et de 40 calories par lampe d'éclairage.

Pertes diverses. — Enfin, dans le calcul d'une installation, il y a lieu de tenir compte, le cas échéant, des pertes par les parois des frigorifères, du réchauffement de l'air ou de la saumure par circulation, etc., toutes circonstances qui peuvent diminuer le rendement de 20 et même 30 %.

D'autre part, certaines denrées se dessèchent pendant leur séjour en chambres froides. Si l'on admet que l'évaporation qui en résulte se traduit par une absorption de chaleur sur la marchandise même, il faut considérer que les vapeurs qui se dégagent parfois en quantité considérable :

se recondensent sur les surfaces réfrigérantes,

se transforment en givre (absorption de 80 fr. par kilogr.) si le frigorifère est sec,

se transforment en eau par réchauffement interne ou externe des surfaces réfrigérantes au moment du dégivrage, ou nécessitent la concentration de la saumure s'il s'agit d'appareils à surface humide.

L'évaluation exacte des pertes qui en résultent constitue des cas d'espèce ; on peut, dans la plupart des cas, la porter à 10 % de la production totale.

Les opérations de dégivrage ont d'ailleurs pour principal inconvénient d'interrompre la transmission du froid pendant un temps plus ou moins long (2 à 5 % de la durée de marche).

CALCUL SOMMAIRE D'UNE FABRIQUE DE GLACE

I. — Caractéristiques :

Production quotidienne	12 tonnes en mouleaux de 25 k.
Durée de marche journalière	23-24 heures
Durée de la congélation	23-24 ^h
Température de l'eau	+ 15°
d° d'aspiration de l'agent frigorifère	— 10°
d° moyenne de la saumure	— 5°
Poids des châssis et mouleaux	9.600 ^k
Surface rayonnante du bac	110 ^{m²}
Capacité de la réserve de glace	30 tonnes
Température d° d°	— 2°
Dimensions : 5 ^m × 4 ^m × 2 ^m 50	
Surface du plafond ou du sol	20 ^{m²}
d° des parois latérales en contact avec l'extérieur	22 ^m 50
d° des parois latérales en contact avec la salle des machines	22 ^m 50
Température de l'air extérieur	+ 25°
d° de l'air ambiant	+ 20°
d° du sol	+ 15°
Coefficient de transmission admis pour les pertes par les parois du bac et de la réserve .	K = 0,5
Coefficient admis pour le couvercle du bac.	K = 3,0
Mode de refroidissement de la glacière :	détente directe.

II. — *Calcul du froid nécessaire à l'installation (en 24 heures).*a) *Production de la glace.*

Refroidissement de l'eau de +15 à 0° :	$12.000 \times 1 \times 15 =$	fr. 180.000
Congélation de l'eau :	$12.000 \times 80 =$	960.000
Refroidissement de la glace de 0 à -5° :	$12.000 \times 0,5 \times 5 =$	30.000
Déperdition au démoulage (5 % de ci-dessus) :		58.500
Refroidissement des mouleaux et châssis de +15° à -5° :	$9.600 \times 0,12 \times 20 =$	23.000
Rayonnement du bac :		76.800
Ouverture du bac et pertes diverses (15 % sur l'ensemble), soit :		199.250
Total :		fr. 1.527.550

b) *Transmission de chaleur à travers les parois de la glacière :*

Sol	$20\text{m}^2 \times 17^\circ$	} $\times 0,5 \times 24 = 23.790$
Plafond	$20\text{m}^2 \times 27^\circ$	
Parois en contact avec l'extérieur	$22\text{m}^2 \times 27^\circ$	
— avec la salle de machines	$22\text{m}^2 \times 22^\circ$	
Supplément pour service, éclairage, pertes diverses : 20 %, soit <u>4.760</u>		
Total en chiffres ronds :		fr. 1.556.100

III. — *Calcul des appareils :*

Puissance frigorifique normale à prévoir pour une marche de 23 heures.

$$\frac{1.556.100 \text{ fr.}}{23} = 67.660 \text{ fr./h.}$$

Compresseur :

Type de série de 80.000 fr./h. à -10°, +15°, et 159 t/m.

Vitesse à prévoir : $\frac{159 \times 67.660}{80.000} = 135 \text{ t/m.}$

Puissance absorbée : $\frac{30\text{cv} \times 135}{159} = 25\text{cv} \text{ 5.}$

Puissance du moteur : 30 cv.

Condenseur à immersion :

Chaleur absorbée : $67.660 + (25,5 \times 635) = 84.000 \text{ cal.}$

Eau entrant à +15°, sortant à +19°.

Température de condensation : +25°.

Surface d'échange : $\frac{84.000}{150 \times 8} = 70\text{m}^2.$

Longueur des serpentins en 30-38 : 586 mètres.

Quantité d'eau nécessaire : $\frac{84.000}{19-15} = 21\text{m}^3$ par heure.

Réfrigérant (bac) :

Surface d'échange : $\frac{66.410}{180 \times 5} = 73\text{m}^2 800$.

Longueur des serpentins en 30-38 : 618 mètres.

Glacière :

Refroidissement en détente directe, tubes lisses :

Surface d'échange : $\frac{1.250}{12 \times 8} = 13\text{m}^2$.

Longueur des tubes en 40-48 : 86 mètres.

CALCUL SOMMAIRE D'UN FRIGORIFIQUE [D'ABATTOIR

On suppose une installation frigorifique annexée à un abattoir régional et équipée pour réfrigérer et conserver pendant une dizaine de jours :

10 tonnes de viandes abattues quotidiennement sur place.

12 tonnes environ de produits agricoles tirés chaque jour de la région (beurre, fruits, œufs, etc...).

La conservation des viandes et des denrées doit pouvoir s'effectuer de 0° à + 2°, et la préréfrigération des viandes à + 6°.

L'entrepôt comprendra :

1 salle de préréfrigération des viandes à la sortie de l'abattoir.

10 chambres à viande réparties aux 1^{er} et 2^e étages et desservies par un couloir.

5 chambres disposées au rez-de-chaussée pour recevoir les produits agricoles.

Les faces sud et ouest sont protégées par d'autres bâtiments.

I. — *Caractéristiques diverses* :

Température extérieure.....		+ 30°
d° ambiante.....		+ 25°
c° du sol et de l'eau.....		+ 12°
d° des viandes à la sortie de l'abattoir.....		+ 30°
d° d° à la sortie de la salle de préréfrigération.....		+ 15°
d° des denrées agricoles à l'entrée en frigorifique.....		+ 25°

Densité d'entreposage admise pour les viandes suspendues.....		170 ^k /m ²
Chaleur spécifique maximum de la viande.....		0,77
d° d° admise pour les produits agricoles.....		0,80
Dimensions de chacune des chambres.....	7 ^m × 10 ^m × 3 ^m 30	
Surface utile d° d°		60 ^m ²
Dimensions de la salle de prérefrigération....	14 ^m × 5 ^m × 5 ^m	
Surface des plafonds ou du sol de l'entrepôt..		350 ^m ²
d° des parois latérales exposées.....		148 ^m ²50
d° d° d° protégées.....		148 ^m ²50
Surface du plafond ou du sol de la salle de prérefrigération.....		70 ^m ²
d° des parois latérales de la salle de prérefrigération.....		190 ^m ²
Coefficient de transmission de chaleur assigné pour les pertes par les parois.....K =		0,5

II. — *Calcul du froid nécessaire (pour 24 heures) :*a) *Pertes par les parois :*

Chambre froide, sol :	350 × 12°	} × 0,5 × 24 = 470.430
d° plafond :	350 × 30°	
d° parois N et E :	445,5 × 30°	
d° d° S et O :	445,5 × 25°	
Antichambre, sol :	70 × 6°	} × 0,5 × 24 = 64.320
d° plafond :	70 × 19°	
d° parois latérales :	190 × 19°	
Supplément pour éclairage, service, etc. (10%)		53.475

Total : fr. 588.225

b) *Refroidissement des marchandises :*

En salle de prérefrigération : 10.000 ^k × 15 × 0,77 =	115.500	} 471.000
En chambres à viande : 10.000 ^k × 15 × 0,77 =	115.500	
Produits agricoles : 12.000 ^k × 25 × 0,80 =	240.000	

c) *Refroidissement et assèchement de l'air renouvelé :*

Nombre de renouvellements d'air prévus :	2
Volume total des chambres :	3.465 ^m ³
d° de la salle de prérefrigération..	350 ^m ³

Quantité de froid nécessaire pour refroidir et assécher l'air, supposé pris à + 20° et 70 % d'humidité, jusqu'à saturation à la température des frigorifères (— 10°)..... 16 fr., 288 par m³

Soit pour les locaux ci-dessus :

Chambres	3.465 × 2 × 16,288 =	112.875
Salle de prérefrigération ...	350 × 2 × 16,288 =	11.400

d) *Pertes diverses* :

Pertes par dessiccation admises sur les denrées introduites journallement..... 0,5 %

Soit pour introduction journalière de 22 tonnes :

$$\frac{22.000 \times 0,5}{100} = 110 \text{ kg.}$$

d'où chaleur dégagée par la condensation, la formation du givre, les opérations de dégivrage :

10 pour cent environ, soit	118.350
----------------------------------	---------

e) *Supplément* pour compenser les pertes par les parois des frigorifères, l'effet de la ventilation, des ouvertures, etc, 20 %, soit

236.700

Total général.....	<u>1.538.550</u>
--------------------	------------------

III. — *Calcul des appareils* :

Durée des équipes.....	16 h.
------------------------	-------

Pertes pour la mise en route, graissage, arrêt, dégivrage, incidents,.....	2 h.
----------------------------------------------------------------------------	------

Durée utile de la production du froid.....	14 h.
--------------------------------------------	-------

Puissance frigorifique à prévoir au compresseur :

$$\frac{1.538.550}{14} = 110.000 \text{ frigories /heure, en chiffres ronds.}$$

On adoptera donc un compresseur de 110.000 frigories /heure, ou mieux deux compresseurs de 60.000, pour faciliter la répartition des organes de secours, parer aux imprévus, et accorder la marche aux régimes saisonniers.

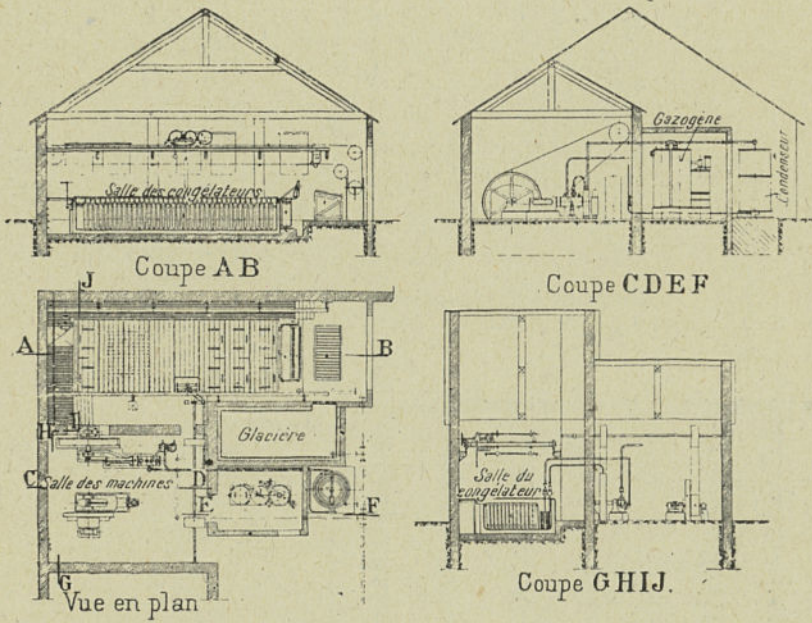


FIG. 58. — Fabrique de glace (construction Delaunay-Belleville)

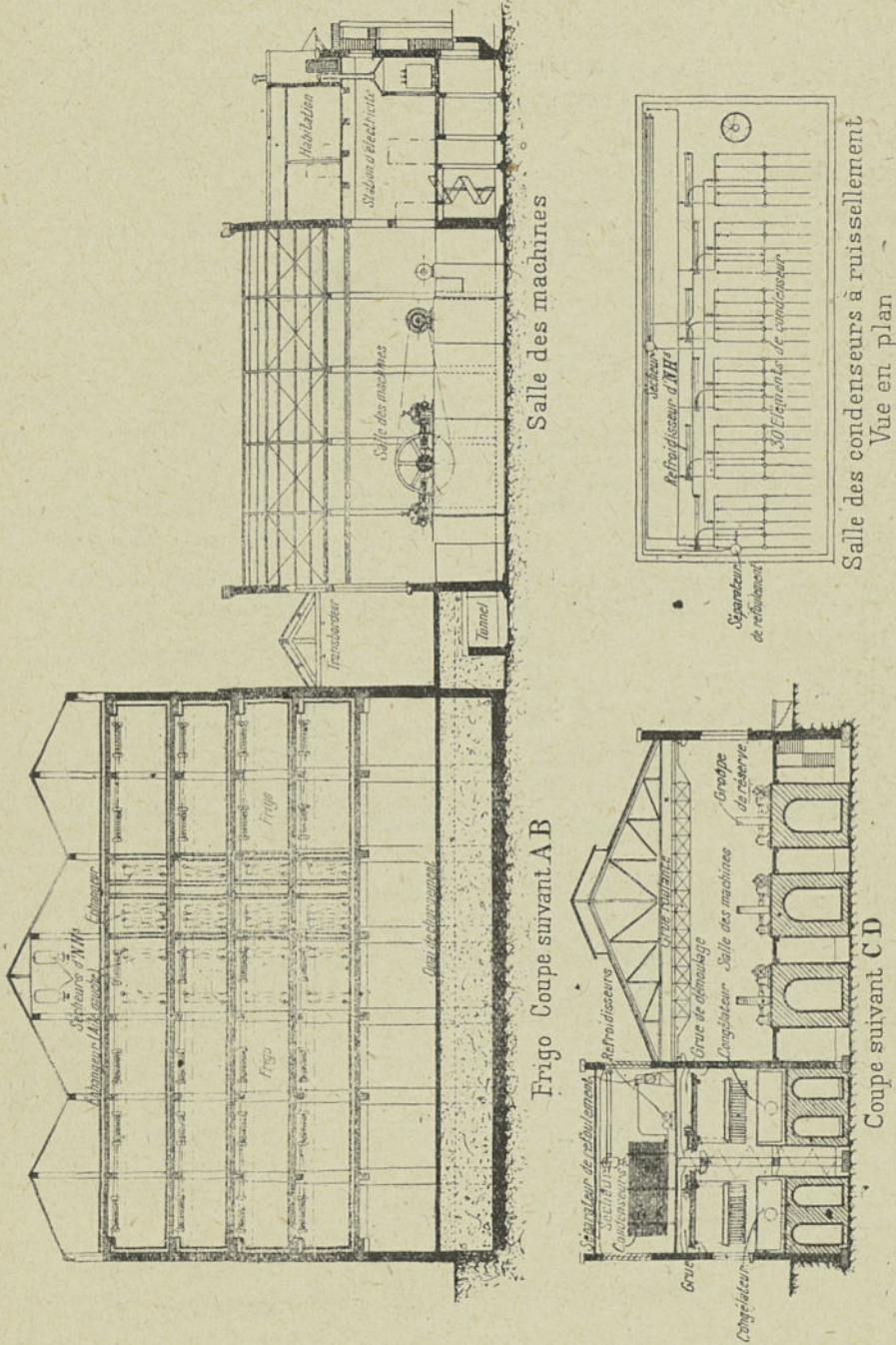


Fig. 59. — Entrepôt frigorifique de l'Etat, à Bruxelles

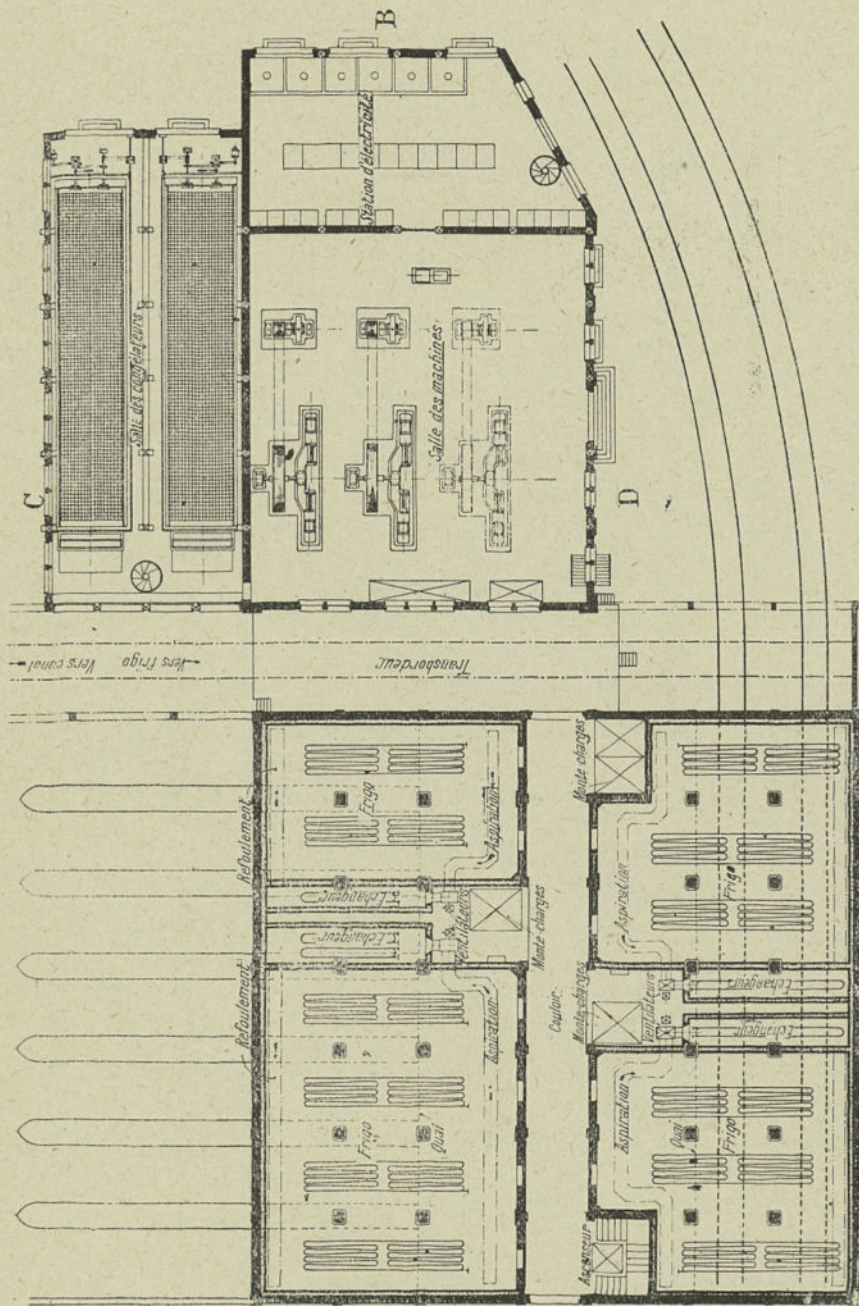


FIG. 60. — Entrepôt frigorifique de l'Etat, à Bruxelles. Plan (Machines Lebrun)

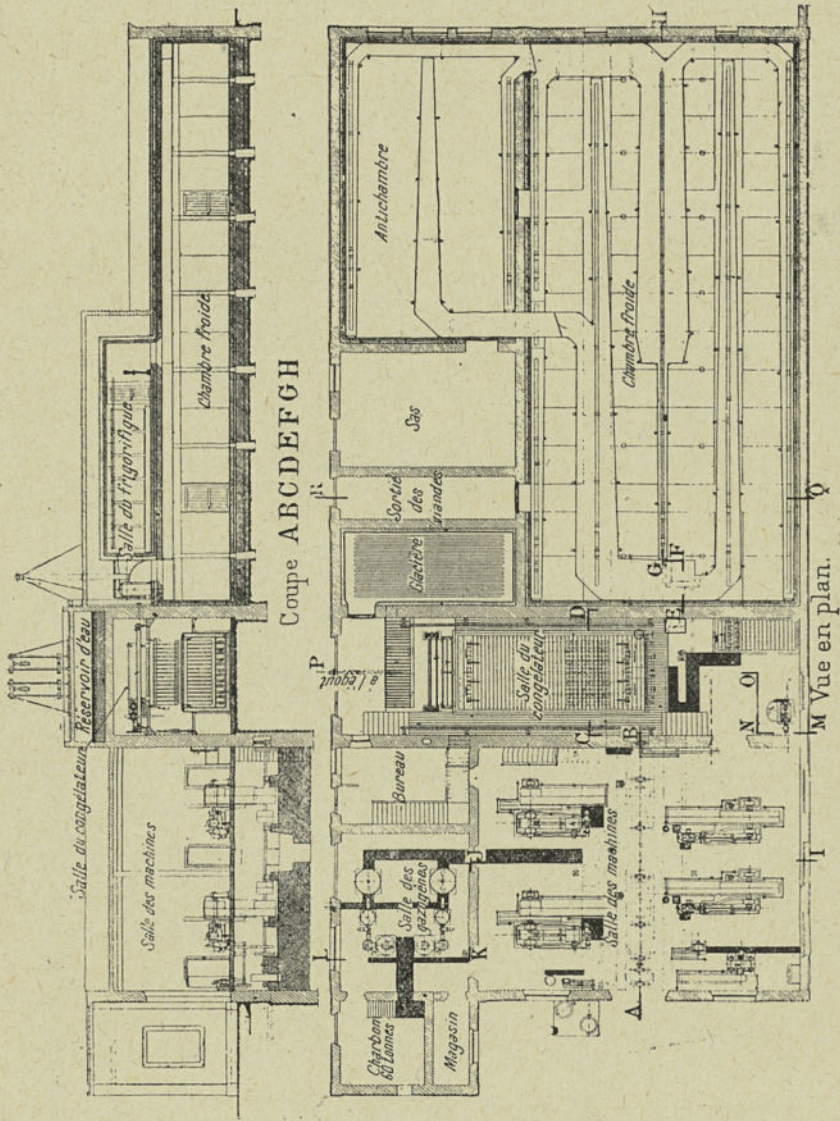


Fig. 61. — Abattoir d'Orléans. Ensemble de l'installation frigorifique Société des Etablissements Delaunay-Belleville)

ANNEXES

TABLE I

Caractéristiques des vapeurs d'eau

Températures absolues T	Températures centigrades t	Pression absolue en k ² par cm ² P	Volume spécifique du liquide en m ³ /k ² σ	Volume spécifique de la vapeur en m ³ /k ² S	Chaleur de vaporisation en calories par k ² r	Chaleur du liquide en calories par k ² q	Entropie du liquide bouillant S'	$\frac{r}{T}$
253°	—20°	0k,0011		1172,0	620,4	—20		
258°	—15°	0k,0017		743,0	617,0	—15		
263°	—10°	0k,0027		479,0	613,5	—10		
268°	—5°	0k,0041		318,0	610,0	—5		
273°	0°	0k,0063	0,001	210,68	606,5	0	0	2,222
278°	+5°	0k,0089		150,21	603,02	+5	0,018	2,169
283°	+10°	0k,0125		108,52	599,55	+10	0,036	2,119
288°	+15°	0k,0173		79,41	596,07	+15	0,054	2,070
293°	+20°	0k,0236		58,73	592,59	+20	0,071	2,023
298°	+25°	0k,0320		43,97	589,11	+25	0,088	1,977
303°	+30°	0k,0429		33,27	585,62	+30	0,104	1,933
308°	+35°	0k,0569		25,45	582,14	+35	0,121	1,890
313°	+40°	0k,0747		19,65	578,65	+40	0,137	1,849

TABLE II

*Caractéristiques des vapeurs saturées de chlorure d'éthyle*C² H⁵ ClTempérature critique : + 182^o,5

Températures absolues	Températures centigrades	Tension de vapeur saturée en k ² par cm ²	Volume spécifique du liquide en m ³ /k ²	Volume spécifique de la vapeur saturée	Chaleur de vaporisation en calories par k ²	Chaleur du liquide	Entropie du liquide bouillant	$\frac{r}{T}$
T	t	P (1)	σ	S	r	q	S'	
243 ^o	-30 ^o	0,1498	0,00102	2,13	107,2	-12,83	-0,053	0,442
248 ^o	-25 ^o	0,1971	0,00102	1,65	106,7	-10,69	-0,043	0,430
253 ^o	-20 ^o	0,2548	0,00103	1,30	106,2	- 8,55	-0,034	0,420
258 ^o	-15 ^o	0,3256	0,00104	1,04	105,5	- 6,41	-0,025	0,409
263 ^o	-10 ^o	0,4106	0,00105	0,84	104,8	- 4,28	-0,017	0,399
268 ^o	-5 ^o	0,5119	0,00105	0,64	104,1	- 2,14	-0,009	0,389
273 ^o	0 ^o	0,6322	0,00106	0,57	103,3	0	0	0,379
278 ^o	+ 5 ^o	0,7737	0,00107	0,47	102,4	+ 2,14	+0,007	0,369
283 ^o	+ 10 ^o	0,9525	0,00108	0,39	101,4	+ 4,28	+0,015	0,359
288 ^o	+ 15 ^o	1,132	0,00109	0,33	100,4	+ 6,41	+0,022	0,349
293 ^o	+ 20 ^o	1,354	0,00109	0,28	99,3	+ 8,55	+0,029	0,339
298 ^o	+ 25 ^o	1,609	0,00110	0,24	98,1	+10,69	+0,036	0,329
303 ^o	+ 30 ^o	1,901	0,00111	0,21	96,8	+12,83	+0,042	0,320
308 ^o	+ 35 ^o	2,233	0,00112	0,18	95,5	+15	+0,049	0,310
313 ^o	+ 40 ^o	2,609	0,00113	0,16	94,0	+17,10	+0,055	0,300

(1) Ces chiffres correspondent aux pressions réelles, c'est-à-dire aux pressions effectives indiquées par les manomètres, augmentées d'une atmosphère.

TABLE III

*Caractéristiques des vapeurs saturées de chlorure de méthyle*CH³ Cl

Température critique : 142°

Températures absolues	Températures centigrades	Tension de vapeur saturée en k ^a par cm ²	Volume spécifique du liquide	Volume spécifique de la vapeur	Chaleur de vapori- sation	Chaleur du liquide	Entropie du liquide bouillant	$\frac{r}{T}$
T	t	P	σ	S	r	q	S'	
243°	-30°	0,780	0,00099	0,5090	100,9	-14,13		0,415
248°	-25°	0,971	0,00100	0,4155	100,4	-11,77		0,405
253°	-20°	1,198	0,00101	0,3416	99,9	- 9,42		0,395
258°	-15°	1,468	0,00102	0,2829	99,2	- 7,06		0,385
263°	-10°	1,782	0,00103	0,2359	98,5	- 4,71		0,375
268°	-5°	2,152	0,00104	0,1980	97,8	- 2,35		0,365
273°	0°	2,580	0,00105	0,1671	97,0	0		0,355
278°	+ 5°	3,066	0,00106	0,1419	96,1	+ 2,35		0,346
283°	+ 10°	3,626	0,00107	0,1210	95,1	+ 4,71		0,336
288°	+ 15°	4,265	0,00108	0,1038	94,1	+ 7,06		0,327
293°	+ 20°	4,990	0,00109	0,0894	93,0	+ 9,42		0,317
298°	+ 25°	5,800	0,00110	0,0773	91,8	+11,77		0,308
303°	+ 30°	6,720	0,00112	0,0671	90,5	+14,13		0,299
308°	+ 35°	7,740	0,00113	0,0585	89,2	+16,48		0,290
313°	+ 40°	8,875	0,00114	0,0511	87,7	+18,84		0,280

TABLE IV

Caractéristiques des vapeurs saturées d'anhydride sulfureux : SO²

Température critique : 156°

Températures absolues	Températures centigrades	Tension de vapeur saturée en k ^s par cm ²	Volume spécifique du liquide en m ³ /k ^s	Volume spécifique de la vapeur en m ³ /k ^s	Chaleur de vapori- sation en calories par k ^s	Chaleur du liquide en calories par k ^s	Entropie du liquide bouillant	$\frac{r}{T}$
T	t	P	σ	S	r	q	S'	
233°	-40°	0,2220	»	1,3052	96,00	- 11,94	-0,0472	0,4124
238°	-35°	0,2970	»	1,0124	96,08	- 10,55	-0,0413	0,4037
243°	-30°	0,3910	0,0007	0,7941	95,89	- 9,31	-0,0354	0,3946
248°	-25°	0,5080	»	0,6289	95,59	- 7,68	-0,0295	0,3852
253°	-20°	0,6520	»	0,5026	95,00	- 6,20	-0,0236	0,3755
258°	-15°	0,8265	»	0,4049	94,30	- 4,70	-0,0177	0,3655
263°	-10°	1,0370	»	0,3287	93,44	- 3,16	-0,0118	0,3553
268°	-5°	1,2870	»	0,2687	92,40	- 1,60	-0,0059	0,3448
273°	0°	1,5840	»	0,2111	91,20	0	0	0,3341
278°	+ 5°	1,9320	»	0,1829	89,83	+ 1,62	+0,0059	0,3231
283°	+ 10°	2,3380	»	0,1521	88,29	+ 3,28	+0,0118	0,3120
288°	+ 15°	2,8070	»	0,1272	86,58	+ 4,96	+0,0177	0,3006
293°	+ 20°	3,3470	»	0,1068	84,70	+ 6,68	+0,0236	0,2891
298°	+ 25°	3,9640	»	0,0902	82,65	+ 8,42	+0,0295	0,2773
303°	+ 30°	4,6665	»	0,0762	80,44	+ 10,19	+0,0354	0,2655
308°	+ 35°	5,4580	»	0,0647	78,05	+ 11,99	+0,0413	0,2534
313°	+ 40°	6,3490	»	0,0552	75,50	+ 13,82	+0,0472	0,2412

TABLE IV (suite)

SO². Production volumétrique spécifique
ou puissance frigorifique développée par m³

$$Pt = \frac{r - (q^r - q^v)}{S (tv)}$$

Températures de vaporisation <i>tv</i> . (1)	Températures à l'arrivée à la vanne de réglage <i>tr</i>					
	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°	+ 35°
	frigories/m ³					
0	416,4	408,5	400,3	392,1	383,7	375,2
— 5°	325,7	319,4	313,0	306,5	300,0	293,3
— 10°	264,6	259,5	254,3	249,0	243,6	238,1
— 15°	213,1	209,0	204,7	200,4	196,1	191,6
— 20°	170,1	166,8	163,3	159,9	156,4	152,8
— 25°	134,5	131,8	129,1	126,3	123,5	120,7
— 30°	104,8	102,7	100,6	98,4	96,1	93,9

(1) D'après la pression *P_v* correspondante, observée au manomètre d'aspiration.

TABLE IV (suite)

SO². Travail indiqué théorique en CV. par m³

$$\frac{I}{E} \frac{T_i}{V} = \frac{K}{K-1} P_v \left[\left(\frac{P_c}{P_v} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \frac{1}{270.000}, \text{ pour } K = 1,27$$

Températures de vaporisation <i>t_v</i> (1)	Températures de condensation (1)					
	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°	+ 35°
	CVi/m ³					
0°	0,0251	0,0370	0,0493	0,0616	0,0738	0,0861
— 5°	0,0302	0,0403	0,0504	0,0604	0,0705	0,0806
— 10°	0,0338	0,0425	0,0509	0,0594	0,0669	0,0763
— 15°	0,0357	0,0429	0,0500	0,0571	0,0642	0,0713
— 20°	0,0377	0,0412	0,0471	0,0530	0,0589	0,0646
— 25°	0,0399	0,0383	0,0436	0,0485	0,0533	0,0581
— 30°	0,0315	0,0355	0,0394	0,0434	0,0473	0,0512

(1) D'après les pressions correspondantes P_v et P_c, mesurées aux manomètres d'aspiration et de refoulement.

TABLE IV (suite)
 SO₂. Production spécifique économique théorique ou nombre de frigories
 produites par CV indiqué au compresseur (1)

Températures de condensation <i>fc</i>	+ 10°		+ 15°		+ 20°			+ 25°			
	+ 10°	+ 10°	+ 10°	+ 15°	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°
0°	16589	11254	11040		8446	8286	8119	6759	6631	6498	6365
— 5°	10784	8081	7925		6462	6337	6210	5392	5288	5182	5074
— 10°	7828	6225	6105		5198	5098	4996	4454	4368	4281	4191
— 15°	5969	4967	4871		4262	4180	4094	3732	3660	3584	3509
— 20°	4511	4128	4048		3611	3541	3467	3209	3147	3081	3016
— 25°	3870	3511	3441		3084	3022	2961	2773	2717	2661	2604
— 30°	3326	2952	2892		2659	2606	2553	2414	2366	2317	2267

Température de vaporisation *lv*

Températures de condensation t_c	+ 30°					+ 35°				
	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°
Températures à l'arrivée au régleur t_r										
0°	5642	5535	5424	5313	5199	4836	4744	4649	4554	4456
— 5°	4619	4530	4439	4347	4255	4040	3962	3883	3802	3722
— 10°	3955	3878	3801	3721	3641	3467	3401	3332	3263	3192
— 15°	3319	3255	3188	3121	3054	2988	2931	2870	2810	2750
— 20°	2887	2831	2772	2714	2655	2633	2582	2527	2475	2421
— 25°	2523	2472	2422	2369	2317	2314	2268	2222	2173	2125
— 30°	2215	2171	2126	2080	2031	2046	2005	1964	1921	1876

(1) Ces valeurs sont théoriques ; il faut les multiplier par le rendement volumétrique (0,60 à 0,80) pour évaluer la production normale.

TABLE V

Caractéristiques des vapeurs saturées d'ammoniaque : Az H³

(d'après Mollier)

Température critique : 131°

Températures absolues	Températures centigrades	Tension de vapeur saturée en k ^s par cm ²	Volume spécifique du liquide en m ³ /k ^s	Volume spécifique de la vapeur en m ³ /k ^s	Chaleur de vapori- sation en calories par k ^s	Chaleur du liquide en calories par k ^s	Entropie du liquide bouillant	$\frac{r}{T}$
T	t	P (1)	σ (2)	S	r	q	S'	
233°	-40°	0,720		1,607	332,7	-33,36	-0,132	1,428
238°	-35°	0,930		1,257	331,8	-29,48	-0,116	1,394
243°	-30°	1,190	0,0016	0,998	330,6	-25,51	-0,099	1,361
248°	-25°	1,510	»	0,800	329,1	-21,47	-0,083	1,327
253°	-20°	1,900	»	0,646	327,2	-17,34	-0,066	1,293
258°	-15°	2,370	»	0,525	324,9	-13,13	-0,050	1,259
263°	-10°	2,920	»	0,432	322,3	-8,83	-0,033	1,226
268°	-5°	3,580	»	0,358	319,4	-4,47	-0,017	1,192
273°	0	4,350	»	0,298	316,1	0	0	1,158
278°	+5°	5,240	»	0,250	312,5	+4,54	+0,017	1,124
283°	+10°	6,270	»	0,211	308,6	+9,17	+0,033	1,090
288°	+15°	7,450	»	0,180	304,4	+13,87	+0,050	1,057
293°	+20°	8,790	»	0,154	299,9	+18,66	+0,066	1,023
298°	+25°	10,310	»	0,132	295,0	+23,53	+0,083	0,989
303°	+30°	12,010	»	0,114	289,7	+28,49	+0,099	0,956
308°	+35°	13,910	»	0,099	284,0	+33,52	+0,116	0,922
313°	+40°	16,010	»	0,087	278,0	+38,64	+0,132	0,888

(1) Pressions réelles, c'est-à-dire pressions effectives indiquées par les manomètres, augmentées d'une atmosphère.

(2) Supposé constant à partir de -30°.

TABLE V (suite)

Az H³. Production volumétrique spécifique
ou puissance frigorifique développée par m³

$$Pt = \frac{r - (qr - qv)}{S (tv)}$$

Températures de vaporisation <i>tv</i> (1)	Températures à l'arrivée à la vanne de réglage <i>tr</i>					
	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°	+ 35°
	frigories/m ³					
0°	1029,9	1014,1	998,1	981,7	965,1	948,2
— 5°	854,0	840,9	827,5	813,9	800,1	786,0
— 10°	704,3	693,5	682,4	671,1	659,6	648,0
— 15°	576,3	567,4	558,3	549,0	539,5	530,0
— 20°	465,4	458,1	450,7	443,2	435,5	427,7
— 25°	373,0	367,2	361,2	355,1	348,9	342,6
— 30°	296,5	291,8	287,0	282,1	277,1	271,9

(1) D'après la pression *Pv* correspondante, observée au manomètre d'aspiration.

TABLE V (suite)

Az H³. Travail indiqué théorique en CV par m³

$$\frac{1}{635} \frac{I}{E} \frac{I_i}{V} = \frac{K}{K-1} P_v \left[\left(\frac{P_c}{P_v} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \frac{1}{270.000}, \text{ pour } K = 1,32$$

Températures de vaporisation <i>t_v</i> (1)	Températures de condensation <i>t_c</i> (1)					
	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°	+ 35°
	CVi/m ³					
0°	0,0588	0,0918	0,123	0,153	0,184	0,215
— 5°	0,0799	0,108	0,132	0,157	0,185	0,211
— 10°	0,0896	0,113	0,136	0,158	0,181	0,204
— 15°	0,0955	0,115	0,134	0,153	0,173	0,190
— 20°	0,0967	0,113	0,129	0,145	0,162	0,179
— 25°	0,0940	0,108	0,121	0,136	0,149	0,162
— 30°	0,0895	0,101	0,112	0,124	0,136	0,147

(1) D'après les pressions correspondantes P_v et P_c, observées aux manomètres d'aspiration et de refoulement.

TABLE V (suite)
 AzH³. Production spécifique économique théorique ou nombre de frigories
 produites par CV indiqué au compresseur (1)

Températures de condensation <i>tc</i>	+ 10°		+ 15°		+ 20°		+ 25°				
	+ 10°	+ 10°	+ 10°	+ 15°	+ 10°	+ 15°	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	
0°	17515	11219	11046		8373	8244	8114	6731	6628	6523	6416
— 5°	10688	7907	7786		6469	6370	6268	5439	5356	5270	5184
— 10°	7860	6232	6137		5178	5099	5017	4457	4389	4318	4247
— 15°	6034	5011	4933		4300	4234	4166	3766	3708	3649	3588
— 20°	4812	4118	4054		3607	3551	3493	3209	3159	3108	3056
— 25°	3968	3453	3400		3082	3034	2985	2742	2700	2655	2611
— 30°	3312	2935	2889		2647	2605	2562	2391	2353	2314	2275

Température de vaporisation *tv*

Températures de condensation <i>t_c</i>	+ 35°				
	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°	+ 35°
Températures à l'arrivée au régleur <i>t_r</i>					
0°	4716	4642	4566	4488	4410
5°	3985	3921	3857	3791	3725
10°	3399	3345	3289	3233	3176
15°	2986	2938	2889	2839	2789
20°	2559	2517	2475	2432	2389
25°	2266	2229	2191	2153	2114
30°	1985	1952	1919	1885	1849

Température de vaporisation <i>t_v</i>	+ 30°				
	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°
0°	5597	5511	5424	5335	5245
5°	4616	4545	4472	4399	4324
10°	3891	3831	3770	3707	3644
15°	3331	3279	3227	3173	3118
20°	2872	2827	2782	2735	2688
25°	2503	2464	2424	2383	2341
30°	2180	2145	2110	2074	2037

(1) Ces valeurs sont théoriques ; il faut les multiplier par le rendement volumétrique (0,60 à 0,80) pour évaluer la production normale.

TABLE V (suite)
 AzH³. Poids (en kg) de gaz pouvant se dissoudre dans un kilogr. d'eau
 à diverses pressions et températures (d'après Mollier)

Pressions en kg par cm ²	TEMPÉRATURES													
	0°	15°6	26°7	37°8	48°9	60°	71°1	82°2	93°3	104°4	115°6	126°7	137°8	148°9
0k140	0k290	0k154	0k086	0k040	0k002									
0k300	0k470	0k291	0k200	0k128	0k071	0k028								
0k400	0k700	0k462	0k327	0k243	0k164	0k102	0k056	0k016						
1k050	0k900	0k607	0k426	0k334	0k223	0k168	0k106	0k057	0k020					
1k400	1k150	0k726	0k539	0k423	0k302	0k215	0k151	0k093	0k048	0k010				
2k100	1k710	0k920	0k698	0k539	0k408	0k310	0k228	0k158	0k100	0k050	0k014			
2k800	2k310		0k862	0k663	0k511	0k398	0k302	0k215	0k162	0k090	0k046	0k007		
3k500			0k992	0k778	0k604	0k465	0k358	0k271	0k195	0k128	0k079	0k035	0k001	
4k200				0k890	0k686	0k528	0k410	0k314	0k235	0k162	0k126	0k058	0k021	
4k900			1k003	0k776	0k606	0k470	0k363	0k275	0k197	0k135	0k080	0k040	0k003	
5k600				0k894	0k660	0k512	0k402	0k309	0k227	0k162	0k106	0k062	0k021	
7k000					0k794	0k620	0k486	0k381	0k288	0k213	0k150	0k099	0k053	
8k400					0k926	0k727	0k563	0k427	0k323	0k262	0k188	0k132	0k081	
9k800					1k063	0k822	0k636	0k509	0k394	0k304	0k224	0k163	0k111	

TABLE VI

Caractéristiques des vapeurs saturées d'acide carbonique : CO²

(d'après Mollier)

Température critique : 31°35

Températures absolues T	Températures centigrades t	Tension de vapeur saturée en k ^s par cm ² P (1)	Volume spécifique du liquide en m ³ /k ^s σ	Volume spécifique de la vapeur en m ³ /k ^s S	Chaleur de vaporisation en calories par k ^s r	Chaleur du liquide en calories par k ^s q	Entropie du liquide bouillant S'	$\frac{r}{T}$
243°	—30°	15,000	0,00097	0 0270	70,40	— 13,78	— 0,053	0,290
248°	—25°	17,500	0,00098	0,0229	68,47	— 11,70	— 0,045	0,276
253°	—20°	20,300	0,00100	0,0195	66,28	— 9,55	— 0,036	0,262
258°	—15°	23,500	0,00102	0,0167	64,03	— 7,32	— 0,028	0,248
263°	—10°	27,100	0,00104	0,0143	61,47	— 5,00	— 0,019	0,234
268°	—5°	31,000	0,00107	0,0122	58,63	— 2,57	— 0,010	0,219
273°	0	35,400	0,00110	0,0104	55,45	0	0	0,203
278°	+ 5°	40,300	0,00113	0,0089	51,86	+ 2,74	+ 0,010	0,187
283°	+ 10°	45,700	0,00117	0,0075	47,74	+ 5,71	+ 0,021	0,169
288°	+ 15°	51,600	0,00123	0,0063	42,89	+ 9,01	+ 0,032	0,149
293°	+ 20°	58,100	0,00131	0,0052	36,93	+ 12,82	+ 0,045	0,126
298°	+ 25°	65,400	0,00142	0,0042	28,98	+ 17,57	+ 0,061	0,097
303°	+ 30°	73,100	0,00167	0,0030	15,00	+ 25,25	+ 0,087	0,050
304°	+ 31°	74,700	0,00186	0,0026	8,40	+ 28,67	+ 0,098	0,028
304°35	+31°35	75,300	0,00216	0,0022	0	+ 32,91	+ 0,112	0

(1) Pressions réelles, c'est-à-dire pressions effectives indiquées par les manomètres augmentées d'une atmosphère.

TABLE VI (suite)

CO². Production volumétrique spécifique
ou puissance frigorifique développée par m³

$$Pt = \frac{r - (q^r - q^v)}{S (tv)}$$

Températures de vaporisation <i>tv</i> (1)	Températures à l'arrivée à la vanne de réglage <i>tr</i>					
	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°	+ 35°
	frigories/m ³					
0°	4782,6	4465,3	4099,0	3642,3	2903,8	
— 5°	4127,0	3856,5	3544,2	3154,9	2525,4	
— 10°	3549,6	3318,8	3052,4	2720,2	2183,2	
— 15°	3053,8	2856,2	2628,1	2343,7	1883,8	
— 20°	2616,4	2447,1	2251,7	2008,2	1614,3	
— 25°	2229,6	2085,5	1914,8	1711,7	1376,4	
— 30°	1885,5	1763,3	1622,2	1446,2	1161,8	

(1) D'après la pression *Pv* correspondante, observée au manomètre d'aspiration.

TABLE VI (suite)

CO². Travail indiqué théorique en CV par m³

$$\frac{I}{E} \frac{T_i}{V} = \frac{K}{K-1} P_v \left[\left(\frac{P_c}{P_v} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] \frac{1}{270.000}, \text{ pour } K = 1,30$$

Températures de vaporisation t_v (1)	Températures de condensation t_c (1)				
	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°
	CVi/m ³				
0°	0,341	0,511	0,676	0,863	1,039
— 5°	0,467	0,621	0,781	0,940	1,089
— 10°	0,556	0,695	0,839	0,982	1,121
— 15°	0,626	0,750	0,874	1,003	1,127
— 20°	0,671	0,785	0,895	1,013	1,123
— 25°	0,696	0,794	0,893	0,999	1,097
— 30°	0,707	0,796	0,883	0,974	1,063

(1) D'après les pressions correspondantes P_c et P_v observées aux manomètres d'aspiration et de refoulement.

TABLE VI (suite)
*CO₂. Production spécifique économique théorique ou nombre de frigories
 produites par CV indiqué au compresseur (1)*

Températures de condensation <i>t_c</i>	+ 10°		+ 15°		+ 20°			+ 25°			
	+ 10°	+ 10°	+ 10°	+ 15°	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°
0°	14025	9359	8738	7074	6605	6063	5541	5174	4749	4220	
— 5°	8837	6645	6210	5284	4937	4538	4390	4102	3770	3356	
— 10°	6384	5107	4775	4230	3955	3638	3614	3379	3108	2770	
— 15°	4878	4071	3808	3494	3267	3006	3044	2847	2620	2336	
— 20°	3899	3332	3117	2912	2734	2515	2582	2415	2222	1982	
— 25°	3203	2808	2626	2496	2335	2144	2231	2087	1916	1713	
— 30°	2666	2368	2215	2135	1996	1837	1935	1810	1665	1484	

Température de vaporisation *t_v*

Températures de condensation t_c	+ 30°									
	+ 10°	+ 15°	+ 20°	+ 25°	+ 30°					
Températures à l'arrivée au régleur t_r										
0°	4603	4297	3945	3505	2794					
5°	3789	3541	3254	2897	2310					
10°	3166	2960	2722	2426	1947					
15°	2709	2534	2331	2079	1671					
20°	2329	2179	2005	1788	1437					
25°	2032	1901	1745	1560	1254					
30°	1773	1658	1526	1360	1092					
Température de vaporisation t_v										

(1) Ces valeurs sont théoriques ; il faut les multiplier par 0,70 à 0,90 pour évaluer la production normale.

TABLE VII

Propriétés des solutions de Chlorure de Calcium et de Sodium

Poids spécifique à + 15°		Chlorure de Calcium Ca Cl ₂				Chlorure de Sodium Na Cl			
Densimètre normal	Aéromètre Baumé	Point de congélation	Chaleur spécifique	Poids de chlorure anhydre		Point de congélation	Chaleur spécifique	Poids de chlorure anhydre	
				par kg de solution	par m ³			par kg de solution	par m ³
1,00	0	0	1,00	0 ^k	0 ^k	0	1,00	0 ^k	0 ^k
1,01	1,5	— 0°5	0,981	0 ^k 012	13 ^k	— 0°9	0,980	0 ^k 016	16 ^k
1,02	2,9	— 0°9	0,963	0 ^k 024	25 ^k	— 1°7	0,963	0 ^k 030	31 ^k
1,03	4,3	— 1°4	0,946	0 036	38 ^k	— 2°4	0,948	0 ^k 044	46 ^k
1,04	5,6	— 2°	0,930	0 ^k 048	50 ^k	— 3°2	0,933	0 ^k 058	61 ^k
1,05	6,9	— 2°6	0,914	0 ^k 060	63 ^k	— 3°9	0,919	0 ^k 071	75 ^k
1,06	8,2	— 3°3	0,899	0 ^k 071	75 ^k	— 4°7	0,906	0 ^k 085	90 ^k
1,07	9,5	— 4°	0,884	0 ^k 082	88 ^k	— 5°5	0,893	0 ^k 098	105 ^k
1,08	10,7	— 4°8	0,870	0 ^k 093	101 ^k	— 6°4	0,881	0 ^k 111	121 ^k
1,09	11,9	— 5°7	0,856	0 ^k 104	114 ^k	— 7°3	0,870	0 ^k 124	136 ^k
1,10	13,1	— 6°6	0,843	0 ^k 115	127 ^k	— 8°4	0,859	0 ^k 137	151 ^k
1,11	14,3	— 7°6	0,830	0 ^k 126	140 ^k	— 9°5	0,849	0 ^k 149	167 ^k
1,12	15,5	— 8°6	0,817	0 ^k 137	153 ^k	— 10°8	0,840	0 ^k 162	183 ^k
1,13	16,6	— 9°8	0,805	0 ^k 147	167 ^k	— 12°2	0,831	0 ^k 174	198 ^k
1,14	17,7	— 11°	0,794	0 ^k 157	180 ^k	— 13°8	0,823	0 ^k 187	214 ^k
1,15	18,8	— 12°3	0,783	0 ^k 167	193 ^k	— 15°5	0,815	0 ^k 200	230 ^k
1,16	19,9	— 13°7	0,772	0 ^k 178	207 ^k	— 17°4	0,808	0 ^k 212	247 ^k
1,17	21,0	— 15°2	0,762	0 ^k 188	221 ^k	— 19°5	0,801	0 ^k 224	264 ^k
1,18	22,0	— 16°8	0,752	0 ^k 198	235 ^k	— 21°7	0,795	0 ^k 236	281 ^k
1,19	23,0	— 18°4	0,742	0 ^k 208	249 ^k	— 22°2	0,790	0 ^k 248	297 ^k
1,20	24,0	— 20°2	0,732	0 ^k 218	263 ^k				
1,21	25,0	— 22°1	0,723	0 ^k 227	277 ^k				
1,22	26,0	— 24°	0,715	0 ^k 237	291 ^k				
1,23	27,0	— 26°1	0,707	0 ^k 247	306 ^k				
1,24	27,9	— 28°3	0,699	0 ^k 257	320 ^k				
1,25	28,8	— 30°6	0,691	0 ^k 266	334 ^k				

TABLE VIII

Propriétés des solutions de Chlorure de Magnésium,
Mg Cl²

Poids spécifique à + 15°		Point de congélation	Chaleur spécifique	Teneur en sel	
Densimètre normal	Aréomètre Beaumé			%, de dissolution	pour 100 parties d'eau
1,006	1	— 0° 4	0,986	0,9	0,9
1,013	2	— 0° 9	0,972	1,7	1,7
1,020	3	— 1° 4	0,959	2,6	2,7
1,028	4	— 2° 0	0,946	3,5	3,6
1,035	5	— 2° 6	0,933	4,4	4,6
1,042	6	— 3° 3	0,921	5,2	5,5
1,050	7	— 4° 0	0,909	6,1	6,5
1,058	8	— 4° 8	0,897	7,0	7,8
1,066	9	— 5° 6	0,885	7,8	8,5
1,074	10	— 6° 5	0,873	8,7	9,5
1,082	11	— 7° 5	0,861	9,6	10,6
1,090	12	— 8° 7	0,849	10,5	11,7
1,098	13	— 10° 0	0,839	11,4	12,9
1,106	14	— 11° 6	0,827	12,3	14,0
1,115	15	— 13° 4	0,817	13,2	15,2
1,124	16	— 15° 5	0,805	14,1	16,4
1,133	17	— 17° 9	0,793	15,1	17,8
1,142	18	— 20° 3	0,783	16,1	19,2
1,151	19	— 23° 3	0,771	17,1	20,6
1,160	20	— 26° 3	0,770	18,1	22,1
1,169	21	— 29° 2	0,749	19,1	23,6
1,179	22	— 32° 2	0,737	20,1	25,2

TABLE IX

Propriétés de la vapeur d'eau à diverses températures

Températures en degrés centigrades	Tension maxima de la vapeur en $\frac{m}{m}$ de mercure	Quantités d'eau, en kg, contenues dans 1 ^{m³} d'air			
		Air saturé	État hygrométrique de 80 %.	État hygrométrique de 75 %.	État hygrométrique de 70 %.
— 20°	0,985	0 ^k ,001.13	0 ^k ,000.90	0 ^k ,000.85	0 ^k ,000.79
— 19°	1,070	0 ^k ,001.22	0 ^k ,000.98	0 ^k ,000.92	0 ^k ,000.85
— 18°	1,161	0 ^k ,001.32	0 ^k ,001.06	0 ^k ,000.99	0 ^k ,000.92
— 17°	1,260	0 ^k ,001.42	0 ^k ,001.14	0 ^k ,001.07	0 ^k ,000.99
— 16°	1,366	0 ^k ,001.54	0 ^k ,001.23	0 ^k ,001.16	0 ^k ,001.08
— 15°	1,480	0 ^k ,001.66	0 ^k ,001.33	0 ^k ,001.25	0 ^k ,001.16
— 14°	1,602	0 ^k ,001.79	0 ^k ,001.43	0 ^k ,001.34	0 ^k ,001.25
— 13°	1,734	0 ^k ,001.93	0 ^k ,001.54	0 ^k ,001.45	0 ^k ,001.35
— 12°	1,875	0 ^k ,002.08	0 ^k ,001.66	0 ^k ,001.56	0 ^k ,001.46
— 11°	2,028	0 ^k ,002.24	0 ^k ,001.79	0 ^k ,001.68	0 ^k ,001.57
— 10°	2,186	0 ^k ,002.40	0 ^k ,001.92	0 ^k ,001.80	0 ^k ,001.68
— 9°	2,395	0 ^k ,002.59	0 ^k ,002.07	0 ^k ,001.94	0 ^k ,001.81
— 8°	2,549	0 ^k ,002.78	0 ^k ,002.22	0 ^k ,002.08	0 ^k ,001.95
— 7°	2,753	0 ^k ,002.99	0 ^k ,002.39	0 ^k ,002.24	0 ^k ,002.09
— 6°	2,967	0 ^k ,003.21	0 ^k ,002.57	0 ^k ,002.41	0 ^k ,002.25
— 5°	3,196	0 ^k ,003.45	0 ^k ,002.76	0 ^k ,002.59	0 ^k ,002.42
— 4°	3,441	0 ^k ,003.70	0 ^k ,002.96	0 ^k ,002.78	0 ^k ,002.59
— 3°	3,703	0 ^k ,003.96	0 ^k ,003.17	0 ^k ,002.97	0 ^k ,002.77
— 2°	3,983	0 ^k ,004.25	0 ^k ,003.40	0 ^k ,003.19	0 ^k ,002.98
— 1°	4,255	0 ^k ,004.52	0 ^k ,003.62	0 ^k ,003.39	0 ^k ,003.16
0°	4,600	0 ^k ,004.87	0 ^k ,003.90	0 ^k ,003.65	0 ^k ,003.40
+ 1°	4,942	0 ^k ,005.21	0 ^k ,004.17	0 ^k ,003.91	0 ^k ,003.65
+ 2°	5,302	0 ^k ,005.57	0 ^k ,004.46	0 ^k ,004.18	0 ^k ,003.90
+ 3°	5,687	0 ^k ,005.95	0 ^k ,004.76	0 ^k ,004.46	0 ^k ,004.16
+ 4°	6,097	0 ^k ,006.36	0 ^k ,005.09	0 ^k ,004.77	0 ^k ,004.45

(1) 1 atmosphère = 1,033 = 760 $\frac{m}{m}$ de mercure = 10.330 $\frac{m}{m}$ d'eau.

Températures en degrés centigrades	Tension maxima de la vapeur en $\frac{m}{m}$ de mercure	Quantités d'eau, en kg, contenues dans 1 ^{m3} d'air			
		Air saturé	État hygrométrique de 80 %	État hygrométrique de 75 %	État hygrométrique de 70 %
+ 5°	6,534	0 ^k ,006.79	0 ^k ,005.43	0 ^k ,005.09	0 ^k ,004.75
+ 6°	6,999	0 ^k ,007.25	0 ^k ,005.80	0 ^k ,005.44	0 ^k ,005.08
+ 7°	7,492	0 ^k ,007.73	0 ^k ,006.18	0 ^k ,005.80	0 ^k ,005.41
+ 8°	8,019	0 ^k ,008.24	0 ^k ,006.59	0 ^k ,006.18	0 ^k ,005.77
+ 9°	8,521	0 ^k ,008.73	0 ^k ,006.98	0 ^k ,006.55	0 ^k ,006.11
+ 10°	9,165	0 ^k ,009.36	0 ^k ,007.49	0 ^k ,007.02	0 ^k ,006.55
+ 11°	9,790	0 ^k ,009.96	0 ^k ,007.97	0 ^k ,007.47	0 ^k ,006.97
+ 12°	10,315	0 ^k ,010.60	0 ^k ,008.48	0 ^k ,007.95	0 ^k ,007.42
+ 13°	11,184	0 ^k ,011.56	0 ^k ,009.25	0 ^k ,008.67	0 ^k ,008.09
+ 14°	11,907	0 ^k ,011.98	0 ^k ,009.58	0 ^k ,008.99	0 ^k ,008.39
+ 15°	12,699	0 ^k ,012.74	0 ^k ,010.19	0 ^k ,009.56	0 ^k ,008.92
+ 16°	13,533	0 ^k ,013.53	0 ^k ,010.82	0 ^k ,010.15	0 ^k ,009.47
+ 17°	14,414	0 ^k ,014.36	0 ^k ,011.49	0 ^k ,010.77	0 ^k ,010.05
+ 18°	15,353	0 ^k ,015.24	0 ^k ,012.19	0 ^k ,011.43	0 ^k ,010.67
+ 19°	16,342	0 ^k ,016.15	0 ^k ,012.92	0 ^k ,012.11	0 ^k ,011.30
+ 20°	17,591	0 ^k ,017.34	0 ^k ,013.87	0 ^k ,013.01	0 ^k ,012.14
+ 21°	18,489	0 ^k ,018.16	0 ^k ,014.53	0 ^k ,013.62	0 ^k ,012.71
+ 22°	19,652	0 ^k ,019.24	0 ^k ,015.39	0 ^k ,014.43	0 ^k ,013.47
+ 23°	20,883	0 ^k ,020.38	0 ^k ,016.30	0 ^k ,015.29	0 ^k ,014.27
+ 24°	22,177	0 ^k ,021.57	0 ^k ,017.26	0 ^k ,016.18	0 ^k ,015.10
+ 25°	23,550	0 ^k ,022.82	0 ^k ,018.26	0 ^k ,017.12	0 ^k ,015.97
+ 26°	24,982	0 ^k ,024.13	0 ^k ,019.30	0 ^k ,018.10	0 ^k ,016.87
+ 27°	26,492	0 ^k ,025.50	0 ^k ,020.40	0 ^k ,019.13	0 ^k ,017.85
+ 28°	28,087	0 ^k ,026.95	0 ^k ,021.56	0 ^k ,020.21	0 ^k ,018.87
+ 29°	29,773	0 ^k ,028.47	0 ^k ,022.78	0 ^k ,021.35	0 ^k ,019.93
+ 30°	31,510	0 ^k ,029.00	0 ^k ,023.20	0 ^k ,021.75	0 ^k ,020.30

TABLE X

Table psychrométrique

Différences entre les thermomètres sec et humide	TEMPÉRATURES DU THERMOMÈTRE SEC									
	— 5°	— 4,5	— 4°	— 3,5	— 3°	— 2,5	— 2°	— 1,5	— 1°	— 0,5
(1)										
0,1	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98
0,2	95	95	95,5	95,5	95,5	95,5	96	96	96	96
0,3	92,5	92,5	93	93	93	93	93,5	93,5	93,5	93,5
0,4	90	90	90,5	90,5	91	91	91	91,5	91,5	91,5
0,5	87,5	88	88	88,5	88,5	89	89	89,5	89,5	89,5
0,6	85	85,5	85,5	86	86	86,5	87	87	87,5	87,5
0,7	82,5	83	83,5	84	84,5	84,5	85	85	85,5	85,5
0,8	80	80,5	81	81,5	82	82,5	82,5	83	83,5	84
0,9	78	78,5	79	79,5	80	80,5	80,5	81	81,5	81,5
1,0	76	76,5	77	77,5	78	78,5	79	79,5	79,5	80
1,1	74	74,5	75	75,5	76	76,5	77	77,5	78	78,5
1,2	71,5	72	72,5	73,5	74	74,5	75	75,5	76	76,5
1,3	69,5	70	70,5	71	72	72,5	73	73,5	74,5	75
1,4	67,5	68	68,5	69,5	70	70,5	71	72	72,5	73
1,5	64,5	65,5	66,5	67	68	68,5	69	70	70,5	71
1,6	62	63,5	64,5	65,5	66	66,5	67,5	68	68,5	69,5
1,7	60	61	62	63	64	65	65,5	66	67	67,5
1,8	57,5	59	60	60,5	61,5	62,5	63,5	64	65	65,5
1,9	55	56,5	57,5	59	60	60,5	61,5	62,5	63	64
2,0	53,5	54	55	56,5	57,5	58,5	59,5	60,5	61	62

(1) % d'humidité.

Différences entre les thermomètres sec et humide	TEMPÉRATURES DU THERMOMÈTRE SEC										
	0°	+ 0,5	+ 1°	+ 1,5	+ 2°	+ 2,5	+ 3°	+ 3,5	+ 4°	+ 4,5	+ 5°
0,1	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98
0,2	96	96	96	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5	96,5
0,3	94	94	94	94	94,5	94,5	94,5	94,5	95	95	95
0,4	91,5	92	92	92	92	92,5	92,5	92,5	92,5	93	93
0,5	90	90	90	90	90,5	90,5	90,5	91	91	91	91
0,6	88	88	88,5	88,5	88,5	89	89	89,5	89,5	89,5	89,5
0,7	86	86	86,5	86,5	87	87	87,5	87,5	87,5	88	88
0,8	84	84,5	84,5	85	85	85,5	85,5	86	86	86	86,5
0,9	82	82,5	83	83	83,5	83,5	84	84	84,5	84,5	85
1,0	80,5	81	81	81,5	82	82	82,5	82,5	83	83	83,5
1,1	78,5	79	79,5	80	80	80,5	81	81	81,5	81,5	82
1,2	77	77,5	78	78,5	78,5	79	79,5	80	80	80,5	81
1,3	75,5	75,5	76	76,5	77	77,5	78	78,5	78,5	79	79,5
1,4	73,5	74	74,5	75	75,5	75,5	76	76,5	77	77	77,5
1,5	71,5	72	72,5	73	73,5	74	74,5	75	75,5	76	76,5
1,6	70	70,5	71	71,5	72	72,5	73	73,5	74	74,5	75
1,7	68,5	69,5	70	70,5	71	71,5	72	72,5	72,5	73	73,5
1,8	66,5	67	67,5	68,5	69	69,5	70	70,5	71	72	72,5
1,9	64,5	65,5	66	66,5	67,5	68	68,5	69	69,5	70	71
2,0	63	63,5	64	65,5	66	66,5	67	67,5	68	68,5	69

Dans les tables psychrométriques, la pression atmosphérique est supposée constante et égale à $755 \frac{m}{m}$ de mercure. Si l'on désigne par :

f , la tension de la vapeur dans l'atmosphère ambiante

F , la tension de la vapeur saturante à la température du liquide qui se vaporise

a , un coefficient déterminé par expérience et qui vaut :

0,00069 pour t' inférieur à 0°

0,0008' pour t' légèrement supérieur à 0°

H , la pression barométrique

t , la température du thermomètre sec et t' la température du thermomètre mouillé,

on a : $f = F - a H (t - t')$

TABLE XI

Composition de divers Mélanges réfrigérants

MATIÈRES	PROPORTIONS	ABAISSEMENTS DE TEMPÉRATURE
Neige.....	1	} 0° à — 17°
Sel marin.....	1	
Neige ou glace pilée.....	2	} 0° à — 21°
Sel marin.....	1	
Neige ou glace pilée.....	1	} 0° à — 48°
Chlorure de calcium desséché	3	
Azotate d'ammoniaque.....	1	} + 10° à — 15°
Eau.....	1	
Azotate de potassium.....	5	} + 10° à — 15°
Sulfate de soude.....	8	
Eau.....	16	} + 10° à — 17°
Sulfate de soude.....	8	
Acide chlorhydrique.....	5	} + 10° à — 33°
Glace pilée.....	2	
Acide sulfurique (50 %).....	6	

TABLE XII

Caractéristiques de matériaux de construction et substances isolantes

	Poids spécifique en kg par m ³	Chaleur spécifique	Coefficient de conductibilité k	
Air sec, au repos.....	1,293	(1) 0,238	0,04	(1) 0,31 par m ³
Air sec, en mouvement.....	1,293	0,238	0,115	
Asphalte.....	2100		0,60	
Amiante.....	550	0,25	0,13	
Ardoise.....	2560	1,7	1,50	
Argile réfractaire.....	1500		0,60	
Balle de riz.....			0,08	
Béton de laitier.....	1400		0,40	
—.....	1900		0,51	
Béton ou ciment de bois.....	900			
— de gravillons.....	2200		0,70-0,75	
— de mâchefer.....	1500		0,25	
— de liège.....	1270		0,22	
— armé.....			0,90	
Briques et tuiles.....	1500-1800	0,20	0,40-0,50	
— de mâchefer.....	1400		0,40	
— creuses, légères.....	1150-1200		0,20-0,35	
— de diatomite.....	380-420		0,08-0,13	
— de Kieselguhr, cuites.....	300-500		0,07-0,09	
Bois de chêne.....	820	0,42	0,20	perpendiculaire- ment aux fibres
— de sapin.....	410		0,12	»
— de pin.....	550		0,13	»
— de teck.....	640		0,15	»
Bois de chêne.....	820		0,31	parallèlement aux fibres
— de sapin.....	410		0,17	»
— de pin.....	550		0,30	»
— de teck.....	610		0,32	»
Bois de sapin, copeaux.....			0,08	
— fibre de bois.....	130		0,075	
Caoutchouc-mousse.....	60		0,027	
Carreaux de faïence.....			0,75	
Carton ondulé.....			0,052	
Cellulose agglomérée.....	1425		0,21	

TABLE XII (suite)

	Poids spécifique en kg par m ³	Chaleur spécifique	Coefficient de conductibilité k	
Cendre de bois.			0,07	
Charbon de bois, en poudre.	300 ^k		0,08	
— granulé.	300 ^k		0,09	
Charcoal.	150-200		0,06	
Ciment.	3000	0,20	0,30	
Coke pulvérisé.	500 ^k		0,16	
Coton.	90	0,32	0,05	
Ebonite-mousse.	200 ^k		0,035	
Enduit au brai.	1100		0,50	
Enduit à la chaux.	1850		0,60	
Eau tranquille.	1000	1,0	0,43-0,57	
Ecorce d'arbre.	350 ^k		0,06	
Fenêtre simple.			2,50	
Fenêtre double.			1,70	
Fer	7600	0,12	51-75	
Feutre.			0,07	
Gazon (sable fin).	2000		2,00	
Givre de tuyauterie.			0,50	
Glace.	920	0,5	1,8-2,1	
Gravillon.	1450		0,20	
Gravier.	1850		0,29	
Kapock.	16		0,034	
Laine.	135		0,042	
Laine de crin.	90		0,032	
— de scories ou minérales.	200-250		0,10	
Laitier de hauts-fourneaux.	360		0,19	
Liège brut.			0,14	
Liège granulé.	80-120	0,49	0,04-0,06	
Liège expansit, sans brai.	81-135		0,032-0,04	
— — au brai.	175		0,04	
— aggloméré à la caséine.	135-180		0,037-0,045	} sec
— — au brai.	220-285		0,043-0,052	
— — à la caséine.	280		0,088	
— — au brai.	320		0,076	
Liège calciné.			0,036	
Liège de Mélaleuca.			0,04	} après imbibition dans l'eau

*Caractéristiques de matériaux de construction
et substances isolantes (suite)*

	Poids spécifique en kg par m ³	Chaleur spécifique	Coefficient de conductibilité k
Mâchefer, scories.....	1200		0,20
Marbre.	2700	0,21	1,2-2,0
Mur en briques pleines.	1500-1700		0,6-0,8
— creuses.	950		0,3-0,5
Mur en moellons.	2400		1,3
— en pierres calcaires	2500		1,9
Matelas isolant Cabot.	250		0,11
Mortier de ciment Portland.	1700		0,5-0,7
— — armé en treillis	2000		0,6-0,8
Neige légère en flocons.	100		0,02
— tassée.	900		0,20
Paille comprimée.	140		0,04
Papier.	700-1200		0,40
Pierres calcaires.	2500	0,20	1,3-1,8
Pierre ponce.	1000		0,07
Plâtre.	1250		0,35-0,50
Poudre de craie.			0,09
Roches légères.			0,5-1,0
Roseaux.	75		0,04
Sable sec.	1500		0,27
Sable humide.	2000		0,90
Sciure de bois, sèche.	215		0,09
Silicate de coton.	200-250		0,10
Scories de charbon.	700		0,12-0,20
— de hauts fourneaux.....	360		0,10
Terre battue (torchis).	1900		0,52
— d'infusoire ou Kieselguhr..	250-350		0,08-0,14
— de diatomite.	200		0,047-0,051

	Poids spécifique en kg par m ³	Chaleur spécifique	Coefficient de conductibilité k
Tourbe sèche.....	190		0,04
— normalement humide. ..	300		0,06
— en plaques.	200-300		0,05-0,06
— en briques.....	830		0,14
— de Hollande.....	170		0,04
Verre.....	2450	0,19	0,8
Vitres de fenêtre verticales, sim.			4,00
Vitres — doubles et sépa- rées par un vide de 0,03 à 0,06 .			2,00

Les coefficients de conductibilité augmentent :

1° suivant la densité.

2° — le degré d'humidité de la substance.

3° avec la température (aux températures élevées, le pouvoir isolant diminue).

Les valeurs attribuées ci-dessus résultent généralement d'expériences de laboratoire. Dans le calcul d'une installation, il est recommandable de les majorer de 20 ou 25% pour tenir compte des pertes par les joints, les scellements, les apports d'humidité, etc.

TABLE XIII

Table de comparaison des indications thermométriques

Centigrades	Fahrenheit	Réaumur	Centigrades	Fahrenheit	Réaumur
— 30°	— 22°,0	— 24°,0	— 5°	23°,0	— 4°
— 29°	— 20°,2	— 23°,2	— 4°	24°,8	— 3°,2
— 28°	— 18°,4	— 22°,4	— 3°	26°,6	— 2°,4
— 27°	— 16°,6	— 21°,6	— 2°	28°,4	— 1°,6
— 26°	— 14°,8	— 20°,8	— 1°	30°,2	— 0°,8
— 25°	— 13°,0	— 20°,0	0°	32°,0	0°
— 24°	— 11°,2	— 19°,2	+ 1°	33°,8	+ 0°,8
— 23°	— 9°,4	— 18°,4	2°	35°,6	1°,6
— 22°	— 7°,6	— 17°,6	3°	37°,4	2°,4
— 21°	— 5°,8	— 16°,8	4°	39°,2	3°,2
— 20°	— 4°,0	— 16°,0	5°	41°,0	4°,0
— 19°	— 2°,2	— 15°,2	6°	42°,8	4°,8
— 18°	— 0°,4	— 14°,4	7°	44°,6	5°,6
— 17°	+ 1°,4	— 13°,6	8°	46°,4	6°,4
— 16°	3°,2	— 12°,8	9°	48°,2	7°,2
— 15°	5°,0	— 12°,0	10°	50°,0	8°,0
— 14°	6°,8	— 11°,2	11°	51°,8	8°,8
— 13°	8°,6	— 10°,4	12°	53°,6	9°,6
— 12°	10°,4	— 9°,6	13°	55°,4	10°,4
— 11°	12°,2	— 8°,8	14°	57°,2	11°,2
— 10°	14°,0	— 8°,0	15°	59°,0	12°,0
— 9°	15°,8	— 7°,2	16°	60°,8	12°,8
— 8°	17°,6	— 6°,4	17°	62°,6	13°,6
— 7°	19°,4	— 5°,6	18°	64°,4	14°,4
— 6°	21°,2	— 4°,8	19°	66°,2	15°,2

Centigrades	Fahrenheit	Réaumur	Centigrades	Fahrenheit	Réaumur
20°	68°,0	16°,0	46°	114°,8	36°,8
21°	69°,8	16°,8	47°	116°,6	37°,6
22°	71°,6	17°,6	48°	118°,4	38°,4
23°	73°,4	18°,4	49°	120°,2	39°,2
24°	75°,2	19°,2	50°	122°,0	40°,0
25°	77°,0	20°,0	51°	123°,8	40°,8
26°	78°,8	20°,8	52°	125°,6	41°,6
27°	80°,6	21°,6	53°	127°,4	42°,4
28°	82°,4	22°,4	54°	129°,2	43°,2
29°	84°,2	23°,2	55°	131°,0	44°,0
30°	86°,0	24°,0	56°	132°,8	44°,8
31°	87°,8	24°,8	57°	134°,6	45°,6
32°	89°,6	25°,6	58°	136°,4	46°,4
33°	91°,4	26°,4	59°	138°,2	47°,2
34°	93°,2	27°,2	60°	140°,0	48°,0
35°	95°,0	28°,0	65°	149°,0	52°,0
36°	96°,8	28°,8	70°	158°,0	56°,0
37°	98°,6	29°,6	75°	167°,0	60°,0
38°	100°,4	30°,4	80°	176°,0	64°,0
39°	102°,2	31°,2	85°	185°,0	68°,0
40°	104°,0	32°,0	90°	194°,0	72°,0
41°	105°,8	32°,8	95°	203°,0	76°,0
42°	107°,6	33°,6	100°	212°,0	80°,0
43°	109°,4	34°,4			
44°	111°,2	35°,2			
45°	113°,0	36°,0			

TABLE XIV

Conversion des degrés Farenheit en degrés centigrades

Farenheit	Centigrades	Farenheit	Centigrades	Farenheit	Centigrades
- 22°	- 30°	+ 1°	- 17°22	+ 26°	- 3°33
- 21°	- 29°44	+ 2°	- 16°67	+ 27°	- 2°78
- 20°	- 28°89	+ 3°	- 16°11	+ 28°	- 2°22
- 19°	- 28°33	+ 4°	- 15°56	+ 29°	- 1°67
- 18°	- 27°78	+ 5°	- 15°	+ 30°	- 1°11
- 17°	- 27°22	+ 6°	- 14°44	+ 31°	- 0°56
- 16°	- 26°67	+ 7°	- 13°89	+ 32°	0°
- 15°	- 26°11	+ 8°	- 13°33	+ 33°	+ 0°56
- 14°	- 25°56	+ 9°	- 12°78	+ 34°	+ 1°11
- 13°	- 25°	+ 10°	- 12°22	+ 35°	+ 1°67
- 12°	- 24°44	+ 11°	- 11°67	+ 36°	+ 2°22
- 11°	- 23°89	+ 12°	- 11°11	+ 37°	+ 2°78
- 10°	- 23°33	+ 13°	- 10°56	+ 38°	+ 3°33
- 9°	- 22°78	+ 14°	- 10°	+ 39°	+ 3°89
- 8°	- 22°22	+ 15°	- 9°44	+ 40°	+ 4°44
- 7°	- 21°67	+ 16°	- 8°89	+ 41°	+ 5°
- 6°	- 21°11	+ 17°	- 8°33	+ 42°	+ 5°56
- 5°	- 20°56	+ 18°	- 7°78	+ 43°	+ 6°11
- 4°	- 20°	+ 19°	- 7°22	+ 44°	+ 6°67
- 3°	- 19°44	+ 20°	- 6°67	+ 45°	+ 7°22
- 2°	- 18°89	+ 21°	- 6°11	+ 46°	+ 7°78
- 1°	- 18°33	+ 22°	- 5°56	+ 47°	+ 8°33
0	- 17°78	+ 23°	- 5°	+ 48°	+ 8°89
		+ 24°	- 4°44	+ 49°	+ 9°44
		+ 25°	- 3°89	+ 50°	+ 10°

Farenheit	Centigrades	Farenheit	Centigrades	Farenheit	Centigrades
+ 51°	+ 10°56	+ 76°	+ 24°44	+ 105°	+ 40°56
+ 52°	+ 11°11	+ 77°	+ 25°	+ 110°	+ 43°33
+ 53°	+ 11°67	+ 78°	+ 25°56	+ 115°	+ 46°12
+ 54°	+ 12°22	+ 79°	+ 26°11	+ 120°	+ 48°89
+ 55°	+ 12°78	+ 80°	+ 26°67	+ 125°	+ 51°67
+ 56°	+ 13°33	+ 81°	+ 27°22	+ 130°	+ 54°44
+ 57°	+ 13°89	+ 82°	+ 27°78	+ 135°	+ 57°22
+ 58°	+ 14°44	+ 83°	+ 28°33	+ 140°	+ 60°
+ 59°	+ 15°	+ 84°	+ 28°89	+ 145°	+ 62°78
+ 60°	+ 15°56	+ 85°	+ 29°44	+ 150°	+ 65°56
+ 61°	+ 16°11	+ 86°	+ 30°	+ 155°	+ 68°33
+ 62°	+ 16°67	+ 87°	+ 30°56	+ 160°	+ 71°11
+ 63°	+ 17°22	+ 88°	+ 31°11	+ 165°	+ 73°89
+ 64°	+ 17°78	+ 89°	+ 31°67	+ 170°	+ 76°67
+ 65°	+ 18°33	+ 90°	+ 32°22	+ 175°	+ 79°44
+ 66°	+ 18°89	+ 91°	+ 32°78	+ 180°	+ 82°22
+ 67°	+ 19°44	+ 92°	+ 33°33	+ 185°	+ 85°
+ 68°	+ 20°	+ 93°	+ 33°89	+ 190°	+ 87°78
+ 69°	+ 20°56	+ 94°	+ 34°44	+ 195°	+ 90°56
+ 70°	+ 21°11	+ 95°	+ 35°	+ 200°	+ 93°33
+ 71°	+ 21°67	+ 96°	+ 35°56	+ 205°	+ 96°11
+ 72°	+ 22°22	+ 97°	+ 36°11	+ 210°	+ 98°89
+ 73°	+ 22°78	+ 98°	+ 36°67	+ 215°	+ 101°67
+ 74°	+ 23°33	+ 99°	+ 37°22	+ 220°	+ 104°44
+ 75°	+ 23°89	+ 100°	+ 37°78	+ 225°	+ 107°22
				+ 230°	+ 110°

TABLE XV

Valeur de certaines mesures anglaises et américaines
par rapport aux unités du système métrique

Abbré- vations usuelles	Noms systématiques	Valeurs relatives	Valeurs en mesures françaises
Mesures de longueur			
			Mètres
In.	Inch ou pouce.....		0 ^m ,02540
Ft.	Foot ou pied.....	(12 in.)	0 ,30479
Yd	Yard.....	(3 Ft.)	0 ,91438
Mi	Mile (statute mile).....	(1760 yds)	1609 ,3149
Mesures de superficie			
			Mètres carrés
	Square inch, ou pouce carré.		0 ^{m2} ,000645
	Square foot, ou pied carré..	(144 pouces carrés)	0,0929
	Square yard.....	(9 pieds carrés)	0,8361
Volume et capacité			
			Mètres cubes
	Cubic inch, ou pouce cube..		0,00001638
	Cubic foot, ou pied cube..	(1728 pouces cubes)	0,028316
	Cubic yard.....	(27 pieds cubes)	0,764513
	Gallon (impérial).....		4 ^l ,5435
	Gallon (U. S. A.).....		3 ^l ,78543
	Cubic foot par pound.....		0 ^{mc} ,062424 par kg
Poids			
			Grammes
Dr.	Dram.....		1,772
Oz.	Ounce.....	(16 Dr.)	28,350
Lb.	Avoir du poids pound.....	(16 oz.)	453,592
St.	Stone.....	(14 lb.)	6 ^k ,350,297
Qr.	Quarter.....	(28 lb.)	12 ^k ,700,594
Cwt.	Hundred weight.....	(112 lb.)	50 ^k ,802,377
Ton.	Ton (long ton).....	(20 cwt.)	1.016 ^k ,047,541
	Ton (short ton).....	(200 lb)	907 ^k ,186,000

Pressions

1 pound per square inch.....=	0 ^k ,0703	par cm ²
1 — per square foot.....=	4 ^k ,882	par m ²
1 — per cubic foot.....=	16 ^k ,02	par m ³

Puissance et travail

1 Foot pound.=	0,13825	kilogrammètre
1 Horse-Power (HP ou CV). . . =	273.740,00	kilogrammètres/heure
— . . . =	76,041	kgm/seconde
— . . . =	550	feet pound par seconde
— . . . =	1,01385	cheval vapeur
— . . . =	646	calories
— . . . =	746	watts-heure

Chaleur et puissance frigorifique

1 degré Farenheit (F°). =	0,5556	degré centigrade
1 British thermal unit (B. T. U.)=	0,252	calorie (107 kgm)
1 Pound centigrad unit =	0,453	calorie (193,64 kgm)
1 gallon degree, par min. (U. S. A.)=	110,26	frigories/heure
1 Américan fr. ton (à - 15° et + 30°) par 24 h. =	288.000	B. T. U.
(États-Unis). =	3.024	frigories/heure
1 British fr. ton (à - 40° et + 25°) par 24 h. =	342.861	B. T. U.
(Angleterre) =	3.600	frigories/heure
1 B. T. U. par pied carré. =	2,71	calories par m ²
1 B. T. U. par pied carré et F°.. =	4,85	calories par M ² et C°
1 B. T. U. par pied cube. =	8,899	calories par m ³
1 B. T. U. par livre. =	0,555	calories par kg
1 B. T. U. par II, pied carré, pouce et F° =	0,124013	cal-kg, H, m ² , m et C°

APPLICATION DES TABLES D'ENTROPIE AU CYCLE THÉORIQUE DES MACHINES FRIGORIFIQUES (1)

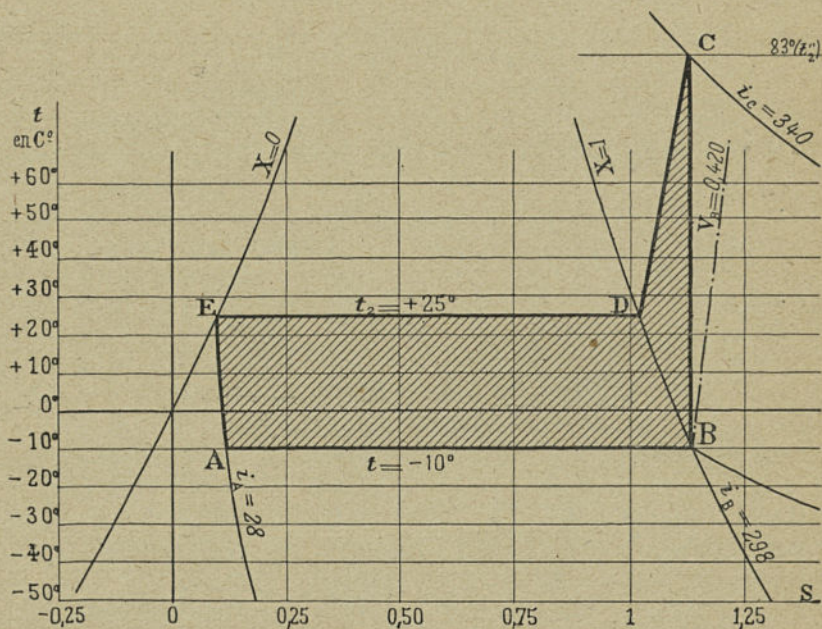


FIG. 62 — (AzH³, aux conditions normales de marche)

- AB = vaporisation
- BC = compression
- CD = refroidissement (surchauffe)
- DE = liquéfaction
- EA = détente sans travail

Pour :

X = titre de la vapeur saturée, X = 0, au début de l'ébullition
X = 1, l'ébullition terminée

i = potentiel thermique, en calories

V = volume spécifique de la vapeur, en m³/kg.

Q = Puissance frigorifique,

(1) Voir, pour étude complète de la question, la *Revue Générale du Froid*, Septembre 1923, page 305.

on a :

Quantité de fluide frigorigène en circulation, en kgs :

$$P = \frac{Q}{i_B - i_A}$$

Volume théorique à aspirer par le compresseur :

$$V_t = \frac{Q}{i_B - i_A} \cdot v_B$$

Travail de compression, exprimé en calories :

$$i_C - i_B$$

Travail indiqué théorique à fournir au compresseur, en C. V.i :

$$\frac{P \cdot (i_C - i_B)}{635} \times (1 + z)$$

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE PREMIER

GÉNÉRALITÉS

Production industrielle du froid.....	1
Mélanges réfrigérants.....	2
Détente d'un corps comprimé.....	2
Refroidissement par évaporation d'un liquide.....	2

CHAPITRE II

CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES DES GAZ

Définition des gaz.....	6
Coefficient de dilatation des gaz.....	6
Chaleur spécifique des gaz.....	7
Lois générales auxquelles obéissent les transformations des gaz.....	7
Equation générale de gaz.....	8
Transformations isothermiques.....	9
Transformations adiabatiques.....	9
Constantes critiques.....	10
Isothermes d'un fluide.....	10

CHAPITRE III

TRANSFORMATION DE LA CHALEUR ET DE L'ÉNERGIE

Principe de l'équivalence. Loi de Mayer.....	12
Théorème de Carnot.....	12
Cycles.....	13
Cycle de Carnot.....	13
Rendement du cycle de Carnot.....	15

CHAPITRE IV

MACHINES FRIGORIFIQUES A COMPRESSION

Définitions.....	17
Fonctionnement des machines à compression.....	18
Diagramme théorique de la machine.....	20

Comparaison avec le cycle de Carnot.....	21
Volume réel d'un compresseur.....	22
Travail indiqué théorique.....	24
Diagramme réel des machines à compression.....	26
Evaluation du travail.....	27

CHAPITRE, V

LES FLUIDES FRIGORIGÈNES ET LEURS PROPRIÉTÉS

Tableau I — Propriétés des principaux fluides frigorigènes.....	31
Chlorure d'éthyle. Anhydride sulfureux.....	32
Chlorure de méthyle. Ammoniaque. Acide carbonique.....	33
Gaz hydrocarbonés.....	35

CHAPITRE VI

ÉVALUATION DE LA PUISSANCE ET DU RENDEMENT

Températures caractéristiques du régime intérieur.....	36
Températures caractéristiques du régime extérieur.....	37

CHAPITRE VII

LES COMPRESSEURS

Mode de calcul.....	38
Caractéristiques diverses de construction.....	41
Détermination du volume.....	43
Détermination de la puissance à fournir.....	44
Dimensions du compresseur.....	45
Evaluation de la puissance d'un compresseur donné.....	46
Comparaison sous divers régimes de fonctionnement.....	46
Tableau II. — Caractéristiques de compresseurs à ammoniaque. ...	48
Tableau III. — Production de machines à SO^2	49
Tableau IV. — Production de machines à SO^2	50
Tableau V. — Production de machines à CO^2	51
Description des compresseurs.....	52

CHAPITRE VIII

LES CONDENSEURS

Rôle des condenseurs.....	67
Différentes sortes de condenseur.....	68
Conditionnement des condenseurs.....	71
Influences atmosphériques diverses.....	72

Tableau VI. — Quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air.	74
Températures de régime des condenseurs.	76
Surfaces d'échange et consommation d'eau.	77
Eaux de condensation.	80
Choix d'un condenseur.	81

CHAPITRE IX

ÉVAPORATEURS ET FRIGORIFÈRES

Fonctionnement.	83
Détente directe.	84
Frigorifère sec à détente directe.	86
Frigorifère à détente et à ruissellement.	88
Emploi de la saumure comme agent de transmission du froid.	89
Refroidissement par circulation de liquide incongelable.	89
Frigorifères humides.	90
Frigorifères à pluie de saumure et à cascades.	92
Liquide incongelable.	95
Inconvénients de la saumure.	98
Concentration de la saumure.	100
Dégivrage des tuyauteries réfrigérantes.	101
Circulation de l'air.	103
Renouvellements d'air.	105
Ventilateurs et pompes.	106
Calcul des pompes.	107
Calcul des ventilateurs.	107

CHAPITRE X

CONDUITES ET TUYAUTERIES

Coefficients de transmission de chaleur.	109
Tableau VII. — Caractéristiques des tuyauteries les plus courantes. ...	114
Tableau VIII. — Tuyauteries à circulation de saumure.	115

CHAPITRE XI

LES MACHINES A ABSORPTION

117

CHAPITRE XII

LA MACHINE A EAU

122

CHAPITRE XIII

MONTAGE, FONCTIONNEMENT ET ENTRETIEN

Montage.....	125
Essais à l'air. Chasses d'air.....	128
Vide d'une machine.....	129
Charge des machines.....	130
Mise en marche et conduite.....	132
Graissage.....	134
Révision des compresseurs. Vidange du cylindre.....	136
Vidange et entretien du condenseur.....	138
Vidange des évaporateurs.....	139
Vidange d'un séparateur de liquide.....	140
Purges d'air.....	140
Fuites aux serpentins et aux joints.....	142
Echauffement des tiges de piston. Presse-étoupe.....	143
Etude du fonctionnement des compresseurs par l'analyse des diagrammes.....	144
Tableau IX. — Analyse de diagrammes.....	146
Tableau X. — Incidents de marche.....	148

CHAPITRE XIV

MARCHE EN SURCHAUFFE

Fonctionnement. Conditions de marche.....	150
-------------------------------------------	-----

CHAPITRE XV

GARANTIES, ESSAIS ET RENDEMENT

Analyse des machines frigorifiques. Conditions des essais.....	157
Méthode par refroidissement de la saumure au repos.....	160
Méthode par refroidissement de la saumure en circulation.....	162
Méthode par refroidissement de l'air en circulation.....	163
Méthode par fabrication de la glace.....	165
Méthode par condensation de vapeur.....	166

CHAPITRE XVI

LES ISOLANTS

Mode de calcul des isolants.....	170
Coefficients de conductibilité superficiels.....	170
Coefficients de transmission de chaleur.....	171
Volants de froid.....	175
Essais d'isolants.....	176
Emploi des isolants.....	179
Pose des lièges.....	183

CHAPITRE XVII

UTILISATION DU FROID PRODUIT POUR LE TRAITEMENT
DES DENRÉES ALIMENTAIRES

Production du froid.....	187
Refroidissement des denrées.....	187
Refroidissement de l'air renouvelé.....	191
Dépêrditions par les parois.....	193
Pertes par l'ouverture des portes et pertes diverses.....	193
Calcul sommaire d'une fabrique de glace.....	194
Calcul sommaire d'un frigorifique d'abattoir.....	196

ANNEXES

Table I. — Caractéristiques des vapeurs d'eau.....	204
Table II. — Caractéristiques des vapeurs saturées de chlorure d'éthyle.....	205
Table III. — Caractéristiques des vapeurs saturées de chlorure de méthyle.....	206
Table IV. — Caractéristiques des vapeurs saturées d'anhydride sulfureux.....	207
Table V. — Caractéristiques des vapeurs saturées d'ammoniaque.....	213
Table VI. — Caractéristiques des vapeurs saturées d'acide carbonique.....	219
Table VII. — Propriétés des solutions de chlorure de calcium et de sodium.....	224
Table VIII. — Propriétés des solutions de chlorure de magnésium.....	225
Table IX. — Propriétés de la vapeur d'eau à diverses températures.....	226
Table X. — Table psychrométrique.....	228
Table XI. — Composition de divers mélanges réfrigérants.....	231
Table XII. — Caractéristiques de matériaux de construction et substances isolantes.....	232
Table XIII. — Table de comparaison des indications thermométriques.....	236
Table XIV. — Conversion des degrés Fahrenheit en degrés centigrades.....	238
Table XV. — Valeur de certaines mesures anglaises et américaines par rapport aux unités du système métrique.....	240
Application des tables d'entropie au cycle théorique des machines frigorifiques.....	242

PLANCHES

Table XVI. — Table d'entropie pour l'ammoniaque.....	Pl. I
Table XVII. — Nouvelle table d'entropie pour l'acide carbonique.....	Pl. II

TABLE XVI
TABLE D'ENTROPIE
POUR L'AMMONIAQUE AZH³
 (Etablie par la Section frigorifique de la Maison Sulzer frères)

ECHELLES
 Entropie: 1cm = 0,08
 Température: 1cm = 10°C

$t_{\text{sat}} = 133^{\circ}\text{C.}$
 $P_{\text{sat}} = 116 \text{ at}$

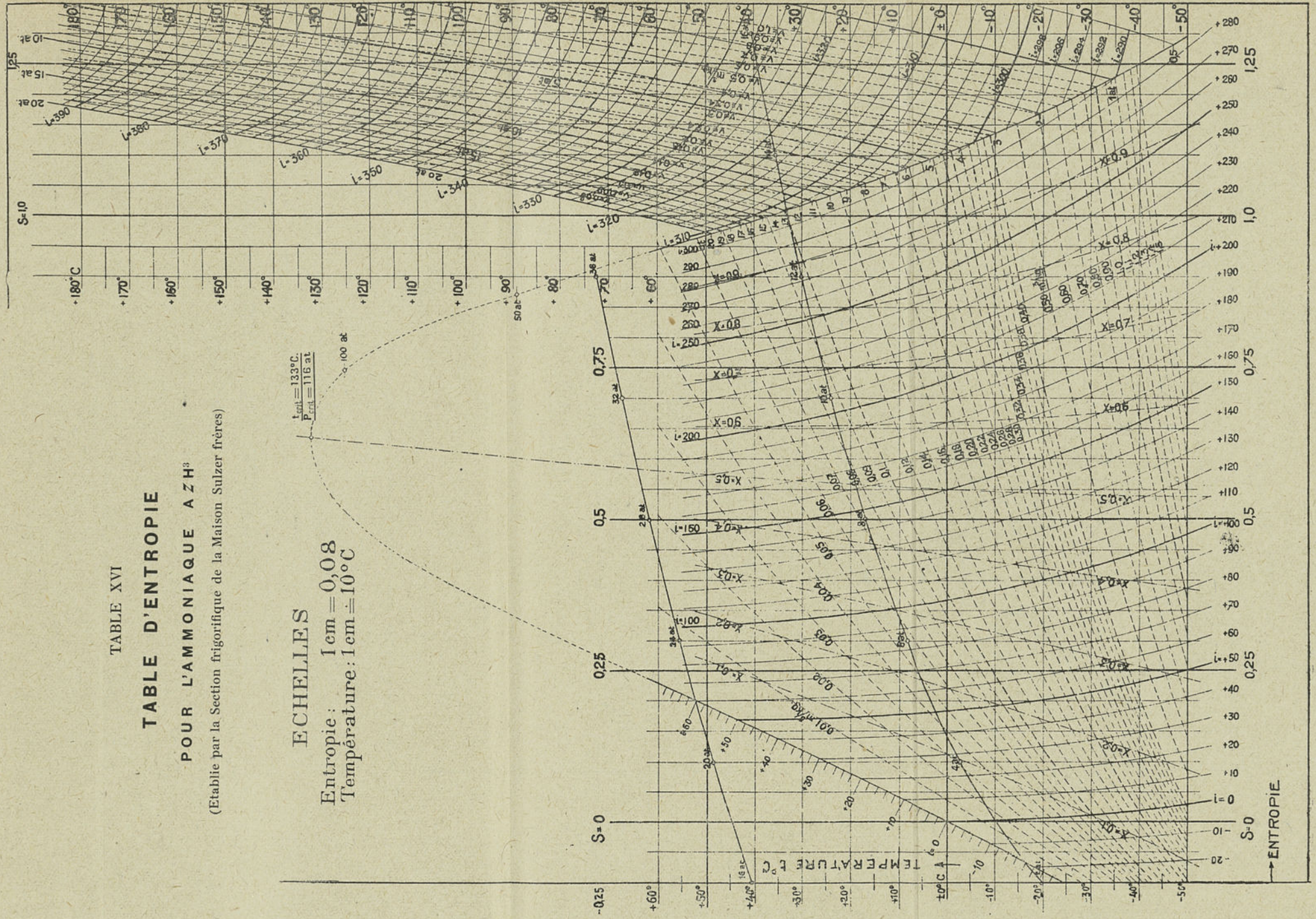


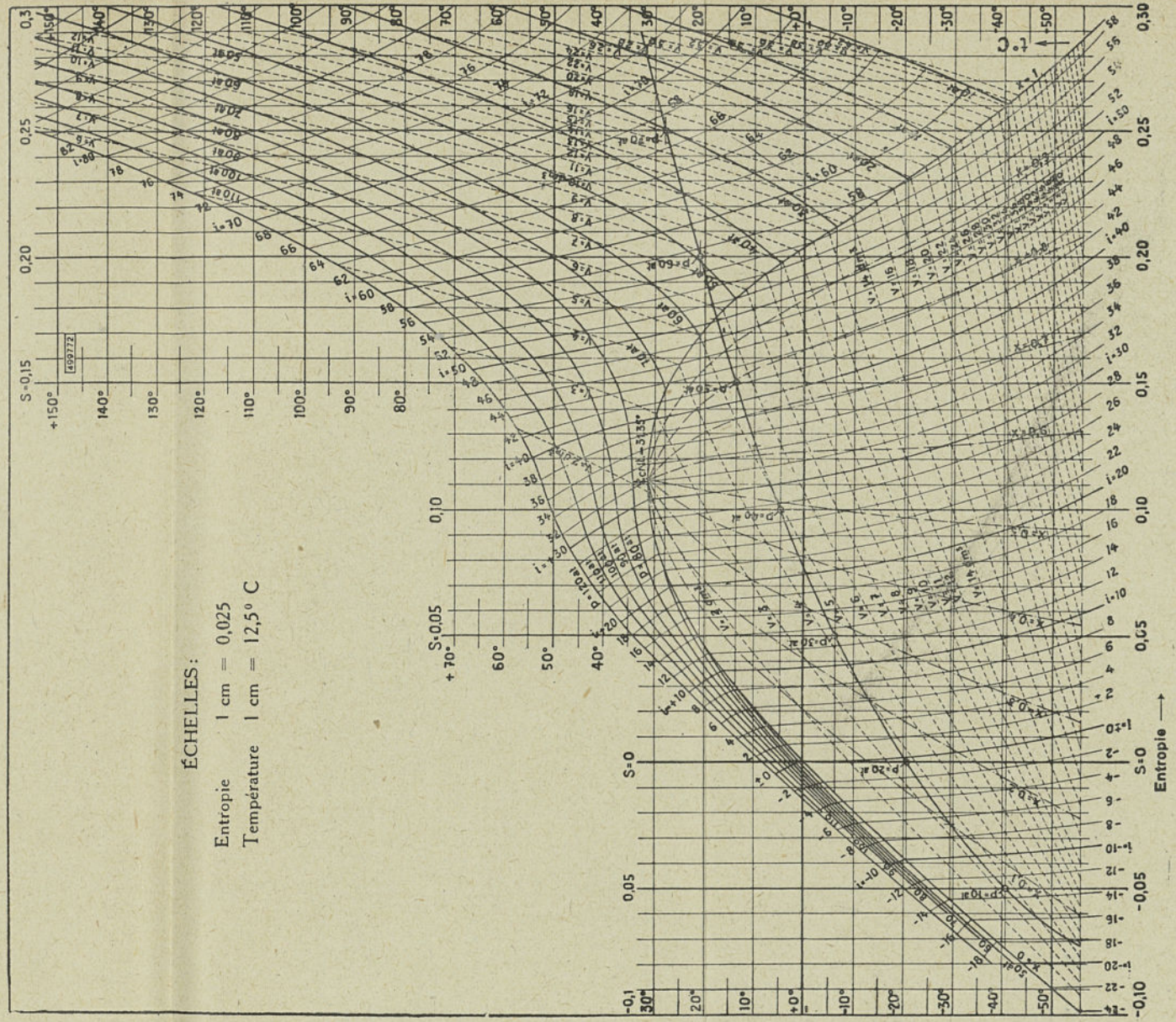
TABLE XVII
NOUVELLE TABLE D'ENTROPIE
 POUR L'ACIDE CARBONIQUE CO²


(Etablie par la Section frigorifique de la Maison Sulzer frères)

ÉCHELLES:

Entropie 1 cm = 0,025

Température 1 cm = 12,5° C





IMP. P. DUMONT, LIMOGES
1928

