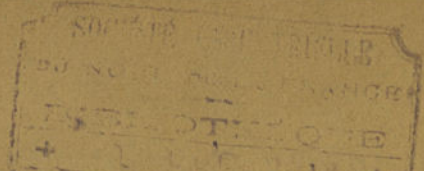


391 M



ENCYCLOPÉDIE INDUSTRIELLE
PAR M.-C. LECHALAS, INSPECTEUR GÉNÉRAL DES PONTS ET CHAUSSÉES EN RETRAITE

MACHINES RIGORIFIQUES

CONSTRUCTION
FONCTIONNEMENT — APPLICATIONS INDUSTRIELLES

PAR

Dr H. LORENZ

et

Dr Ing. C. HEINEL

PROFESSEUR A L'ÉCOLE TECHNIQUE
DE DANTZIG

CHARGÉ DE COURS A L'ÉCOLE TECHNIQUE
SUPÉRIEURE DE BERLIN

Traduit de l'allemand sur la 4^e édition avec l'autorisation des auteurs

PAR

P. PETIT

PROFESSEUR A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE NANCY
DIRECTEUR DE L'ÉCOLE DE BRASSERIE

ET

Ph. JAQUET

INGÉNIEUR, CO-GÉRANT DES BRASSERIES TH. BOCH ET C^{ie}

DEUXIÈME ÉDITION FRANÇAISE



PARIS

GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE, DU BUREAU DES LONGITUDES, ETC.
Quai des Grands-Augustins, 55

1910

Tous droits réservés

ENCYCLOPÉDIE DES TRAVAUX PUBLICS

Directeur : G. LECHALAS, ingénieur en chef des ponts et chaussées, quai de la Bourse, 13, Rouen

Volumes grand in-8°, avec de nombreuses figures

Medaille d'or à l'Exposition universelle de 1889

Exposition de 1900 (voir pages 3 et 4 de la couverture)

OUVRAGES DE PROFESSEURS A L'ÉCOLE DES PONTS ET CHAUSSÉES

- M. BECHMANN. *Distributions d'eau et Assainissement*. 2^e édit., 2 vol. à 20 fr., 40 fr — *Cours d'hydraulique agricole et urbaine*. 1 vol. 20 fr.
- M. BRICCA. *Cours de chemins de fer de l'École des ponts et chaussées*. 2 vol., 1343 pages et 464 figures 40 fr.
- M. COLSON. *Cours d'économie politique* : Six livres, chacun 6 fr.
- M. L. DURAND-CLAYE. *Chimie appliquée à l'art de l'ingénieur*, en collaboration avec MM. Rôme et Feret, 2^e édit. considérablement augmentée, 15 fr. — *Cours de routes de l'École des ponts et chaussées*, 606 pages et 234 figures, 2^e édit., 20 fr. — *Lever des plans et nivellement*, en collaboration avec MM. Pelletan et Lallemand. 1 vol., 703 pages et 280 figures (cours des Écoles des ponts et chaussées et des mines, etc.) 25 fr.
- M. FLAMANT. *Mécanique générale (Cours de l'École centrale)*. 1 vol de 544 pages, avec 203 figures, 20 fr. — *Stabilité des constructions et résistance des matériaux*. 3^e édit., 674 pages, avec 252 figures, 25 fr. — *Hydraulique (Cours de l'École des ponts et chaussées)*, 1 vol., 3^e édit. augmentée (Prix Montyon de mécanique) ; xvi-699 pages avec 141 figures. 25 fr.
- M. GABRIEL. *Traité de physique*. 2 vol, 448 figures 20 fr.
- M. HIRSCH. *Cours de machines à vapeur et locomotives* 1 vol. 510 pages, 314 fig. 18 fr.
- M. F. LAROCHE. *Travaux maritimes*. 1 vol. de 490 pages, avec 116 figures et un atlas de 46 grandes planches, 40 fr. — *Ports maritimes*. 2 vol. de 1006 pages, avec 524 figures et 2 atlas de 37 planches, double in 4^o (*Cours de l'École des ponts et chaussées*) 50 fr.
- M. F. B. DE MAS, inspecteur général des ponts et chaussées. *Rivrières à courant libre*, 1 vol avec 97 figures ou planches, 17 fr. 50. — *Rivrières canalisées*. 1 vol. avec 175 figures ou planches, 17 fr 50. — *Canaux*, 1 vol. avec 190 figures ou planches 17 fr. 50
- M. NIVOIT, inspecteur général des mines. *Cours de géologie*, 2^e édit., 1 vol avec carte géologique de la France; 615 pages, 429 figures et un tableau des formations géologiques de 7 pages 20 fr.
- M. M. D'OCAGNE. *Géométrie descriptive et Géométrie infinitésimale* (cours de l'École des ponts et chaussées) 1 vol, 340 figures 12 fr.
- M. DE PRÉAUDEAU, inspecteur général des ponts et chaussées, professeur à l'École nationale. *Procédés généraux de construction. Travaux d'art* Tome I, avec 508 figures, 20 fr. Tome II, avec 389 figures 20 fr.
- M. J. RÉNAL. *Traité des Ponts en maçonnerie*, en collaboration avec M. Degrand. 2 vol., avec 600 figures, 40 fr. — *Traité des Ponts métalliques*. 2 vol, avec 500 figures, 40 fr. — Le 1^{er} volume des *Ponts métalliques* est à sa seconde édition (revue, corrigée et très augmentée). — *Constructions métalliques, élasticité et résistance des matériaux : fonte, fer et acier*. 1 vol. de 652 pages, avec 203 figures, 20 fr. — *Cours de ponts, professé à l'École des ponts et chaussées* : *Études générales et ponts en maçonnerie*. 1 vol de 410 pages avec 284 figures, 14 fr — *Cours de ponts métalliques, tome I*, 1 vol. de 660 pages avec 375 figures, 20 fr — *Cours de résistance des matériaux* (École des ponts et chaussées, 120 figures, 16 fr. — *Cours de stabilité des constructions*, 240 figures, 20 fr. — *Poussée des terres et stabilité des murs de soutènement* 10 fr.

OUVRAGES DE PROFESSEURS A L'ÉCOLE CENTRALE DES ARTS ET MANUFACTURES

- M. DEHARME. *Chemins de fer. Superstructure*; première partie du cours de chemins de fer de l'École centrale. 1 vol. de 696 pages, avec 310 figures et 1 atlas de 73 grandes planches in-4^o double (voir *Encyclopédie industrielle* pour la suite de ce cours) 50 fr.
(On vend séparément : *Texte*, 15 fr.; *Atlas*, 35 fr.)
- M. DENFER. *Architecture et constructions civiles*. Cours d'architecture de l'École centrale : *Maçonnerie*. 2 vol., avec 794 figures, 40 fr. — *Charpente en bois et menuiserie*. 2^e édit., 1 vol., avec 721 figures, 25 fr. — *Couverture des édifices*, 1 vol, avec 423 figures, 20 fr. — *Charpenterie métallique, menuiserie en fer et serrurerie*, 2 vol, avec 1050 figures, 40 fr — *Fumisterie (chauffage et ventilation)*. 1 vol. de 726 pages, avec 731 figures (numérotées de 1 à 375, l'auteur affectant chaque groupe de figures d un numéro seulement), 25 fr. — *PloMBERIE : Eau, Assainissement, Gaz* 1 vol de 568 pages, avec 391 figures 20 fr.
- M. DORION. *Cours d'Exploitation des mines*. 1 vol. de 692 pages, avec 1.100 figures 25 fr.
- M. MONNIER. *Electricité industrielle*, cours professé à l'École centrale, 2^e édit. considérablement augmentée, 1 vol de 826 pages, 404 très belles figures de l'auteur 25 fr.
- M. M^{le} PELLETIER. *Droit industriel*, cours professé à l'École centrale 1 vol. 15 fr.
- MM E. ROUCHÉ et BRISSE, anciens professeurs de géométrie descriptive à l'École centrale. *Coupe de pierres*. 1 vol, et un grand atlas (avec de nombreux exemples) 25 fr.

OUVRAGES D'UN PROFESSEUR AU CONSERVATOIRE DES ARTS ET MÉTIERS

- M. E. ROUCHÉ, membre de l'Institut. *Éléments de statique graphique* 1 vol. 12 fr. 50
- MM. ROUCHÉ et LUCIEN LÉVY. *Calcul infinitésimal*. 2 vol. de 557 et 829 pages. (*Encyclopédie industrielle*) 10 fr



E5

INSTITUT INDUSTRIEL
DU NORD DE LA FRANCE
17, RUE JEANNE D'ARC
A LILLE

391

RZ

Refrigeration

ENCYCLOPÉDIE INDUSTRIELLE

MACHINES FRIGORIFIQUES

Tous les exemplaires de l'ouvrage de MM. Lorenz et Heinel,
TRADUCTION PETIT ET JAQUET,
*devront être revêtus de la signature du directeur de l'Encyclopédie
Industrielle et de la griffe du libraire.*

G. Lechaud

Jaquet

ENCYCLOPÉDIE INDUSTRIELLE

FONDÉE PAR M.-C. LECHALAS, INSPECTEUR GÉNÉRAL DES PONTS ET CHAUSSÉES EN RETRAITE

MACHINES FRIGORIFIQUES

CONSTRUCTION

FONCTIONNEMENT — APPLICATIONS INDUSTRIELLES

PAR

D^r H. LORENZ

et

D^r Ing. C. HEINEL

PROFESSEUR A L'ÉCOLE TECHNIQUE
DE DANTZIG

CHARGÉ DE COURS A L'ÉCOLE TECHNIQUE
SUPÉRIEURE DE BERLIN

Traduit de l'allemand sur la 4^e édition avec l'autorisation des auteurs

PAR

P. PETIT

PROFESSEUR A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE NANCY
DIRECTEUR DE L'ÉCOLE DE BRASSERIE

ET

Ph. JAQUET

INGÉNIEUR, CO-GÉRANT DES BRASSERIES TH. BOCH ET C^{ie}

DEUXIÈME ÉDITION FRANÇAISE

CONSIDÉRABLEMENT AUGMENTÉE

PARIS

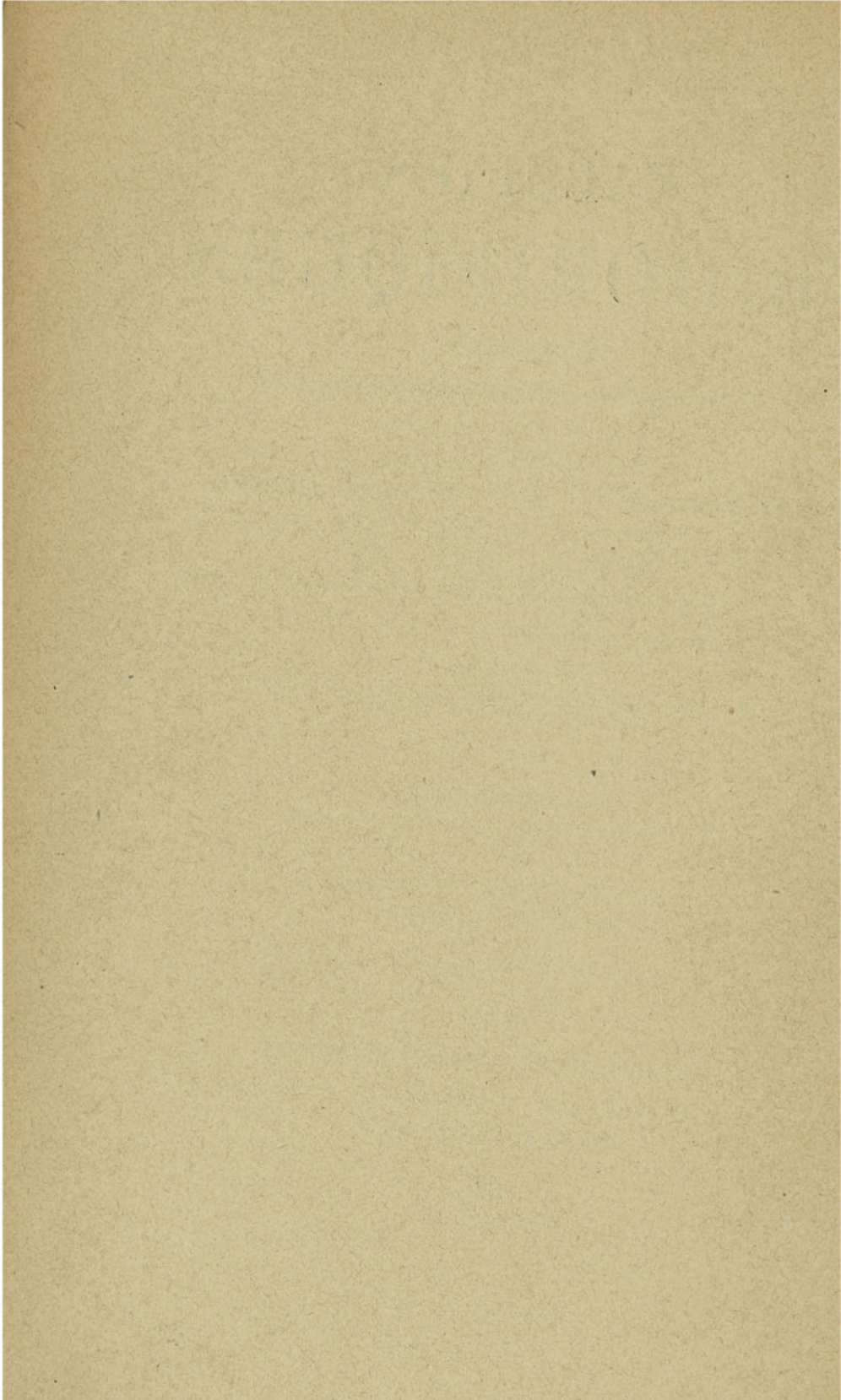
GAUTHIER-VILLARS, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE, DU BUREAU DES LONGITUDES, ETC.

Quai des Grands-Augustins, 55

—
1910

Tous droits réservés



PRÉFACE

DE LA QUATRIÈME ÉDITION ALLEMANDE

De même que dans les précédentes éditions, le but de cet ouvrage est d'offrir aux industriels qui possèdent des installations frigorifiques, comme aussi à l'ingénieur constructeur, tous les renseignements nécessaires à la solution des problèmes pratiques qu'ils sont appelés à résoudre.

Les auteurs ont évité les développements théoriques trop étendus ; ils se sont attachés à mettre surtout le lecteur en état de se faire une opinion documentée, dans chaque cas particulier, plutôt qu'à étudier en détail tous les problèmes qui peuvent se poser.

Il a paru nécessaire d'étudier d'une façon plus complète, dans cette nouvelle édition, le côté construction, de préciser ce qu'on demande de chaque organe en particulier, de présenter les différentes solutions possibles et enfin d'examiner les avantages et les inconvénients des types les plus courants.

Qu'il nous soit permis de remercier ici les nombreux constructeurs qui ont facilité notre tâche par la communication de plans et de renseignements. A côté de ceux-ci on trouvera un grand nombre de figures, élaborées par nous, dans le but de pousser à l'étude de types nouveaux.

Un chapitre traite spécialement des principes qui doivent présider à l'exploitation d'une installation fri-

gorifique; les renseignements qu'on y lira se complètent par ceux qu'on trouvera dans d'autres chapitres, à propos de l'étude et de la critique des différents types.

Nous signalons les sources suivantes à tous ceux qui désirent pousser plus loin la discussion théorique des questions :

H. LORENZ : *Technische Warmelehre; Vergleichende Theorie und Berechnung der Kompressions-Kühlmaschinen*, (*Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Ind.* 1897).

D^r GUST. DÖDERLEIN : *Prüfung und Berechnung ausgeführter Ammoniak-Kompressions-Kältemaschinen*.

H. LORENZ : *Die Wirkungsweise und Berechnung der Ammoniak-Absorptions Maschinen* (*Zeitsch. f. d. ges. Kälte-Ind.* 1899).

C. HEINEL : *Bau und Betrieb von Kältemaschinenanlagen*.

Ce dernier ouvrage contient un grand nombre de chiffres et traite à fond des questions que le cadre du présent ouvrage n'a permis que d'effleurer.

On a dû, pour la même raison, supprimer le chapitre « production et utilisation des froids intenses » ; l'essor énorme de cette branche d'industrie eût nécessité de trop grands développements.

Les auteurs soussignés souhaitent que, sous sa nouvelle forme, cet ouvrage, dont les précédentes éditions ont été traduites en français, en russe et en anglais, puisse rendre quelques services à ses lecteurs.

Danzig et Charlottenbourg, août 1909.

H. LORENZ. C. HEINEL.

PRÉFACE DES TRADUCTEURS

La quatrième édition de « Neuere Kuhlmaschinen » dont nous présentons la traduction française, est en réalité un ouvrage entièrement nouveau et, en la comparant à la première édition française, vieille de douze années, on peut mesurer l'importance acquise par les questions frigorifiques, soit comme études techniques, soit comme applications industrielles et hygiéniques. Le professeur Lorenz et son collaborateur, le D^r-Ing. Heinel, ont, dans ce domaine, une compétence universellement reconnue, et ils ont exercé une influence prédominante sur le développement de l'industrie frigorifique en Allemagne.

Dans notre pays, nous assistons à l'aurore d'un tel mouvement et il suffit, pour le constater, de considérer le succès obtenu par le premier Congrès international du froid, organisé à Paris, en 1908, par M. de Loverdo, la création de l'Association Française du Froid, avec ses sections répandues sur tout le territoire et sa revue si documentée, enfin les installations frigorifiques qui se multiplient, en vue de la conservation et du transport des denrées alimentaires, au grand bénéfice de l'hygiène publique et aussi des producteurs.

Il nous a semblé que la traduction du livre de Lorenz et Heinel, ouvrage classique en Allemagne, répondit aux besoins de l'heure présente et que l'accueil favorable

fait à notre traduction de la première édition nous permettait de présenter celle-ci avec confiance au public français.

La quatrième édition allemande a gardé toutes les qualités de clarté et de précision, comme aussi la documentation impeccable de la première ; nous avons fait tous nos efforts pour lui conserver, autant qu'il a été possible, ces mêmes qualités, et nous espérons qu'elle pourra aussi rendre quelques services à toutes les personnes qui s'occupent des installations frigorifiques, ou qui en exploitent.

P. PETIT, PH. JAQUET.

CHAPITRE PREMIER

LES PRINCIPES DE LA THÉORIE DE LA CHALEUR

1. La température. — Le but de la réfrigération est généralement double : d'abord l'abaissement de la température d'un corps, solide, liquide ou gazeux au-dessous de celle du milieu ambiant, puis le maintien de cette température inférieure, que des influences internes ou externes tendent à ramener à la température initiale. Dans le chauffage, les conditions sont entièrement analogues ; il s'agit d'obtenir et de maintenir des températures supérieures à celle du milieu ; on s'efforce dans les deux cas de combattre la tendance de la nature vers l'égalisation de température.

Pour bien saisir le problème de la réfrigération et les moyens de le résoudre, il est donc nécessaire d'étudier de près les phénomènes liés à cette égalisation de la température et de préciser tout d'abord ce qu'on entend par *température*. C'est une conception de notre sens du toucher qui nous fait percevoir l'action sur notre épiderme de corps plus chauds ou plus froids que lui. Si l'on met deux corps en contact, on constate une contraction du plus chaud des deux et une dilatation du plus froid ; ce phénomène persiste jusqu'au moment où l'on ne perçoit plus de différence de température entre les deux corps.

Si au lieu de l'épiderme on emploie pour cette expérience une colonne de mercure enfermée dans un tube de verre d'un diamètre constant, on voit qu'elle s'allonge au contact du corps le plus chaud et se raccourcit au contact du plus froid ; l'égalisation de la température des deux corps une fois réalisée, la colonne aura au contact avec chacun d'eux la même longueur, intermédiaire entre le maximum et le minimum constatés d'abord. Si l'on prend la longueur de cette colonne de mercure comme mesure de la température et si l'on considère qu'elle est, elle aussi, soumise à l'égalisation de la température comme les deux corps observés plus haut, lorsqu'elle est mise en contact avec eux, on dégage d'abord cette loi expérimentale importante : *deux corps ont la même température lorsqu'un troisième, le thermomètre, mis en contact avec chacun d'eux présente exactement le même volume, toutes conditions égales d'ailleurs.* Comme point de départ pour la mesure de la température, on met le thermomètre en contact avec de la glace fondante et on marque le point correspondant de la colonne de mercure. On retrouvera toujours ce même point au contact de n'importe quelle glace fondante et dans n'importe quel lieu, à condition que la pression barométrique ne varie pas. On peut donc fixer ce point comme *zéro* de l'échelle thermométrique. On trouve un autre point de cette échelle en plongeant le thermomètre dans la vapeur d'eau bouillante ; pour une pression barométrique constante, ce point sera toujours le même. On fixe cette pression à 760 millimètres de mercure et on marque sur l'échelle thermométrique le *point d'ébullition*. En divisant l'espace intermédiaire en parties égales, en *degrés* (de préférence 100 selon la mesure de Celsius), et en conti-

nuant cette graduation au-delà des deux points fixés par l'expérience, on obtient une échelle *thermométrique indépendante des dimensions du thermomètre* et indépendante aussi de notre toucher, sensible à trop d'influences diverses. Si l'on considère la manière de l'obtenir, cette échelle est évidemment arbitraire, mais elle acquiert une signification physique plus grande si l'on étudie la manière dont se comportent quelques gaz, par exemple l'air atmosphérique. D'après la loi de Gay Lussac, ces gaz, soumis à une pression constante, se dilatent toujours, lorsqu'on élève leur température d'un degré de notre échelle, de $\frac{1}{273}$ du volume qu'ils occupent à zéro degré et se contractent dans la même proportion pour un même abaissement de leur température.

Cette valeur $\frac{1}{273} = 0,00367$, appelée *coefficient de dilatation* de ces gaz, est donc invariable et en particulier indépendante de notre échelle thermométrique. Si l'on admet, en négligeant quelques variations qui sont ici sans importance, que cette loi soit vraie aussi pour les températures les plus hautes et les plus basses, on en conclura qu'à la température de 273 degrés au-dessous de zéro (-273°) le volume des gaz se sera contracté à la valeur zéro. Une telle condensation de corps matériels en un point paraît invraisemblable, impossible même si l'on tient compte de l'effet de plus en plus grand des variations à la loi des gaz signalée plus haut, à mesure que la température s'abaisse. On a néanmoins des raisons suffisantes pour fixer aux environs de -273° la température la plus basse qu'on puisse s'imaginer et de prendre cette température comme *zéro absolu* et point de départ de l'échelle absolue.

des températures. On aura donc la corrélation suivante :

| | | | | | |
|-------------------------|------------|--------|------|--------|--------|
| Température centigrade. | — 273° | — 100° | 0° | + 100° | + 200° |
| Température absolue. | 0° | 173° | 273° | 373° | 473° |
| | etc., etc. | | | | |

2. La chaleur. — L'égalisation de la température n'est pas le seul phénomène qui se produise par le contact de deux corps de températures initiales différentes. Si l'échange se produit entre deux quantités d'eau égales, à des températures différentes, la température finale sera la moyenne arithmétique des deux autres. Si, par contre, les quantités sont différentes aussi, par exemple 1 kilogramme à 100°, 3 kilogrammes à 20°, l'ensemble des 4 kilogrammes aura une température finale de 40° en vertu de l'équation :

$$1 \text{ kg.} \times 100^\circ + 3 \text{ kg.} \times 20^\circ = 4 \text{ kg.} \times 40^\circ,$$

et il y aura entre les deux quantités d'eau un échange de 60 degrés-kilogrammes :

$$1 \text{ kg.} (100 - 40)^\circ = 3 \text{ kg.} (40 - 20)^\circ = 60^\circ\text{-kg.}$$

Il ressort clairement que la température finale est fonction non seulement de la température mais de la masse des corps mis en contact. On désigne d'une façon générale par *chaleur* ce qu'un des corps a perdu, ce que l'autre a gagné dans ce processus et on la mesure comme dans l'exemple ci-dessus par l'augmentation de température d'une quantité d'eau déterminée. On désigne par calorie (cal.) la quantité de chaleur nécessaire pour élever d'un degré centigrade un kilogramme d'eau (1).

(1) Il faudrait, pour être exact, indiquer les températures extrêmes entre lesquelles la mesure est faite; la définition ci-dessus est toutefois entièrement suffisante au point de vue technique.

Si l'on met en contact un autre corps, par exemple du métal, avec de l'eau, la température de cette dernière sera en général modifiée différemment que par le mélange avec un poids d'eau égal à celui du métal et de même température. La façon la plus simple de tenir compte du fait est d'indiquer la quantité d'eau qui, pour la même température initiale, donnerait par mélange la même température finale que le corps primitivement employé. Comme d'autre part, en reprenant la définition de la calorie, cet équivalent en eau indique le nombre de calories nécessaires pour élever d'un degré la température du corps primitivement employé, la division par le poids de ce corps donne sa *chaleur spécifique*, c'est-à-dire la chaleur nécessaire pour élever d'un degré la température d'un kilogramme de ce corps. Si l'on connaît cette valeur pour les corps soumis à un échauffement ou à un refroidissement, on trouve facilement la chaleur qu'ils ont reçue ou donnée.

Exemple : un récipient en tôle de 1000 kilogrammes contient 7000 litres d'une solution salée de poids spécifique 1,15 et de chaleur spécifique 0,83 ; la chaleur spécifique de la tôle est 0,11. La température initiale étant 0° et la température à la fin d'un essai — 5°, quelle est la quantité de chaleur qui a disparu ?

On calcule d'abord l'équivalent en eau :

$$1000 \times 0,11 + 7000 \times 1,15 \times 0,83 = 6791,5,$$

puis la chaleur absorbée :

$$6791,5 \times 5 = 33958 \text{ cal.}$$

L'expérience qui a servi à dégager la notion de chaleur spécifique peut aussi servir à la détermination directe de cette valeur pour les différents corps. Il faut, dans ce cas, observer soigneusement les températures

initiale et finale de l'expérience, parce que la chaleur spécifique des corps n'est pas une quantité invariable en toutes circonstances. On peut cependant, pour les solides et les liquides, admettre l'invariabilité dans tous les cas où l'intervalle des températures n'est pas très grand et où ces températures sont suffisamment éloignées du point de congélation, de fusion, ou bien d'ébullition.

Pour les gaz et les vapeurs il faut tenir compte d'autres facteurs dont il sera question plus loin.

Tous les corps se comportent par contre d'une façon particulière lorsqu'ils changent d'état d'agrégation, c'est-à-dire qu'ils passent de l'état solide à l'état liquide (fusion), de ce dernier à l'état de vapeur (ébullition), ou l'inverse (condensation, solidification).

Si l'on chauffe en effet de la glace dans un récipient, sa température s'élève jusqu'à 0° , puis la glace fond sans que la température augmente, malgré une absorption de chaleur considérable (environ 80 calories par kilogramme). Ce n'est que lorsque toute la glace a fondu, que la température recommence à monter, jusqu'à ce qu'elle ait atteint le point d'ébullition, soit jusqu'à 100° C., à la pression atmosphérique normale. A ce moment commence la vaporisation sans augmentation de température, malgré une absorption de chaleur beaucoup plus considérable que pour la fusion (environ 600 calories par kilogramme). Les quantités de chaleur absorbées par la fusion ou l'ébullition, abandonnées par la condensation ou la congélation varient, comme du reste les températures auxquelles se produisent ces phénomènes, avec la pression atmosphérique. On les désigne sous le nom de *chaleur latente*, aussi chaleur de fusion, chaleur de vaporisation. Ces phénomènes sont de la dernière importance

pour la production du froid, puisqu'ils comportent l'absorption ou l'abandon de grandes quantités de chaleur.

3. Equivalence de la chaleur et du travail mécanique. — Dans les considérations qui précèdent, la chaleur a été étudiée comme un phénomène naturel sans corrélation avec d'autres formes d'énergie. Cependant l'existence d'un tel rapport découle déjà du fait bien connu que, par le travail mécanique, par exemple par la friction de deux corps solides l'un contre l'autre, on produit de la chaleur. Ce n'est qu'en 1842 que des mesures très exactes démontrèrent qu'il existe entre ces deux valeurs un rapport constant, absolument indépendant du mode de production de la chaleur ; la production d'une calorie exige un travail mécanique de 424 kilogrammètres (Loi de Mayer et Joule).

De ce fait, la chaleur pouvait être classée comme une *forme de l'énergie* et il devenait possible de rapprocher dans un rapport mathématique les processus thermiques et les processus mécaniques. Si l'on appelle *énergie propre*, ou simplement *énergie*, toute la chaleur latente emmagasinée dans un corps, déterminée par la température de ce dernier, ce rapport s'exprimera comme suit : *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*. Si l'on tient compte de la grande variété de production du travail, on comprendra qu'à une adduction de chaleur donnée peut correspondre une très grande quantité de changements d'état de ce corps.

Leur étude constitue la *théorie mécanique de la cha-*

leur ou *thermodynamique*, dont la première grande loi est précisément celle de l'équivalence.

Les propriétés des gaz mentionnées plus haut permettent déjà une application simple de cette loi. Si l'on

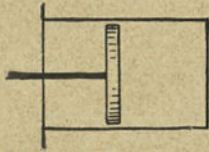


Fig. 1.

enferme par exemple 1 kilogramme d'air à 0° C. dans un cylindre de 1 mètre carré de section, au moyen d'un piston parfaitement étanche et glissant sans frottement (fig. 1), le piston, et par conséquent le gaz aussi, sera soumis à la pression atmosphérique de 10333 kilogrammes par mètre carré. Le volume d'un kilogramme d'air à 0° C. est dans ce cas de 0^m,772. Si l'on réchauffe l'air du cylindre d'un degré, son volume augmentera de $\frac{1}{273}$ (v. § 1); le piston sera poussé de $\frac{0,772}{273} = 0^m,00283$, ce qui produira une réaction contre la pression atmosphérique de $0,00283 \times 10338 = 29^{\text{kgm}},24$, correspondant à un équivalent calorique de

$$\frac{29,24}{424} = 0^{\text{cal}},070.$$

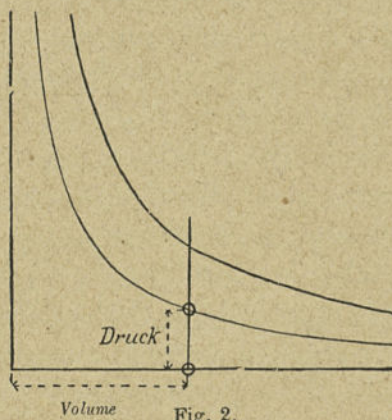
Mais la quantité de chaleur nécessaire dans ce cas pour élever d'un degré la température dans le cylindre, et que nous appellerons *chaleur spécifique à pression constante*, est de 0^{cal},238, dont 0,070 sont absorbés par le travail extérieur. On en conclura donc que pour un volume constant (le piston restant fixe) il aurait suffi de $0,238 - 0,070 = 0^{\text{cal}},168$ pour l'élévation de température de 1°. D'autres expériences démontrent en effet que cette valeur est bien la *chaleur spécifique* de l'air à *volume constant*.

Grâce aux expériences de Regnault principalement,

on a reconnu que les *chaleurs spécifiques* des gaz ont des *valeurs* à peu près *constantes*, de sorte qu'on détermine simplement l'énergie contenue dans 1 kilogramme d'un gaz en multipliant sa température absolue par sa chaleur spécifique à volume constant.

Le travail produit par la dilatation résultant de l'échauffement, n'entre pas en compte dans la détermination ci-dessus, puisqu'il a servi à vaincre une résistance extérieure (par exemple la pression atmosphérique) et qu'il n'est plus contenu dans le gaz. Ce fait expérimental acquiert une certaine importance pour la production du froid, si on le met en corrélation avec la loi trouvée par Boyle et Mariotte: *le produit de la pression (absolue) d'un gaz par son volume correspondant, est constant pour une même température*. Comme le volume, ainsi qu'on l'a vu plus haut (§ 1), augmente proportionnellement à la température absolue, le produit pression par volume

sera également proportionnel à cette température et par conséquent aussi à l'énergie contenue dans le gaz. L'expression graphique de ce rapport entre pression et volume à différentes températures, telle que la représente la figure 2, en donne



une idée claire. On appelle *isothermes* du gaz en question les courbes que l'on obtient ainsi, valables chacune pour une température donnée. Si un gaz doit se dilater isothermiquement, c'est-à-dire de façon que

volume et pression satisfassent constamment à une telle courbe, il faut, au cas où il y a production de travail extérieur et pour que la température reste constante, communiquer au gaz l'équivalent calorique de ce travail.

Au cas contraire, il se produit un abaissement de la température du gaz, correspondant à ce travail. Cet abaissement, si le travail produit est un peu important, peut être considérable et, si la température initiale du gaz n'est que peu supérieure à zéro, elle peut tomber très sensiblement au-dessous. A cet abaissement de température correspond naturellement une augmentation de volume moindre que pour l'isotherme, de sorte que dans ce cas la courbe du diagramme volume-pression tombe plus rapidement que l'isotherme. On observe précisément l'inverse, pour la compression d'un gaz qui est accompagnée d'une forte élévation de température, si la chaleur équivalente au travail de la compression n'est pas absorbée. Ces changements d'état, praticables uniquement dans des vases à parois isolées, sont dits *adiabatiques* et les courbes correspondantes appelées *adiabates*.

Si on laisse enfin un gaz enfermé sous pression constante passer dans un espace où la pression est moindre mais également constante, une fois l'état de repos rétabli, le travail transmis par le gaz à haute pression à la quantité qui s'est écoulée, est égal au travail du déplacement de cette quantité, de sorte qu'*il ne peut se produire d'augmentation ou de diminution de l'énergie contenue et par conséquent de variation de température*. Cette déduction des lois développées plus haut, a été contrôlée par Thomson et Joule et confirmée, sauf de légères variations qui n'ont trouvé que récemment une application technique.

Il ressort de cette étude sur les gaz que l'état d'un corps, en particulier son *énergie*, est *déterminé complètement par la pression à laquelle il est soumis et par son volume*, puisqu'avec ces deux valeurs la température est également fixée (v. diagramme des isothermes figure 2). Enfin il est possible de faire passer un corps d'un état A à un état B de façons très diverses, en le condensant par exemple d'abord sans absorption ou sans apport de chaleur, pour lui enlever ou lui donner ensuite de la chaleur, ou bien en combinant

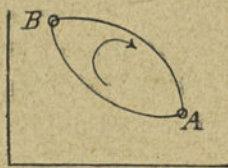


Fig. 3.

les deux procédés, etc. Si l'on réalise ce changement d'état d'une façon ou d'une autre, puis qu'on provoque l'expansion du gaz dans d'autres conditions (v. fig. 3) jusqu'au retour à l'état initial, le gaz aura évidemment parcouru un *cycle* à la fin duquel son énergie sera la même qu'au début. *L'équivalent calorique du travail produit dans un tel cycle doit donc être égal à la différence entre les quantités de chaleur fournie et absorbée.* Pour que cette différence soit négative, il faut introduire du travail mécanique dans le cycle, c'est-à-dire faire intervenir un travail extérieur.

Les cycles du premier genre, dans lesquels il y a gain de travail, sont réalisés par les moteurs, ceux du second genre, qui exigent une consommation de travail, le sont dans les machines frigorifiques. On a affaire dans les deux cas, d'après la loi ci-dessus, à des quantités d'énergie absorbées et abandonnées, qui doivent se balancer comme l'actif et le passif d'un bilan commercial, dans ce qu'on appelle le bilan de la chaleur.

4. Valeur de transformation de la chaleur. — Il est en toutes circonstances possible de transformer complètement une quantité donnée de travail mécanique en chaleur, tandis que le contraire ne l'est généralement pas. Dans tous les processus pratiquement réalisables, on n'obtient que la transformation d'une partie de la chaleur en travail, tandis que le reste de la chaleur utilisée se retrouve comme telle, à une température inférieure, à la fin du processus. Il suffit comme exemple de rappeler la machine à vapeur, dans laquelle on introduit sous forme de vapeur de la chaleur à une haute température. Après production de travail, cette chaleur, diminuée de l'équivalent calorique du travail, se retrouve dans le condenseur à une température considérablement inférieure à celle de la vapeur à sa sortie du générateur. Il est évidemment important de savoir, qu'elle est, dans les conditions les plus favorables, la quantité de chaleur apte à être transformée en travail, dans un tel passage d'une haute température à une plus basse.

On se servira pour étudier ce cas, d'une analogie mécanique, employée pour la première fois par Zeuner. La chaleur étant équivalente au travail mécanique, nous la représenterons par le produit d'un poids par une course (ou hauteur de chute). Pour cette dernière on choisira tout naturellement la différence des températures absolues et on pourra écrire

$$\text{Poids de la chaleur} = \frac{\text{température absolue}}{\text{quantité de chaleur}}$$

Supposons que ce poids idéal de la chaleur s'abaisse du niveau de la température absolue T_1 jusqu'à celui de la température T_2 , qu'on peut assimiler au sol dans

le cas de la chute d'un corps (fig. 4); ce poids restera certainement le même avant et après la chute, à moins qu'il n'ait diminué en route (par exemple par rayonnement). On peut donc établir le principe que, dans le cas le plus favorable, par le passage d'une quantité de chaleur Q_1 d'une température T_1 à une température inférieure T_2 avec production d'un travail de L kilogrammètres, la quantité finale de chaleur qui restera, Q_2 , sera

$$Q_2 = Q_1 - \frac{L}{424},$$

tandis que, le poids idéal étant, comme on l'a vu, le même au commencement et à la fin de l'opération, on aura d'après la formule qui l'a défini $\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2}$, c'est-à-

dire que les quantités de chaleur Q_1 et Q_2 sont en rapport direct des températures absolues T_1 et T_2 (1) (théorème de Carnot et Clausius, ou seconde loi principale de la thermodynamique).

S'il n'y a pas de travail produit au cours de cette chute de température, c'est-à-dire si le poids tombe brusquement, toute l'énergie reparaît au moment du choc sous forme de chaleur, absolument comme lors de l'échange de chaleur entre deux corps de températures différentes. Comme dans ce cas la quantité de chaleur n'a pas varié, c'est-à-dire que $Q_1 = Q_2$, tandis que la température a baissé, la valeur $\frac{Q_2}{T_2} = \frac{Q_1}{T_2}$ sera plus grande que $\frac{Q_1}{T_1}$, c'est-à-dire que dans le cas d'un simple

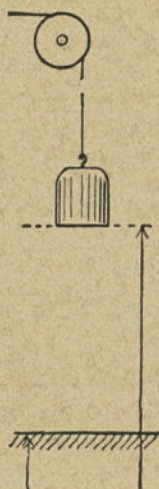


Fig. 4.

(1) L'exposition ci-dessus n'est pas une démonstration, mais une simple explication du théorème de Carnot.

échange de chaleur (sans travail produit) le poids idéal augmente.

Le processus inverse est de la plus haute importance pour la production du froid : de même qu'il est impossible de soulever un poids sans employer de travail mécanique, il est impossible de faire passer de la chaleur d'un corps froid à un corps plus chaud, sans utiliser au moins soit la même quantité de travail que celle produite par le processus inverse, soit la quantité de chaleur équivalente à ce travail. La quantité de chaleur transmise au corps chaud, est supérieure de la valeur de l'équivalent calorique du travail à celle enlevée au corps froid. On comprendra facilement que ce processus peut également comporter des pertes provenant par exemple, d'une part, de vitesses incomplètement compensées lorsque le poids soulevé arrive à la fin de la course, d'autre part, d'un surcroît de charge (correspondant à l'absorption de chaleur provenant du milieu ambiant). Dans tous les cas, le travail nécessaire n'atteindra son minimum que lorsque les températures du corps qui abandonne de la chaleur et de celui qui en absorbe restent constantes.

Si par contre ces températures changent, on déterminera le travail minimum avec une exactitude suffisante en prenant la température moyenne de chaque corps.

On utilise toujours dans l'industrie frigorifique des corps intermédiaires, agents frigorifiques, *qui ont la propriété d'absorber à basse température de grandes quantités de chaleur, qu'ils abandonnent de nouveau à une température plus élevée.* Si, pendant qu'il absorbe ou qu'il abandonne de la chaleur, l'agent frigorifique a une température constante ou très peu va-

riable, on choisira utilement, pour le calcul approximatif du travail, cette température à la place de la température du corps qui absorbe ou abandonne de la chaleur.

Exemple : Il faut enlever à une solution réfrigérante à -10° , ayant donc une température absolue de $T_2 = 273 - 10 = 263^{\circ}$, une quantité de chaleur de $Q_2 = 100\,000$ calories à l'heure, pour la transmettre à de l'eau fraîche de $+10^{\circ}$, de $+20^{\circ}$ ou de $+30^{\circ}$, correspondant à des températures absolues de $T_1 = 283^{\circ}$, 293° , 303° . Pour déterminer le travail nécessaire on calcule la quantité de chaleur Q_1 abandonnée à l'eau fraîche par le rapport

$$Q_1 : Q_2 = T_1 : T_2 \text{ soit } 283 : 263 \text{ ou } 293 : 263 \text{ ou } 303 : 263$$

d'où

$$Q_1 = 107\,600 \text{ cal.}, 111\,400 \text{ cal. et } 115\,200 \text{ cal.}$$

L'équivalent calorique du travail sera

$$Q_1 - Q_2 = 7\,600 \text{ cal.}, 11\,400 \text{ cal.}, 15\,200 \text{ cal.}$$

ce qui donne, en multipliant par 424, respectivement 3 222 000 kilogrammètres, 4 834 000 kilogrammètres et 6 445 000 kilogrammètres.

La force produite par 1 cheval-heure (1 H. P.) est de 270 000 kilogrammètres (75 kilogrammètres \times 3 600 secondes); la force en chevaux correspondant aux chiffres ci-dessus sera 11,9, 17,9 et 23,9 H. P.

On a considéré l'échange de chaleur étudié ici comme indépendant de la nature du corps réfrigérant. Cela reste vrai aussi longtemps que le processus employé est exactement réversible, c'est-à-dire qu'on peut l'interrompre à chaque instant, pour le reproduire en sens inverse. Si en effet on obtenait avec un autre

corps un résultat différent, il suffirait d'employer un corps donnant par le passage de la température élevée à la température basse plus de force que n'en exige un autre au passage inverse, pour réaliser le *mouvement perpétuel*. L'impossibilité de cette réalisation permet d'établir ce principe important : la nature du corps réfrigérant n'aura pas d'influence sur le résultat final, s'il est possible de réaliser la production du froid par un cycle réversible ; dans le nombre se trouve le *cycle de Carnot*, dont nous pourrons nous approcher de très près, en utilisant comme agent des vapeurs saturées. Si, en effet, le liquide produit par la condensation d'une vapeur à la température normale (entre $+ 10^{\circ}$ et $+ 30^{\circ}$) abandonne, sous forme de travail dans un cylindre de machine, assez de son énergie pour que sa température s'abaisse jusqu'à la limite désirée, on pourra, à cette température peu élevée et à la basse pression qui y correspond, vaporiser ce liquide par une adduction de chaleur Q_2 (réfrigération), puis aspirer

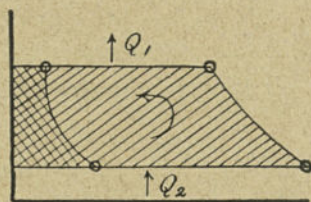


Fig. 5.

la vapeur formée, la comprimer adiabatiquement, c'est-à-dire sans céder de chaleur, à la haute température et à la haute pression initiales, puis enfin par l'absorption d'une autre quantité de chaleur Q_1 la

recondenser à nouveau. On obtient ainsi le diagramme de la figure 5, dans laquelle la surface à hachures simples représente la quantité idéale de travail nécessaire au compresseur, tandis que la partie quadrillée représente le travail produit par le liquide réfrigérant.

Les exemples chiffrés établis plus haut correspondent à un tel cycle. La pratique s'écarte sensiblement de ce

cycle, par la suppression du cylindre utilisant le travail produit dans le refroidissement du liquide condensé ; cette modification est due, soit au faible rendement qu'on obtiendrait avec certains gaz réfrigérants, soit aux difficultés de construction mécanique qu'entraînerait l'emploi des autres. Les machines industrielles absorbent donc toujours un surcroît d'énergie au moins équivalent au travail qui serait effectué dans ce cylindre.

5. Conductibilité et rayonnement de la chaleur.

— On a vu dans les § 1 et 2 qu'un corps chaud abandonne de sa chaleur par contact avec un corps plus froid. La même chose se passe entre deux parties d'un même corps si elles ont une température différente, et cela aussi longtemps que la température des deux parties ne sera pas devenue uniforme. Si l'on empêche toutefois cette uniformisation en communiquant d'une part, et en soustrayant de l'autre, la quantité de chaleur voulue, on créera un courant de chaleur allant du point le plus chaud au point le moins chaud. Ce courant peut se poursuivre à travers une série de corps reliés les uns aux autres, si l'une des extrémités de la chaîne est maintenue à une température supérieure à celle de l'autre extrémité. Ce phénomène qu'on rencontre partout où se produit un échange de chaleur est la *transmission de la chaleur* ; si la différence des deux températures n'est pas considérable, comme c'est en général le cas dans l'industrie frigorifique, *la quantité de chaleur qui se déplace par transmission est directement proportionnelle à cette différence de température et à la section du corps conducteur perpendiculaire à la direction dans laquelle l'échange se*

produit, inversement proportionnelle au chemin parcouru. La même expérience, répétée avec différents corps, démontre que, toutes conditions égales d'ailleurs, les différents corps ne transmettent pas la même quantité de chaleur ; il faut donc admettre qu'ils ont une conductibilité différente. Ces différences trouvent leur expression dans le *coefficient de conductibilité* ; ce coefficient indique le nombre de calories qui traverse en une heure un cube d'un mètre de côté, lorsque la différence de température entre les deux faces opposées (1 mètre carré) est exactement 1° C. D'après l'importance de ce coefficient les corps sont classés en *corps bons conducteurs* et *corps mauvais conducteurs ou isolants*. Ces derniers servent, dans toutes les applications techniques, à empêcher autant que possible toute translation funeste de chaleur.

Un échange de chaleur est toujours lié à une différence de température et s'opère toujours dans le sens de la température inférieure. Ce phénomène est *irréversible*, puisqu'il est impossible de créer un échange en sens contraire ; il faut signaler ce fait important que l'échange se produit sans qu'il y ait de travail effectué, et que la quantité de chaleur reste invariable. On ne peut réaliser le phénomène inverse, c'est-à-dire une translation de chaleur d'une température basse à une température plus élevée qu'en utilisant de l'énergie ; c'est ce qu'exprime le théorème de Clausius : *une translation de chaleur entre un corps froid et un corps plus chaud n'est pas possible sans compensation.*

Il est impossible en pratique de supprimer entièrement ces processus irréversibles, de sorte qu'on ne peut réellement pas réaliser de cycle absolument réversible. Si l'on a cependant étudié plus haut un tel

cycle, et s'il doit encore servir par la suite d'échelle de comparaison pour des processus réalisés pratiquement, c'est que, d'une part, le développement des surfaces d'échange permet de réduire à volonté la différence de température cause de l'échange, et que, de l'autre, partout où cela sera nécessaire, un isolement suffisant diminuera cet échange autant qu'on le voudra.

L'échange de température a lieu également, entre corps qui ne sont pas en contact direct, par *rayonnement*. Ce phénomène, qui n'est nettement dégagé de la translation de la chaleur que lorsqu'il se produit dans le vide, se résume en ceci : la chaleur du corps rayonnant se transforme à sa surface en énergie rayonnante (qui ne diffère de la lumière ou de l'électricité que par la nature des ondes), et cette énergie se retransforme en chaleur à la surface du corps qui subit le rayonnement. Comme l'espace entre deux corps semblables est toujours rempli par un gaz, l'air par exemple, absorbant une partie des rayons qui le traversent, transformant leur énergie en chaleur, une partie seulement de la chaleur rayonnée arrive au but. L'absorption des rayons caloriques n'a, pour les applications industrielles, qu'une importance secondaire, car seules les quantités de chaleur qu'un corps chaud abandonne à son entourage ou qu'un corps froid en reçoit entrent en ligne de compte.

On ne peut se protéger contre la déperdition ou l'absorption par le rayonnement qu'avec des surfaces éminemment réfractaires au rayonnement, surfaces polies ou recouvertes de peinture blanche.

Les surfaces métalliques polies servent à l'isolation des corps chauds, cylindres de machines à vapeur par

exemple, parce que ce miroir métallique renvoie aussi vers l'intérieur les radiations chaudes qui en viennent. Ces mêmes surfaces sont impropres à l'isolation de corps plus froids que l'air, à cause des condensations qui s'y produisent et qui détruisent rapidement le poli par oxydation. Il faut dans ces cas se contenter d'enduire de peinture claire les isolations des corps froids, par exemple des tuyauteries pour installations frigorifiques.

CHAPITRE II

LES MÉTHODES DE PRODUCTION DU FROID ÉNERGIE QU'ELLES CONSOMMENT

6. Méthodes de production du froid. — La production du froid repose actuellement presque uniquement sur l'absorption énergique de la chaleur par l'évaporation à basse température de liquides plus ou moins volatils (gaz condensés). Le refroidissement par l'air froid, avec production simultanée de travail dans les machines dites à air, fréquemment appliqué dans le temps, ne l'est presque plus maintenant, parce que trop peu économique; en effet, l'air ayant un très faible pouvoir d'absorption de la chaleur ($0^{\text{cal}},2377$ par kilogramme et par 1° ou $0^{\text{cal}},3$ par mètre cube en chiffre rond), il fallait d'une part abaisser énormément la limite de température la plus basse, au prix d'une consommation de travail considérable; d'autre part les quantités d'air à manipuler étaient si considérables qu'elles nécessitaient des machines de dimensions énormes, comportant des pertes de frottements également très grandes(1). En outre, l'humidité de l'air

(1) Ces machines se composaient toujours d'un compresseur d'air, d'un réfrigérant à eau fraîche, absorbant la chaleur de compression et abaissant la température de l'air aussi près que possible de celle de l'eau, et enfin d'un cylindre d'expansion dans lequel l'air comprimé produisait un travail en

donnait lieu à une production de givre qu'il n'était pas possible d'empêcher complètement, et enfin l'air souillé par les impuretés entraînées de la machine était peu propre à la réfrigération des denrées par exemple. Comme les machines à condensation ne présentent, en supposant un choix judicieux du liquide réfrigérant, que peu ou pas de ces inconvénients, elles ont complètement éclipsé les machines à air, et il n'y a pas lieu d'étudier la construction fort ingénieuse de ces dernières (1).

Les machines frigorifiques que l'on étudiera dans cet ouvrage se groupent en trois catégories :

I. *Machines à compression*, dans lesquelles l'ammoniac, l'acide carbonique ou l'acide sulfureux, tous parfaitement anhydres, sont, après volatilisation dans les serpentins d'un réfrigérant, aspirés puis comprimés avec refroidissement (au moyen d'eau fraîche) dans les tubes d'un condenseur ; le gaz liquéfié revient au réfrigérant en passant par un détendeur, qui sert à régler la différence de pression entre le condenseur et le réfrigérant.

II. *Machines à absorption* dans lesquelles l'ammoniac, seul intermédiaire utilisé, est absorbé par de

même temps que sa température tombait assez bas pour qu'il pût absorber une quantité de chaleur considérable. Compresseur et cylindre d'expansion étaient calés sur le même arbre ou couplés en tandem. Le cylindre d'expansion, pourvu d'une distribution exactement comme un cylindre à vapeur, était incapable d'actionner à lui seul le compresseur ; on lui adjoignait un moteur calé ordinairement sur la même manivelle. Pour plus de détails, voir : A.-G. Kirk, « On the mechanical production of cold », dans *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, 1874. Essais plus récents, voir : SCHRÖTER, *Untersuchungen an Kältemaschinen verschiedener System*. I. Bericht. Munich, 1887.

(1) Ces machines démodées sont encore traitées en détail dans des manuels récents, dont les auteurs n'ont pas osé prononcer une condamnation définitive, pleinement justifiée pourtant par la non-valeur notoire de ces appareils.

l'eau après sa volatilisation ; la solution ammoniacale est mise sous pression au moyen d'une petite pompe, puis un chauffage (en général à la vapeur) remet en liberté l'ammoniaque dissoute. Après séparation aussi complète que possible de l'eau entraînée, l'ammoniaque est liquéfiée dans un condenseur, puis revient au réfrigérant, en passant par un détendeur, pour s'y volatiliser à nouveau avec absorption de chaleur.

III. *Machines mixtes*, analogues aux machines à absorption mais ayant emprunté le compresseur des machines du type I. Ce dernier aspire les vapeurs d'ammoniaque du réfrigérant et les comprime jusqu'à la tension de saturation dans l'appareil à absorption, qui lui n'a subi aucune modification (inventé par A. Osenbrück).

Dans cette catégorie rentrent encore les machines frigorifiques à vapeur d'eau. On y provoque l'évaporation dans le vide d'une solution salée, en produisant ainsi du froid ; une faible partie de la vapeur d'eau ainsi formée est refoulée à l'extérieur par la pompe pneumatique, qui maintient une pression constante de 1 à 2 millimètres de mercure ; la plus grande partie est absorbée dans un appareil spécial par de l'acide sulfurique concentré. Après usage, cet acide doit être concentré à nouveau ; cela se faisait dans les anciennes machines, complètement abandonnées maintenant, au moyen d'un chauffage à la vapeur, et ce procédé a été remplacé par l'échauffement direct de l'acide au moyen des gaz d'un four à coke ; après refroidissement, l'acide est employé à nouveau et, pour maintenir l'équilibre de la machine, on restitue à la solution salée l'eau perdue par évaporation.

Parmi ces différents systèmes, la machine à absorp-

tion, très perfectionnée par Carré, est la première dont l'usage se généralisa. Elle fut peu à peu remplacée par les machines du premier groupe, que Pictet et Linde ont amenées à un haut degré de perfection. Les machines Carré sont devenues extrêmement rares dans nos climats, tandis qu'elles se sont maintenues sous les tropiques pour des raisons qu'on verra plus loin; la machine de A. Osenbrück n'a jamais dépassé la période d'essai, tandis que la machine à vapeur d'eau de Windhausen, échoua par suite des difficultés résultant de l'action chimique de l'acide sulfurique et des inconvénients d'une marche intermittente. Force est, en tout cas, de constater que la machine à compression règne presque exclusivement, et c'est elle que l'on étudiera principalement dans les chapitres suivants; elle assure, à un très haut degré, la régularité de marche et la constance de température que l'industrie exige.

Le schéma figure 6 indique les relations des différentes parties de la machine à compression entre elles.

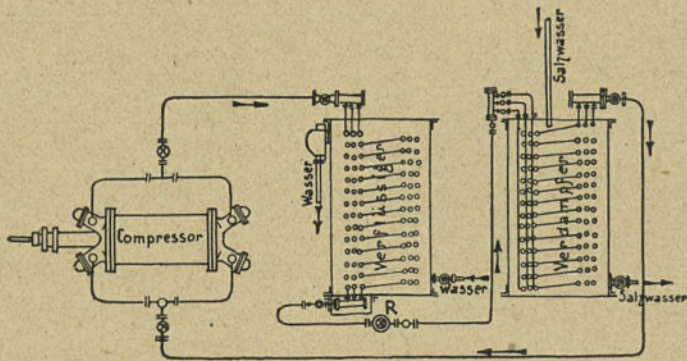


Fig. 6.

Le compresseur, qui aspire et comprime les vapeurs du liquide frigorigène, est en principe une

pompe à air à soupapes automatiques (rarement à tiroirs).

La conduite de refoulement réunit le compresseur au condenseur et aboutit à un faisceau de tubes en spirale, baignés par l'eau fraîche qui entre dans le bas du condenseur et s'écoule par le haut; un agitateur (qui n'est pas indiqué dans le dessin) maintient la circulation de l'eau, amenée par une pompe. Le détendeur R, placé sur la conduite qui relie le condenseur au réfrigérant, règle le passage du fluide condensé de l'un dans l'autre. La construction du réfrigérant est identique à celle du condenseur; il possède également un agitateur qui fait circuler une solution salée, difficilement congelable, laquelle pénètre dans le réfrigérant par le haut et s'écoule par le bas. Cette saumure, refroidie dans le réfrigérant, est distribuée par des pompes aux différents appareils ou locaux qu'il s'agit de refroidir (par exemple les caves de brasserie) et revient réchauffée à son point de départ, tandis que les vapeurs du gaz liquéfié, produites par évaporation dans le réfrigérant, sont de nouveau aspirées par le compresseur et recommencent indéfiniment le même cycle.

La construction des machines à absorption est sensiblement plus compliquée. En effet, outre le refroidissement du condenseur, il faut réaliser séparément l'élimination de la chaleur provenant de l'absorption des vapeurs d'ammoniaque, de façon que, par un abaissement suffisant de sa température, la solution ammoniacale qui passe du réfrigérant au condenseur conserve, dans l'*absorbeur*, son pouvoir d'absorption optimum. Dans la figure 7, qui représente la forme la plus simple de la machine à absorption, le *condenseur* C reçoit les vapeurs chaudes d'ammoniaque évaporées

dans le bouilleur K de la solution ammoniacale, les refroidit et les liquéfie comme dans les machines à compression. Le passage dans le réfrigérant V est de même réglé par un détendeur R. L'ammoniaque qui se volatilise dans le réfrigérant, en absorbant de la chaleur, passe dans un récipient G, l'absorbeur, où il se mélange à la solution ammoniacale appauvrie, provenant du bouilleur. Une circulation d'eau fraîche de

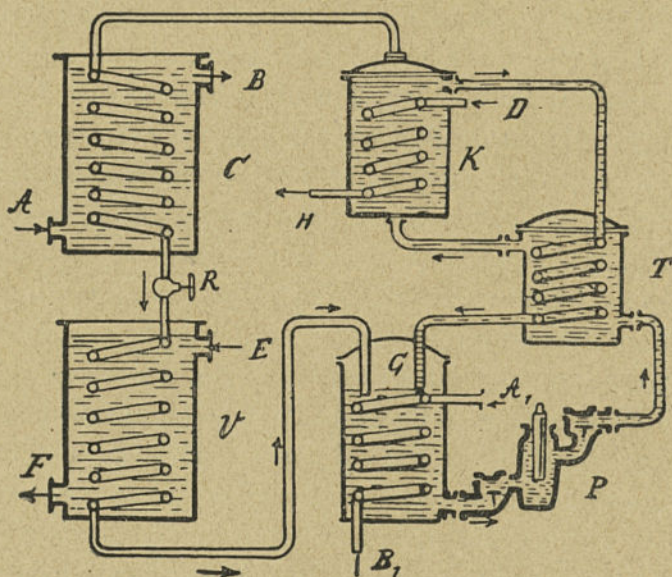


Fig. 7.

A₁ en B₁, dans un faisceau de tubes en spirale, élimine la chaleur de dissolution. La solution riche est refoulée par la pompe P dans le bouilleur K, chauffé par un serpentin de vapeur DH, et l'ammoniaque, ainsi vaporisée, arrive au condenseur C pour recommencer le même cycle. Dans le procédé qu'on vient de décrire, il faut refroidir la solution pauvre passant du bouilleur dans l'absorbeur en même temps qu'il faut réchauffer

la solution riche sortant de l'absorbeur jusqu'à la température propice au dégagement d'ammoniaque. On réunit ces deux opérations dans l'échangeur T où, agissant à contre-courant, la solution pauvre réchauffe la solution riche.

La brève description qui précède permet de reconnaître qu'il se produit, dans la machine à absorption, deux cycles qui empiètent l'un sur l'autre : à côté du cycle accompli par l'ammoniaque, la solution ammoniacale en parcourt un second dans le sens absorbeur, pompe, échangeur, bouilleur, échangeur, absorbeur, avec adduction de chaleur extérieure dans le bouilleur et absorption de chaleur, par contre, dans l'absorbeur ; dans la figure 7, les tuyauteries à hachures horizontales marquent le parcours de ce deuxième cycle. La production de froid, c'est-à-dire la translation de chaleur du réfrigérant au condenseur, représente une consommation d'énergie bien supérieure au travail de la pompe (v. § 10) ; la quantité de chaleur communiquée au bouilleur devra donc dépasser celle absorbée dans le réfrigérant à peu près de la valeur de cette quantité d'énergie ; il ne se produit en effet dans l'échangeur qu'un échange intérieur à l'appareil. Si l'on cherche une comparaison avec une installation de machine frigorifique à compression par moteur à vapeur, le bouilleur correspondra au générateur, l'absorbeur au condenseur de vapeur et l'échangeur au réchauffeur d'eau alimentaire.

On a réalisé récemment un nouveau perfectionnement, en intercalant un deuxième échangeur pour les vapeurs provenant du bouilleur et du premier échangeur. Ces vapeurs passent dans un serpentin en contact avec tout ou partie de la solution ammoniacale froide

sortant de l'absorbeur avant son entrée dans le premier échangeur. Elles arrivent ainsi au condenseur avec une température un peu moindre ; de cette façon, non seulement on réduit la quantité de l'eau de condensation du condenseur, mais on supprime l'échauffement inutile de la vapeur produite dans le premier échangeur.

Le réfrigérant et la tuyauterie d'aspiration doivent être soigneusement isolés.

7. Propriétés chimiques des principaux agents frigorifiques. — Les propriétés chimiques des corps présidant à la transmission de la chaleur dans les machines frigorifiques ont une grande importance, à cause de leur influence sur la durée de toute l'installation. Certaines réactions chimiques peuvent compromettre la sécurité de marche, comme nous l'avons vu dans les machines à air froid, où l'on se servait d'acide sulfurique, pour absorber l'humidité de l'air. Il y a donc lieu d'étudier rapidement les propriétés chimiques des quatre agents qu'on emploie presque exclusivement de nos jours, *l'ammoniaque* (NH_3), *l'acide carbonique* (CO_2), *l'acide sulfureux anhydre* (SO_2) et *l'eau* (H_2O). L'ammoniaque agit seule dans les machines à condensation, en mélange avec l'eau dans les machines à absorption, tandis que dans certains cas l'acide carbonique et l'acide sulfureux anhydre étaient employés en mélange (liquide Pictet) ; actuellement ces deux corps sont utilisés séparément dans des machines de construction spéciale pour chaque cas, que nous étudierons plus loin.

L'ammoniaque, l'acide carbonique et l'acide sulfureux anhydre sont, à la pression atmosphérique et dans

un intervalle étendu de températures, des corps gazeux qui, à l'état pur, sont parfaitement indifférents à l'égard des alliages fer-carbone (fonte, fer forgé, acier) utilisés principalement en construction. Cela paraît surprenant pour une base aussi active que l'ammoniaque et un acide relativement puissant comme l'acide sulfureux anhydre ; l'acide carbonique par contre est connu pour sa faible activité chimique. L'ammoniaque n'agit cependant sur le cuivre et ses alliages (bronze, laiton) qu'en présence d'oxygène, c'est-à-dire d'air ou d'eau, qu'on empêchera soigneusement de pénétrer dans la machine. L'ammoniaque du commerce n'en est cependant jamais entièrement débarrassée, mais c'est sans importance, à condition qu'il ne s'agisse que de très petites quantités. On fera cependant bien de supprimer complètement le cuivre des machines à ammoniaque, car il est impossible d'éviter jusqu'à la dernière fuite, qui donnera immédiatement accès à l'air et à l'eau. Le danger d'explosion de l'ammoniaque (1), redouté particulièrement en Amérique, où l'on travaille avec des températures très élevées au compresseur, n'existe pas, car la décomposition de l'ammoniaque et la production de l'hydrogène explosible ne se produit qu'à la température d'incandescence ; de telles explosions ne sont donc possibles qu'en cas d'incendie, lorsque des pièces de machines arrivent à l'incandescence ; elles ne peuvent entrer en considération en marche normale.

Il est néanmoins important de pouvoir déterminer soit au remplissage, soit en cours de marche, si l'ammoniaque contient des impuretés. Cette détermination est facile, grâce à l'appareil de la Société Linde ; c'est

(1) SIEBEL. — *Störungen im Kühlmaschinenbetrieb, Ice and Refrigeration*, 1894, und *Zeitschrift für Kälte-Industrie*, 1894.

un récipient cylindrique en verre de 25 millimètres de diamètre environ, ouvert du haut et au fond duquel est soudé un tube gradué en verre d'environ un centimètre de diamètre et d'une contenance de 3 centimètres cubes. Le tout contient environ 30 centimètres cubes. On remplit l'éprouvette de l'ammoniaque à analyser, qu'on laisse évaporer; pour accélérer l'évaporation et la pousser à fond, on chauffe légèrement (par exemple en plaçant l'éprouvette sur le cylindre du moteur à vapeur). On juge de la pureté de l'ammoniaque d'après



Fig. 8.

l'importance du résidu, qui consiste, d'après les recherches de Bunte et Eitner (1) et de Lange (2), en eau, en substances analogues à l'alcool et en corps organiques à point d'ébullition très élevé.

Les substances organiques proviennent soit de l'huile de graissage de la pompe qu'on emploie pour la fabrication de l'ammoniaque, soit de l'huile du compresseur même. L'eau provient soit d'infiltration par la pompe à huile, mal protégée contre l'égouttement des condensations, soit de résidus laissés par un passage des serpentins à la vapeur. Avec quelques soins on peut facilement éviter ces deux inconvénients.

Grünbut (3) a étudié les impuretés de l'acide carbonique qu'on reconnaît surtout à l'odeur. Il a trouvé, dans de l'acide carbonique produit artificiellement, comprimé, puis liquéfié, des quantités importantes d'oxyde de fer hydraté, de chlorures et de sulfates de

(1) *Zeitschrift f. Kälte-Industrie*, 1897; *Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung*, 1897.

(2) *Zeitschrift f. Kälte-Industrie*, 1897, und *Wochenschrift f. Brauerei*, 1897.

(3) *Chemiker-Ztg*, 1895; *Zeitschr. f. Kälte-Industrie*, 1895.

fer. Ces combinaisons ont certainement pris naissance par la production de CO_2 en présence d'eau ou d'air et d'acides, chlorhydrique et sulfurique par exemple. Si l'acide carbonique qu'on introduit dans une machine frigorifique contient même de simples traces de ces acides, cela peut donner lieu à des dégâts considérables. Il est très important de n'utiliser pour les machines à glace que de l'acide carbonique naturel, qui est toujours extrêmement pur. Un mélange d'air n'a d'inconvénient que s'il se trouve de l'eau dans la machine; cela est du reste fort atténué par l'emploi presque général pour le graissage de la glycérine, à laquelle l'eau se mélange en toute proportion; comme on utilise aussi fréquemment la glycérine pour le graissage des compresseurs destinés à la production d'acide carbonique, il est naturel qu'on en trouve dans les tubes du commerce, et cela n'a aucune importance.

Les avis sont encore partagés quant à l'action des impuretés de l'acide sulfureux anhydre, et Lange (1) n'a réussi qu'en partie à éclaircir la question. Il a prouvé que l'acide anhydre à l'état pur n'attaque le fer qu'à $+ 90^\circ \text{C.}$, d'une façon très légère, mais certaine, tandis qu'après un mélange avec de l'eau, dont l'acide peut absorber jusqu'à 1 %, la température d'attaque est abaissée à 70°C. Or cette température n'apparaît, comme on le verra plus loin, qu'après compression, c'est-à-dire à un moment où l'acide sulfureux, déjà comprimé, se trouve à l'état gazeux, par conséquent parfaitement anhydre: il n'existe véritablement aucun danger. On n'a pu, en effet, constater dans les machines de ce système aucune corrosion des pa-

(1) *Zeitschrift f. Kälte-Industrie*, 1899, p. 81 et suiv.

rois du cylindre ou des soupapes, même après une marche prolongée. Lange attribue ce fait au refroidissement artificiel des parois du cylindre, mais, comme les soupapes ne sont pas refroidies, l'observation n'est pas concluante. Venator (1) redoute que l'air ou la vapeur d'eau, pénétrant dans le réfrigérant où règne une dépression, provoquent la formation d'hydrates cristallisés ($\text{SO}^2 + n\text{H}^2\text{O}$) capables de nuire à l'échange de chaleur et, étant entraînés, de rayer ou roder le compresseur; cette crainte n'a jamais été confirmée par la pratique.

On peut donc conclure que, *si l'ammoniaque, l'acide carbonique et l'acide sulfureux anhydre sont suffisamment purs, ils n'ont aucune action sur les organes des machines.* Leur action sur les huiles à graisser fera l'objet d'une étude spéciale au chapitre des presse-étoupe.

8. Propriétés physiques des principaux agents frigorifiques. — Il importe, avant de passer à l'étude des machines à NH^3 , CO^2 ou SO^2 (2) elles-mêmes et de leur fonctionnement, de fixer rapidement les propriétés des principaux gaz liquéfiables employés, et cela d'autant plus que ce point, non encore établi, a provoqué de vives controverses entre les différents constructeurs, auxquels l'acheteur ne peut opposer le plus

(1) *Ibid.*, p. 132.

(2) A côté du liquide Pictet, mélange d'acide sulfureux anhydre et d'un faible $\%$ d'acide carbonique, dont les propriétés ne diffèrent que fort peu de celles de l'acide sulfureux, il faut signaler encore l'éther méthylique, proposé par Linde qui y renonça du reste bientôt lui-même; l'emploi du sulfure de carbone a été abandonné à cause de l'inflammabilité de ce dernier. La même raison, ainsi que les dimensions démesurées du compresseur, ont fait abandonner l'éther sulfurique proposé par Siebe. On a monté récemment, en France, des machines au chlorure de méthyle (CH^3Cl) qui, d'après un rapport de L. Zigliani (*Zeitschrift f. d. gesamte Kälte-Industrie*, 1898 et 1899), ont donné de bons résultats. Sa chaleur de vaporisation est de 96^{cal} ,9 à 0°,

souvent qu'une complète ignorance de la question. Quoique l'eau ou la vapeur d'eau n'aient aucune importance pratique, on la comprendra cependant dans l'étude qui va suivre, parce qu'elle constitue un terme de comparaison commode.

Pour déterminer la puissance frigorifique d'un corps, il suffit de connaître deux choses : le nombre de calories nécessaire pour élever la température d'un kilogramme de liquide de 0° à une température supérieure, ou *chaleur du liquide* et la *chaleur latente de vaporisation*, c'est-à-dire le nombre de calories qu'il faut fournir pour volatiliser la même quantité de liquide. Cette dernière valeur varie en sens inverse de la température et se réduit à zéro au moment où le corps atteint son point critique, c'est-à-dire la température à laquelle la distinction entre liquide et vapeur devient impossible et où, pour peu qu'on élève encore la température, toute recondensation devient impossible. Ces deux nombres, déterminés pour différentes températures et un grand nombre de corps, permettent de fixer immédiatement la quantité de froid produite par un kilogramme du corps utilisé pour la réfrigération, dès que l'on connaît la température avant et après son passage au détendeur, organe commun à toutes les machines frigorifiques à compression.

d'après les tables de Landolt et Börnstein (2^e éd. Berlin 1894), et la pression absolue est, d'après Regnault, de :

| | | | | | |
|---------|-------|------|-------|-------|-----------------------------|
| 1,20 | 1,78 | 2,57 | 3,63 | 4,99 | 6,71 kg par cm ² |
| à - 20° | - 10° | 0° | + 10° | + 20° | + 30° |

Ce corps se rapproche donc beaucoup de SO², tout en ayant un volume de compression plus considérable (si l'on en juge par le poids moléculaire). Par contre, dans des conditions normales, il n'a pas à redouter de dépression dans la machine. Comme il n'existe pas de données pour la chaleur du liquide (v. plus loin) et le volume de la vapeur du CH³Cl, il n'est pas possible de pousser plus loin la comparaison avec les autres liquides réfrigérants.

LORENZ. — Machines frigorifiques.

3

On peut déterminer cette quantité assez exactement (1), en retranchant de la chaleur latente de vaporisation correspondant à la température du réfrigérant la différence entre les chaleurs du liquide pour les températures avant et après le détendeur. Cette différence est en effet une quantité de chaleur qui est absorbée dans le réfrigérant.

Il en résulte, à priori, qu'on pourra utiliser d'autant moins de chaleur latente de vaporisation que la différence entre les chaleurs du liquide avant et après le détendeur sera plus grande.

Le tableau I donne pour quelques températures les valeurs correspondantes de ces deux quantités.

TABLEAU I (2)

| Température en degrés C. | Chaleur latente de vaporisation en calories pour 1 kilogramme | | | | Chaleur du liquide en calories pour 1 kilogramme | | | |
|-----------------------------|--|-----------------|-----------------|------------------|---|-----------------|-----------------|------------------|
| | NH ₃ | CO ₂ | SO ₂ | H ₂ O | NH ₃ | CO ₂ | SO ₂ | H ₂ O |
| - 30 | 317,6 | 70,40 | 103,08 | 626 | - 22,9 | - 13,78 | - 9,26 | - 30 |
| - 20 | 313,2 | 65,35 | 99,41 | 620 | - 15,5 | - 9,55 | - 6,23 | - 20 |
| - 10 | 308,7 | 61,47 | 95,68 | 614 | - 8,0 | - 5,00 | - 3,14 | - 10 |
| 0 | 304,3 | 55,45 | 91,87 | 607 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| + 10 | 299,9 | 47,74 | 88,00 | 600 | + 9,7 | + 5,71 | + 3,20 | + 10 |
| + 20 | 295,4 | 36,93 | 84,05 | 593 | + 20,3 | + 12,82 | + 6,45 | + 20 |
| + 30 | 291,0 | 15,00 | 80,04 | 585 | + 31,5 | + 25,75 | + 9,76 | + 30 |
| + 40 | 286,6 | — | 75,47 | 579 | + 43,0 | — | + 13,13 | + 40 |

On constate dans ce tableau que la diminution de

(1) Ce raisonnement, fort simple, ne tient pas compte du travail (généralement faible) équivalant à la différence de tension à l'intérieur du condenseur et du réfrigérant et ne possède donc qu'un caractère d'approximation.

(2) Ce tableau est tiré de « Technische Wärmelehre », H. LORENZ (*Lehrbuch d. Techn. Physik* Bd. II. Munich, 1904).

Les tensions indiquées au tableau II sont absolues, c'est-à-dire comptées à partir du vide absolu. La tension absolue diffère des pressions employées en pratique (et comptées à partir de la pression atmosphérique) de 1 kilogramme par centimètre carré en chiffre rond.

puissance frigorifique due à l'absorption par le réfrigérant d'une partie de la chaleur du liquide n'est que très faible pour l'eau, un peu plus grande pour NH_3 et SO_2 et très considérable pour CO_2 . Cependant l'eau, bien qu'en apparence la mieux appropriée à ce but, n'est jamais utilisée comme corps intermédiaire dans les machines à compression, l'acide sulfureux rarement, l'acide carbonique davantage et l'ammoniaque de beaucoup le plus généralement (1).

Une explication de cette anomalie nous est donnée, par les tensions de ces corps aux températures du précédent tableau et le volume correspondant de leurs vapeurs saturées sèches. Ce dernier facteur concourt avec la puissance frigorifique donnée par le tableau I à fixer les dimensions du compresseur.

Les volumes et les tensions correspondantes sont réunis dans le tableau suivant :

TABLEAU II

| Température en degrés C. | Fonction absolue en kilogrammes par centimètre carré | | | | Volume de 1 kilogramme exprimé en mètres cubes | | | |
|-----------------------------|---|---------------|---------------|----------------------|---|---------------|---------------|----------------------|
| | NH_3 | CO_2 | SO_2 | H_2O | NH_3 | CO_2 | SO_2 | H_2O |
| - 30 | 4,19 | 15,0 | 0,39 | — | 0,996 | 0,0270 | 0,794 | — |
| - 20 | 1,90 | 20,3 | 0,65 | 0,0012 | 0,643 | 0,0195 | 0,503 | 994,78 |
| - 10 | 2,92 | 27,1 | 1,03 | 0,0028 | 0,430 | 0,0143 | 0,329 | 451,42 |
| 0 | 4,35 | 35,4 | 1,58 | 0,0060 | 0,294 | 0,0104 | 0,221 | 210,68 |
| + 10 | 6,27 | 45,7 | 2,34 | 0,0121 | 0,206 | 0,0075 | 0,152 | 108,52 |
| + 20 | 8,79 | 58,1 | 3,35 | 0,0229 | 0,148 | 0,0052 | 0,107 | 58,73 |
| + 30 | 12,01 | 73,1 | 4,66 | 0,0415 | 0,108 | 0,0030 | 0,076 | 33,27 |
| + 40 | 16,01 | — | 6,35 | 0,0722 | 0,081 | — | 0,055 | 19,65 |

Les deux tableaux précédents ne contiennent pas

(1) Ces indications sur l'emploi des différents liquides réfrigérants se rapportent à l'Allemagne et elles ne seraient plus exactes en France où la machine à acide sulfureux est fort répandue (*Note des traducteurs*).

d'indication pour CO^2 à $+ 40^\circ \text{C.}$, parce que à $+ 31^\circ,35$ on atteint déjà sa température critique, avec une pression de $75^{\text{kg}},3$ par centimètre carré. Le fait qu'à partir de ce point l'état d'agrégation reste invariable, que par conséquent il ne peut plus être question de chaleur de vaporisation, fit supposer que la machine à acide carbonique ne pourrait plus marcher lorsque la tension au condenseur serait supérieure à celle de la température critique, c'est-à-dire quand on ne réussirait plus à abaisser la température avant le détendeur au-dessous de cette dernière température.

L'expérience a prouvé le contraire, car, même dans les cas extrêmes, la machine a continué à fonctionner, mais naturellement avec un rendement moindre qu'à marche normale. Il faut attribuer cela *au chiffre très élevé qu'atteint à ce moment la chaleur spécifique de CO^2 à tension constante, chiffre très variable selon la température.*

Cela permet l'absorption au réfrigérant de quantités de chaleur très considérables, bien supérieures à l'équivalent du travail du compresseur, et l'équilibre du système se trouve ainsi maintenu (1).

Il est facile, à l'aide des chiffres ci-dessus, de comparer la puissance frigorifique et les dimensions des machines fonctionnant avec chacun des quatre corps considérés, pour une température (et une tension) connue au condenseur, au réfrigérant et avant le détendeur. La température, en ce dernier point, n'est, en effet, pas nécessairement égale à la température de saturation au condenseur, le fluide liquéfié pouvant être

(1) V. pour plus amples détails LORENZ : *Techn. Wärmelehre*, ch. IV. On y trouvera aussi, § 29, une théorie exacte des machines à compression basée sur les résultats expérimentaux les plus récents.

TABLEAU III

| | + 20° | | | | + 10° | | | |
|---|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|
| | NH ₃ | CO ₂ | SO ₂ | H ₂ O | NH ₃ | CO ₂ | SO ₂ | H ₂ O |
| Température avant le détendeur | | | | | | | | |
| Corps intermédiaire | | | | | | | | |
| Tension au réfrigérant en kilogrammes par centimètre carré | 2,92 | 27,1 | 1,03 | 0,0028 | 2,92 | 27,1 | 1,03 | 0,0028 |
| Tension au condenseur en kilogrammes par centimètre carré | 8,79 | 58,1 | 3,357 | 0,0229 | 8,79 | 58,1 | 3,35 | 0,0229 |
| Chaleur latente de vaporisation au réfrigérant en calories | 308,7 | 61,47 | 95,68 | 614 | 308,7 | 61,47 | 95,68 | 614 |
| Chaleur du liquide dans le réfrigérant en calories | 28,3 | 17,82 | 9,59 | 30 | 17,7 | 10,71 | 6,37 | 20 |
| Effet frigorifique par kilogramme en calories | 280,4 | 43,65 | 86,09 | 584 | 291,0 | 50,76 | 89,34 | 594 |
| Quantité nécessaire à une production de 100000 frigories à l'heure en kilogrammes, environ | 357 | 2300 | 1160 | 172 | 344 | 1970 | 1120 | 168 |
| Volume du gaz aspiré à l'heure par le compresseur en mètres cubes, pour une production de 100000 frigories, environ | 153 | 32,8 | 382 | 77300 | 148 | 27,2 | 368 | 76000 |
| Rapport de ce volume à celui de CO ₂ = 1 | 4,7 | 1 | 11,6 | 2380 | 5,4 | 1 | 13,5 | 2800 |

refroidi, en appliquant le principe du contre-courant, jusqu'à la température initiale de l'eau de condensation.

Pour appliquer les données ci-dessus à un exemple et préciser en même temps l'effet de ce refroidissement après condensation, nous allons tirer des tableaux précédents, pour deux cas différents, les valeurs qui nous intéressent. Supposons, dans les deux cas, des températures identiques au réfrigérant (-10°) et au condenseur ($+20^{\circ}$): dans le premier cas, le fluide liquéfié arrive à cette dernière température au détendeur, tandis que dans le second cas il est refroidi préalablement jusqu'à $+10^{\circ}$. Les résultats sont consignés au tableau III qui donne le pouvoir frigorifique des quatre corps intermédiaires par kilogramme; on y trouvera, en outre, la quantité de chacun de ces corps nécessaire à une production de 100 000 frigories à l'heure, la température au réfrigérant étant -10° , et, enfin, le volume de gaz qui traverse en une heure le compresseur, volume qu'on obtient en multipliant le nombre de kilogrammes précédemment déterminé par les volumes correspondants indiqués au tableau II.

On conclut immédiatement de ce tableau que le volume de gaz traversant le condenseur dans un temps donné et pour un effet frigorifique déterminé (ici 100 000 frigories à l'heure) est relativement très faible pour l'acide carbonique, augmente sensiblement si l'on emploie l'ammoniaque ou l'acide sulfureux et exigerait enfin, si l'on avait recours à l'eau comme corps intermédiaire, un compresseur de dimensions démesurées. Comme dans les machines à air, les résistances passives seraient ici considérables et annihileraient entièrement tous les avantages qu'on pourrait attendre du choix de l'eau comme corps intermédiaire; en outre,

les tensions extraordinairement faibles (vide considérable) feraient de l'irruption de l'air dans la machine un danger constant.

Ces raisons ont suffi pour écarter toute tentative d'utiliser H^2O à l'instar des gaz liquéfiables.

9. Travail indiqué des machines à compression.

— La valeur relative de chaque machine en dépend en premier lieu. L'importance de ce travail résulte de plusieurs composantes très variables pour les diverses machines et les différentes installations. On peut les classer en deux groupes : les unes dépendant directement du système choisi pour des températures maxima et minima déterminées, les autres provenant de la disposition de l'installation en général et de la tuyauterie en particulier.

Le facteur le plus important rentrant dans la première de ces catégories est le travail indiqué au compresseur (par un diagramme indicateur). Il n'y a pas lieu de le calculer ici à l'aide de la théorie thermodynamique ; il est facile de prouver que, toutes conditions égales d'ailleurs, ce travail varie, pour une même production de froid, avec le choix des corps intermédiaires. Si l'on suppose un corps, dont le volume à l'état liquide serait négligeable en comparaison du volume de ses vapeurs et dont la chaleur du liquide serait également très petite par rapport à la chaleur latente de vaporisation, conditions presque réalisées par l'eau, la perte résultant du passage au détenteur sera insignifiante, et le travail mesuré dans ces conditions au compresseur pourra être considéré comme un minimum, dont on cherchera le plus possible à se rapprocher dans la pratique.

Dans le cas de l'exemple rapporté au tableau III, cette consommation minimum serait, pour une production de 100000 frigories, de 17,9 chevaux environ (voir le calcul ch. I, § 4); il est naturellement indifférent que le fluide liquéfié soit encore refroidi avant son arrivée au détendeur, puisque la quantité de chaleur qu'on gagne ainsi est des plus minimales en comparaison de la chaleur latente de volatilisation. Nous supposons également que le fluide intermédiaire ou ses vapeurs traversent soupapes et conduites sans rencontrer de résistance.

Pour déterminer maintenant le travail réellement consommé par chaque corps intermédiaire, à l'aide de ce travail minimum, on se rappellera, tout d'abord, que ce dernier a été déterminé après avoir supposé que la chaleur de vaporisation était intégralement utilisée (1), et que la chaleur du liquide était supposée nulle.

Comme cette hypothèse n'est jamais réalisée, le travail consommé augmente proportionnellement au rapport de la chaleur latente de vaporisation théorique à la chaleur réellement utilisée par kilogramme de fluide.

(1) Nous admettons, comme, du reste, dans tout le paragraphe précédent, que les vapeurs aspirées par le compresseur sont saturées et sèches. Ce procédé apparaît comme plus économique que celui qui consiste à faire aspirer des vapeurs humides, bien que ce dernier soit plus commode pour le machiniste; celui-ci a seulement alors à vérifier que la conduite de refoulement ne s'échauffe pas au-delà d'une température un peu supérieure à celle de la main; néanmoins, cette prescription se trouve encore dans la plupart des règlements sur la surveillance des machines. On peut démontrer théoriquement (voir une publication dans *Zeitschrift f. d. Kälte-Ind.*, 1896: « Ueber das Durchströmen unterkühlter Flüssigkeiten, nasser und überhitzter Dämpfe u. s. w ») que l'augmentation d'énergie consommée est largement compensée par l'accroissement de rendement; on a aussi reconnu que les craintes causées par une élévation de température au compresseur ne sont nullement justifiées à condition, naturellement, qu'elle ne soit pas poussée à l'excès, et qu'on évite surtout un échauffement à l'aspiration.

Ce rapport est fortement influencé, ainsi qu'il résulte du tableau III, par le refroidissement du fluide liquéfié après condensation.

On peut calculer directement le travail du compresseur (abstraction faite du travail des soupapes qu'on étudiera ultérieurement) si l'on connaît la pression moyenne p_m répondant aux pressions à l'aspiration p_2 et au refoulement p_1 ; ces valeurs sont données par les températures au réfrigérant. En admettant que pour tous les gaz réfrigérants la loi de compression adiabatique soit applicable (ce qui est à peu près exact), on obtiendra p_m en multipliant le rapport $\frac{p_1}{p_2}$ par les

valeurs qu'on trouvera dans la deuxième colonne du tableau IV ci-dessous. Cette pression théorique moyenne est représentée dans la figure 9 par le rectangle de même aire que

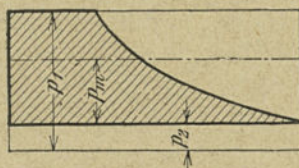


Fig. 9.

La colonne 3 du même tableau IV fournit le rapport de la température absolue finale à la température initiale (dans le réfrigérant), $\frac{T_1}{T_2}$, donnant ainsi la mesure de l'échauffement produit dans la machine.

On trouve la *pression moyenne* sur le piston du compresseur en multipliant la surface de ce dernier, exprimée en centimètres carrés, par p_m , et la *travail* effectué en multipliant ce produit par le chemin parcouru par le piston dans l'unité de temps; si l'on part de la seconde, on aura des kilogrammètres-seconde et si l'on part de l'heure, on aura des kilogrammètres-heure. On obtiendra le même résultat en multipliant p_m , exprimé en kilogrammes par mètre carré, par le volume que déplace le piston, exprimé en mètres cubes, en une seconde

ou par heure. La division du résultat obtenu par 75 kilogrammètres-seconde ou par 270 000 kilogrammètres-heure donnera le travail exprimé en H. P.

TABLEAU IV

| $\frac{p_1}{p_2}$ | $\frac{p_m}{p_2}$ | $\frac{T_1}{T_2}$ | $\frac{p_1}{p_2}$ | $\frac{p_m}{p_2}$ | $\frac{T_1}{T_2}$ |
|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| 1,0 | 0,000 | 1,000 | 4,0 | 1,684 | 1,389 |
| 1,2 | 0,186 | 1,043 | 4,2 | 1,711 | 1,395 |
| 1,4 | 0,350 | 1,081 | 4,4 | 1,766 | 1,408 |
| 1,6 | 0,487 | 1,115 | 4,6 | 1,829 | 1,423 |
| 1,8 | 0,630 | 1,145 | 4,8 | 1,891 | 1,437 |
| 2,0 | 0,752 | 1,173 | 5,0 | 1,947 | 1,450 |
| 2,2 | 0,865 | 1,200 | 5,2 | 2,006 | 1,463 |
| 2,4 | 0,970 | 1,224 | 5,4 | 2,062 | 1,476 |
| 2,6 | 1,070 | 1,247 | 5,6 | 2,116 | 1,489 |
| 2,8 | 1,163 | 1,268 | 5,8 | 2,168 | 1,501 |
| 3,0 | 1,249 | 1,288 | 6,0 | 2,216 | 1,512 |
| 3,2 | 1,344 | 1,308 | 7,0 | 2,454 | 1,567 |
| 3,4 | 1,414 | 1,327 | 8,0 | 2,666 | 1,616 |
| 3,6 | 1,491 | 1,344 | 9,0 | 2,858 | 1,660 |
| 3,8 | 1,564 | 1,361 | 10,0 | 3,036 | 1,701 |

En reprenant pour une machine à ammoniaque l'exemple que nous a donné le tableau II, avec la température de $+20^\circ$ avant le détendeur, on déterminera comme suit le travail du compresseur : tension au réfrigérant $p_2 = 2^{\text{kg}},92$ par centimètre carré ; tension au condenseur $p_1 = 8^{\text{kg}},79$ par centim. carré (v. tabl. III) ; $\frac{p_1}{p_2} = 3$ en chiffre rond ; d'après le tableau ci-dessus la valeur correspondante de $\frac{p_m}{p_2}$ est 1,249, donc $p_m = 2,92 \times 1,249 = 3^{\text{kg}},647$ par centimètre carré ou 36470 kilogrammes par mètre carré. D'après le tableau II, 1 kilogramme NH_3 à -10° (aspiration) a un volume de $0^{\text{mc}},430$, et d'après le tableau III la quantité de NH_3 nécessaire à une production de 100 000 frigories-heure = 357 kilogrammes. Le volume aspiré par heure sera :

$$357 \times 0,430 = 153 \text{ mètres cubes}$$

et par conséquent le travail au compresseur

$$153 \times 36.470 = 5.580.000 \text{ kgm/h ou } 5.580.000 : 270.000 = 20,6 \text{ H. P}$$

Le rapport de ce chiffre au travail théorique minimum (17,9 H. P.) soit 1,15 coïncide bien, si l'on fait la part de l'approximation dans le calcul précédent, avec le rapport de la chaleur latente de vaporisation à l'effet frigorifique utile qu'on trouvera Tableau V ci-dessous, = 1,10.

Enfin, pour la température -40° au réfrigérant correspondant à une température absolue $T_2 = 263^\circ$, le rapport $\frac{T_1}{T_2}$ (tabl. IV) donne une valeur de

$$T_1 = 1,288 \times 263 = 338,7^\circ$$

correspondant à $+65,7^\circ$, température à la fin de la compression.

La tension moyenne p_m calculée de cette façon n'est pas identique avec la valeur qu'on obtiendrait en planimétrant le diagramme d'indicateur correspondant, parce que la figure 9 ne tient pas compte de l'espace nuisible. La réexpansion du gaz contenu dans cet

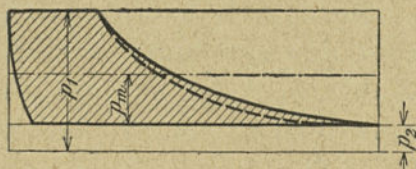


Fig. 10.

espace et qui n'a pas pu s'échapper par la soupape de refoulement a pour effet que la ligne de pression, à gauche du diagramme, ne tombe pas verticalement, mais ne rejoint la ligne de la tension d'aspiration qu'après une certaine course du piston (voir fig. 10).

La ligne de compression remontera de même plus lentement, de sorte que le vrai diagramme d'indicateur (fig. 10) tout en ayant la même surface que le diagramme théorique (fig. 9), sera plus long. Cette plus grande longueur a naturellement pour conséquence une augmentation de la cylindrée et une diminution correspondante de la tension moyenne p_m , ce qui n'influe pas sur le chiffre du travail indiqué.

Si l'on considère en outre que les résistances au passage des soupapes du compresseur varient, ainsi que l'expérience l'a démontré, de 5 % à 10 %, soit en moyenne 7,5 %, du travail du compresseur suivant le nombre de tours et les dimensions de la machine, on trouvera, toujours dans le cas des exemples étudiés plus haut, pour le travail indiqué au compresseur, les chiffres du tableau V.

Une comparaison d'essais minutieux faits sur de bonnes machines avec les valeurs indiquées ci-dessus, montre que ces dernières sont encore au-dessous de la réalité. Cela provient des fuites intérieures, car il est impossible d'obtenir une étanchéité parfaite du piston et des soupapes. Ces fuites, insignifiantes dans les appareils neufs, influencent défavorablement, à la longue, les machines de tous systèmes; en effet, pendant la compression, une partie des vapeurs précédemment comprimées revient en arrière par une fuite de la soupape de refoulement et pénètre, soit par la soupape d'aspiration, soit par une fuite du piston dans l'autre partie du cylindre, où elle diminue d'autant le volume des vapeurs aspirées. On perd ainsi le travail appliqué à la compression de ces vapeurs de retour, puisqu'elles n'ont pas servi à produire du froid. La perte de ce chef peut être très considérable (10 à 20 %) et dépend non

TABLEAU V

| | + 20° | | | + 10° | | | | |
|---|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|
| | NH ³ | CO ² | SO ² | H ² O | NH ³ | CO ² | SO ² | H ² O |
| Température avant le détendeur | | | | | | | | |
| Corps intermédiaires | | | | | | | | |
| Travail minimum en chevaux pour une production de 100000 frigories | 17,9 | 17,9 | 17,9 | 17,9 | 17,9 | 17,9 | 17,9 | 17,9 |
| Rapport de la chaleur de vaporisation à l'effet frigorifique utile | 1,10 | 1,408 | 1,11 | 1,051 | 1,06 | 1,211 | 1,07 | 1,033 |
| Augmentation de travail provenant de la résistance des soupapes | 1,075 | 1,075 | 1,075 | 1,075 | 1,075 | 1,075 | 1,075 | 1,075 |
| Rapport du travail indiqué total au travail minimum | 1,182 | 1,513 | 1,183 | 1,130 | 1,140 | 1,302 | 1,15 | 1,110 |
| Travail indiqué total en H. P. pour une production de 100000 frigories | 21,2 | 27,1 | 21,2 | 20,2 | 20,4 | 23,3 | 20,6 | 19,9 |
| Nombre de frigories produites par cheval-heure indiqué | 4 720 | 3 700 | 4 720 | 4 950 | 4 900 | 4 300 | 4 850 | 5 020 |

seulement de la construction et de l'entretien de la machine, mais encore du nombre de tours du volant.

Malgré l'impossibilité de calculer cette perte, les tableaux III et IV permettent de comparer entre eux nos quatre corps intermédiaires. Il résulte de cette comparaison qu'en travaillant aux températures indiquées dans ces tableaux, la machine à ammoniacque emploie le minimum de travail (si on fait abstraction de la vapeur d'eau, dont on n'a du reste parlé que pour compléter cette étude) ; la machine à acide sulfureux exige un travail un peu supérieur, tandis que la machine à acide carbonique n'a qu'un rendement beaucoup moindre. C'est surtout sensible lorsque l'acide carbonique liquéfié n'est pas refroidi avant d'arriver au détendeur, de sorte qu'il est indispensable pour ce genre de machines, toutes les fois qu'on aura de l'eau fraîche à sa disposition, en si faible quantité que ce soit, d'intercaler un appareil à contre-courant. Avec cette précaution et dans des conditions normales, le rendement de ces machines se rapproche sensiblement de celui des machines à ammoniacque et à acide sulfureux, et la différence a d'autant moins d'importance, que la diminution de rendement causée par des fuites est beaucoup plus faible dans les compresseurs à CO^2 ; les pistons de ceux-ci, garnis de cuir embouti, sont plus étanches que les pistons à garniture entièrement métallique des autres systèmes.

Le procédé le plus pratique consiste à opérer ce refroidissement de l'acide condensé dans un second condenseur, dont la surface totale est de $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{3}$ de la surface d'échange du premier. Le gaz déjà liquéfié passe à l'intérieur des serpentins et se refroidit sous l'action

de l'eau fraîche qui les baigne à contre-courant, pour passer ensuite dans le condenseur proprement dit.

On remarquera que les valeurs du tableau V, données uniquement pour permettre une comparaison, ont un caractère absolument spécial et ne peuvent pas être appliquées à d'autres cas, où les températures des deux côtés du détendeur seraient différentes de celles qu'on a admises. Pour l'ammoniaque et l'acide sulfureux, ces valeurs ne sont, il est vrai, que peu modifiées par des conditions différentes de température, tandis que le rendement des machines à acide carbonique diminue considérablement dès que la température de l'eau de condensation s'élève; l'emploi de ces machines, qui, dans des conditions normales, sont parfaitement à même de rivaliser avec leurs concurrentes, n'est plus justifié (sauf exception) dès que la température avant le détendeur atteint $+ 25^{\circ}$ ou $+ 30^{\circ}$ C.

10. Travail total des machines à compression. —

Le travail *indiqué* ne représente pas le travail *total* consommé par une machine à compression et comme ce dernier seul a de l'intérêt pour l'acheteur, il n'est pas juste de comparer la valeur des différents systèmes sur l'unique donnée du travail indiqué, comme c'est souvent le cas.

A ce travail viennent s'ajouter comme éléments du travail total les quantités suivantes, dépendant surtout de la disposition générale de l'installation et de son importance, et fort peu du type de machine. •

a) *Résistances passives de la machine.* — Le travail qu'elles absorbent est identifié, à tort, à la différence entre le travail indiqué au moteur et celui indiqué au

compresseur (1). Ce travail représente de 15 à 25 % du travail indiqué au compresseur, selon l'importance de l'installation.

Il est presque toujours impossible de déterminer pour quelle part les résistances passives du compresseur seul figurent dans ce travail, et c'est pourquoi le soi-disant *travail effectif au compresseur*, conception éminemment problématique et facilement trompeuse, devrait être biffé dans tous les contrats de livraison.

b) Actionnement des agitateurs du condenseur et du réfrigérant. — Lorsqu'on se sert d'eau fraîche pour la condensation et d'une solution salée, comme véhicule du froid produit dans le réfrigérant, dans des conditions normales, le travail nécessaire, pour chaque agitateur, ne doit pas dépasser 2 à 3 % du travail total.

c) Actionnement des pompes pour la condensation. — Il n'a d'importance que lorsque la conduite d'amenée est très longue ou présente de nombreux coudes. C'est le cas, par exemple, lorsque les condenseurs sont installés sur les toits pour utiliser l'évaporation de l'eau ; les résistances hydrauliques peuvent alors être considérables. En général on fera bien de calculer ce travail d'après la hauteur de la colonne et le débit à l'heure, puis de doubler le résultat pour faire la part des résistances. Les conditions sont beaucoup moins favorables lorsqu'on pompe l'eau de puits de forage très profond, au moyen des *pompes Mammut*, aéro-éjecteurs où l'eau est élevée dans la tubulure par entraînement à l'aide de l'air comprimé. Elles exigent donc un compresseur d'air, de préférence indépendant du moteur de la machine à glace et actionné directement par moteur spé-

(1) Cela n'est exact que dans le cas fort rare où l'on n'utilise pas le moteur pour les travaux partiels indiqués plus loin.

cial. Des essais très sérieux (1) ont prouvé qu'on peut admettre comme travail utile (produit du débit par la hauteur de la colonne) 30 à 40 % du travail indiqué au compresseur d'air. Le rapport entre le travail indiqué et celui de la vapeur réduit encore ces chiffres à 25-35 %; en outre, les petites pompes à action directe ne sont pas économiques comme consommation de vapeur; il faut cependant s'estimer heureux de posséder ce genre de pompe dans des cas où il serait très difficile de se procurer de l'eau autrement.

d) *Travail des pompes pour la circulation d'eau salée.* — Il vient certainement en seconde ligne après le travail du compresseur et dépend beaucoup de la disposition des conduites dans les locaux à refroidir (caves). Il peut atteindre 30 % du travail total, lorsque la solution salée traverse, avec une vitesse considérable, une tuyauterie de faible section ou une série de tubes coudés, tandis qu'on peut réduire ce travail de plus de moitié par une disposition rationnelle du réseau (batteries de tuyaux parallèles), et le choix d'un diamètre suffisant. Pour plus de sûreté, il vaut toutefois mieux s'en tenir au chiffre maximum indiqué d'abord.

e) Il est superflu de tenir compte du *travail absorbé par les pompes pour la circulation d'eau glacée* dans les nageurs des cuves à fermentation; il est insignifiant, en comparaison des autres facteurs, d'autant plus que ces différents travaux s'effectuent rarement simultanément. Dans la plupart des brasseries, cette eau, après avoir traversé les nageurs, s'écoule naturellement dans un réservoir; lorsque ce dernier est plein, on pompe l'eau dans un réservoir plus élevé.

(1) JOSSE. — « Versuche mit Mammutpumpen (Druckluftwasserheber) », *Zeitschrift d. Ver. D. Ingenieure*, 1898.

LORENZ. — Machines frigorifiques.

f) Travail absorbé par le générateur à glace. — Il ne constitue pas toujours une partie intégrante du travail total, car on utilise souvent le réfrigérant lui-même comme générateur. Dans ce cas, on est obligé d'abaisser la température du bain salé plus que ne l'exigerait le reste de l'installation, ce qui augmente un peu le travail du compresseur. Comme la consommation de froid, dans une brasserie par exemple, est très variable aux diverses heures (déjà à cause de la fraîcheur de la nuit), le générateur à glace sera le bienvenu comme régulateur de marche et de température.

C'est pourquoi on trouve fréquemment tous les serpents du réfrigérant dans le bain à glace, même si la fabrication de glace n'absorbe qu'une partie du froid produit, parce qu'ainsi le bain à glace emmagasine l'excédent de froid fourni par la machine.

g) Travail des transmissions. — Il dépend trop directement d'une installation judicieuse et d'un bon entretien, pour pouvoir être estimé ici.

On remarquera que la suppression des travaux partiels, *b*, *c* et *d*, entraîne une augmentation de chaleur correspondante (1), ce qui contribue à élever la température de l'eau de condensation et absorbe, d'autre part, en pure perte, une partie du pouvoir frigorifique de la solution salée. C'est, en particulier, le cas pour le travail des pompes à eau salée, qui peut, lorsqu'il est effectué dans de mauvaises conditions, diminuer de 10 % et plus le rendement frigorifique. Ce dernier subit également une réduction par le rayonnement de l'atmosphère auquel est exposé le réfrigérant; cette perte est plus importante dans les petites installations

(1) 1 cheval-heure = 636 calories en chiffres ronds.

que dans les grandes parce que la surface des appareils est proportionnellement plus considérable. On peut évaluer cette perte de 5 % à 10 % selon l'importance des machines.

Lorsque la réfrigération se fait par de l'air refroidi et séché dans un appareil spécial, puis chassé dans les locaux à refroidir par un ventilateur, le travail de ce dernier diminue aussi le rendement frigorifique. Comme ce travail dépend directement des résistances opposées à la circulation de l'air, il faut accorder à la disposition des conduites d'air tout autant de soin que s'il s'agissait d'une circulation d'eau salée.

Le tableau ci-dessous donne une idée de l'influence de ces travaux partiels sur le travail total consommé, dans le cas de machines à ammoniaque, à acide sulfureux ou à acide carbonique. On a pris pour base de cette nouvelle détermination les valeurs du tableau IV, c'est-à-dire supposé une production théorique de 100000 frigories. Les fuites à l'intérieur de la machine diminuent le rendement de 10 % sans modification du travail indiqué au compresseur ; la quantité de froid produite théoriquement se réduit ainsi à 90000 frigories à l'heure.

Les valeurs de ce tableau correspondent à des conditions de marche normales et supposent une installation et une exécution des divers organes également bonnes. On en conclura qu'il n'existe pas jusqu'ici, pour une quantité identique de froid réellement utilisable au point de consommation, de différence sensible entre le travail absorbé par les machines des différents systèmes, que celles-ci en un mot *sont à peu près équivalentes*.

Si l'on constate en pratique des résultats différents,

TABLEAU VI

| | + 20° | | | + 10° | | |
|--|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | NH ₃ | CO ₂ | SO ₂ | NH ₃ | CO ₂ | SO ₂ |
| Température avant le détendeur | | | | | | |
| Corps intermédiaire | | | | | | |
| Travail total indiqué (tableau IV) en chevaux | 21,2 | 27,1 | 21,2 | 20,4 | 23,3 | 20,6 |
| Résistances passives au moteur et au compresseur en chevaux | 3,2 | 4,1 | 3,2 | 3,1 | 3,5 | 3,1 |
| Actionnement des agitateurs en chevaux | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 |
| Actionnement des pompes à eau fraîche en chevaux | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 | 1,5 |
| Actionnement des pompes d'eau salée en chevaux | 8,0 | 8,0 | 8,0 | 8,0 | 8,0 | 8,0 |
| Travail absorbé par les transmissions en chevaux | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 | 2,0 |
| Travail total effectif en chevaux | 36,9 | 43,7 | 36,9 | 36,0 | 39,3 | 36,2 |
| Froid absorbé par le travail des agitateurs en calories | 636 | 636 | 636 | 636 | 636 | 636 |
| Froid absorbé par le travail des pompes à eau salée en calories. | 5 088 | 5 088 | 5 088 | 5 088 | 5 088 | 5 088 |
| Froid absorbé par rayonnement en calories | 4 500 | 4 500 | 4 500 | 4 500 | 4 500 | 4 500 |
| Froid produit effectivement en calories. | 79 776 | 84 776 | 79 776 | 79 776 | 84 776 | 79 776 |
| Frigories produites par 1 H. P. de travail effectif. | 2 162 | 1 940 | 2 162 | 2 216 | 2 157 | 2 204 |

il faut en chercher la cause, soit dans une disposition ou une exécution défectueuse de l'installation ou des machines, soit dans un entretien mal compris ou négligé de ces dernières.

II. Consommation d'énergie des machines à absorption. — On a vu, § 6, que cette énergie est surtout absorbée sous forme de chaleur. Pour pouvoir déterminer les quantités de chaleur consommée, il faudrait connaître les propriétés physiques des solutions ammoniacales. Comme elles ne sont que très imparfaitement connues, il faut se contenter souvent d'hypothèses et d'un résultat approximatif. On constate tout d'abord que les tensions existant dans la machine, avant et après la pompe, sont déterminées par les températures correspondantes (tableau II).

Les tableaux I et III donnent la quantité d'ammoniaque qui circule par heure. Dans l'absorbeur, cette ammoniaque se dissout en solution plus ou moins concentrée et en abandonnant 500 calories par kilogramme de NH_3 , en chiffre rond (déterminé à 17° C. par D^r v. Strombeck).

La saturation de la solution dépend de la température à l'intérieur de l'absorbeur, de la tension dans le réfrigérant; de même le degré de saturation de la solution qu'on évapore dans le bouilleur est fonction de la température de la vapeur de chauffage et de la tension au condenseur. Ce rapport n'est déterminé d'une façon exacte que pour un très court intervalle; il augmente avec la tension et, pour des solutions peu saturées, à peu près dans la même proportion que cette dernière. Le tableau VII donne d'autre part le rapport entre la solubilité et la température, ainsi que le poids spéci-

fique des solutions ammoniacales (1). La pression atmosphérique de 760 millimètres de mercure est ici sous-entendue.

La transmission de chaleur dans l'échangeur est déterminée par la chaleur spécifique des deux solutions en présence. En l'absence de toutes données sur ce point, et comme l'ammoniaque liquide, à peu de chose près, possède la même chaleur spécifique que l'eau, on conservera cette valeur pour les solutions ammoniacales de toutes concentrations. On n'a fait également aucune mesure de la quantité de chaleur nécessaire à l'évaporation de l'ammoniaque de ces solutions à haute température et à haute pression; mais il est possible de déterminer cette valeur indispensable à la critique complète du procédé, au moyen du bilan de la chaleur.

TABLEAU VII

| Température en degré centigrade | NH ₃ dissous par 1 kilogramme d'eau | Poids spécifique de la solution en kilogramme par litre |
|------------------------------------|---|--|
| — 40 | 2,94 | 0,73 |
| — 30 | 2,78 | 0,74 |
| — 20 | 1,77 | 0,75 |
| — 10 | 1,11 | 0,78 |
| 0 | 0,90 | 0,79 |
| + 10 | 0,68 | 0,80 |
| + 20 | 0,52 | 0,82 |
| + 30 | 0,41 | 0,84 |
| + 40 | 0,34 | 0,88 |
| + 50 | 0,28 | 0,90 |
| + 60 | 0,24 | 0,91 |
| + 70 | 0,19 | 0,93 |
| + 80 | 0,15 | 0,94 |
| + 90 | 0,11 | 0,95 |
| + 100 | 0,07 | 0,97 |

Nous arrivons au calcul d'une machine à absorption

(1) Voir LANDOLT und BÖRNSTEIN : *Phys. Chem.*, Tabellen, 2^e édit., p. 221. Cet ouvrage donne les chiffres pour les densités entre 0,88 et 0,97 : les autres

de 100 000 frigories à l'heure, avec une température de -10° au réfrigérant : On admettra dans un premier cas $+20^{\circ}$ au condenseur et à l'absorbeur, et dans un second cas, $+30^{\circ}$ en faisant abstraction d'un refroidissement de la solution avant le détenteur. Les tensions absolues sont $2^{\text{kg}},92$ par centimètre carré au réfrigérant, $8^{\text{kg}},79$ et respectivement $12^{\text{kg}},01$ par centimètre carré au condenseur. D'après le tableau I, 1 kilogramme de NH^3 à $+20^{\circ}$ possède, à son entrée au réfrigérant, une chaleur du liquide de $28^{\text{cal}},3$ à 20° et de $39^{\text{cal}},5$ à $+30^{\circ}$, de sorte que sa volatilisation complète ne produira au réfrigérant que 280 ou 270 frigories.

Il faudra donc, pour un effet de 100 000 frigories, une circulation de 357 kilogrammes ou de 370 kilogrammes dans la machine (à $+20^{\circ}$ ou à $+30^{\circ}$). La tension dans l'absorbeur est moindre que celle dans le réfrigérant, puisque les vapeurs passent librement de ce dernier dans le premier ; on l'estime à 2 kilogrammes par centimètre carré. A la pression atmosphérique et pour les deux températures différentes de l'exemple, 1 kilogramme de solution absorberait, pour se saturer, $0^{\text{kg}},52$ et $0^{\text{kg}},41$ NH^3 (v. tableau VII). Comme d'une part la saturation n'est jamais complète et que, de l'autre, la solution qui pénètre dans l'absorbeur contient déjà de l'ammoniaque, on supposera que la tension supérieure contrebalance la moindre capacité d'absorption ; il faudra par conséquent $1^{\text{kg}},93$ et $2^{\text{kg}},44$ d'eau pour absorber 1 kilogramme NH^3 donnant $2^{\text{kg}},93$ et $3^{\text{kg}},44$ de solution. Dans les deux cas il faudra éliminer 500 ca-

valeurs ont été calculées à l'aide de la densité de l'ammoniaque liquide d'après D^r LANGE (*Zeitschr. f. Kälte-Industrie*, 1898, p. 45). Les données sur la solubilité de NH^3 au-dessous de 0° sont empruntées à MALLET, *American Chemical Journ.*, 1897, vol. XIX, p. 804).

lories de chaleur d'absorption provenant de la combinaison, moins la quantité de chaleur qui a servi au réchauffement des vapeurs d'ammoniaque de la température du réfrigérant à celle de l'absorbeur. La chaleur spécifique du gaz ammoniac étant 0,54, la quantité à soustraire par kilogramme de NH^3 absorbé sera $0,54 \times 30 = 16^{\text{cal}},2$ et $0,54 \times 40 = 21^{\text{cal}},6$, de sorte que la chaleur à éliminer à l'heure sera de $500 - 16,2 = 484$ calories et $500 - 21,6 = 478$ calories ou, pour la quantité de NH^3 totale de 357 kilogrammes et 370 kilogrammes : 173 000 calories et 177 000 calories. Ces quantités sont à éliminer de l'absorbeur.

La pompe devra refouler à l'heure la solution de 357 kilogrammes et 370 kilogrammes de NH^3 pesant, comme on l'a vu plus haut, $2^{\text{kg}},93$ et $3^{\text{kg}},44$ par kilogramme de NH^3 , soit un total de $2,93 \times 357 = 1050$ kilogrammes et $3,44 \times 370 = 1270$ kilogrammes d'une tension de $2^{\text{kg}},92$ par centimètre carré à celle de $8^{\text{kg}},79$ et $12^{\text{kg}},01$ par centimètre carré ; cela représente en chiffres ronds un travail de 62 000 et 115 000 kilogrammètres ou 0,230 et 0,430 H. P. Cette quantité fort minime de travail correspond à un équivalent calorique de 146 et 270 calories, quantité trop petite pour jouer un rôle dans le bilan de la chaleur.

Supposons le bouilleur chauffé par de la vapeur à $+ 150^\circ$; à cette température on sait que NH^3 est évaporé. Les vapeurs d'ammoniaque qui se dégagent vont au condenseur, tandis que la solution pauvre à $+ 150^\circ$ passe à l'échangeur (1). Cette solution, dont la quantité par 1 kilogramme de NH^3 est de $1^{\text{kg}},93$ et $2^{\text{kg}},44$,

(1) En général, les vapeurs très chaudes allant au condenseur rencontrent dans le haut du bouilleur la solution riche, froide, qui se trouve ainsi déjà réchauffée ; cela ne change rien au calcul ci-dessus.

peut se refroidir dans l'échangeur presque jusqu'à la température de l'absorbeur, en abandonnant par kilogramme de NH^3 : $1,93 \times (150 - 20) = 251$ et $2,44 \times (150 - 30) = 293$ calories. Cette quantité de chaleur sert à réchauffer la solution riche et froide. Comme son poids, par suite d'absorption de 1 kilogramme NH^3 , est devenu $2^{\text{kg}},93$ et $3^{\text{kg}},44$, le réchauffement de cette solution riche jusqu'à l'ébullition absorbera $2,93(150 - 20) = 381$ calories ou $344(150 - 30) = 413$ calories. Cette chaleur est à fournir par le chauffage à vapeur; il faudra par heure, pour la quantité d'ammoniaque considérée, 46 400 calories et 44 400 calories.

Si l'on ignore encore la quantité de chaleur nécessaire à l'évaporation de l'ammoniaque, on peut par contre calculer l'action du condenseur. Le condenseur absorbe d'abord la surchauffe, en abaissant la température des vapeurs de NH^3 jusqu'à $+ 20^\circ$ et $+ 30^\circ$, puis il absorbe la chaleur produite par la liquéfaction de NH^3 . La chaleur spécifique de NH^3 étant 0,54, la chaleur de surchauffe absorbée dans un condenseur à $+ 30^\circ$ sera $0,54(150 - 30) = 65$ calories et en tout $65 \times 370 = 24\,000$ calories; la liquéfaction de NH^3 absorbera (v. tableau I) 295 calories et 291 calories par kilogramme, soit à l'heure 105 000 et 107 700 calories.

Il est possible maintenant d'établir le bilan d'où l'on déduira la chaleur nécessaire à la volatilisation; nous avons en effet :

| | | |
|--|--------------|--------------|
| 1. Température au condenseur | + 20° | + 30° |
| 2. Chaleur d'absorption | 173 000 cal. | 177 000 cal. |
| 3. Chaleur de surchauffe | 25 000 » | 24 000 » |
| 4. Chaleur de liquéfaction | 105 000 » | 107 700 » |
| Production de froid | 100 000 » | 100 000 » |
| Quantité totale de chaleur à soustraire à la machine | 303 000 » | 308 700 » |

| | + 20° | + 30° |
|--|-----------|-----------|
| 5. Equivalent en chiffre rond du travail de la pompe | 200 » | 300 » |
| 6. Chauffage du bouilleur | 46 400 » | 44 400 » |
| 7. Chaleur nécessaire à la volatilisation (1). | 156 400 » | 164 000 » |

Le total de ces trois dernières valeurs est la somme d'énergie qu'il faut communiquer à la machine (c'est l'analogie du travail au compresseur des machines à compression); elle comporte donc 203 000 calories et 208 700 calories.

Si l'on compare ces chiffres avec ceux qu'on a obtenus précédemment pour l'étude des machines à compression, il faut considérer que les résultats ci-dessus sont des valeurs d'approximation, et qu'ils ne tiennent pas compte des pertes d'énergie se produisant certainement dans la machine. Ces pertes ne peuvent être qu'estimées, mais elles portent certainement à 250 000 calories la valeur de l'énergie absorbée.

On constate enfin que, dans les machines à absorption, la consommation d'énergie n'augmente pas avec la température de liquéfaction dans la même proportion que pour les machines à compression; c'est ce qui explique leur succès dans les pays chauds, une absorption très considérable d'énergie entraînant d'autre part une consommation pareillement considérable d'eau de condensation.

Le rendement d'une machine à absorption n'est du reste pas très inférieur à celui d'une machine à compression actionnée par un moteur à vapeur, si l'on fait

(1) Ces chiffres donnent 438 à 443 calories par 1 kilogramme NH_3 à + 150°. On voit que le calcul ci-dessus permet de déterminer cette valeur pour n'importe quelle température, tandis qu'elle ne l'a été expérimentalement que pour 17° C.

entrer ce dernier en ligne de compte. Si l'on admet qu'il faille en chiffres ronds 650 calories au générateur pour produire 1 kilogramme de vapeur, la machine à absorption consommerait environ 400 kilogrammes de vapeur à l'heure pour une production de 100 000 calories; cela correspondrait à 40 H. P. au moteur, si l'on admet 10 kilogrammes de vapeur par H. P.

On obtiendrait un rendement bien meilleur en utilisant, pour la machine à absorption, la vapeur d'échappement d'un moteur à vapeur, ce dernier actionnant en même temps la pompe, dont la marche n'est guère économique lorsqu'elle emploie la vapeur directe du générateur.

Les services accessoires, agitateurs, pompes à eau salée, consomment le même travail que dans le cas des machines à compression. Il faudrait par contre coter sensiblement plus haut le travail des pompes d'eau de condensation, étant donnée la quantité très considérable que nécessite la machine à absorption.

12. Désignation commerciale des machines frigorifiques d'après leur puissance. — On a vu, § 9, qu'étant données les températures au condenseur et au réfrigérant, l'effet utile d'une machine est fourni par le volume de cylindrées à l'heure du compresseur, c'est-à-dire par ses dimensions et le nombre de tours de la machine. Ces valeurs ne sont en général pas publiées par les constructeurs, quoiqu'il soit bien facile à l'acheteur de les déterminer après livraison; il serait aisé de les déduire, comme nous l'avons fait pour le travail consommé, des considérations qui précèdent. Les résultats ainsi obtenus n'auraient toutefois pas de valeur générale, à cause de la grande diversité qui existe

TABLEAU VIII

| Numéro du modèle | I | II | III | IIIa | IV | IVa | V | Va | VI | VIa | VII |
|---|-----|----|-----|------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|
| Effet à l'heure en milliers de frigories | 3,3 | 7 | 16 | 30 | 42 | 60 | 84 | 120 | 170 | 210 | 270 |
| | 2,5 | 5 | 13 | 25 | 35 | 50 | 70 | 100 | 140 | 180 | 225 |
| Production de glace par heure en kilogrammes | 20 | 40 | 100 | 175 | 250 | 375 | 500 | 750 | 1000 | 1500 | 2000 |
| Quantité équivalente journalière de glace naturelle en quintaux de 100 kilogrammes. | 7,5 | 15 | 40 | 70 | 100 | 150 | 210 | 300 | 420 | 550 | 700 |

TABLEAU IX

| Numéro du modèle | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 |
|--|-----|-----|-----|---|-----|----|------|----|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Effet à l'heure en milliers de frigories | 2,4 | 3,6 | 4,8 | 6 | 7,2 | 12 | 15,5 | 22 | 26 | 48 | 66 | 96 | 144 | 180 | 220 | 270 | 330 | 400 |
| | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 10 | 13 | 18 | 22 | 40 | 55 | 80 | 120 | 150 | 190 | 220 | 275 | 330 |

dans le rapport du diamètre du compresseur à la course du piston. Il nous paraît utile par contre d'indiquer ici la signification de la désignation commerciale des machines d'après le tableau VIII, appliqué par tous les constructeurs à l'exclusion de la Société Linde.

Les modèles sont numérotés en chiffres romains entre lesquels on a encore intercalé peu à peu des numéros intermédiaires. Le tableau donne l'effet frigorifique en milliers de frigories à l'heure, pour un refroidissement d'eau douce entre $+ 10^{\circ}$ et $+ 4^{\circ}$ et d'eau salée entre $- 2^{\circ}$ et $- 5^{\circ}$, ainsi que la production de glace à l'heure dans un bain salé de $- 5^{\circ}$ à $- 6^{\circ}$. Enfin pour suivre l'exemple des Américains, imité quelquefois sur le continent européen, on a indiqué encore la quantité de glace naturelle dont la fusion en un jour produirait le même effet frigorifique. Cette dernière quantité est toujours bien supérieure à la production réelle de glace de la machine, d'abord à cause du point de fusion relativement élevé de la glace naturelle ; 0° , et aussi à cause de sa nature extrêmement variable et peu homogène. Cela explique les variations assez grandes qu'on trouve dans ces données en glace naturelle.

La société Linde emploie la même numération pour ses machines destinées aux fabriques de glace, en remplaçant toutefois VI_a et VII par VII et VIII. Pour les machines à froid, elle emploie la numération du tableau IX.

Les constructeurs un peu importants possèdent les modèles correspondant à tous les numéros indiqués. Si l'effet demandé se trouve compris entre deux valeurs de modèles établis, on s'arrange soit en alésant un peu le cylindre du compresseur ou en augmentant le nom-

bre de tours du plus petit modèle. Le réfrigérant et le condenseur par contre devront, bien entendu, correspondre exactement à l'effet demandé et non pas à l'un ou l'autre des modèles établis, si l'on veut que la machine travaille réellement économiquement.

CHAPITRE III

CONSTRUCTION DES COMPRESSEURS

13. Le cylindre. — La forme-type de ce dernier résulte des considérations suivantes se rapportant à la marche :

Espace nuisible minimum : 1° La cylindrée est d'autant meilleure que l'espace nuisible est plus réduit (fig. 11).

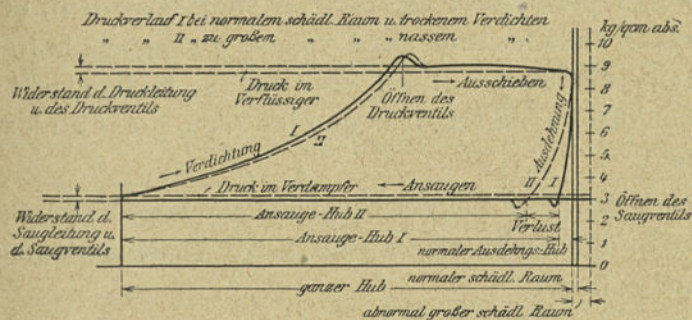


Fig. 11.

2° Plus il faut admettre la possibilité ou la nécessité d'aspirer avec le gaz un peu de liquide, plus l'espace nuisible devra être petit.

3° Cette dernière considération sera d'autant plus importante que la chaleur spécifique du liquide sera elle-même plus grande en comparaison de la chaleur

de vaporisation (par exemple CO_2). Des vapeurs entraînant du liquide ou un espace nuisible considérable allongent beaucoup la durée de l'expansion au détriment de l'aspiration.

Grande section des soupapes. — Le travail correspondant à la résistance des soupapes augmente avec le carré de la vitesse du gaz qu'elles laissent passer et proportionnellement à leur propre masse. Si les faces du piston sont droites et les fonds du cylindre plats, on ne peut construire de grandes soupapes qu'au prix d'un espace nuisible considérable (voir fig. 36); c'est pourquoi l'on fait en général les fonds de cylindre en forme de sphère, les faces du piston épousant la même forme; l'espace ou point mort entre piston et fond est de $\frac{3}{4}$ à $\frac{1}{2}$ millimètre.

Les variations très faibles de température au compresseur permettent cet extrême rapprochement, impossible dans les moteurs à vapeur à cause de la trop grande dilatation; il est vrai que, si la tige vient à s'échauffer, il peut arriver que le piston cogne au fond arrière.

Un nombre de tours aussi grand que possible permet l'emploi de compresseurs plus petits et de moteurs à grande vitesse.

L'augmentation de ce nombre de tours est liée à trois considérations :

1. Plus le nombre de tours augmente, plus il devient difficile de limiter la durée du jeu des soupapes au temps très court prescrit par le diagramme inscrit par l'indicateur et qui doit se rapprocher le plus possible du diagramme idéal. La plus ou moins grande quantité de gaz déplacée à chaque coup de piston

dépend de la perfection plus ou moins grande du diagramme indiqué.

2. Le grand nombre de tours correspond à une accélération de mouvement du piston ; cela demande un développement considérable des soupapes si l'on ne peut pas dépasser une certaine limite de vitesse pour l'échappement du gaz.

3. Pour loger de grandes soupapes il faut de grands fonds et par conséquent un grand diamètre au compresseur, avec réduction correspondante de la course. Ces grands diamètres de piston et de soupape augmentent notablement les fuites ; cependant, comme par une marche rapide un compresseur déplacera un volume de gaz beaucoup plus considérable dans l'unité de temps, le rapport entre les fuites et le volume déplacé, à l'heure par exemple, peut être aussi bon ou même meilleur que pour un compresseur à marche lente.

14. Cylindre des machines à ammoniaque.— *Nombre de tours restreint et soupapes lourdes* (fig. 12). Les plateaux et les tiges assez lourds sont un obstacle à l'augmentation du nombre de tours, qui est de 100 à la minute environ pour les petits compresseurs, de 60 environ pour les grands.

Le cylindre est fixé au bâti par deux pattes latérales (fig. 13), renforcées par des nervures pour empêcher toute vibration du cylindre. Outre les boulons de scellement, il possède deux prisonniers, aussi écartés que possible l'un de l'autre, suivant une diagonale, et qui facilitent le centrage exact du cylindre et de la tête du piston (1).

(1) V. *Zeitschrift f. d. ges. Kälte-Ind.* 1907, p. 25.

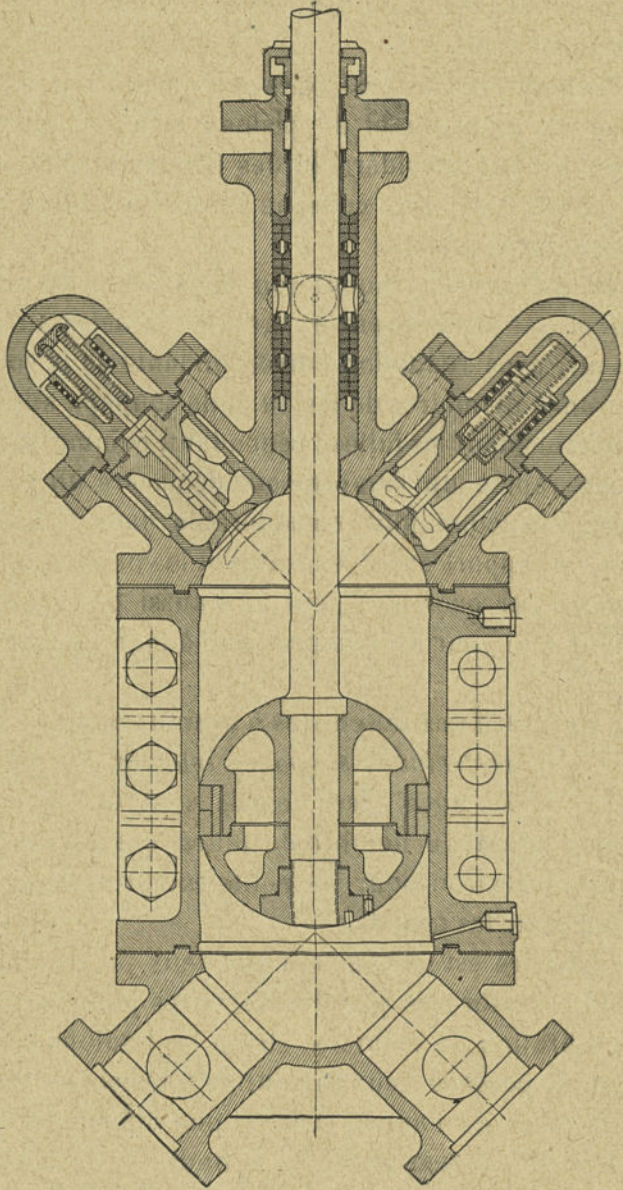


Fig. 12.

Piston. — Il est en deux parties ; il est bon d'intercaler un joint annulaire de caoutchouc, pour empêcher que le vide à l'intérieur du piston puisse agir comme espace nuisible. Lorsque le piston est lourd, on intercale entre le corps du piston et les segments un soutien élastique, pour soulager l'anneau de fond du presse-étoupe ; le trou pour la tige et celui de l'écrou noyé sont également pourvus d'une bague en caoutchouc.

Soupapes. — Leur obliquité doit être juste suffisante pour que, si une soupape d'aspiration grippe, elle ne puisse être faussée, mais qu'au contraire le piston la remette en place. Les plateaux sont tout en acier, les sièges, soigneusement ajustés, en fonte ou en acier fondu. Il est important que l'alésage des fonds de

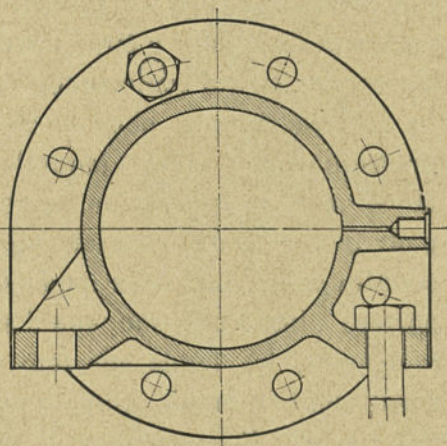


Fig. 13.

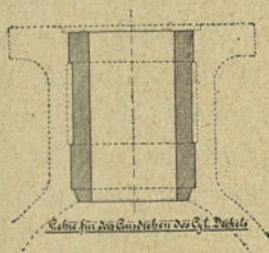


Fig. 14.

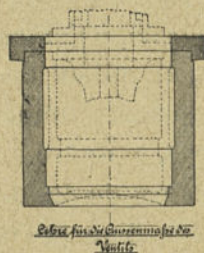


Fig. 15.

cylindre et le tournage des sièges se font d'après des calibres (fig. 14 et 15) dans le sens du diamètre et de la

longueur ; cela rend les soupapes interchangeable et permet de les remplacer facilement. Les sièges doivent être assez grands pour qu'il ne puisse pas se produire d'étranglement des gaz à l'intérieur de la boîte de soupape lorsque cette dernière est ouverte (par exemple entre le plateau d'une soupape de compression et son guide).

Fonds de cylindre. — On leur donne la forme correspondante à celle du piston. Le bord doit être suffisamment fort pour n'être pas déformé par le serrage des écrous, ce qui compromettrait l'étanchéité du joint ; on tiendra compte, pour le choix de ce dernier, de la pression considérable à laquelle il doit résister. La distance entre les écrous ne devra pas être trop grande, pour éviter la déformation signalée plus haut et ses conséquences. Les deux fonds sont pareils ; lorsqu'ils portent plus d'une soupape d'aspiration et une de refoulement, les fonds affectent la forme sphérique et constituent en même temps une sorte de caisson à air. (Voir aussi : Rapport entre le volume du compresseur et celui du réfrigérant et du condenseur).

Soupape d'aspiration (fig. 16). — La glissière est en deux parties ; le jeu de la soupape est limité par un ressort en spirale, à l'extrémité, et par une butée avec coussin d'air, au milieu de la tige. Un pont entre cette butée et le plateau empêche la soupape de tomber à l'intérieur du cylindre en cas de rupture ; cet accident a déjà été cause de la destruction de bien des cylindres et de plus d'un grave accident. La glissière doit être longue, bien centrée, et former un joint étanche ; sans cela le coussin d'air n'agit pas ; on rabote et on ajuste d'abord le joint, puis on assemble et on alèse la glissière.

Soupapes de refoulement (fig. 16 et 17). — La glissière est en deux parties; le jeu est limité par un ressort à boudin long et à pas serré, afin que la résistance du ressort n'augmente que peu à la compression; de cette façon, le jeu est suffisant et le bruit sensiblement affaibli. L'action du coussin d'air sur la butée ne se produit qu'au moment de la fermeture; un trop petit volume

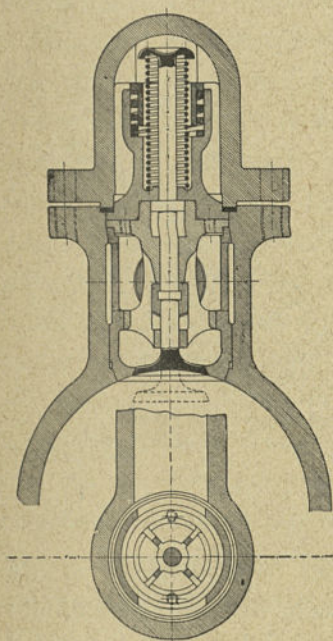


Fig. 16.

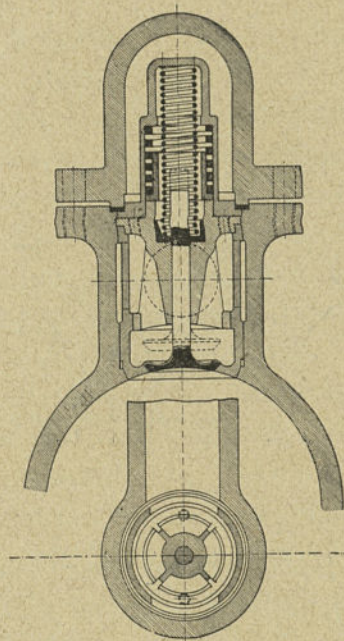


Fig. 17.

du coussin d'air est inefficace à cause de l'étanchéité insuffisante; un volume trop grand augmente au-delà des limites permises le corps de la soupape. Il n'y a lieu de régler l'étanchéité du coussin d'air par des soupapes, etc., que pour des dimensions particulièrement grandes de la butée.

Soupapes avec glissière d'une seule pièce (fig. 18). — On ne les emploie que pour de petits compresseurs. Les plateaux sont vissés à force sur les tiges (en comprimant le ressort), et l'écrou fixé par une goupille; le pas de vis doit être très long pour éviter un desserrage rapide. Une butée élastique est indispensable pour la soupape d'aspiration.

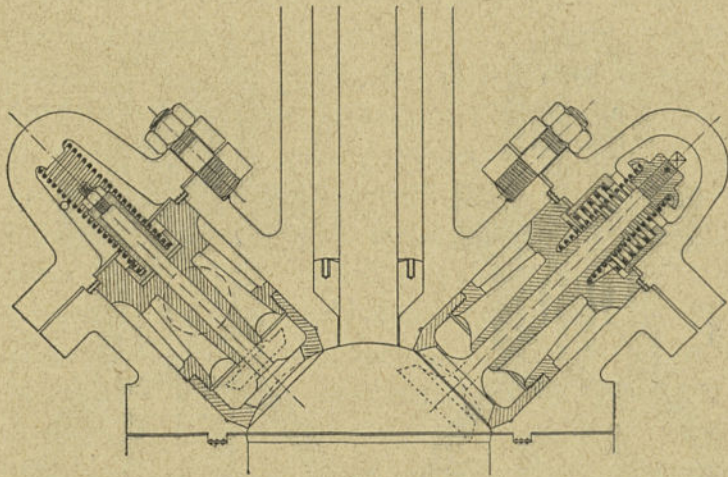


Fig. 18.

Raccordement aux conduites d'aspiration et de refoulement. — On ne peut espérer obtenir l'étanchéité du joint que si le cylindre ne vibre pas du tout; il faudra tenir compte de la pression très forte sur le joint; les deux côtés du cylindre sont reliés en général par une conduite extérieure au cylindre (v. Armatures, p. 108).

Presse-étoupe. — Son étanchéité est d'une importance capitale pour les machines frigorifiques. Des fuites importantes du fluide comprimé diminuent à la longue le rendement de la machine et peuvent incom-

moder les machinistes jusqu'à mettre leur vie en danger.

Il faut avant tout que le presse-étoupe soit exactement centré sur l'axe commun du cylindre et de la tête de piston, en outre que cylindre et fond ne vibrent pas et que la tige soit aussi rigide que possible.

On a fait des essais de construction très nombreux pour trouver les meilleures solutions; il y en a peu qui soient exécutées couramment.

Garniture de tresses avec lanterne. — Elle se compose d'un anneau de fond en métal, tresses de coton, lanterne formant un espace annulaire en communication, par une tubulure traversant le col du presse-étoupe, avec le tuyau d'aspiration et soumis par conséquent à la même pression; viennent ensuite : tresses de coton, rondelle de caoutchouc avec plis de toile, lunette formant gaine d'huile et enfin presse-étoupe de la lunette, qui empêche l'huile de couler au dehors.

L'huile est fournie à la lunette soit par un graisseur compte-goutte, soit par une pompe à huile (fig. 19) fixée au bâti du compresseur et actionnée par l'arbre de couche au moyen d'une cordelette et de poulies à gorge. La tubulure adaptée à la partie inférieure du col (fig. 20), qui servait précédemment soit à déverser un excès d'huile dans le collecteur d'huile (v. fig. 101), soit au contraire à amener de l'huile dans la lunette, est en général supprimée aujourd'hui. Il faut éviter que l'huile pénètre en excès dans le cylindre, parce que, entraînée dans les serpentins du condenseur et du réfrigérant, elle diminue l'effet de l'aspiration; cette huile a, en effet, absorbé de l'ammoniaque dans le compresseur et l'abandonne ensuite à l'aspiration dans le réfrigérant.

Il est bon de raccorder le col du presse-étoupe à la conduite d'aspiration comme l'indique la figure 21; il

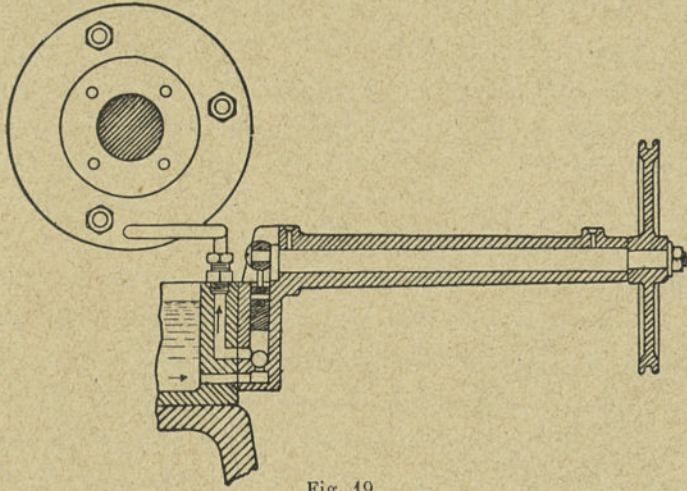


Fig. 19.

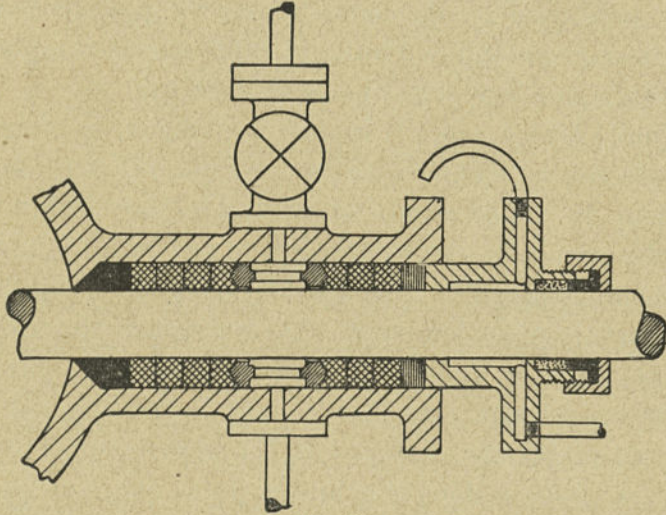


Fig. 20.

faut éviter les trop grandes épaisseurs de la fonte, qui pourrait manquer d'homogénéité.

Il importe beaucoup de serrer très également la lunette de façon qu'elle entre bien parallèlement à l'axe

de la machine; sans cela, la tige s'échauffe et le joint est quand même mauvais.

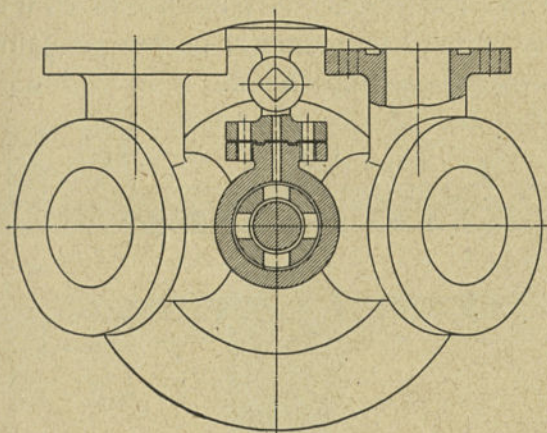


Fig. 21.

Anneaux élastiques et lanterne (fig. 22). — Les tresses de coton mentionnées ci-dessus sont remplacées par des anneaux élastiques de section triangulaire; ceux qui touchent la tige sont en métal antifriction, ceux qui appuient sur la face intérieure du col sont en acier ou en un autre métal. Il faut éviter un trop grand échauffement du compresseur; sans cela les anneaux d'antifriction s'émiettent.

Garniture Friese avec refroidissement artificiel (fig. 23). — Cette garniture consiste en deux spirales à section triangulaire, l'une intérieure en antifriction, l'autre en acier, avec à l'avant et à l'arrière une rondelle de caoutchouc à plis de toile intercalés. Cette garniture est enveloppée d'une coquille à joints hermétiques (v. formes analogues, p. 80) formant avec le col un espace annulaire dans lequel circule de l'ammoniaque liquide en communication avec le réfrigérant.

On peut combiner les deux constructions précédentes

en remplaçant dans la dernière les spirales par les anneaux élastiques.

Durée des garnitures. — Celles de coton, 6 à 8 semaines en marche normale (20 heures par jour) pour un compresseur pas trop chaud.

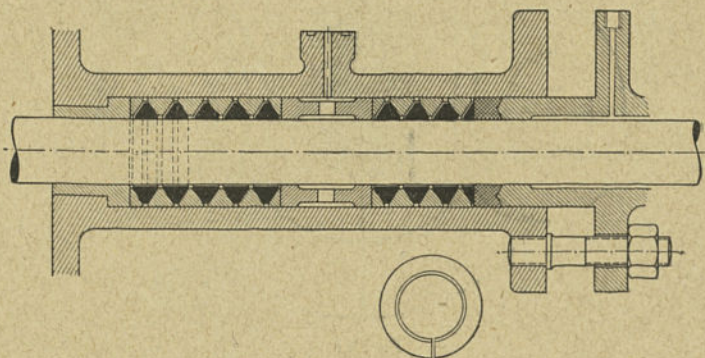


Fig. 22.

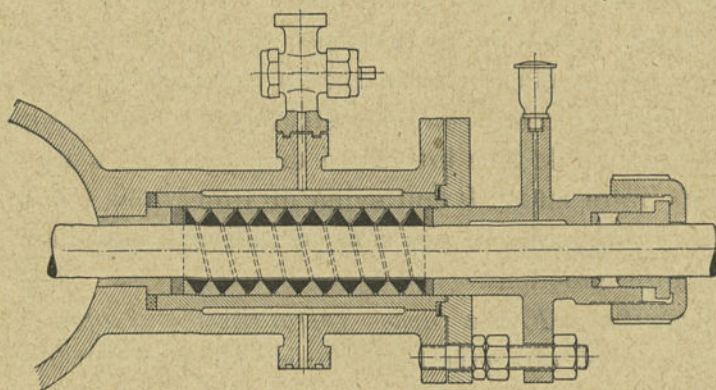


Fig. 23.

Celles en métal antifriction un an et plus pour un refroidissement suffisant, trois mois et moins pour la marche à chaud.

Renouvellement des garnitures. — Il faut absolument supprimer les anneaux usagés ; ces anneaux doivent glisser sur la tige à frottement doux (de façon qu'ils puissent

être poussés à la main) et être bien graissés avec le lubrifiant du compresseur.

Compresseur à ammoniacque à grande vitesse. — Les résultats d'essais de ces machines sont encore peu connus. La différence relativement considérable entre les tensions à l'aspiration et au refoulement complique beaucoup la construction des soupapes légères, indispensables quand le nombre de tours augmente.

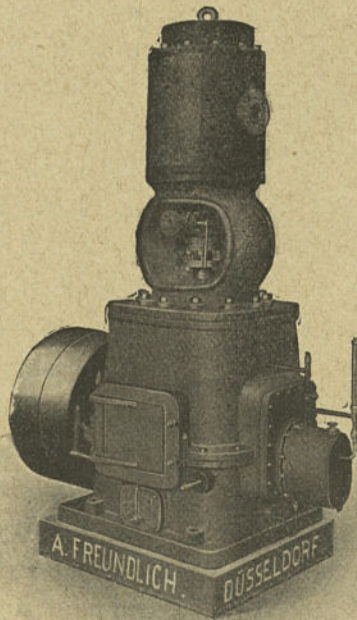


Fig. 24.

Compresseur A. Freundlich, à Dusseldorf (1) (fig. 24).
— Les soupapes sont constituées par des plaques légères sans ressort et sans guide, à jeu restreint. La vibration de ces plaques est déterminée de telle façon qu'il ne

(1) V. Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Ind., 1907, p. 101.

puisse pas se produire de frottement. Le nombre de

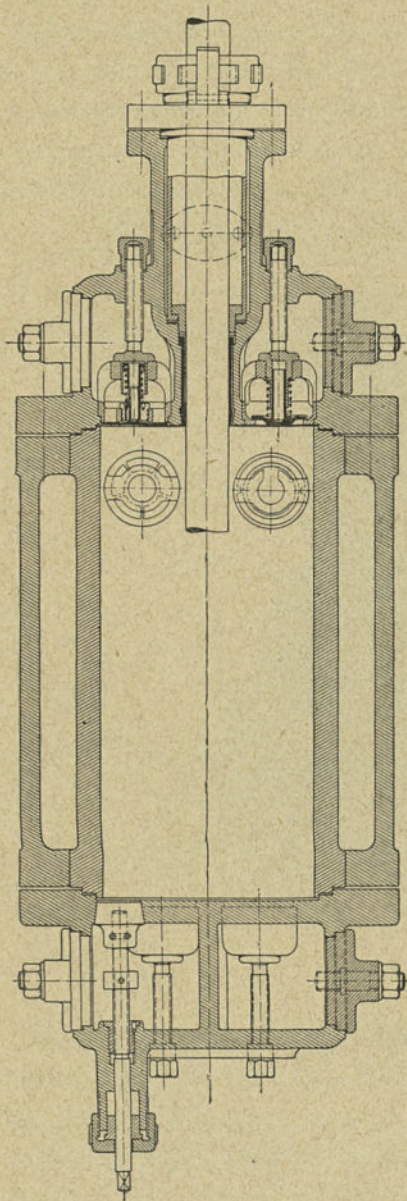
tours atteint, même dans les grosses machines, 500 à la minute.

Compresseur J.-W. Engelhardt, à Fürth

(fig. 25 à 27). — La soupape aspirante comprend un plateau mince, renforcé contre les déformations par une couronne, le guide est formé par une tige creuse. L'action du coussin d'air est surtout sensible à la fermeture de la soupape; la butée du ressort est en deux parties et sert en même temps de guide.

Soupape foulante. — La mise en place du plateau exige des soins; on peut augmenter l'action du coussin d'air en obturant à son extrémité la tige creuse du guide; les soupapes des deux genres sont munies de ressorts à pas très serré, parce que leur longueur est restreinte. Pour éviter

le coincement du guide, il faut que le plateau soit



grand et l'ajustage très exact; le presse-étoupe est organisé à circulation réfrigérante; le fond arrière porte un robinet-valve qui permet de fermer l'accès de la moitié arrière du cylindre pour réduire le rendement de la machine. Les figures ci-contre ne

donnent que le principe de la construction de cette soupape; dans l'exécution, il faut chercher l'étanchéité absolue (v. aussi page 168.) Pour la fixation du cylindre, voir page 103.

Les derniers essais de Doerfel (1) permettent de croire qu'on cherchera à perfectionner les compresseurs à ammoniaque dans le sens suivant : aspiration

de vapeur sèche, grandes soupapes, course réduite, espace nuisible plus grand, refroidissement artificiel du cylindre et du presse-étoupe, grande vitesse.

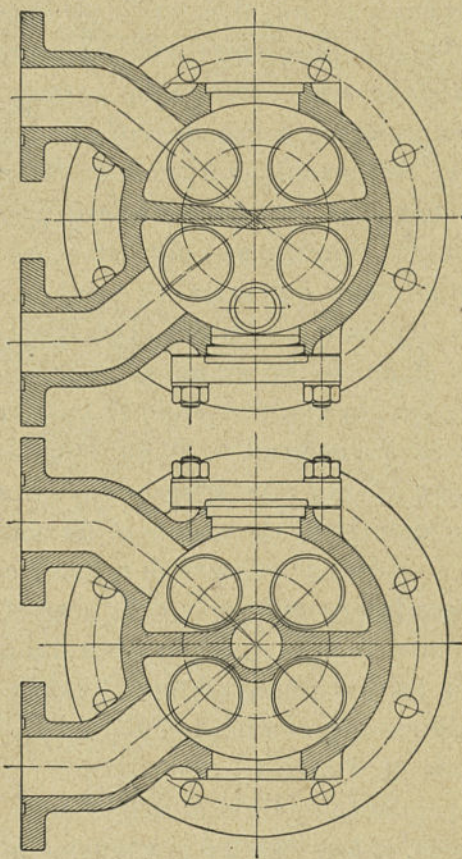


Fig. 26 et 27.

(1) V. *Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Ind.*, 1908, p. 1.

15. Cylindre des machines à acide sulfureux.

— Si l'on aspire de la vapeur humide, il se dépose dans le cylindre une masse grise, analogue à de l'émeri, qui encrasse aussi les soupapes. La nécessité d'aspirer des vapeurs sèches diminue l'effet fâcheux de l'espace nuisible sur des vapeurs humides dont on a parlé plus haut (p. 63). *Un grand espace nuisible est donc admissible*; cela permet de construire des compresseurs à grande vitesse (voir p. 83). La cylindrée des machines à acide sulfureux est plus grande, à effet égal, que celle des compresseurs à ammoniaque (1); si le rapport du diamètre du piston à la course est le même que pour ces derniers, le nombre de tours étant plus considérable, cela peut donner lieu, pour les machines de grandes dimensions, à des difficultés pendant la marche. Mais le faible écart entre les tensions à l'aspiration et au refoulement (par exemple jusqu'à 5 et 1 atmosphères absolues) permet de choisir des diamètres de piston et de soupapes plus grands, c'est-à-dire *de réduire le rapport entre la course et le diamètre du cylindre*; cela permet par conséquent de maintenir la vitesse dans les limites favorables. Bien que les conditions de marche du compresseur à acide sulfureux permettent d'appliquer d'autres constructions et d'autres proportions du cylindre, on trouve cependant une forte analogie entre les modèles mis en vente, même par les principales maisons, et les compresseurs à ammoniaque (v. fig. 12).

Cylindre à vitesse normale. — Cylindre, pistons, fonds, soupapes sont identiques à ceux d'un compresseur à ammoniaque (fig. 12).

(1) HEINEL. — *Bau u. Betrieb von Kältemaschinen*, p. 35 et suiv.

Presse-étoupe. — Tresse de coton (fig. 20) sans lanterne, parce que la tension à l'aspiration est en général à peu près la même que la pression atmosphérique.

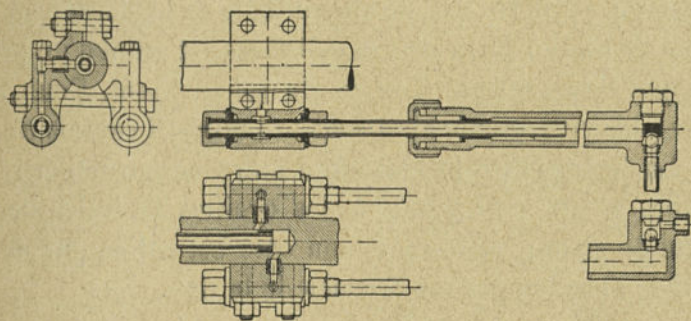


Fig. 28.

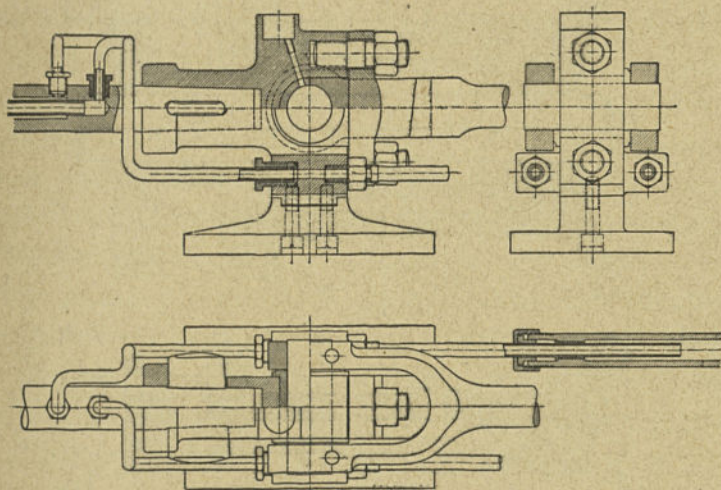


Fig. 29.

Refroidissement de la tige. — L'aspiration de gaz sec occasionne une production considérable de chaleur à la compression; pour ménager la garniture du presse-étoupe et pour la raison mentionnée plus haut, on refroidit d'habitude la tige par une circulation d'eau fraîche, amenée au moyen de tuyaux ou par une pompe.

La figure 28 donne le détail d'une disposition de ce

genre : deux têtes d'amenée et de sortie d'eau sont boulonnées sur la tige creuse. A chacune de ces têtes correspond un tube qui pénètre comme un piston creux dans un cylindre fixé de chaque côté de la glissière de la tête de bielle. L'un de ces cylindres est muni d'un petit clapet d'aspiration, l'autre, de refoulement. Pour les grandes vitesses, on ajoute encore un petit caisson à air.

La figure 29 reproduit une autre construction : les tubes creux sont vissés à des oreilles latérales de la tête de piston ; celle-ci de son côté est reliée par deux tubes avec les parties creuses de la tige.

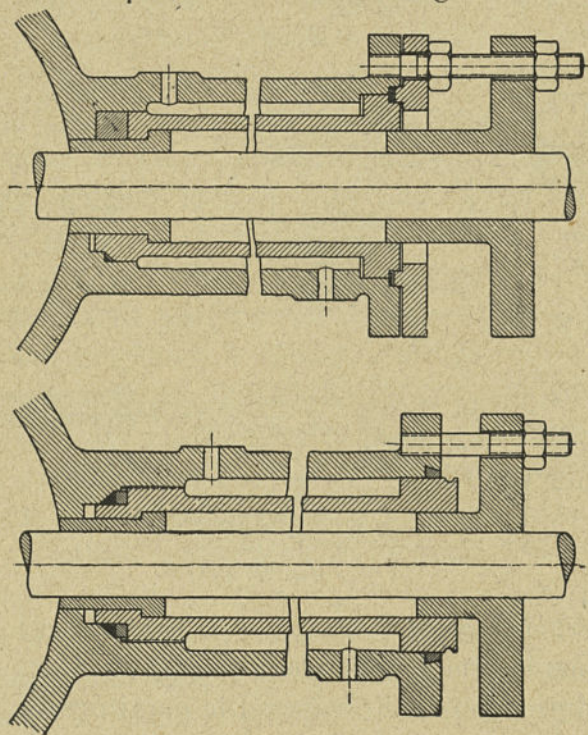


Fig. 30 et 31.

Refroidissement du presse-étoupe. — Il est difficile de couler le presse-étoupe avec une double paroi, à

cause des fuites, toute entrée d'eau dans le cylindre devant être évitée à tout prix. C'est pour cela que l'on introduit une coquille dans le col proprement dit (v. fig. 30 et 31) ou que l'on boulonne une enveloppe extérieure au col, comme le fait A. Borsig (fig. 32). Cette enveloppe est encore pourvue de nervures qui assurent une parfaite circulation de l'eau.

Graissage du piston et de la tige. — Différents constructeurs recommandent de ne pas graisser du tout, ou tout au moins fort peu et avec de la vaseline ou des corps analogues, inattaquables par l'acide sulfureux; une expérience de plusieurs années leur a enseigné que l'acide sulfureux agit lui-même comme lubrifiant d'une façon bien suffisante, à condition qu'il dépose en gouttellettes sur les surfaces à lubrifier; pour cela, ces dernières doivent être, au moins momentanément, rafraîchies au-dessous de la température de liquéfaction correspondant à la tension dans le compresseur, c'est-à-dire qu'il faut une quantité d'eau suffisante pour refroidir la tige et le presse-étoupe. Le cylindre lui-même est alors pourvu d'une enveloppe avec chemise d'eau (fig. 32). L'eau traverse en général d'abord le presse-étoupe et la tige, pour finir par l'enveloppe du cylindre. Lorsque la température à l'aspiration est très basse, le gaz peut absorber une notable quantité de chaleur de la chemise d'eau du cylindre, l'effet frigorifique est réduit d'autant, et la température à la compression s'élève notablement. Dans ce cas on réserve l'eau toute fraîche pour le cylindre et l'on rafraîchit la tige et le presse-étoupe par des vapeurs d'acide sulfureux. Ce refroidissement ne doit cependant pas être poussé jusqu'à provoquer une condensation de SO^2 à la compression, ce qui diminuerait l'effet frigorifique (fig. 11).

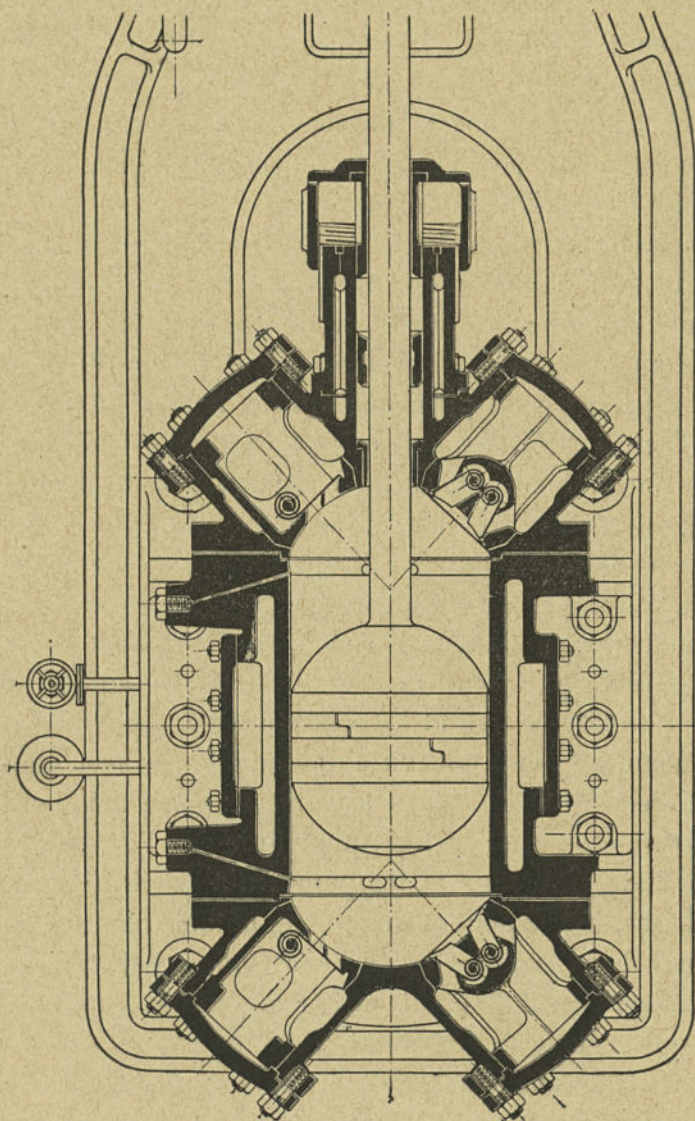


Fig. 32.

Compresseurs à grande vitesse et à soupapes légères. Soupapes de la maison Schuchtermann et Kramer, à Dortmund (fig. 33). — On voit dans cette figure que

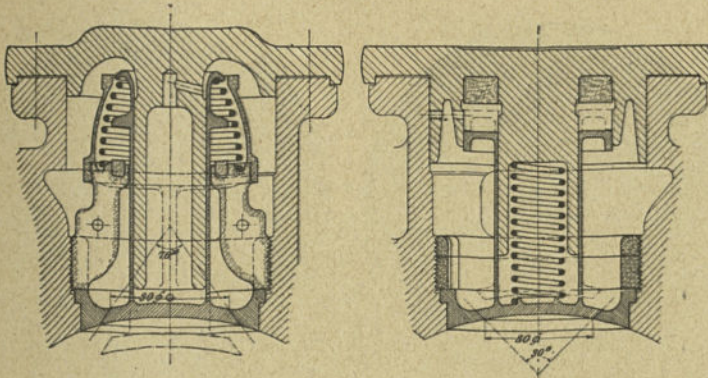


Fig 33.

des plateaux très légers sont renforcés par un tube qui sert en même temps de guide. *Soupape aspirante* : ressort léger et couvert, butée élastique; l'effet du coussin d'air du guide creux peut être augmenté si l'on obture la partie inférieure du guide. La *Soupape foulante* a un coussin d'air important et une butée élastique. Il est nécessaire, pour ces soupapes, que le couvercle portant le guide entre suffisamment dans la boîte de soupape; un serrage inégal entraînera soit une mauvaise fermeture, soit un coincement; le joint se fait au moyen d'un anneau de caoutchouc.

Clapets Gutermuth (Construction de A. Borsig, à Tegel) (fig. 34-35). — Le clapet est constitué par une tôle d'acier enroulée en spirale par un de ses bouts et fixée par un tourillon; une torsion de ce dernier produit une tension plus ou moins grande dans la spirale. Si l'exécution est bonne, on peut ainsi supprimer le choc à la fermeture des soupapes et éviter la rupture,

trop fréquente ailleurs, des soupapes, même en employant un métal moins parfait. Les nervures à l'intérieur du siège diminuent évidemment la section libre

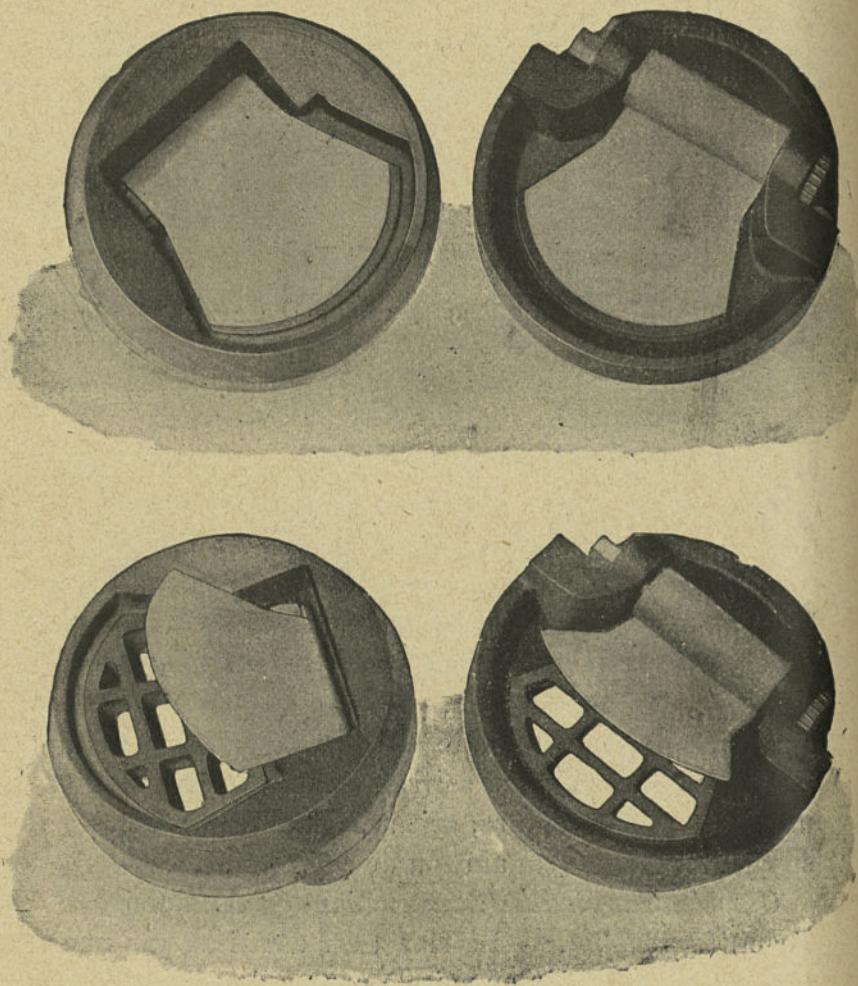


Fig. 34.

de l'orifice, mais cet inconvénient est balancé par le peu de résistance du ressort, l'insignifiance du travail

nécessaire pour soulever la soupape et la suppression d'un changement de direction du jet de gaz traversant

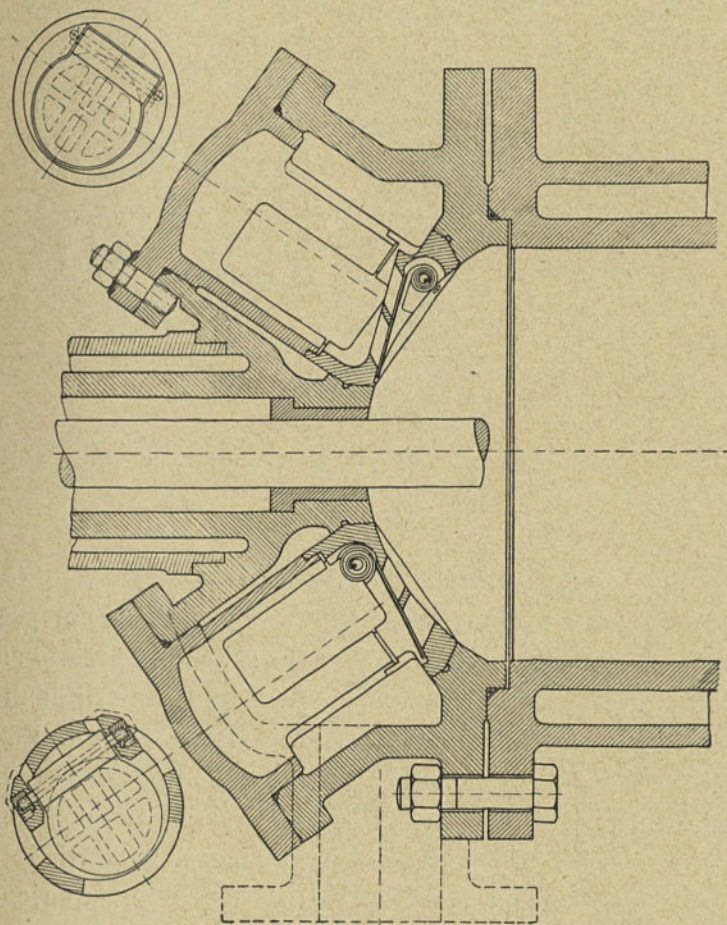


Fig 35.

celle-ci (les nervures étant inclinées, le jet se déplace parallèlement à la face de la soupape).

Soupape de la Maison Quiri et C^{ie}, à Strasbourg. —
Le nombre des soupapes est aussi grand que possible

(fig. 36), ce qui nécessite un espace assez grand. La soupape en elle-même comprend un siège percé d'ou-

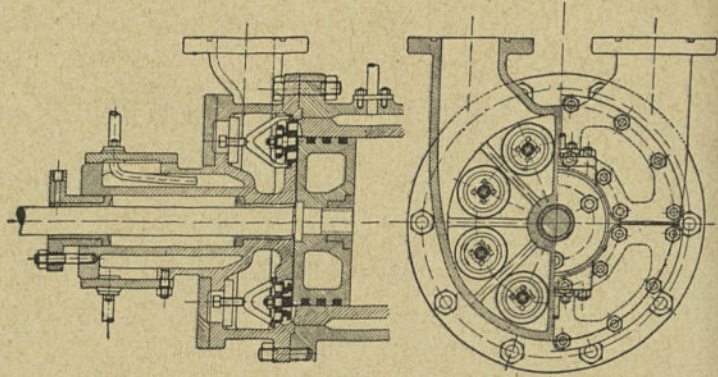


Fig. 36.

vertures, un plateau circulaire sans guide, un ressort court et doux avec sa butée.

16. Compresseurs à acide carbonique. — *Cylindre.* On emploie avec succès une fonte de composition spéciale coulée sous forte pression ; la pression de 70 atmosphères et plus ne constitue pas une difficulté, le diamètre d'alésage étant toujours très petit. Dans les cylindres en fonte, les communications entre l'avant et l'arrière du cylindre font corps avec ce dernier, le canal d'aspiration se trouvant à la partie inférieure, celui de refoulement à la partie supérieure (Construction L. A. Riedinger, à Augsburg, et d'autres, figure 37). Les trous, à l'extrémité de ces canaux, sont obturés par des bouchons vissés à fond ; lorsqu'il n'y a qu'une seule conduite d'aspiration, elle est raccordée à la partie inférieure de l'extrémité arrière du cylindre ; un orifice dans la paroi du cylindre assure la communication avec la soupape du fond

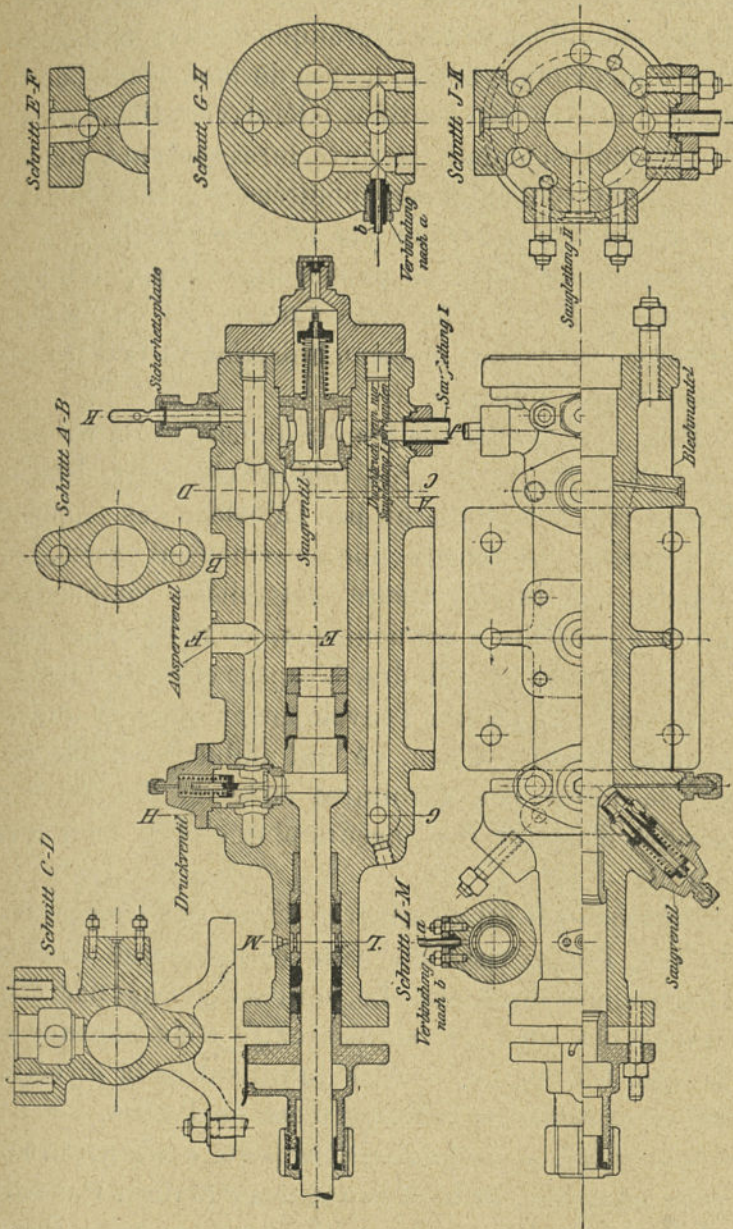


Fig. 37.

arrière. S'il y a deux conduites d'aspiration, l'une d'elles aboutit par le canal pratiqué dans la partie inférieure du cylindre aux soupapes du fond avant, l'autre au fond arrière par un orifice latéral (v. p. 100). Le fond arrière seul est mobile; les ouvertures servant à adapter l'indicateur sont en général obturées par des pointeaux (de fermeture) pour diminuer l'espace nuisible.

Pour des cylindres de petites dimensions, on utilise parfois un bloc de fer forgé dans lequel on évide le cylindre, les canaux de communication et la place nécessaire aux soupapes.

Pour des cylindres de grande dimension on fait souvent l'âme au moyen d'un tube d'acier noyé dans la fonte; cela complique un peu l'ajustage des soupapes et nécessite une construction extrêmement exacte. Les deux extrémités du cylindre sont reliées, comme dans les compresseurs à ammoniac, par des tuyaux coulés, extérieurs au cylindre. L'espace circulaire restant entre l'âme en acier et l'enveloppe en fonte est utilisée comme chemise d'eau, ce qui influe favorablement sur la durée des garnitures en acier du piston et permet d'aspirer des vapeurs plus sèches qu'il n'est d'usage.

Piston. — Il est en général d'une seule pièce avec la tige; il n'est vissé sur cette dernière que dans les très grandes machines. Le joint est formé par deux manchettes en cuir, serrées entre trois anneaux en bronze. On emploie comme lubrifiant de la glycérine débarrassée de tout mélange d'eau ou d'acide.

Soupapes. — Le fond arrière porte une grande soupape aspirante, le fond avant deux petites. Par suite de la faible différence entre le diamètre de la tige et celui du piston, le côté avant du cylindre aspire moins

de CO^2 que l'arrière, de sorte que les deux soupapes avant ont ensemble une section moindre que la soupape arrière. Elles sont placées obliquement et de façon qu'une soupape qui aurait grippé soit vite re-

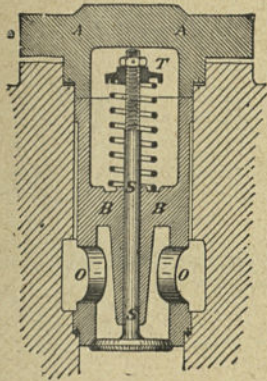


Fig. 38.

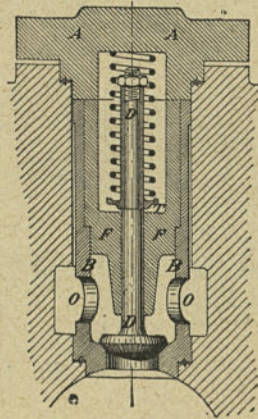


Fig. 39.

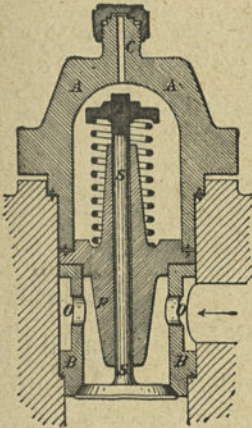


Fig. 40.

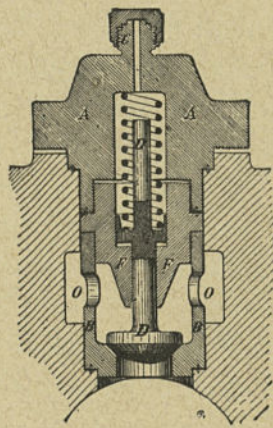


Fig. 41.

poussée en place par le piston. Le cylindre n'a que deux soupapes foulantes, placées à la partie supérieure, à chaque extrémité. Cette disposition est à peu près inévitable, bien qu'elle augmente l'espace nuisible; les figures 38 et 39 reproduisent des soupapes à guide

d'une seule pièce avec plateau vissé sur la tige, les figures 40 et 41 des soupapes à guide en deux parties, plateau et tige d'une seule pièce. Les sièges sont en bronze, les soupapes en acier, les ressorts à boudin assez longs et résistants (1).

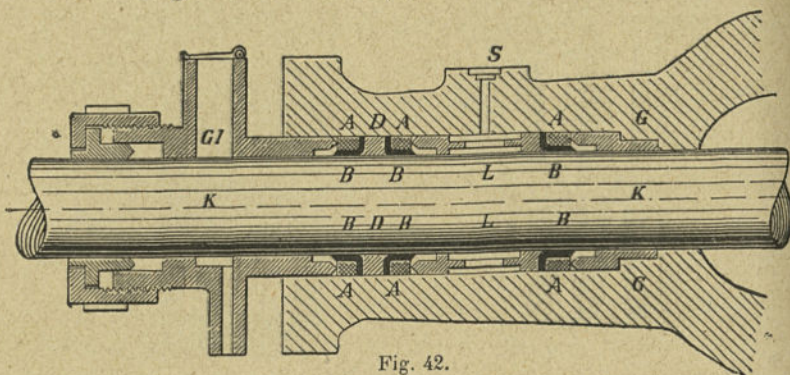


Fig. 42.

Presse-étoupe (fig. 42 et 37). — Il comprend successivement un anneau de fond très long, en bronze, une manchette de cuir maintenue par un anneau en caoutchouc, une lanterne avec espace vide annulaire (en communication par les orifices *a* et *b*, figure 37, reliés par un tube en cuivre avec la conduite d'aspiration), une seconde manchette en cuir avec son anneau de caoutchouc, une bague en bronze, une troisième manchette en cuir avec anneau de caoutchouc et enfin la lunette. Cette dernière constitue le récipient de glycérine et porte un presse-étoupe auxiliaire pour empêcher la déperdition de glycérine. Comme cette lanterne est assez longue, il importe que le serrage se produise d'une façon tout à fait uniforme.

(1) On remplace souvent ces ressorts à boudin, assez fragiles, par des ressorts plats enroulés en spirale conique très serrée, beaucoup plus résistants. Comme ils ne fonctionnent bien que verticalement, on ne les emploie que pour les soupapes foulantes (construction Riedinger-Augsbourg) (*Note d. trad.*).

Quelques constructeurs (Humboldt, à Kalk) munissent les compresseurs à CO_2 , surtout lorsqu'ils sont verticaux, d'une pompe à glycérine (fig. 43). La face

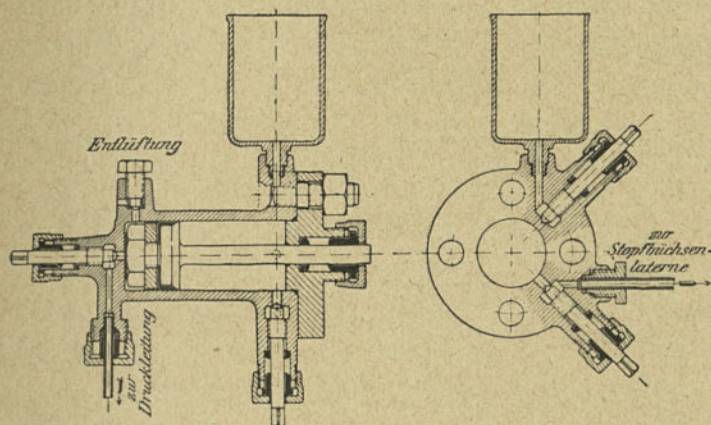


Fig. 43.

avant du cylindre est en communication avec la lanterne du presse-étoupe, la face arrière avec la conduite de compression. Grâce à la différence de pression, la glycérine introduite dans la partie antérieure du cylindre est refoulée vers le presse-étoupe du compresseur. Pour remplir la pompe on ferme les communications avec la conduite de refoulement et le presse-étoupe, on ouvre l'orifice de décharge et l'écoulement de l'entonnoir rempli de glycérine, et on repousse le piston à la main.

Préparation des manchettes en cuir (1). — Il n'est pas avantageux de les préparer soi-même, car cela exige une longue expérience et un bon outillage spécial. Le choix du cuir varie selon le diamètre et la longueur des manchettes; lorsqu'il est trop épais, il

(1) V. Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Industrie, 1900, p. 161.

devient dur et la manchette n'est plus étanche. La macération, la forme des presses, le séchage, le découpage et le biseautage sont des opérations très importantes. Dans la presse, la partie cylindrique devient conique sur la face extérieure par suite de l'étirement du cuir ; il faut que l'anneau en caoutchouc épouse ce cône. Toute la garniture doit glisser dans le presse-étoupe sous la simple pression de la main, et l'on ne

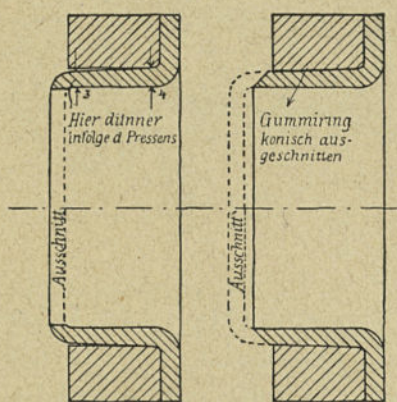


Fig. 44.

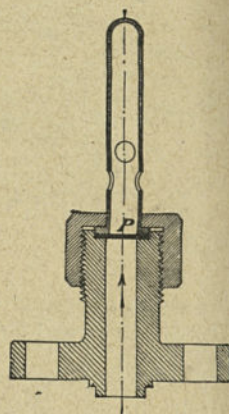


Fig. 45.

doit pas la forcer. La figure 44 reproduit la préparation des manchettes. Avant leur mise en place les manchettes sont ramollies dans un bain de glycérine.

Soupape de sûreté. — Elle est placée à l'extrémité postérieure du canal de compression, à la partie supérieure du cylindre (fig. 37). Elle consiste en général en une plaque de fonte qui éclate à une pression déterminée ; les éclats sont retenus dans un chapeau pourvu d'ouvertures latérales et placé sur la plaque. Comme l'acide carbonique n'est pas un gaz toxique, on peut purger le compresseur dans la salle des machines elle-même, à condition que cette dernière ne soit pas en sous-sol, l'acide carbonique, plus lourd que

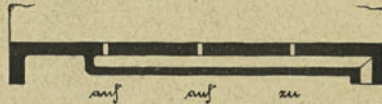
l'air, se répandant au niveau du sol et l'air, lorsqu'il est fortement mélangé de CO^2 , devenant irrespirable. Le chapeau mentionné plus haut est muni d'un plomb pour empêcher l'échange, par le machiniste, de la plaque de fonte contre une autre plus forte.

17. Diminution facultative de l'aspiration du compresseur pour réduire la production de froid (1). —

Elle peut se réaliser de différentes façons : a) Dans les installations doubles, par la suppression d'un des compresseurs, réduisant l'effet de moitié. Cela ne peut se faire que pendant l'arrêt et n'est donc pas pratique, dans les cas où il y a lieu de modifier fréquemment la quantité de froid.

b) On soulève au moyen d'une tige filetée la soupape d'aspiration de l'un des deux fonds : réduction de la puissance de moitié. Cette opération peut se faire pendant la marche.

c) On établit un raccordement spécial entre l'intérieur du cylindre et la conduite d'aspiration (fig. 25), ce qui peut se faire pendant la marche. Réduction de moitié.



d) On pratique dans la paroi du cylindre des fentes reliées à la conduite d'aspiration (fig. 46). On peut réduire la conduite de $1/2$ à 0 , mais pas de $3/4$.

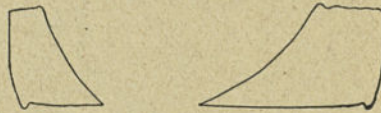
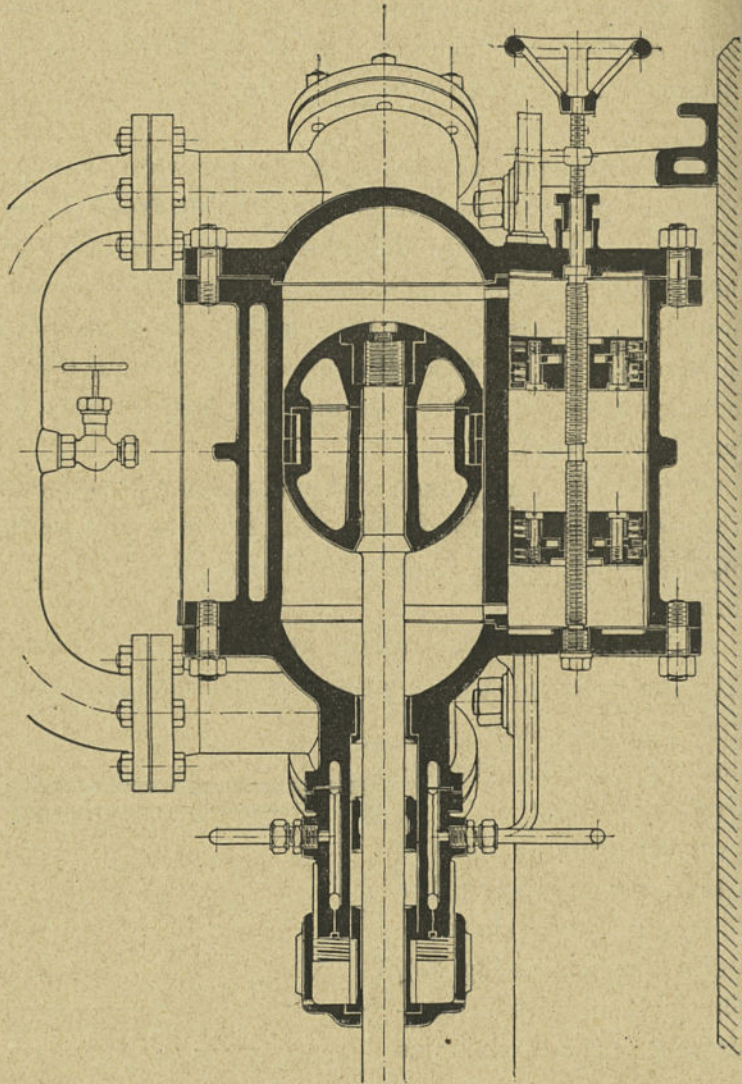


Fig. 46.

e) On augmente artificiellement l'espace nuisible

(1) V. Z. f. d. g. K.-I., 1904, p. 145, et 1908, p. 179.

(construction de A. Borsig, à Tegel) (fig. 47 à 49). Un cylindre auxiliaire, en communication avec le cylindre



principal, est placé sous ce dernier. Il contient deux pistons bien étanches, qu'on déplace à la main au moyen d'une tige filetée commune. Ce genre de réglage assure

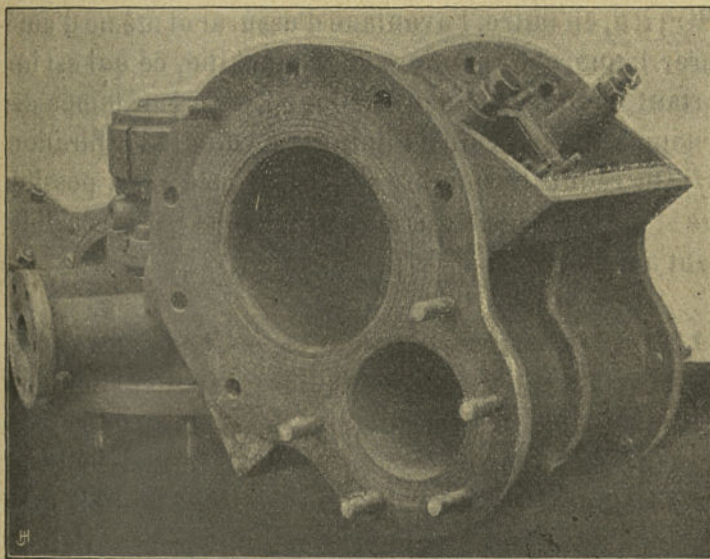


Fig. 48.

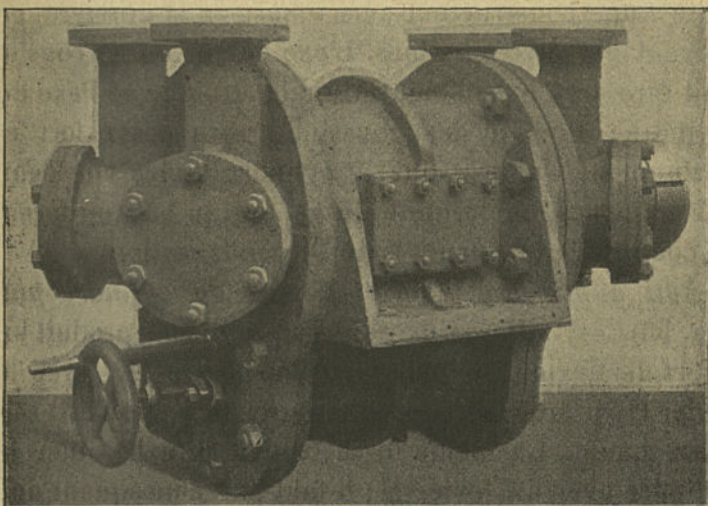


Fig. 49.

une aspiration sèche et convient donc pour les machines à SO_2 ; il a, en outre, l'avantage d'assurer et même d'améliorer la marche régulière de la machine, ce qui est important lorsque le moteur actionne en même temps des dynamos; on peut ainsi diminuer à volonté l'aspiration.

f) On réduit le nombre de tours; cela n'est possible que si le rendement du moteur n'en est pas sensiblement amoindri.

18. Bâti, glissière, coussinets. — *Conditions de construction*: La rigidité doit être suffisante pour éviter toute flexion pendant la construction, le montage ou la marche (1); une flexion compromettrait l'étanchéité du presse-étoupe. Il faut veiller au centrage parfait de la glissière, du presse-étoupe et du cylindre pendant le montage et au maintien de ce centrage pendant la marche. Les vibrations du cylindre, du fond antérieur, de la tige de piston (vibrations latérales), de la tête de piston (par suite d'une construction défectueuse de la glissière) ne doivent pas être possibles. L'axe de l'arbre de couche doit être très exactement à angle droit avec l'axe du cylindre; le bâti des coussinets sera assez fort et absolument rigide; sous le cylindre et les chapeaux des soupapes, on termine en général le bâti en forme de coquille pour retenir l'eau de condensation.

Bâti à glissière plate et à pied du cylindre plat (fig. 30). — La force exercée par le piston produit un effort de flexion du bâti sur l'axe neutre MN avec le levier C; il faut par conséquent que la section CD soit assez haute. La même force tend à faire basculer le cylindre avec un levier H; il faut par conséquent que

(1) V. *Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Ind.*, 1907, p. 21, 41, 68.

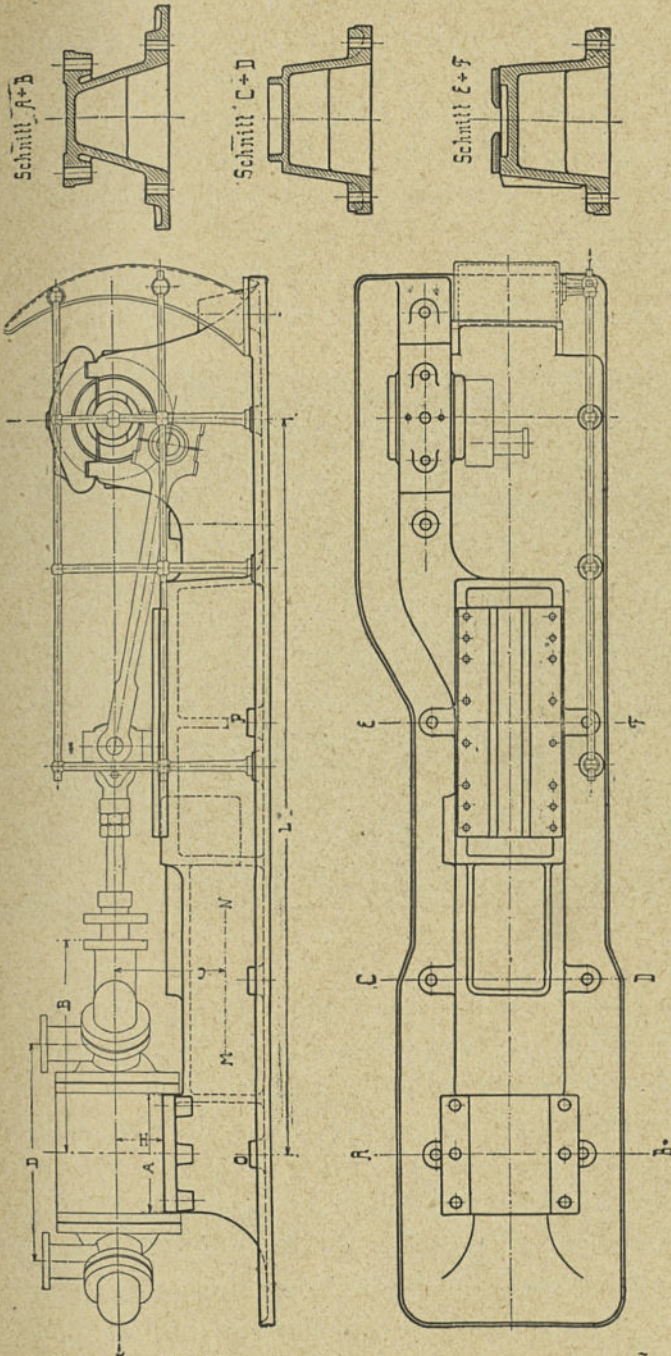


Fig. 50.

LORENZ. — Machines frigorifiques.

la longueur A du pied soit suffisante et que les brides, dans la section AB, soient convenablement renforcées.

Pour découpler, on déboulonne la tête de bielle, cette dernière est alors relevée et le moteur peut être utilisé pour d'autres machines, la manivelle du compresseur tournant à vide.

Bâti d'un compresseur double à ammoniaque (Société Linde) (fig. 51). — Les deux bielles sont appliquées à

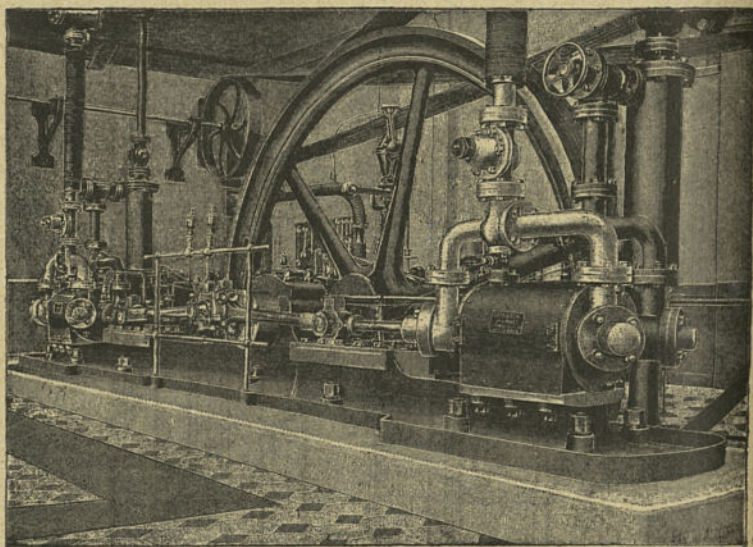
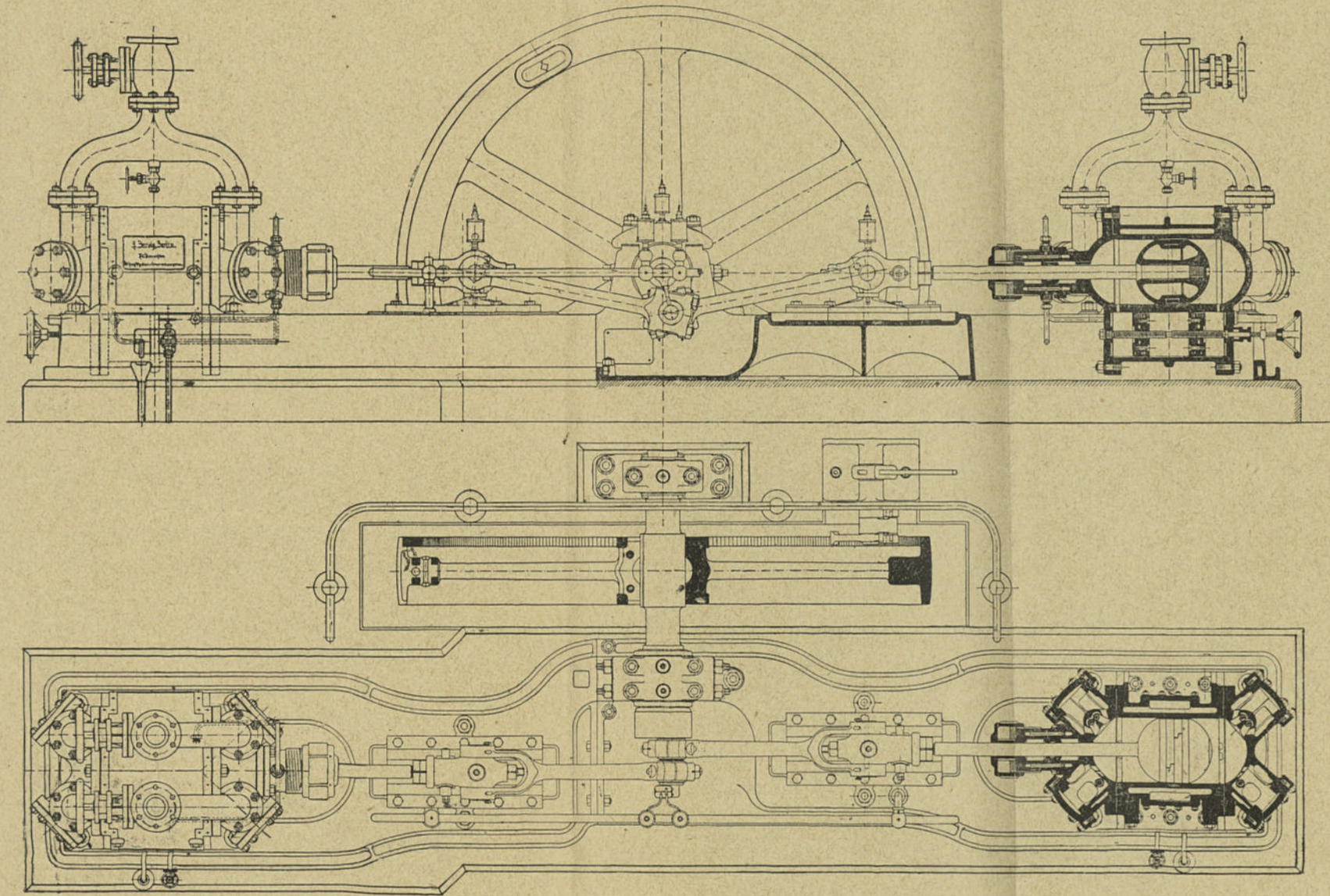


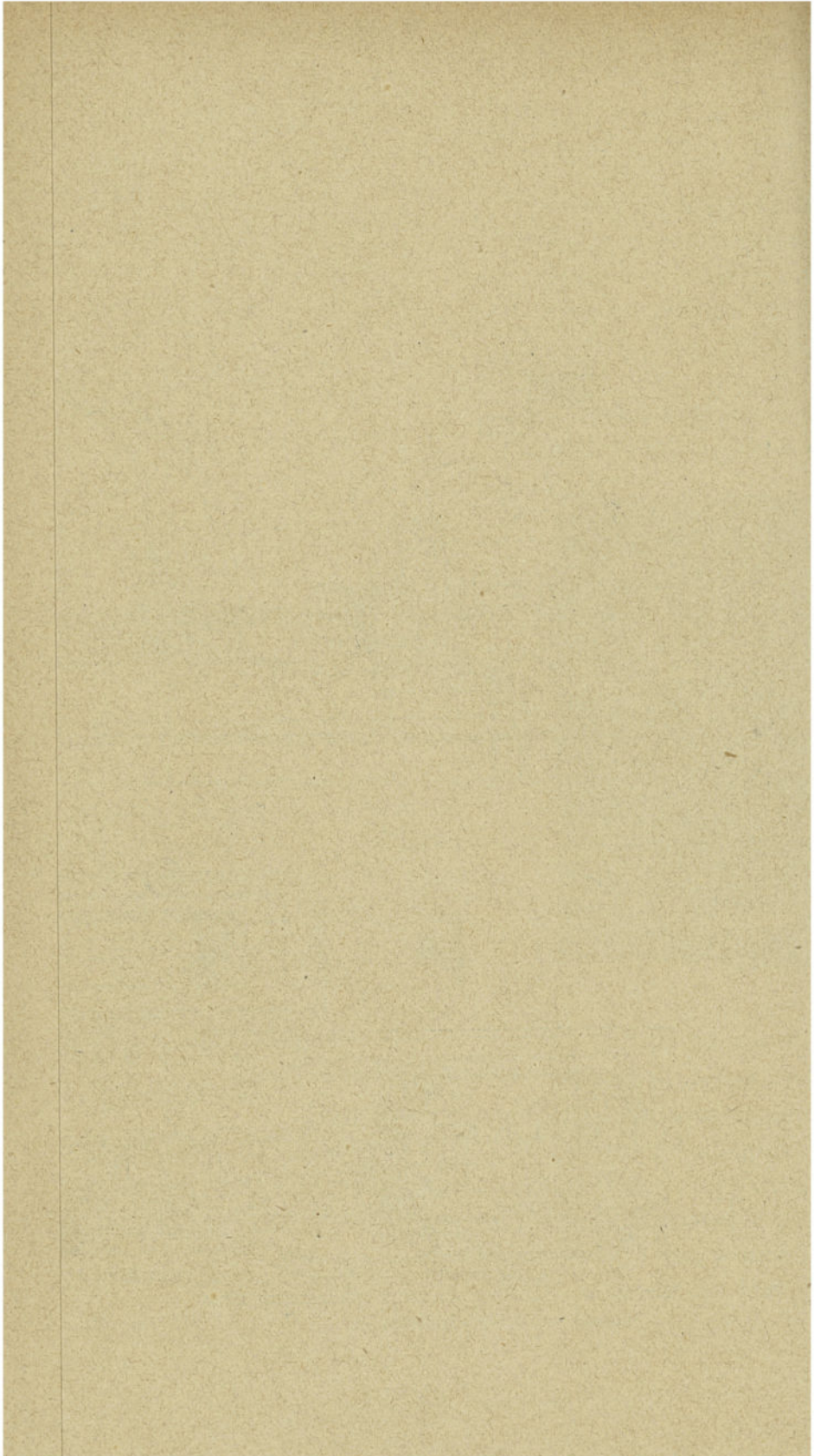
Fig. 51.

la même manivelle, soit l'une à côté de l'autre, l'axe d'un des compresseurs étant déplacé latéralement d'une épaisseur de tête de bielle, soit, si les deux compresseurs sont dans le même axe, avec point d'attaque commun, l'une des têtes, en forme de fourche, emprisonnant l'autre. (Les inconvénients de cette disposition sont : allongement du tourillon de la manivelle, augmentation du moment de flexion, du diamètre du tourillon et par conséquent de la résistance de frottement).



LORENZ. — Machines frigorifiques, 7.

Fig 52.



Bâti double d'un compresseur à acide sulfureux (A. Borsig, à Tegel) (fig. 52, planche). — Le bâti est fourché sous le cylindre : cela permet de donner aux pieds du cylindre une position plus latérale et plus rapprochée de l'axe, contrebalançant plus efficacement la tendance à basculer du cylindre ; le bâti est en deux pièces assemblées par coins et boulons. Pour la construction avec appareil réglant l'aspiration, voir page 94.

Bâti d'un compresseur double à acide carbonique (C. G. Hauboldt, à Chemnitz) (fig. 53). — Les deux extrémités du cylindre sont ici reliées par une tubulure extérieure. La figure donne un exemple de raccordement de plusieurs conduites d'aspiration à un seul cylindre ; chacune de ces conduites vient d'un réfrigérant spécial, chaque réfrigérant travaillant sous une pression différente ; cela permet une économie de force.

Bâti à glissière cylindrique (fig. 54). *Machine à ammoniacque*. — La tête de piston a une glissière cylindrique, le pied du cylindre est plat. La construction en est un peu plus difficile et le centrage moins sûr que dans les types suivants.

Bâti d'un compresseur à acide carbonique (Escher Wyss et C^o, à Zurich) (fig. 55). — Le cylindre est centré par le support demi-cylindrique. Le bâti est très résistant, le robinet-vanne sur la conduite de refoulement remplacé par un simple clapet de retenue ; il n'existe pas de robinet avant le liquéfacteur. Cette disposition supprime le danger d'explosion en cas de mise en marche, le robinet-vanne étant fermé. Pour diminuer l'espace nuisible, le fond avant, arrondi, porte la soupape de refoulement.

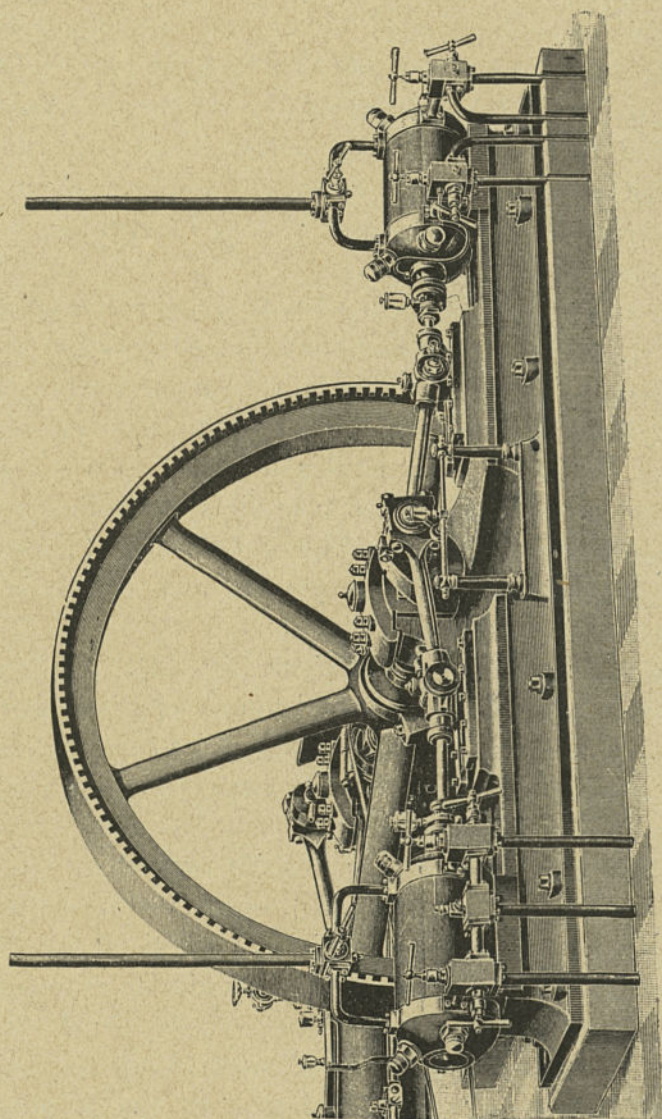


Fig. 53.

Type américain (fig. 56-58). — La glissière est cylindrique, le compresseur ajusté dans un siège cylindrique, relié par un tirant à la partie supérieure de la glissière. Les dimensions de ce tirant sont fixées de manière qu'il ne puisse ni s'allonger, ni se raccour-

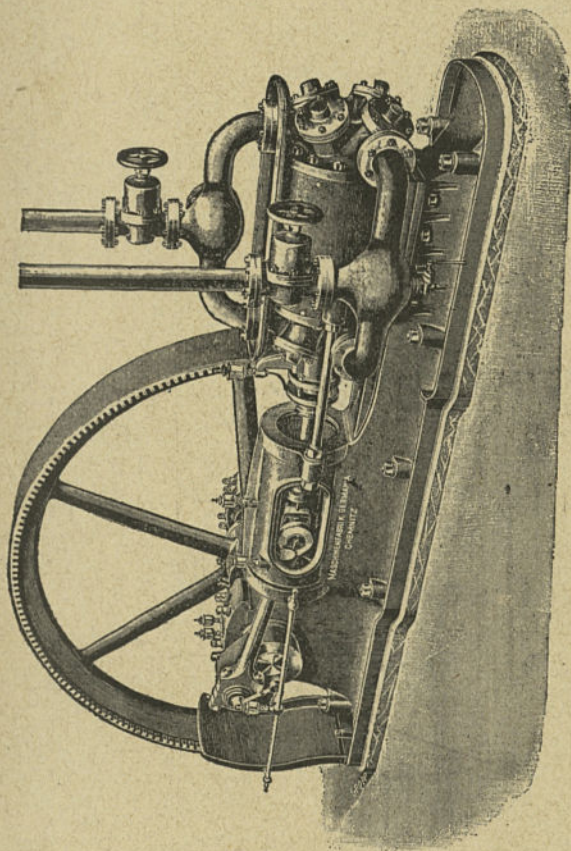


Fig. 54

cir au delà d'une certaine limite normale, pendant la marche; par le serrage des boulons des fonds du cylindre, on assure non seulement l'étanchéité du joint mais encore la rigidité du cylindre dans son siège. Un filet d'ajustage circulaire sert à centrer le bâti des cous-

sinets dans celui de la glissière, auquel il est boulonné. Les coquilles latérales des coussinets sont munies de coins à guide cylindrique, qui empêchent tout gauchis-

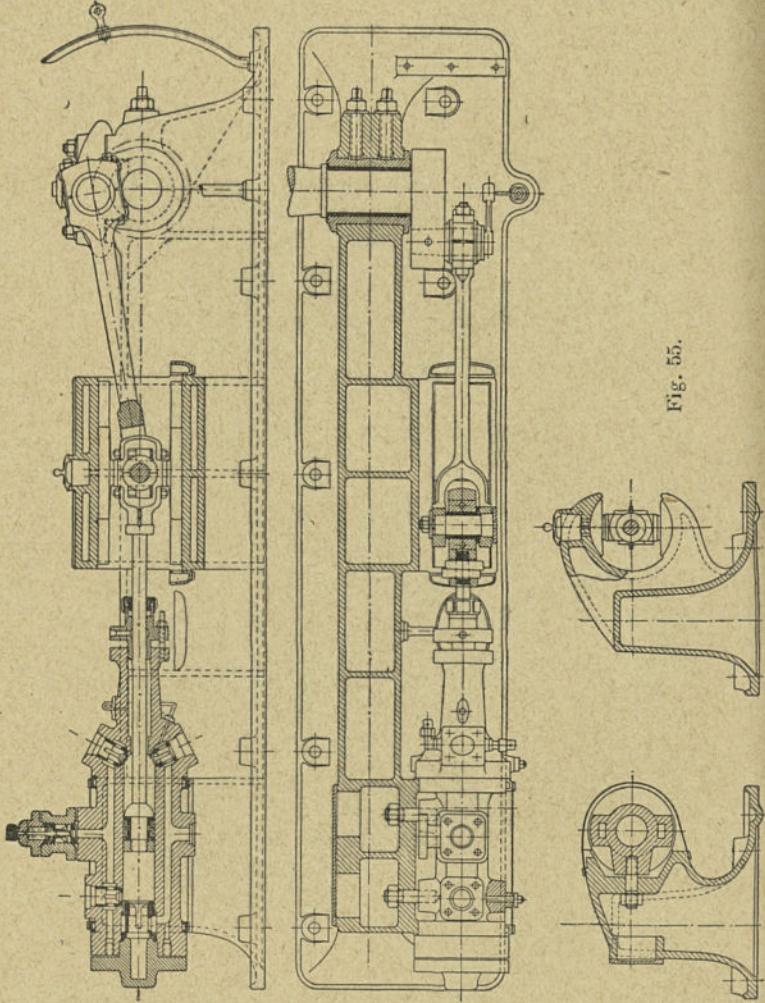


Fig. 55.

sement au serrage. L'élévation de la figure 56 montre la tête de bielle déboulonnée, reposant sur le pied du bâti; la glissière doit être assez large pour que, dans cette position, la manivelle puisse tourner librement.

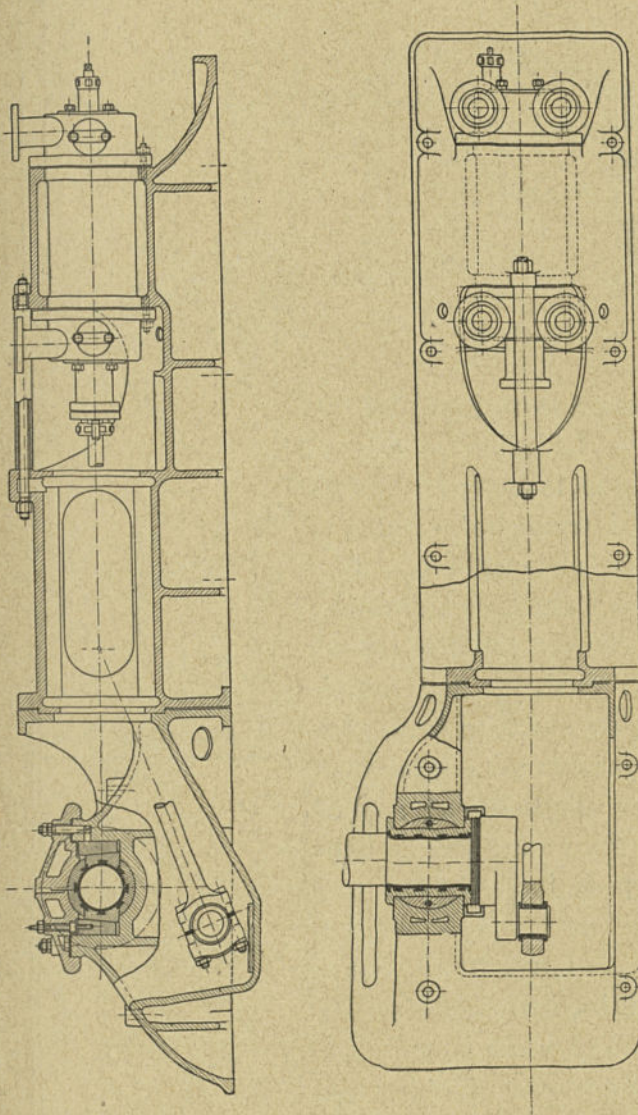


Fig. 56.

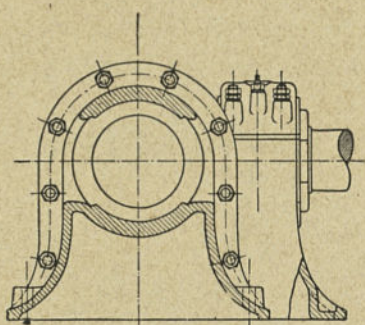
Compresseur d'acide sulfureux (Schuchtermann et

Fig. 57.

Kremer, à Dortmund) (fig. 59-61). — La glissière est cylindrique, le fond avant forme pièce intermédiaire entre la glissière et le cylindre, avec surface d'ajustage annulaire. L'arrière du cylindre repose sur un pied, les deux extrémités du cylindre étant réunies par des canaux latéraux ménagés dans la fonte; l'âme du cylindre est forcée dans le corps en fonte. La figure 60 donne une coupe du cylindre, la figure 61 une coupe de la pièce intermédiaire, formant fond avant.

Compresseur double à ammoniaque (Société Linde, ateliers d'Augsbourg) (fig. 62). — Le cylindre est fixé dans

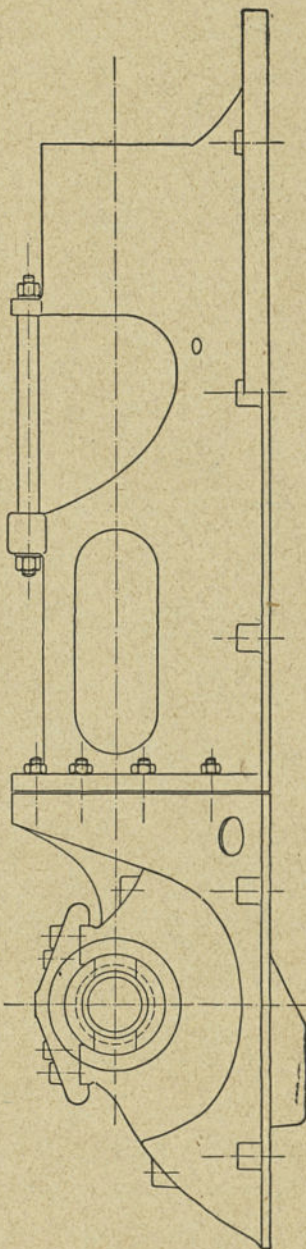


Fig. 58.

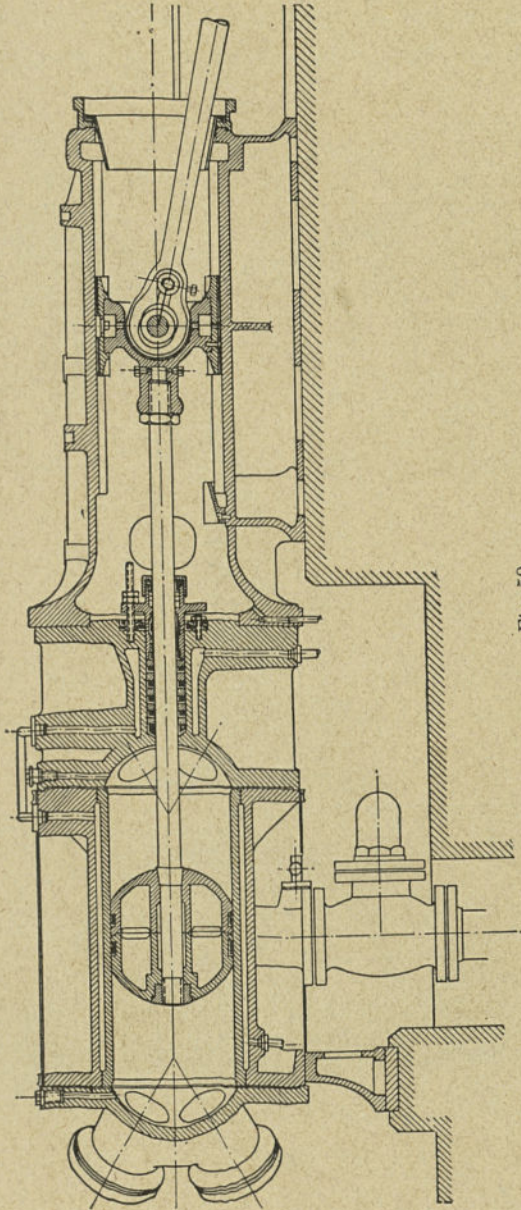


Fig. 59.

un bâti circulaire, construction qui n'est réalisable que pour de grosses machines, l'accès des soupapes du fond avant n'étant plus possible dans des compresseurs

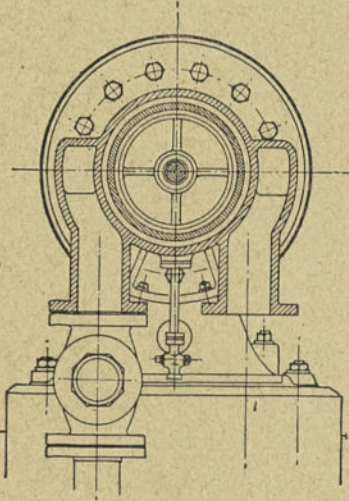


Fig. 60.

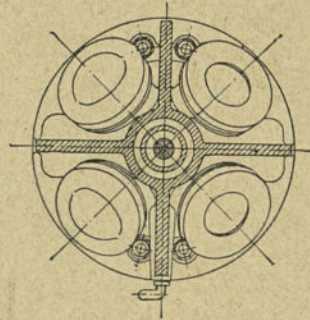


Fig. 61.

de petites dimensions. Ce bâti est coulé à part et boulonné sur la bride d'ajustage circulaire de la glissière.

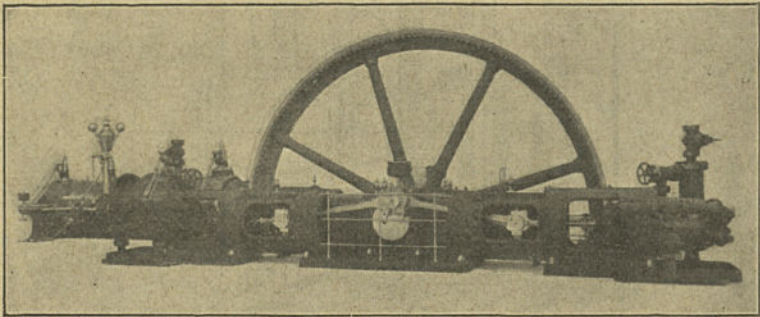
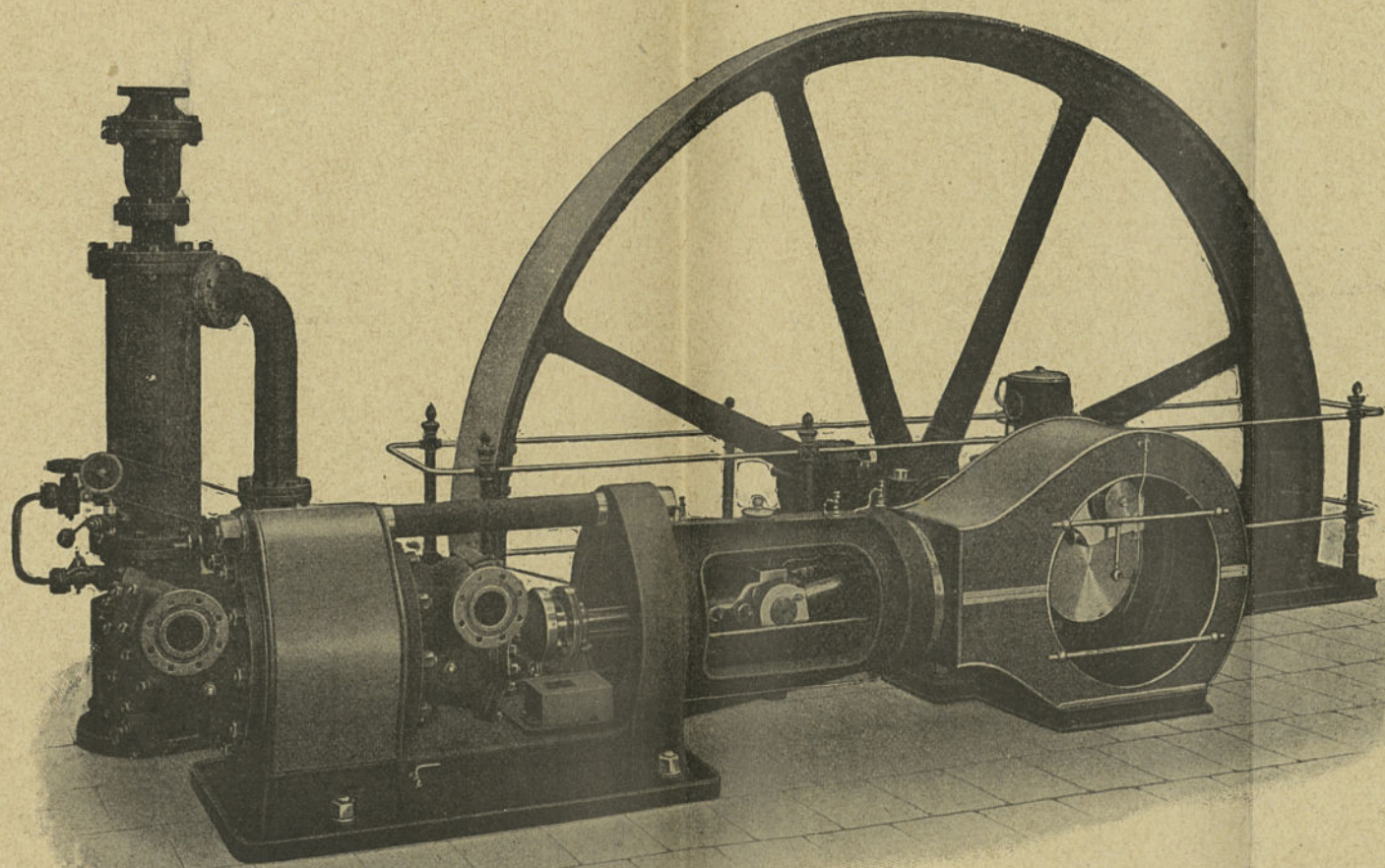


Fig. 62.

Compresseur à ammoniac (Fabrique d'Augsbourg Nuremberg) (fig. 63, planche). — Le compresseur est



LORENZ. — Machines frigorifiques, 7.

Fig. 63.

Page 106.

ajusté dans un bâti cylindrique, comme dans la figure 56, ce bâti relié à la glissière par un tirant. Dans les compresseurs doubles, les bâtis des cylindres et glissières sont coulés à part et boulonnés ensemble.

Compresseur à ammoniaque pour 400 000 frigories (A. Borsig, à Tegel)

(fig. 64). — Bâti, cylindres et glissières ne sont reliés que par des filets d'ajustage; les différentes pièces de fonte sont plus petites que celles reproduites figure 52.

Les soupapes sont placées sur le cylindre et non sur les fonds et sont d'un accès facile, ce qui permet d'enlever les fonds sans toucher à la tuyauterie. Le cylindre, ne devant aspirer que des vapeurs sèches, est

pourvu d'une chemise avec circulation d'eau; les cylindres peuvent être montés dans la position la plus favorable pour le raccordement commode à la tuyauterie. Pour la

fonderie, ce modèle est préférable à celui de la figure 52, où le pied trop long se voile facilement.

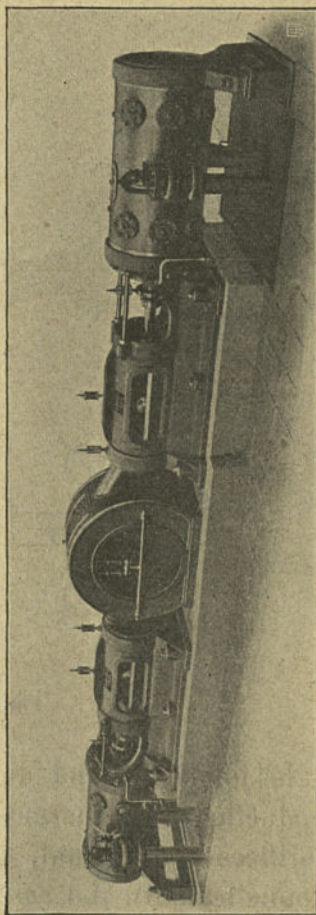


Fig. 64.

19. Appareillage spécial des compresseurs (fig. 65). — La *conduite d'aspiration* doit avoir, aussi près que possible du compresseur, un *épurateur à tamis* (v. p. 130); avant la bifurcation, un excellent *robinet-vanne* (v. p. 124); sur la bifurcation même, une *pipe d'aspiration d'air* (1), et enfin, juste

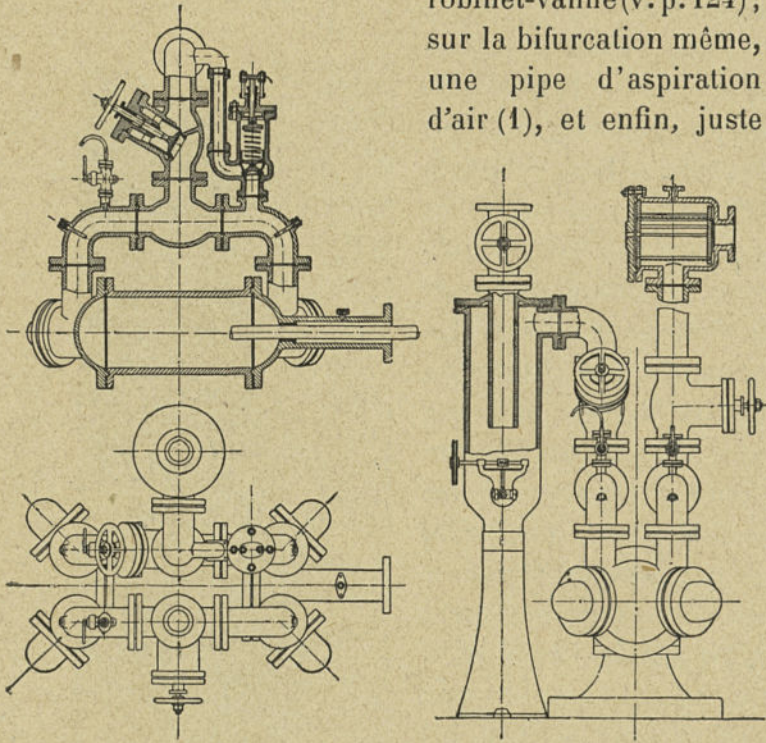


Fig. 65.

avant les joints du fond du cylindre, un orifice pour l'introduction d'un thermomètre. (En règle générale ces orifices font défaut, n'étant nécessaires qu'exceptionnellement). La *conduite de refoulement* doit avoir des ouvertures analogues pour mesurer la tem-

(1) Concernant l'emploi de cette prise d'air, voir : HEINEL, *Bau und Betrieb von Kältemaschinenanlagen*.

pérature du gaz comprimé (font généralement défaut); sur la fourche, un robinet avec raccord pour

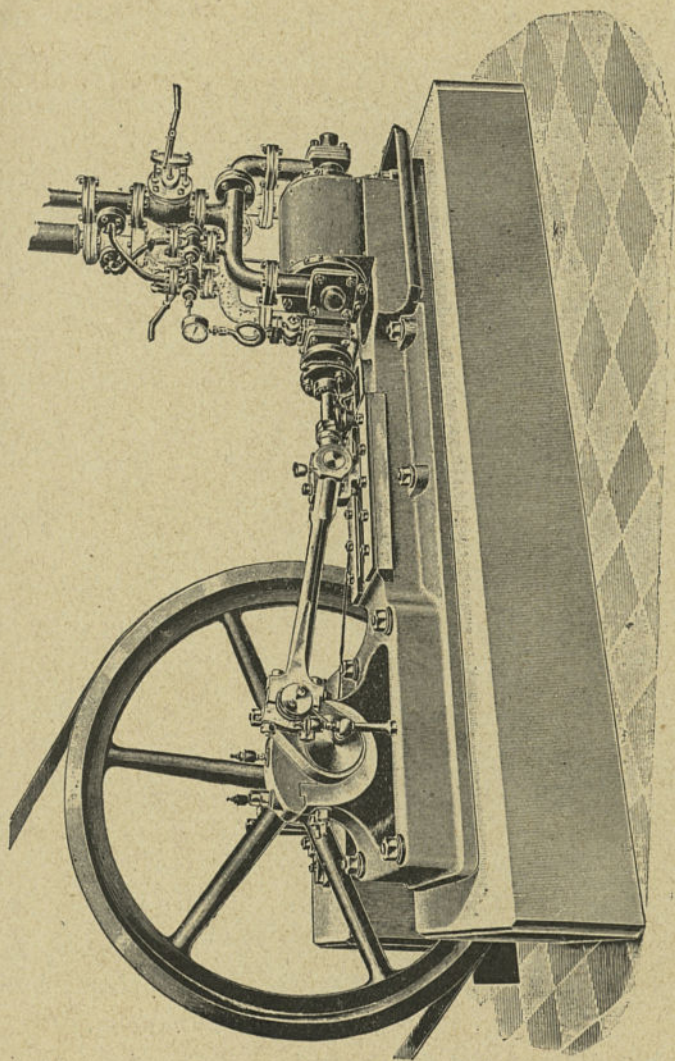


Fig. 66.

tuyau en vue de la vidange du cylindre. Sur le tuyau principal, immédiatement après la fourche, vanne de commande (remplacée souvent par un clapet de re-

tenue); cet organe doit présenter toute garantie. La fourche porte fréquemment une soupape de sûreté.

L'ammoniaque et l'acide sulfureux ne doivent pas s'échapper librement de cette soupape (par exemple dans la salle des machines); on envoie les gaz, par une tubulure, soit dans la conduite d'aspiration (inconvénient : petite perte constante sur la quantité de gaz refoulée), soit dans la conduite de refoulement derrière la vanne (fig. 65) (inconvénient : si la soupape de sûreté n'est pas absolument étanche, cette disposition complique les travaux de réfection du cylindre ouvert).

Conduites en T (fig. 66). — Elles sont quelquefois adoptées (G. Kuhn, à Stuttgart-Berg) pour permettre, en cas de réparation au condenseur, d'aspirer les vapeurs de celui-ci (pour le vider) et de les comprimer dans le réfrigérant.

Robinet d'indicateur. — Pour les machines à acide sulfureux et à ammoniaque, même construction que pour les machines à vapeur, sauf que, dans les compresseurs à NH_3 , le cône et la tige sont en fer.

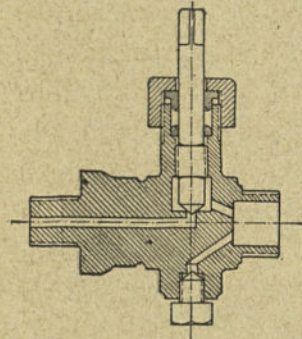


Fig. 67.

Pour les compresseurs à acide carbonique, ces robinets ne sont pas utilisables et on a adopté la construction figure 67, avec cône en bronze. Une vis d'échappement en acier, permet de réaliser la pression atmosphérique sous le piston de l'indicateur.

Bifurcation de la conduite d'aspiration. — Lorsqu'il s'agit de relier plusieurs compresseurs à une même conduite principale, il faut donner le même développement aux conduites bifurquées, sinon le cylindre,

qui aura la plus longue conduite subira un fort échauffement, tandis que celui qui aura la plus courte aspirera des vapeurs humides, si l'on cherche à réduire l'échauffement dans le premier compresseur.

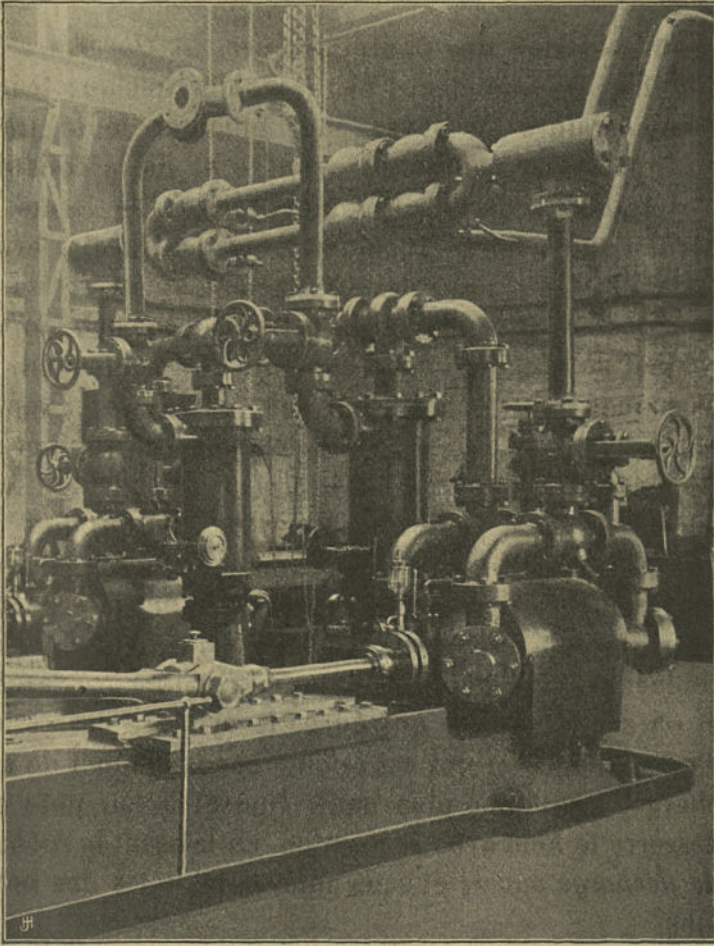


Fig. 68.

L'effet utile des deux compresseurs est donc différent; dans la disposition que reproduit la figure 68, les deux conduites d'aspiration sont inégalement lon-

gues, il est vrai, mais, pour parer à l'inconvénient mentionné ci-dessus, les manivelles sont calées sous des angles différents, de sorte que les temps d'aspiration ne coïncident pas pour les deux compresseurs.

20. Révision des Compresseurs. — *Ouverture du cylindre.* On commence par travailler quelque temps à température surélevée pour éliminer toute trace d'ammoniaque liquide du cylindre et de la conduite d'aspiration à partir du robinet-vanne; on ferme ce dernier, puis, après quelques tours encore, on ferme celui de la conduite de refoulement et on arrête la machine (1). On adapte un tuyau de caoutchouc au robinet de décharge de la conduite de refoulement, et on plonge l'autre bout dans l'eau; on assure la ventilation du local, puis on ouvre lentement le robinet de la conduite de refoulement; il faut renouveler fréquemment l'eau qui s'échauffe par l'absorption de l'ammoniaque. On augmente lentement et progressivement l'ouverture du robinet, jusqu'à ce que la pression dans le compresseur soit tombée à zéro. S'il existe un robinet de prise d'air, on remet la machine en marche et on aspire de l'air qui purge le cylindre des restes d'ammoniaque et qui est refoulé par le robinet de décharge, mentionné plus haut. Nouvel arrêt, puis on desserre le fond avec précaution, en laissant le *robinet de décharge ouvert* et sans enlever les têtes des boulons.

Mise en marche. — Il faut d'abord évacuer l'air qui se trouve dans le compresseur. On adapte le tuyau en

(1) Tout ce qui suit s'applique uniquement aux compresseurs à NH_3 (*Note d. trad.*).

caoutchouc de la même façon que plus haut et on ferme le robinet d'appel d'air. On met la machine lentement en mouvement ; l'air est refoulé par un tuyau dans le seau plein d'eau ; on ouvre, pour un instant seulement, la vanne de la conduite aspirante, puis on referme ; l'ammoniaque est également refoulée dans l'eau ; on répète l'opération jusqu'à ce qu'il ne se produise plus de bulle d'air à la surface de l'eau. On procède alors simultanément à la fermeture du robinet de décharge et à l'ouverture de la vanne de refoulement, et c'est ensuite seulement qu'on admet l'aspiration par la vanne commandant celle-ci. Il faut ouvrir auparavant toutes les vannes de la conduite de refoulement après le séparateur d'huile.

Essai à l'indicateur. — Il est indispensable pour déterminer la bonne ou la mauvaise marche des diffé-

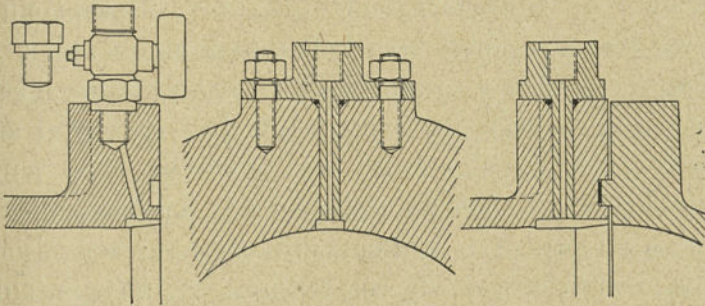


Fig. 69 et 70.

rents organes du compresseur, et il devrait toujours se faire immédiatement après achèvement du montage, puis au moins tous les deux ans à la fin de la campagne d'été. Tous les constructeurs sérieux munissent leurs compresseurs de collets pour indicateurs, perforés sur toute leur longueur, c'est-à-dire jusqu'à l'âme du cylindre, et fermés vers l'extérieur par un écrou ou une bride ; un filetage intérieur ou une pièce

intermédiaire permettent d'adapter l'indicateur. On n'a malheureusement pas encore adopté de norme uniforme pour ces pièces et ces filetages, de sorte que, pour ainsi dire avant chaque essai, on est obligé de se procurer des pièces intermédiaires. Une autre difficulté, pour les compresseurs à CO_2 et à NH_3 , provient du fait qu'on bouche le canal d'arrivée à l'indicateur sur toute sa longueur (pour réduire l'espace nuisible) au moyen d'un pointeau, qu'on a grand peine à retirer, parce qu'il adhère aux parois par une surface considérable. Il serait préférable de pourvoir cet orifice, une fois pour toutes, d'une bride (fig. 70) portant, d'une part, un pas de vis auquel s'adapterait le robinet de l'indicateur, d'autre part, une tige percée d'un canal très étroit et destinée à remplir le plus exactement possible l'espace nuisible.

Pour les machines à acide sulfureux, on peut employer les mêmes indicateurs (1) que pour les moteurs à vapeur; pour les compresseurs à ammoniacque il est nécessaire d'avoir des instruments tout en fer et en acier, d'ailleurs identiques aux premiers dans leur construction (2). Les résultats fournis par les indicateurs à ressorts plats sont entachés d'erreurs en raison de la flexion inégale de ces ressorts, et, malgré leur mérite de ne laisser échapper aucune trace d'ammoniacque, on leur préfère les indicateurs à piston.

On utilise depuis quelque temps des *indicateurs à ressort extérieur*, pour éliminer l'effet sur le ressort de

(1) ROSENKRANTZ. — *Der Indikator und seine Anwendung*, 6^e Aufl. Berlin, 1900.

(2) L'auteur a utilisé aussi des indicateurs ordinaires en bronze, pour l'essai de machines à ammoniacque, mais en prenant la précaution d'enduire le piston de l'indicateur avec le lubrifiant employé au compresseur, et le cylindre avec de l'huile russe. Ce graissage doit être renouvelé après chaque diagramme.

la température à l'intérieur de la machine et pour obtenir ainsi des diagrammes plus exacts. Ce perfectionnement, fort important pour les machines à vapeur, n'a pas de raison d'être avec les compresseurs qui sont l'objet de cette étude, puisque la moyenne des variations de température à l'intérieur des compresseurs est peu différente de celle de la température extérieure; l'emploi des indicateurs à ressort extérieur ne s'imposerait que si l'on voulait étudier spécialement la succession des changements d'état à l'intérieur du cylindre. La pression dans les compresseurs à acide carbonique est trop forte pour qu'on puisse utiliser les appareils ordinaires dont le piston a un diamètre de 20 millimètres; il faut employer des pistons plus petits de 10 millimètres et même 6 millimètres, fonctionnant dans l'extrémité inférieure rétrécie de l'indicateur ou dans un tube spécial vissé au bas de ce dernier (piston de Riedler).

L'ouverture des collets pour la mise en place des indicateurs se fait en observant les mêmes précautions et le même ordre de marche que celui indiqué plus haut pour l'ouverture du cylindre. Dès qu'on a obtenu un diagramme, on y porte, sur deux horizontales les tensions observées au réfrigérant et au compresseur; il est nécessaire pour cela de comparer d'abord les indications des manomètres du condenseur et du réfrigérant et celles des indicateurs. Il serait bon que les manomètres fussent pourvus d'appareils pour y adapter les indicateurs.

Si tous les organes de la machine fonctionnent normalement, on obtiendra des diagrammes analogues à celui représenté figure 71, dans lequel la ligne de l'aspiration *s* n'est que peu au-dessous de la ligne *vv* représentant la pression dans le réfrigérant, et la ligne de

compression d peu au-dessus de la droite kk marquant la pression dans le condenseur. Le travail absorbé par l'ouverture des soupapes est représenté par deux faibles

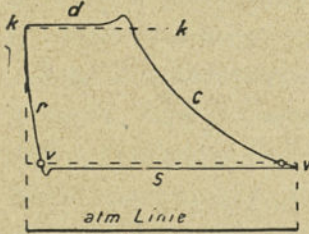


Fig. 71.

proéminences des lignes d'aspiration et de compression, la première dirigée vers le bas, la seconde vers le haut. Le tracé de la course de réexpansion r marque l'influence de l'espace nuisible : l'intersection

de cette course avec la droite vv n'a lieu qu'après le changement de la course ; on a ainsi positivement une diminution du volume de fluide aspiré, même si l'on ne tient pas compte de ce que l'aspiration a lieu à une pression un peu inférieure à celle qui règne dans le réfrigérant. Ce dernier fait a pour conséquence que l'intersection de la courbe de compression c avec la ligne vv n'aura lieu également qu'après le changement de course : au lieu d'aspirer hors du réfrigérant le volume théorique, représenté par la longueur vv , le cylindre n'absorbe à chaque coup de piston qu'un volume de fluide moindre.

Pour calculer le travail indiqué pour un compresseur, on détermine la surface moyenne d'une série de diagrammes, pris à intervalles réguliers (toutes les 10 ou 30 minutes, par exemple). On peut se servir, dans ce but, du planimètre ou plus simplement décomposer la figure en dix bandes verticales, dont on détermine les moyennes hauteurs ; la somme de ces dix résultats divisée par dix donnera la hauteur moyenne du diagramme en millimètres. On connaît pour chaque ressort la longueur en millimètres correspondant, dans le diagramme, à une pression de 1 kilogramme par centimètre

carré, de sorte que, sachant la hauteur moyenne, on a immédiatement la pression moyenne indiquée : en multipliant cette dernière par la surface du piston exprimée en centimètres carrés, on obtient la pression moyenne, en kilogrammes, exercée sur celui-ci. La surface du piston étant différente pour les deux faces, à cause de la présence de la tige à la partie antérieure, il est nécessaire d'effectuer le calcul séparément pour chacune des faces ; en multipliant enfin la moyenne des deux pressions ainsi obtenues par le chemin que le piston parcourt à la seconde (course multipliée par le nombre de tours à la seconde), on trouve le travail indiqué de la machine, en kilogrammètres, et, en divisant ce résultat par 75, en chevaux-vapeur.

Supposons, par exemple, un compresseur à ammoniac de 25 centimètres, diamètre intérieur ; le diamètre de la tige est de 5,5 centimètres, la course de 0,4 mètre ; on aura pour la surface antérieure du piston 467,11 centimètres carrés et 490,87 centimètres carrés pour la face postérieure. Supposons, en outre, que les diagrammes donnent une pression de 2^{kg},92 par centimètre carré à l'avant et 3^{kg},01 à l'arrière, la pression totale sera 1 363^{kg},96 à l'avant, 1 477^{kg},52 à l'arrière ; donc, en moyenne, 1 420^{kg},74. Si le compresseur fait soixante tours à la minute, le chemin parcouru par le piston en une seconde sera égal à deux fois la course ou 0,8 mètre ; le travail indiqué sera, dans ces conditions, de : $1\,420,74 \times 0,8 = 1\,136,79$ kilogrammètres par seconde, ou de 15,155 chevaux.

Les diagrammes obtenus révèlent, le cas échéant, les défauts inhérents à la machine. Un espace nuisible trop considérable sera caractérisé par une forte inclinaison de la courbe de réexpansion *r* (fig. 72) ; cela correspond

à une diminution sensible du volume de fluide aspiré. La même diminution peut être causée par le refus de la soupape de refoulement à la fin de la levée, ce qui a lieu lorsque la tige de la soupape, prenant une position oblique, est forcée dans le guide; ce cas est caractérisé par le diagramme de la figure 73. Ce défaut est fréquent

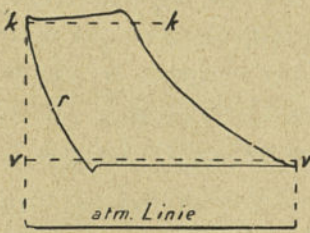


Fig. 72.

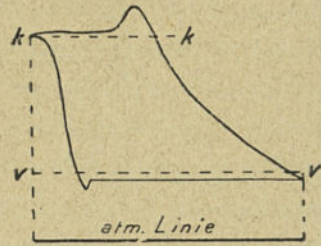


Fig. 73.

après un fonctionnement prolongé de la machine et peut occasionner aussi un retard à l'ouverture de la soupape de refoulement, en augmentant, par cela même, le travail nécessaire pour soulever cette dernière (caractérisé par une proéminence plus prononcée de la ligne de compression). Si la tige joue plus ou moins à l'intérieur du guide, la soupape, une fois soulevée, atteindra immédiatement sa levée maximum; de sorte que le tracé du reste de la courbe est normal; le défaut n'est de nouveau sensible qu'au changement de course, de la manière qu'on a décrite plus haut.

La soupape de compression peut aussi rebondir de son siège (quand la course est longue); à ce moment la ligne de réexpansion fait un crochet et retombe ensuite plus lentement (fig. 74), ce qui indique une mauvaise utilisation de la cylindrée. Le même crochet, dans une ligne de réexpansion normale, indique simplement un grippement du piston de l'indicateur et pas du tout un défaut de la soupape (fig. 75).

Une charge trop forte des soupapes ou des résistances anormales dans les conduites d'aspiration ou de refoulement trouvent leur expression dans un diagramme (fig. 76) avec la distance souvent considérable, entre les droites kk et vv et les lignes de compression ou d'aspiration. En pareil cas, on commencera par remplacer les ressorts par d'autres plus faibles, et, si cette modification ne paraît pas efficace, on recherchera un engorgement possible des conduites, engorgement à

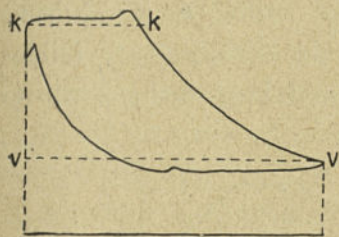


Fig. 74.

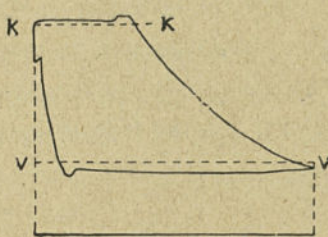


Fig. 75.

supprimer immédiatement. Bien entendu, les résistances constatées ne doivent pas provenir d'une ouverture insuffisante de l'un ou l'autre des robinets de commande.

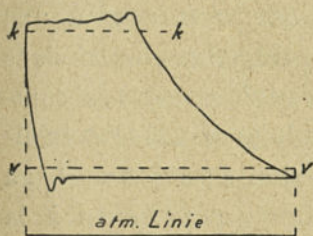


Fig. 76.

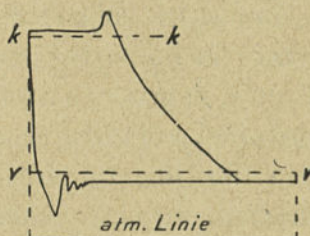


Fig. 77.

Le refus d'une soupape d'aspiration fermée, entraînant une forte dépression à l'intérieur du cylindre, sera caractérisé par une notable proéminence de la ligne d'aspiration (fig. 77), tandis que, si le refus se

produit à la fin de la levée, on constatera un retard de la compression, c'est-à-dire la perte d'une partie de la course.

Des *fuites importantes des soupapes* se décèlent (fig. 78) par la disparition des proéminences, qui représentent le travail des soupapes, et une transition progressive de la ligne de compression en courbe de réexpansion et de celle-ci en ligne d'aspiration. En outre, la courbe de compression est presque rectiligne, fortement inclinée lorsque les fuites se produisent principalement à la soupape de refoulement, faiblement inclinée, par contre, quand la soupape d'aspiration n'est pas hermétique.

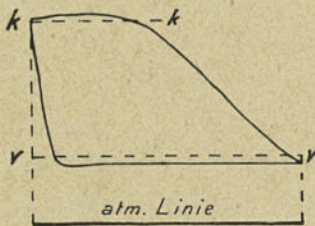


Fig. 78.

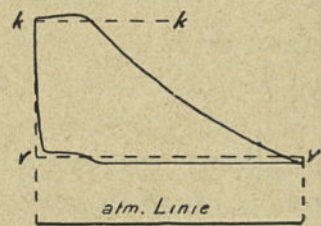


Fig. 79.

Les *fuites importantes du piston* permettent à une partie du fluide de passer d'une partie du cylindre dans l'autre, la pression monte moins rapidement à la compression, et la courbe correspondante est moins inclinée (fig. 79). En outre, la pression sera souvent, au moment du changement de course, supérieure à la pression dans le réfrigérant et empêchera l'ouverture de la soupape. Cela dure jusqu'au moment où la vitesse du piston est trop grande pour que les fuites puissent remplir le vide qui se produit derrière le piston ; il en résulte une dépression qui va croissant jusqu'à ce que la soupape finisse par jouer.

Les diagrammes peuvent être fort compliqués lorsque plusieurs éléments de la machine fonctionnent mal, mais les indications ci-dessus permettent d'en faire l'analyse sans trop de difficulté.

Il importe de remarquer que des sinuosités régulières de différentes lignes proviennent toujours des vibrations du ressort de l'indicateur, et non pas d'irrégularités dans le jeu des soupapes. Ces sinuosités n'ont pas d'influence appréciable sur la mesure de la surface du diagramme.

Il est par contre nécessaire de n'appuyer le crayon de l'indicateur que très légèrement sur le tambour, parce qu'une résistance de frottement un peu forte restreint sensiblement le déplacement du crayon, qui inscrit alors un diagramme trop petit.

21. Tuyauterie entre le compresseur et le condenseur ou le réfrigérant. — *Matière et épaisseur des tuyaux.* On emploie les mêmes tuyaux pour l'aspiration et le refoulement, bien que les tensions soient différentes dans les deux cas, parce qu'il peut arriver que la tension au réfrigérant monte, dans certains cas, aussi haut que dans le compresseur (v. p. 109); cela simplifie en outre le montage.

Pour les machines à *ammoniaque*, on emploie des tubes en fer étiré à soudure autogène (pression d'essai au moins 25 atmosphères); les pièces courtes peuvent être en fonte; ces tubes sont assemblés au moyen de brides mâles et femelles. Le diamètre des brides et la circonférence suivant laquelle sont disposés les boulons sont les mêmes pour les tubes en fer et fonte, afin de rendre tous les raccords possibles. Il est préférable d'avoir des joints étroits, à cause de la pression spéci-

fique plus grande. On obtiendra un joint bien étanche

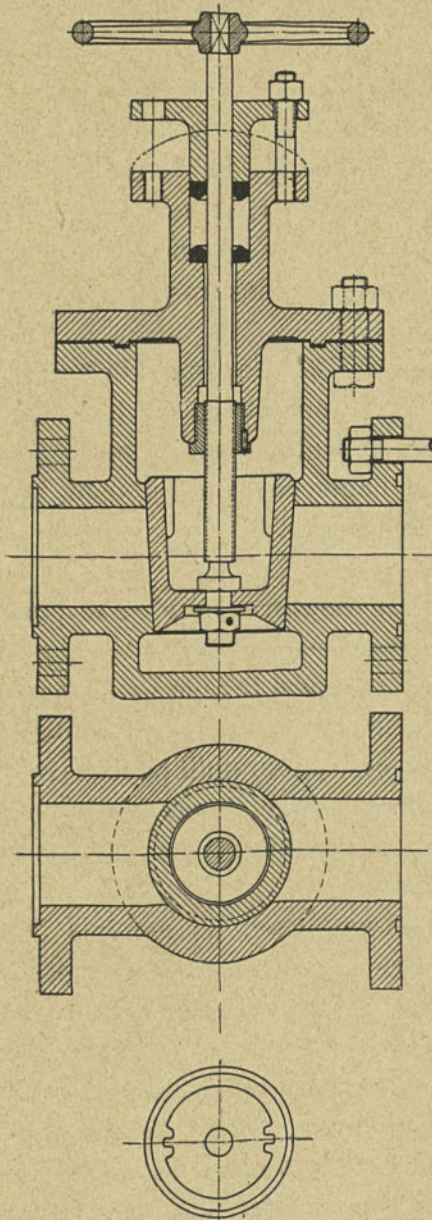


Fig. 80 et 81.

si les brides sont épaisses, les boulons suffisamment nombreux, assez rapprochés entre eux et aussi voisins que possible de la paroi du tuyau. Les brides sont en général vissées sur les tubes en fer, puis le pas de vis est noyé dans de la soudure d'étain; cette opération demande beaucoup d'habileté et de soin, pour arriver à l'étanchéité parfaite; on ne peut employer ni cuivre, ni bronze. Comme joints on prend en général des anneaux en caoutchouc avec insertion de chanvre.

Pour les machines à *acide sulfureux*, on peut utiliser des tuyaux moins chers, mais il faut, lorsqu'on est obligé de couder ces tuyaux, examiner bien soigneusement la ligne de suture après l'opération (Pression

d'essai : 8 atmosphères). On peut aussi se servir de tuyaux de cuivre, plus propres et plus faciles à travailler ; les tuyaux en cuivre sont pourvus soit d'une bride en bronze, brasée, soit d'un simple collet serré

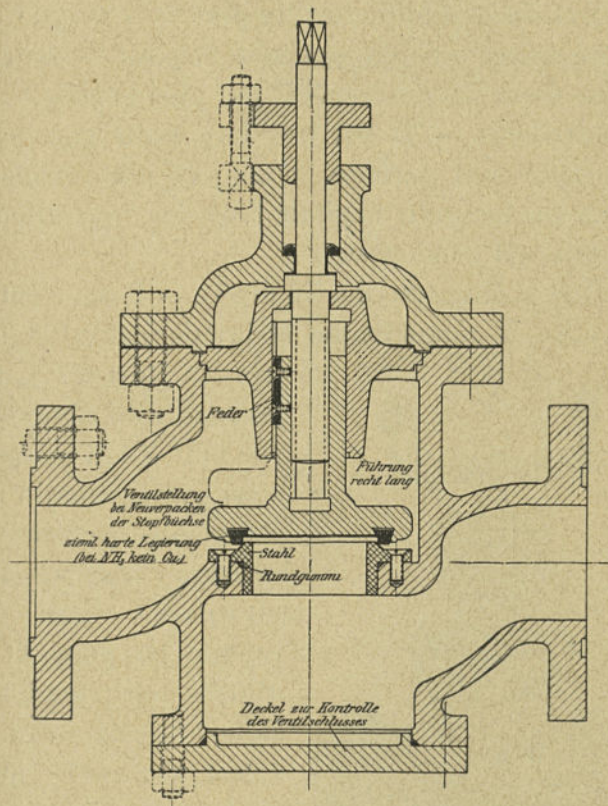


Fig. 82.

entre deux brides en fer ; le joint consiste d'habitude en rondelles de plomb, assez étroites. Comme ce joint est mou et non élastique, il faut qu'il soit serré entre des brides mâle et femelle ; lorsque la matière du joint est élastique, les brides planes suffisent.

Pour l'acide carbonique on emploie des tuyaux en fer à soudure autogène, éprouvés à 120 atmosphères

au moins et pourvus de brides mâle et femelle, vissées et soudées, très solides; on ne prend des tuyaux de cuivre que dans des cas exceptionnels. Le joint est fait par des rondelles en cuir ou aussi en plomb; ces dernières doivent toujours être plus minces que celles en cuir, parce qu'elles ont besoin, pour devenir malléables, d'une pression spécifique plus grande.

Robinetterie. — Il est très important que partout l'étanchéité soit parfaite, non pas tant pendant la marche que lorsqu'il s'agit de faire des réparations, en particulier au condenseur.

Robinet à boisseau (fig. 80 et 81). — Il convient pour les tuyaux à ammoniac et fut pendant longtemps

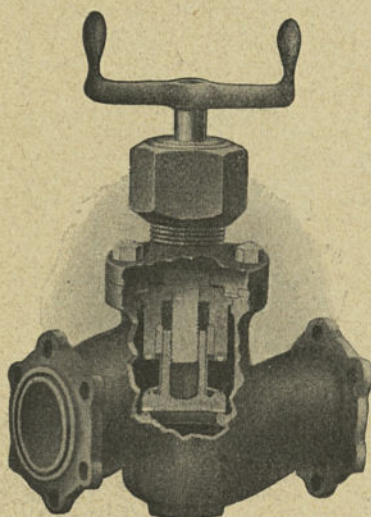


Fig 83.

très en faveur. Lorsque les parois du cône ne sont pas tout à fait propres, il n'est pas toujours d'une étanchéité parfaite. Les *robinets ordinaires* des tuyauteries d'eau et de vapeur ne peuvent être utilisés que pour les machines à acide sulfureux; il est nécessaire que le guidage de la tige soit parfait pour permettre de roder à nouveau siège et soupape. Ce système n'est

pas à recommander pour les tuyauteries à ammoniac; le siège en bronze ne serait en effet pas utilisable.

Modèle américain pour l'ammoniac (fig. 82 et 83). La boîte est en fonte, le siège en acier. Le plateau a un bon guidage et il est garni d'un anneau en métal

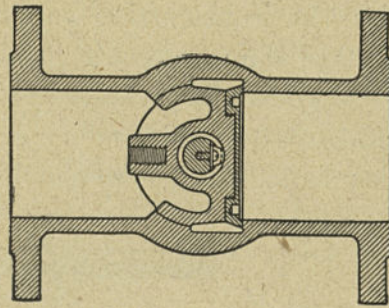


Fig. 86.

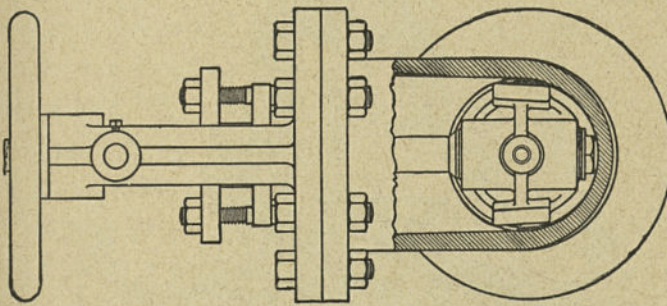


Fig. 85.

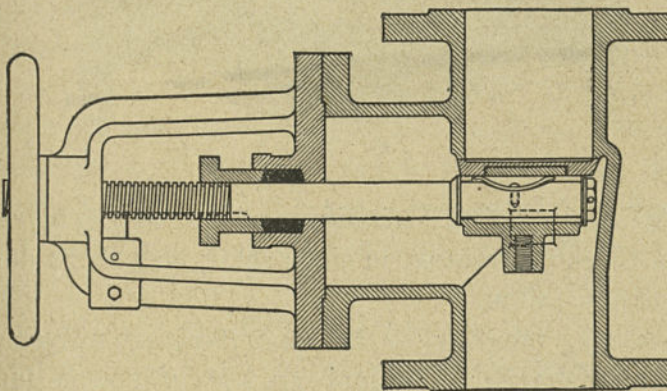


Fig. 84.

tendre. La construction suivant figure 82 présente l'avantage d'une retouche facile de cet anneau et du siège ; en outre, la pression spécifique sur les surfaces en contact est grande, celle sur la tige par contre est faible ; l'effet de l'encrassement est moindre ; le cou-

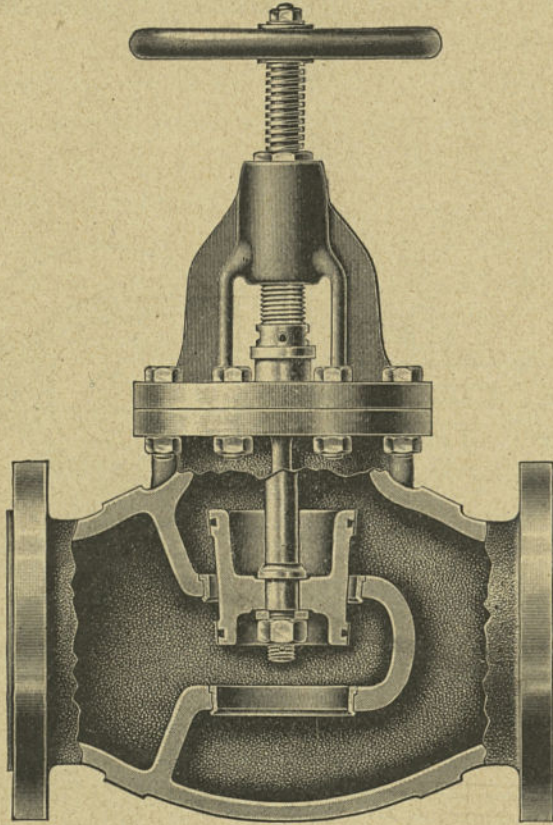


Fig. 87.

vercle inférieur n'est pas indispensable. Pour les tuyauteries d'acide sulfureux, le siège serait en bronze dur, l'anneau en laiton.

Nouveaux modèles. — Le robinet-vanne universel Missong (Schaeffer et Budenberg, à Magdebourg-Buc-

kau) (fig. 84-86) semble pratique pour l'ammoniaque et l'acide sulfureux; les traces d'encrassement sont raclées et tombent; le guidage est bon, les réparations faciles. Les figures 84-86 n'indiquent que le principe, non pas les détails de construction.

Robinet double (fig. 87) Schaeffer et Budenberg (Magdebourg-Buckau). Mêmes avantages que le précédent; le cône est en partie allégé.

Petits robinets pour l'acide sulfureux et l'ammoniaque. — Pour le premier gaz, on emploie de préférence de petites soupapes à tiges filetées de construction courante; pour l'ammoniaque, des robinets (fig. 88). La clef est en acier, le boisseau en fonte fine; l'anneau de fond du presse-étoupe doit glisser à frottement doux sur la clef; le presse-étoupe doit être assez long et soigneusement garni d'une rondelle en caoutchouc et

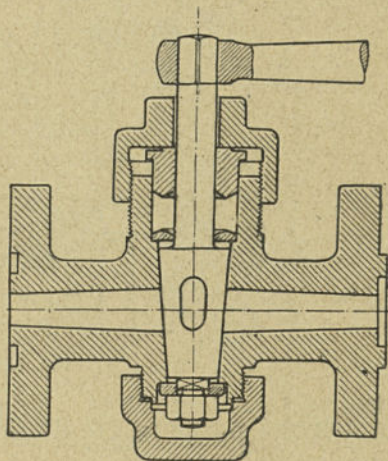


Fig. 88.

d'anneaux en tresses de coton très bien ajustés, de façon qu'un serrage léger de l'écrou à recouvrement suffise. Il doit y avoir un léger jeu entre ce dernier et la clef, pour éviter le desserrage; l'extrémité de la clef porte une rondelle à trou carré bien ajusté; le filetage est très fin pour permettre un réglage exact du frottement. Le chapeau doit avoir un excellent joint, la clef pouvant avoir une fuite; l'écrou qui fixe la clef doit être accessible après enlèvement du chapeau.

Robinetterie pour l'acide carbonique (fig. 89). — La boîte est en fonte extra-fine, parfois en bronze de bonne qualité pour les robinets de petite dimension. Le siège en fonte est maintenu par des boulons et le

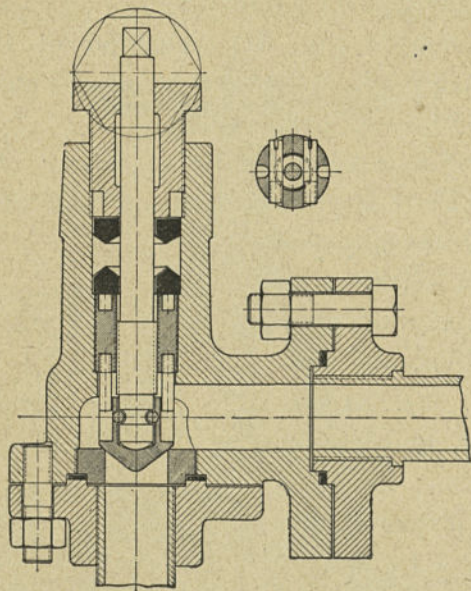


Fig. 89.

joint formé par la saillie d'une bride mâle ; le cône est en acier et doit écraser d'abord l'arête vive du siège ; une disposition inverse serait tout à fait mauvaise et dès la seconde fois l'étanchéité serait compromise. Le cône est maintenu par deux ergots qui empêchent toute torsion ; la tige filetée qui supporte un effort considérable est en acier, la matrice en bronze, vissée dans la boîte, est maintenue par un ergot. Le presse-étoupe doit être suffisamment long.

22. Disposition d'ensemble des tuyauteries. — *Machines à ammoniaque* (fig. 90). Au-dessus du com-

presseur, sur la conduite de refoulement le robinet-vanne principal, 1 ; vient ensuite le séparateur d'huile, *a*. Ce dernier sert à retenir l'huile entraînée, dont la saponification dans les serpentins du condenseur et du réfrigérant compromettrait beaucoup l'échange de chaleur. L'huile, retenue en *a*, passe dans l'évaporateur d'ammoniaque *b*, où elle abandonne l'ammoniaque absorbée à haute pression dans le compresseur. Cet

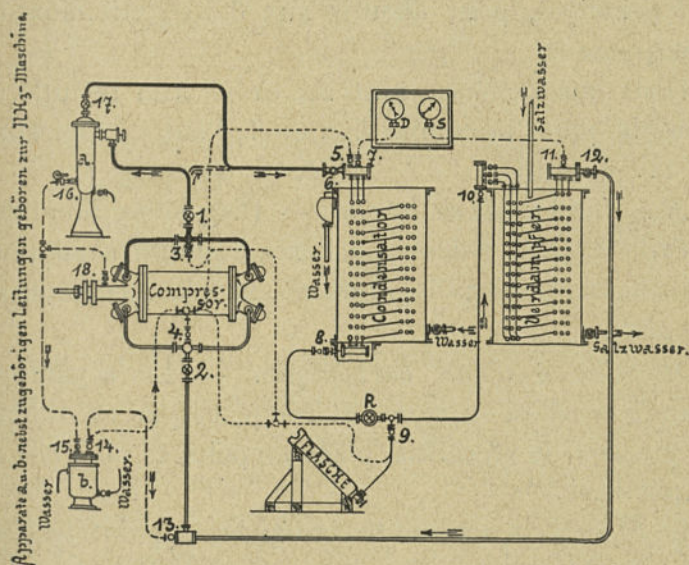


Fig. 90.

appareil est maintenu à la tension de l'aspiration et réchauffé par circulation d'eau ou de vapeur (voir p. 136 les détails de construction de *a* et *b*). Ce réseau secondaire comprend encore le tuyau de raccord à l'aspiration 14/13 et les robinets 15, 16, 14 et 13.

Les vapeurs d'ammoniaque quittent le séparateur par le robinet 17 (supprimé parfois lorsqu'on intercale avant le séparateur un clapet de retenue, v. p. 108), pénètrent en 5 dans le condenseur, s'en écoulent en 8 et par-

viennent au détenteur R. Après ce dernier, la tuyauterie porte une pièce en T, intercalée en général entre deux robinets et portant raccord (avec robinet) pour le remplissage de la machine au moyen des cylindres d'ammoniaque (1). L'ammoniaque pénètre en 10 dans le réfrigérant, en sort en 12, pour traverser en 13 un épurateur (à tamis), qui retient les impuretés, battitures, etc. La tuyauterie bifurque en 2, après le robinet principal, pour aboutir aux deux extrémités du compresseur.

Deux manomètres sont raccordés à la tuyauterie, l'un indiquant la compression en 7, l'autre l'aspiration en 11.

Machine à acide sulfureux. — Disposition identique à celle décrite ci-dessus à l'exception du séparateur d'huile, devenu inutile, et du réseau secondaire qui en dépend.

Machine à acide carbonique. — Le séparateur d'huile est aussi supprimé et remplacé par un robinet de purge de la glycérine, placé au point le plus bas du condenseur.

La tuyauterie accessoire, indiquée en pointillé dans la figure 90, sert pour la réfection d'installations ayant fonctionné pendant longtemps (2).

Epureurs. — Ils sont placés dans la conduite aspirante, immédiatement avant le compresseur, car, malgré un nettoyage complet, il se détache toujours, après le montage de la tuyauterie et la mise en marche, des grains de sable provenant du moulage des pièces de fonte et de la battiture de fer, dont il faut empêcher

(1) Voir le chapitre XIII sur la marche des machines à compression.

(2) S. HEINEL. -- *Bau und Betrieb von Kältemaschinen.*

l'entrée dans le cylindre et les soupapes (fig. 91, représentant un épurateur pour l'ammoniaque et l'acide sulfureux). Le tamis n'est pas continu, mais en deux parties, pour éviter un arrachement sous la pression du gaz, lorsqu'il est encrassé.

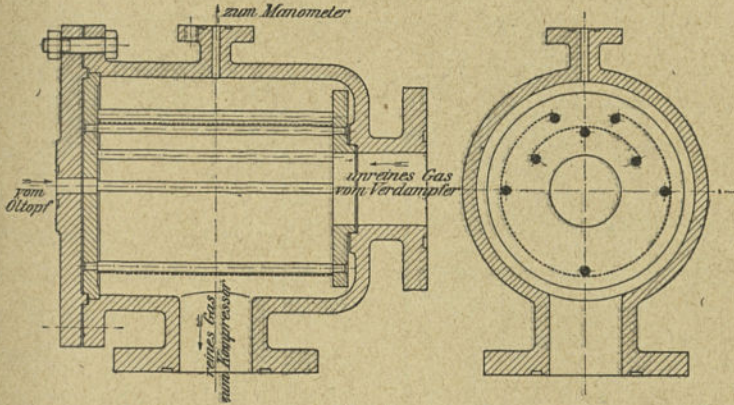


Fig. 91.

Pour qu'il n'y ait pas d'entraînement d'impuretés par l'interstice entre le tamis intérieur et le tamis extérieur, il faut que la vitesse du gaz soit faible et par conséquent que les tamis soient assez longs; il importe aussi qu'ils soient faciles à remplacer. C'est sur l'épurateur que se fait fréquemment le raccord du manomètre du réfrigérant et du tuyau amenant l'ammoniaque de l'évaporateur signalé plus haut.

Epurateur pour l'acide carbonique (fig. 92). — Construction particulièrement solide; en face de la tubulure de sortie, le tamis est plein sur la demi-périphérie.

Manomètres (fig. 93 et 94). — Il est bon qu'ils puissent indiquer le vide puisqu'on doit pour certaines opérations (par exemple, expulsion d'air de la machine, ouverture d'un appareil) faire le vide complet. Outre l'échelle des tensions, le cadran porte encore les

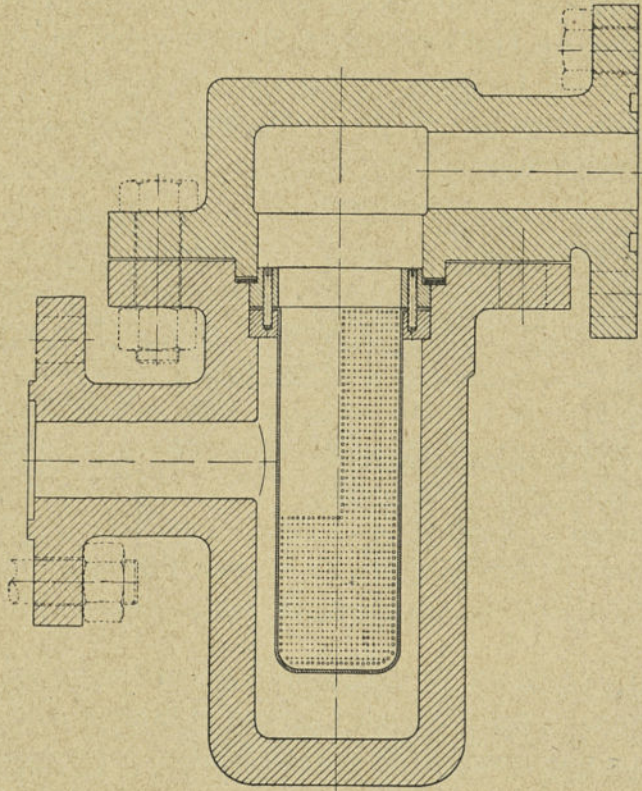


Fig. 92.

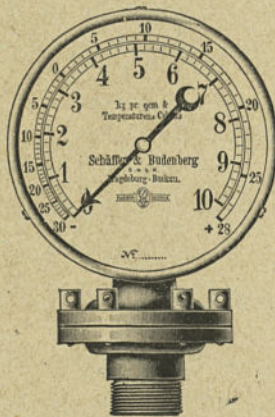


Fig. 93.

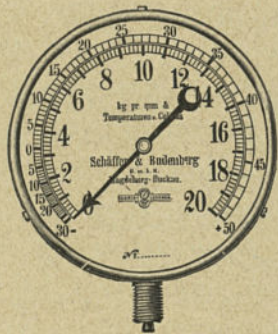


Fig. 94.

températures correspondantes d'ébullition du fluide frigorifique.

Détendeurs. — Trop souvent encore on emploie de simples robinets à soupape de même alésage que le tuyau d'amenée du fluide liquéfié. La vitesse d'écoulement dans ce dernier étant faible, tandis qu'elle devient considérable après le détendeur, l'écartement du plateau de son siège ne peut être que très petit. Le passage se fait donc par un espace annulaire, très étroit (un demi millimètre et moins), difficile à régler et qui s'encrasse facilement.

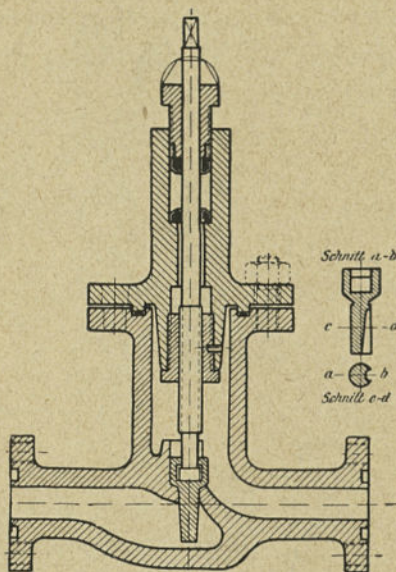


Fig. 95.

La figure 95 reproduit une autre construction où le plateau est remplacé par une *noix*. Cette dernière ne doit pas être conique mais cylindrique avec une gorge s'élargissant vers le bas.

Détendeur pour l'acide carbonique (fig. 96 et 97). — Il comporte, outre le détendeur proprement dit, un robinet d'arrêt et une tubulure pour le raccordement à la bouteille d'acide carbonique, avec un robinet.

Détendeur à détente fractionnée (brevet de W. Hessling et R. Fischer). — Pour obtenir des sections d'écoulement plus grandes, plus faciles à régler et moins sujettes à l'encrassement, on fractionne la détente en plusieurs degrés successifs, en intercalant entre chaque détente

partielle une chambre d'expansion. Après la première ou la seconde détente partielle, on obtient déjà un mé-

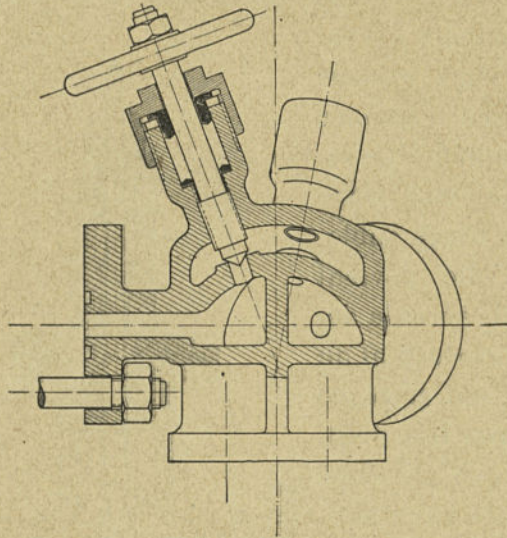


Fig. 96

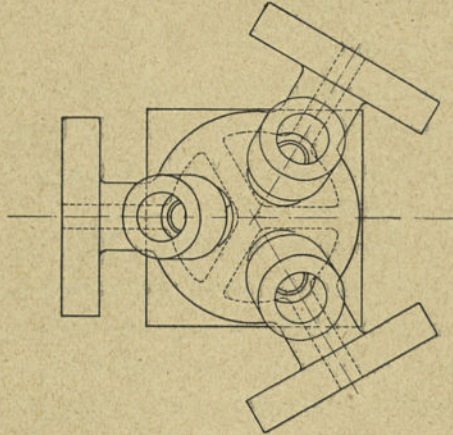


Fig. 97.

lange de gaz et de liquide et par suite un grand volume spécifique. En multipliant suffisamment ces détentes

partielles, on obtient donc des sections d'écoulement assez grandes. Si, pour une même température au réfrigérant, la température du condenseur s'élève (eau de condensation chaude), un réglage est inutile, la vitesse d'écoulement augmentant avec la pression avant le détendeur. Si tel n'était pas le cas, le compresseur aspirerait des vapeurs plus chaudes dont le volume spécifique serait plus considérable, de sorte que dans

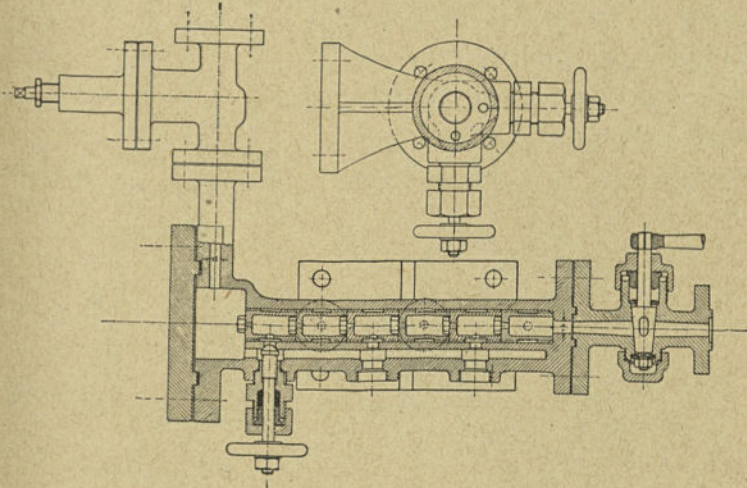


Fig. 98.

l'unité de temps il circulerait un poids de fluide moindre; la vitesse d'écoulement ayant augmenté en même temps que l'écart des tensions avant et après le détendeur, l'équilibre de la machine se trouve rétabli. Si par contre la pression au condenseur diminue, toutes choses égales d'ailleurs, un réglage à la main devient nécessaire pour diminuer l'écoulement du fluide, mais, comme ce réglage n'affecte dans cette disposition du détendeur qu'une fraction de la détente, il devient plus

facile et plus précis. La figure 98 donne un type d'exécution, dans lequel le réglage s'opère par l'ouverture ou la fermeture d'une succession de pipes, chacune étant commandée par un robinet. Une vanne intercalée avant l'appareil permet un réglage encore plus exact.

On peut remplacer la résistance des pipes ci-dessus par des canaux en labyrinthe (description du brevet de la société Linde); un nouveau brevet de cette société prévoit le remplacement de ces canaux par un remplissage de billes de verre.

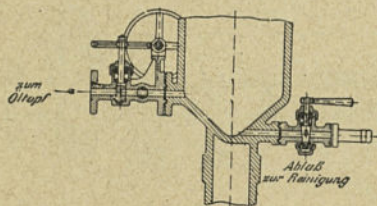


Fig. 99.

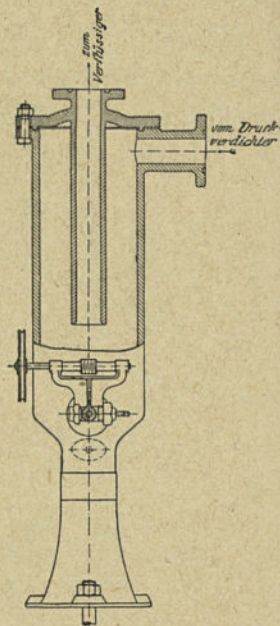


Fig. 100.

23. Séparateurs d'huile des machines à ammoniacque. — *Séparateur de la Société Linde* (fig. 99 et 100). La séparation se produit à l'intérieur d'un récipient assez grand par suite du ralentissement d'écoulement des vapeurs d'ammoniacque. L'huile s'amasse au fond de l'appareil et revient dans l'évaporateur d'ammoniacque, par un robinet constamment en rotation et qui, à chaque tour, livre passage à une certaine quantité d'huile; on évite ainsi des entraînements d'ammoniacque. Pour pouvoir réparer facilement ce robinet, on

le fait précéder d'un robinet ordinaire de commande ; le robinet de purge ne sert qu'au nettoyage de l'appareil (tous les 2 ou 3 ans). L'évaporateur (fig. 101 et 102), relié à la tuyauterie d'aspiration, possède un dispositif de chauffage ; l'ammoniaque, qui se dégage sous l'influence de la chaleur et de la dépression, est aspirée par le compresseur ; on vide de temps en temps et on pèse l'huile débarrassée d'ammoniaque, il doit y avoir concordance entre la somme journalière de ces pesées

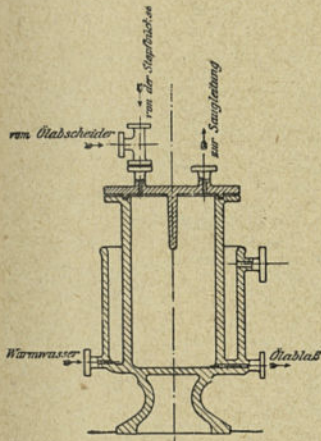


Fig. 101.

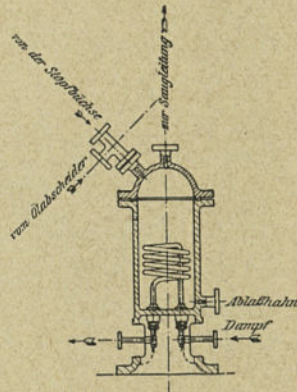


Fig. 102.

et le poids d'huile consommé pour le graissage ; lorsque cela n'est pas le cas, on peut en conclure que le séparateur de l'huile fonctionne mal. Le chauffage se fait soit par une enveloppe d'eau chaude (fig. 101), soit par un serpentín d'eau chaude ou de vapeur (fig. 102).

Séparateur de la Maison Humboldt, à Kalk-Cologne (fig. 103 et 104). — La séparation, basée également sur un ralentissement de l'écoulement, est activée encore

par l'interposition de tamis coniques. Dans la figure 104, on voit le séparateur en haut à gauche, et l'évaporateur avec serpentin de vapeur en bas à droite : en avant, un indicateur de niveau d'huile, commandé par deux robinets. L'ammoniaque liquide provenant du conden-

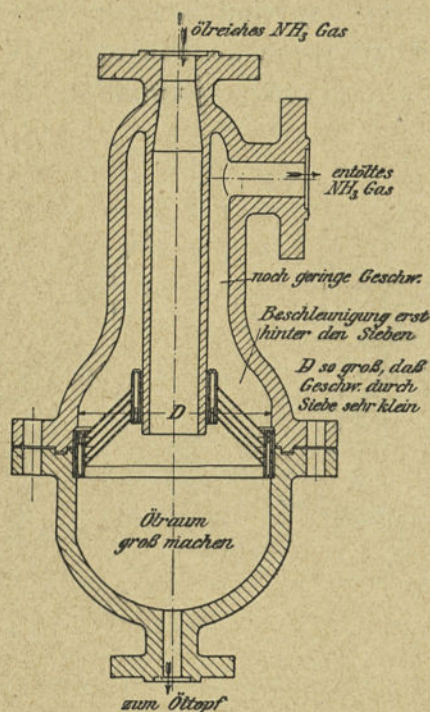


Fig. 103.

seur traverse cet appareil, et l'huile entraînée se dépose dans le fond. En soulevant les contrepoids, on ouvre les robinets du tube de niveau, dans lequel l'huile peut alors pénétrer, indiquant le niveau intérieur; celui-ci ne doit jamais s'élever jusqu'au tube d'écoulement de l'ammoniaque, à la partie supérieure de l'appareil.

On ouvre le robinet de purge pour faire passer l'huile dans l'évaporateur, jusqu'à ce que l'ammoniaque, sous

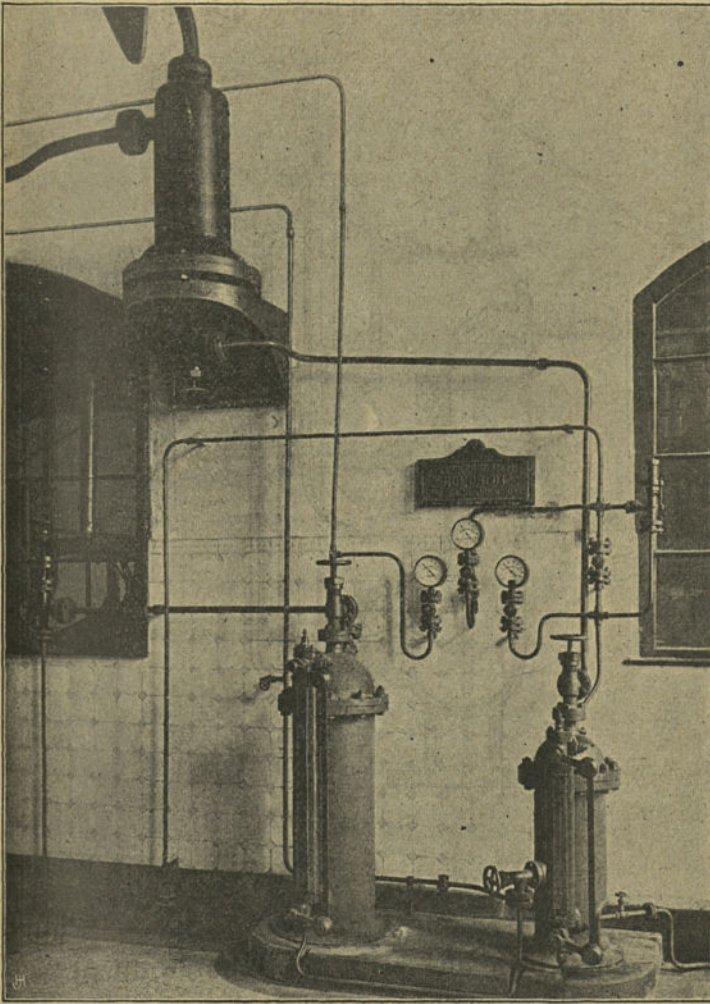


Fig. 104.

forme de liquide limpide, ait remplacé l'huile dans le tube de niveau.

Séparateur-évaporateur utilisant la chaleur de compression (fig. 105). — L'évaporateur est réchauffé par le gaz encore chaud qui sort du séparateur; la construction de ce dernier est la même que ci-dessus.

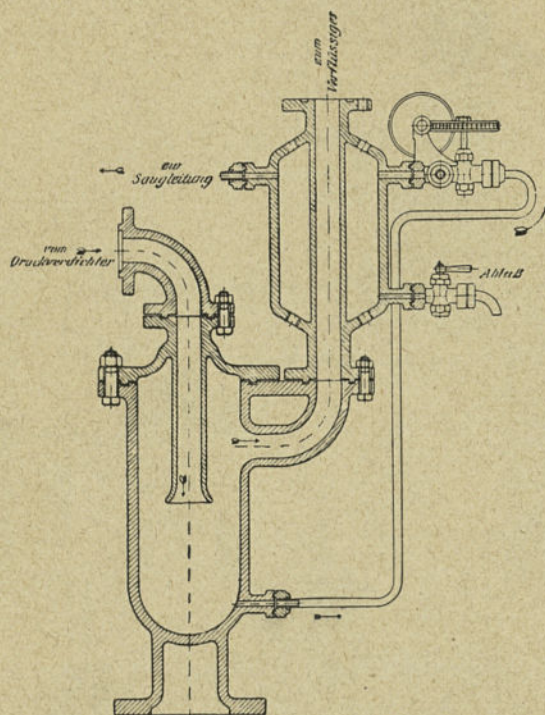


Fig. 105.

Traitement et récupération de l'huile. — L'huile fraîche, aussi bien que celle qui déborde du presse-étoupe, où elle se mélange souvent d'eau ou de givre, doivent être débarrassées de leur eau.

Epurateur de B. Weiser à Bâle (fig. 106). — Il contient un serpentin *h*, qui refroidit l'huile sensiblement au-dessous de zéro.

L'eau et les résines se solidifient et sont retenues par le tamis: *ae* récipient d'huile, *d* tamis et filtre, *g* robinet

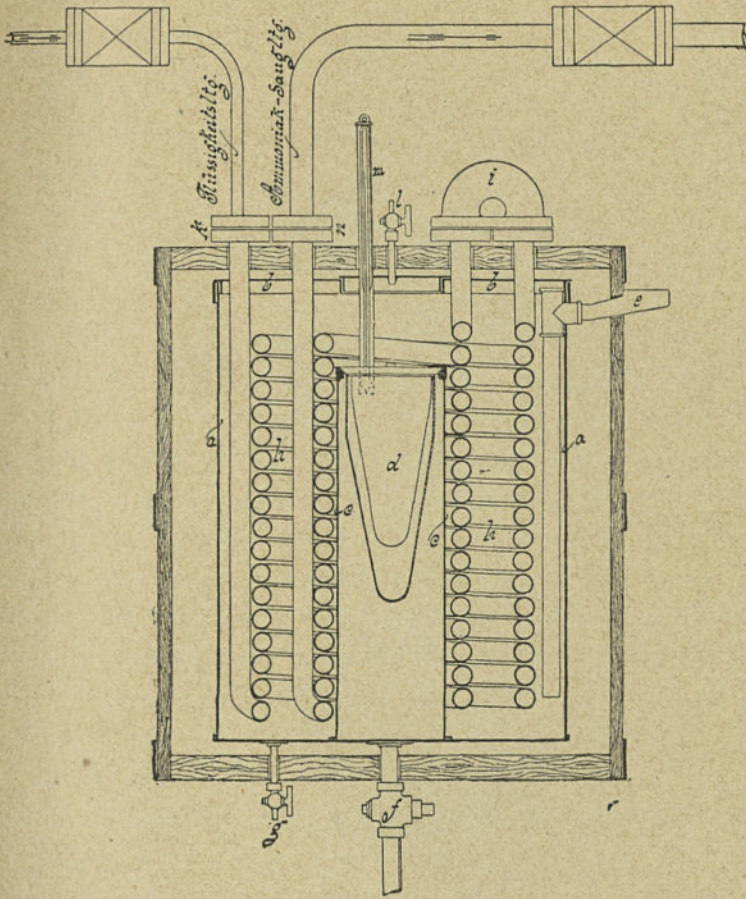


Fig. 106.

de purge, *f* robinet de vidange de l'huile épurée, *l* robinet d'échappement d'air, *m* thermomètre.

CHAPITRE IV

ACTIONNEMENT DES COMPRESSEURS

24. Différents modes d'actionnement. — *Transmission avec courroies ou câbles.* Il faut tenir compte, dans le calcul des courroies, câbles, embrayages, etc., qu'au moment de la mise en marche du compresseur on doit vaincre l'inertie de la masse du volant, ce qui entraîne momentanément un effort anormal très considérable de la transmission. Trop souvent on tient très peu de compte des accélérations et des ralentissements provenant de l'inégale répartition des masses du volant; l'effort sur les courroies est alors trop grand, elles se distendent, glissent et tombent. On n'emploie de poulie folle sur l'arbre du compresseur que pour les petits modèles; pour les machines plus grandes, on place le débrayage sur le renvoi; l'embrayage doit se faire lentement.

L'avantage de ce système est que la vitesse du moteur peut être choisie ad libitum et qu'on peut utiliser de petits moteurs à grande vitesse et à rendement élevé; l'inconvénient est la nécessité d'une transmission, qui entraîne toujours des pertes. Il n'y a pas gain de place, la transmission absorbant celle qu'on économiserait par l'emploi de petits moteurs rapides.

Accouplement direct au moteur (1) (fig. 107). — Une

(1) Pour la détermination de l'inclinaison de la manivelle, voir HEINEL, *Bau und Betrieb von Kältemaschinenanlagen*, p. 97.

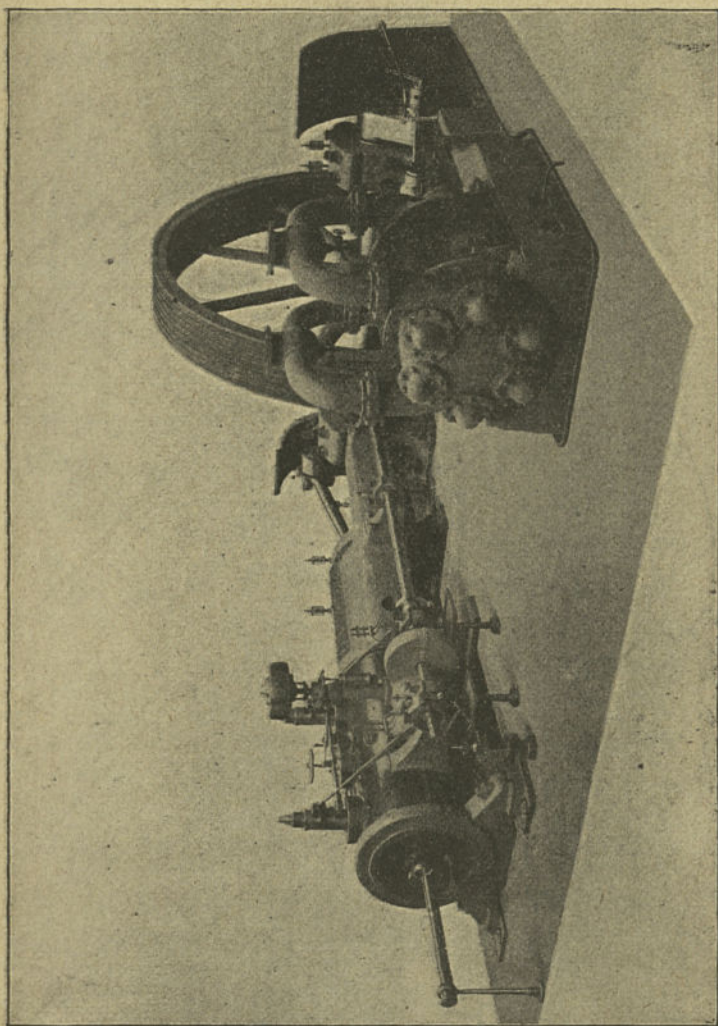


Fig. 407.

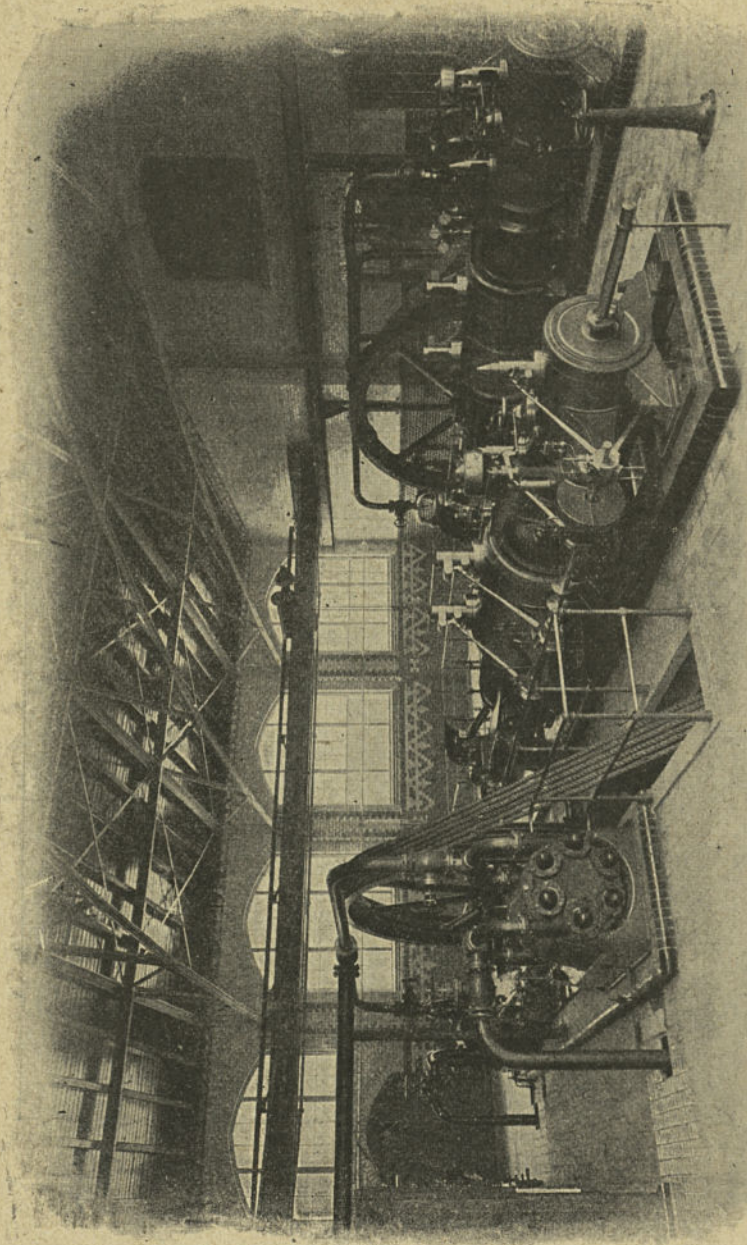


Fig. 408.

machine monocylindrique actionne un seul compresseur (fig. 108) : un moteur à deux cylindres tandem actionnant deux compresseurs (fig. 109), un moteur à deux cylindres placés côte à côte actionne deux com-

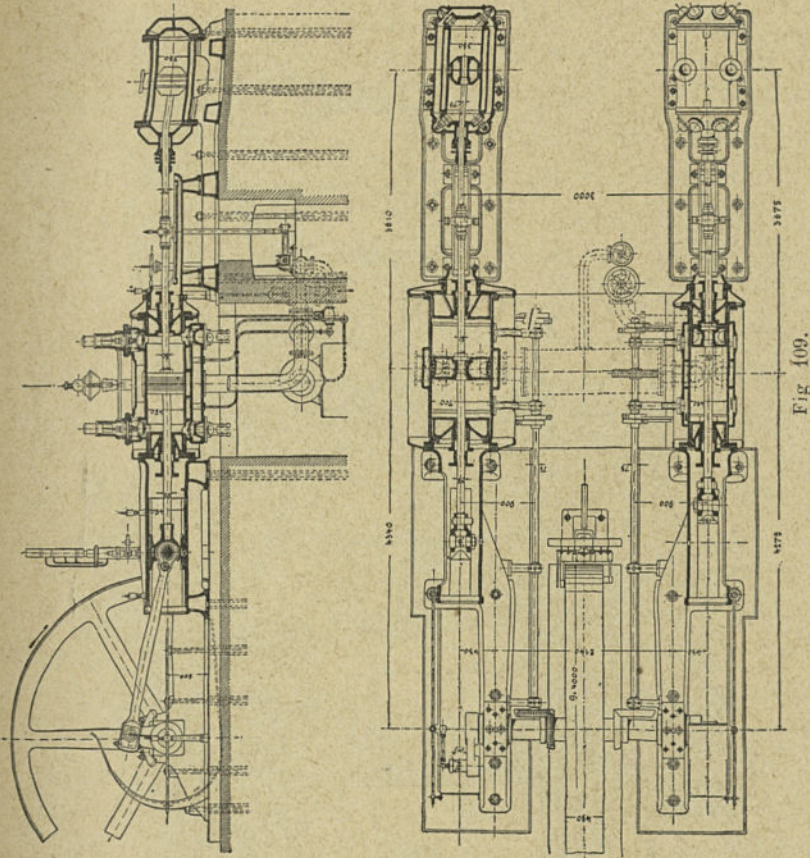


Fig 109.

presseurs accouplés sur le prolongement des tiges des deux cylindres à vapeur. Cette dernière disposition présente un inconvénient : la course du piston du compresseur est longue, et par conséquent la vitesse d'échappement du gaz à travers les soupapes très considérable si le nombre de tours est normal ; le

nombre de tours du moteur est dès lors limité. On peut compenser jusqu'à un certain point cet inconvénient en travaillant à une température surélevée au compresseur avec un espace nuisible considérable,

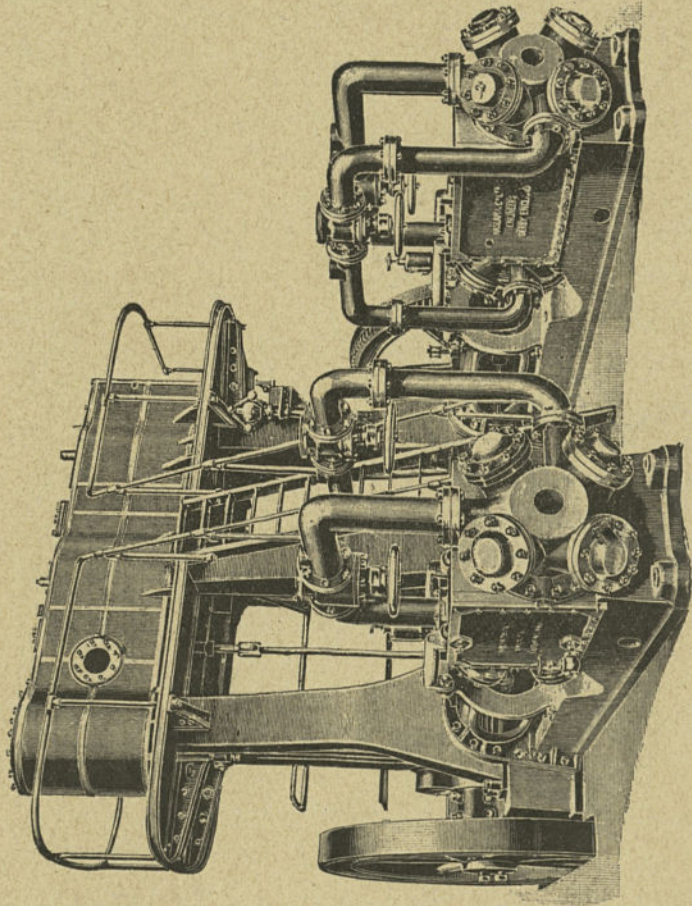


Fig. 110.

permettant de construire des soupapes à grande section (v. fig. 36). L'avantage de cette disposition est l'économie de place.

(Fig. 110). Une machine verticale à double expansion actionne deux compresseurs horizontaux (construction

américaine); cette disposition, qui réalise la plus grande économie de place, exige un volant très lourd.

Dans l'accouplement direct il faut rechercher le nombre de tours le plus élevé possible, parce que les moteurs à vapeur à vitesse réduite ont une consommation spécifique de vapeur plus grande.

Actionnement par moteur à explosion. — En cas d'accouplement direct, il faut avoir soin que, pendant la mise en marche du moteur, le compresseur travaille à vide (par exemple immobilisation des soupapes aspirantes par une vis de serrage); en général on intercale un renvoi, parce que la vitesse maximum est inférieure à la vitesse minimum admise pour le moteur. Si la mise en marche a lieu au moyen de moteurs accessoires agissant sur la couronne des volants, il faut que ces moteurs soient assez puissants pour vaincre les résistances dues à la compression de l'air dans le moteur à explosion et à la compression du fluide réfrigérant pour la vitesse de mise en marche.

On actionne les petits compresseurs par des moteurs à gaz ordinaires, les compresseurs plus grands par des moteurs Diesel ou des moteurs à gaz pauvre.

Actionnement par moteur électrique (fig. 111). — Transmission directe par courroie du moteur au compresseur; le rapport des diamètres ne doit pas être inférieur à $1/7$; c'est la seule limite à l'application de ces moteurs. Lorsque le rapport ci-dessus est plus élevé, on emploie avec succès un tendeur de courroie (en particulier le « Lenix » de la Berlin-Anhaltische, Maschinenbau-Akt.-ges.). Le moteur est toujours placé sur un chassis tendeur.

(Fig. 112). Actionnement par renvoi intercalé (placé au sous-sol dans la figure) permettant l'emploi d'électro-

moteurs légers à grande vitesse. L'inconvénient consiste dans la perte de force au renvoi.

Actionnement par câble sans fin avec tendeur

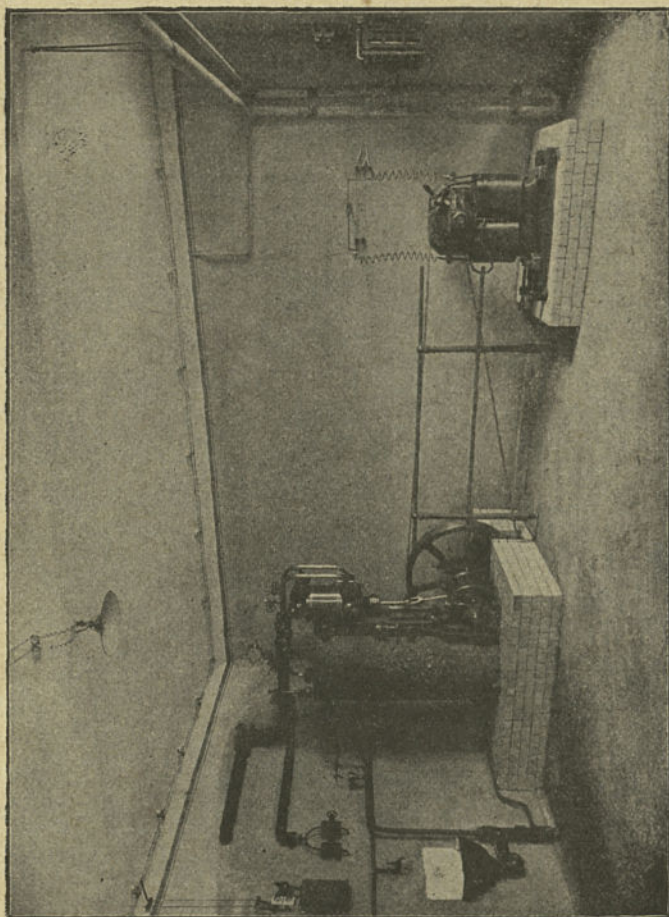


Fig. 111.

(fig. 113). — (Abattoir de Munich, construction de la Masch. Fabr. Rockstroh, à Markredtwitz). — Les profils et les diamètres des gorges doivent être parfaitement égaux, sinon le rendement du câble est mauvais.

Accouplement direct (fig. 114). — Machine Polar

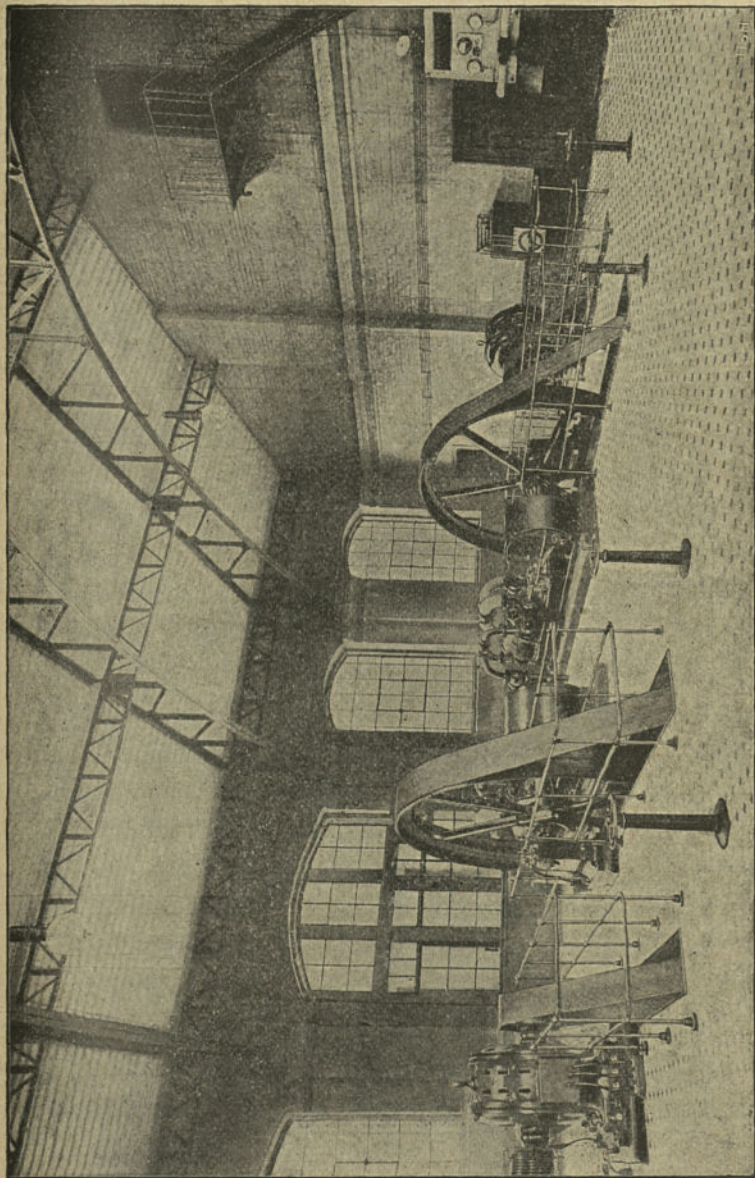


Fig. 112.

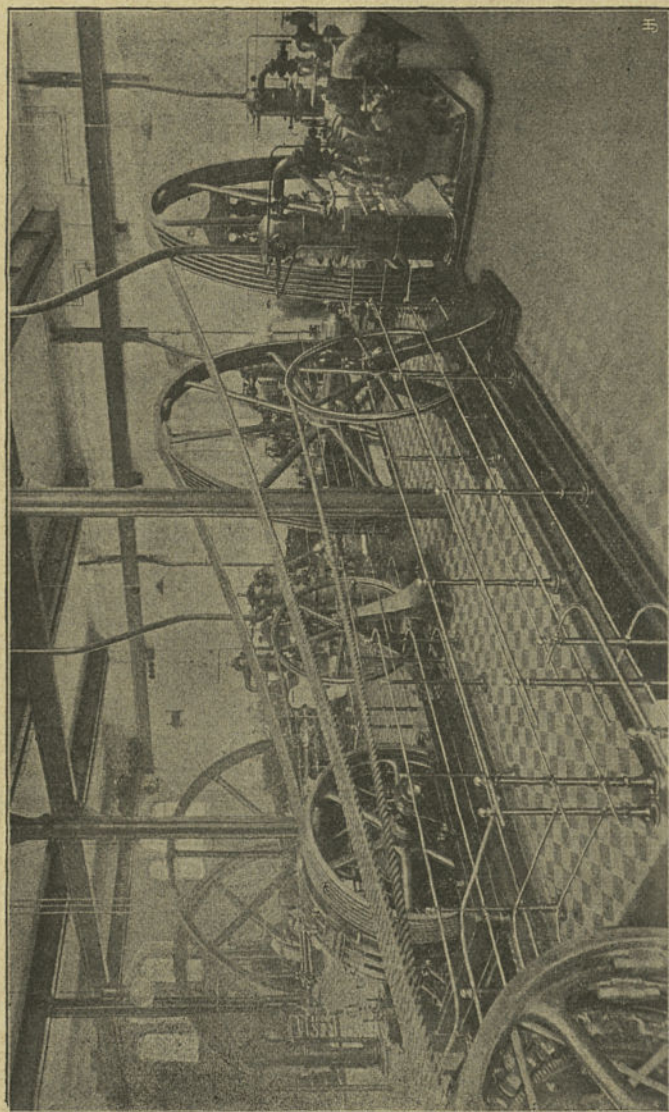


Fig. 113.

Blitz à acide carbonique de A. Freundlich, à Dusseldorf, avec pompe rotative accouplée.

Choix du moteur. — Il est déterminé par les considérations suivantes :

Superficie nécessaire et prix du terrain.

Taux d'intérêt et d'amortissement des machines, bâtiments et terrains.

Utilisation rationnelle des sources disponibles (par exemple : centrales électriques des villes, quand la force motrice y est bon marché, ou utilisation de forces hydrauliques bon marché).

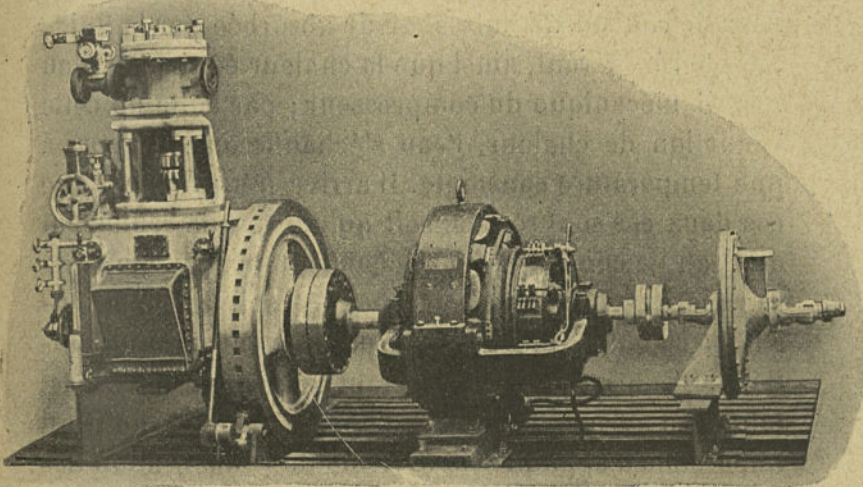


Fig. 141.

Utilisation simultanée du moteur pour d'autres usages.

Utilisation simultanée de la vapeur pour d'autres usages (chauffage, production d'eau chaude).

Il est impossible d'établir des règles générales.

Le rendement pratique économique est à étudier pour chaque cas particulier, en tenant compte des circonstances spéciales et en tablant sur un nombre d'années d'exploitation suffisant.

CHAPITRE V

—

CONDENSEURS ET RÉFRIGÉRANTS

25. Action des condenseurs. — Ils transmettent à l'eau de condensation la chaleur absorbée par le fluide dans le réfrigérant, ainsi que la chaleur équivalente au travail mécanique du compresseur ; par suite de cette adduction de chaleur, l'eau s'échauffe ou s'évapore à une température constante. Il arrive fréquemment que ces deux cas sont réunis, soit qu'une partie seulement de l'eau de condensation s'échauffe, tandis que le reste s'évapore, soit que l'eau réchauffée soit ramenée ensuite à sa température initiale par une évaporation partielle. L'eau ne peut pas, en tout cas, entrer en contact immédiat avec le fluide à condenser, de sorte qu'il est impossible d'appliquer le système de condensation des machines à vapeur et que les condenseurs à surface sont seuls utilisables.

Le gaz pénètre surchauffé dans le condenseur ; il est tout d'abord refroidi à sa température de saturation, liquéfié à cette température, puis, refroidi à une température aussi voisine que possible de la température initiale de l'eau de condensation. Il se produit donc, dans le condenseur, à une pression à peu près constante, trois échanges successifs de chaleur, dont le plus important est, en général, celui qui provoque la

liquéfaction. Si nous ne considérons pour le moment que ce dernier, et si nous supposons que son seul effet est d'élever la température de l'eau de condensation, sans provoquer de volatilisation, il est évident que l'eau quittera le condenseur à une température au plus égale à la température de condensation du fluide; ce sera le cas, ou à peu près, pour toute installation rationnelle. Ces deux températures s'élèveront, du reste, simultanément à mesure que la température de l'eau à l'arrivée au condenseur sera elle-même plus élevée, ou qu'on diminuera la quantité d'eau de condensation, pour un même effet frigorifique.

Le tableau X (1), établi pour une production de 100 000 frigories à l'heure et une température de -10° au réfrigérant, donne la température approximative de l'eau de condensation à l'écoulement, pour différentes quantités d'eau et diverses températures initiales.

Une élévation de température au condenseur produit naturellement une élévation de tension, par conséquent une augmentation du travail consommé.

On peut déterminer cette élévation de tension pour les différents corps intermédiaires à l'aide des tableaux généraux des tensions des vapeurs. Il ne faudrait pas vouloir faire ce calcul en retranchant simplement la chaleur absorbée au réfrigérant de celle absorbée au condenseur d'après les valeurs ci-dessous, car ces dernières ne sont qu'approximatives. Elles permettent, par contre, de juger à coup sûr de l'opportunité d'un refroidissement après condensation; ce dernier sera toujours avantageux lorsque la différence des tempé-

(1) La manière de l'établir a été exposée dans *Zeitschrift für d. ges. Kälte-Ind.*, 1897, p. 186 et suiv. Les valeurs de ce tableau doivent être considérées comme approximatives.

ratures de l'eau de condensation à l'arrivée et à l'écoulement sera supérieure à 10°, pour les machines à ammoniaque et à acide sulfureux, et à 5° pour les machines à acide carbonique.

On peut, en outre, grâce à ce tableau, constater si l'absorption de chaleur au condenseur, par simple échauffement de l'eau, ne provoque pas une élévation trop considérable de la température de cette dernière : toutes les fois que cela se présente, il est indispensable de recourir à une évaporation tout au moins partielle. Les valeurs imprimées en caractères gras sont les températures maxima qu'on puisse tolérer à l'écoulement, si l'on ne veut pas recourir à l'évaporation.

TABLEAU X
Températures de l'eau à la sortie

| Température initiale en centigrades | Mètres cubes d'eau à l'heure | | | | |
|---|------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 |
| 5 | 28 | 17 | 12 | 11 | 10 |
| 10 | 34 | 22 | 18 | 16 | 15 |
| 15 | 39 | 26,5 | 22 | 21 | 20 |
| 20 | 44 | 32 | 28 | 26 | 25 |
| 25 | 50 | 38 | 34 | 32 | 30 |

Il est infiniment plus simple de savoir quelle est la quantité d'eau de condensation dont on a besoin lorsqu'on emploie uniquement l'évaporation de cette dernière pour produire la condensation du fluide ; on sait, en effet, qu'il faut 600 calories pour évaporer 1 kilogramme d'eau. La température de condensation du corps intermédiaire sera toujours de quelques degrés supérieure à la température de condensation de l'humidité atmosphérique, puisque l'eau de condensation doit

s'échauffer jusqu'à cette température avant de s'évaporer; il peut se faire qu'elle arrive déjà au condenseur à une température supérieure.

L'évaporation ne peut, en outre, se produire que si l'air n'est pas déjà saturé d'humidité (1), et elle commence seulement lorsque la température de l'eau ruisselant sur les tuyaux du condenseur s'élève au-dessus de celle de l'air ambiant; on peut en tirer parti pour le refroidissement du fluide liquéfié, par l'évaporation d'eau de condensation froide. Il est certain que ce genre de condensation dépend excessivement de l'état de l'atmosphère, fonctionne bien par un temps sec, mais très imparfaitement quand l'air est humide; toutefois on réalise toujours une économie d'eau en employant ce système.

TABLEAU XI
Poids de vapeur d'eau par mètre cube d'air saturé

| Température en centigrades | Poids de vapeur par mètre cube d'air saturé | Température en centigrades | Poids de vapeur par mètre cube d'air saturé | Température en centigrades | Poids de vapeur par mètre cube d'air saturé |
|----------------------------|---|----------------------------|---|----------------------------|---|
| 0 | 4,87 | + 11 | 9,96 | + 21 | 18,16 |
| + 1 | 5,21 | 12 | 10,60 | 22 | 19,24 |
| 2 | 5,57 | 13 | 11,53 | 23 | 20,38 |
| 3 | 5,95 | 14 | 11,98 | 24 | 21,57 |
| 4 | 6,36 | 15 | 12,74 | 25 | 22,82 |
| 5 | 6,79 | 16 | 13,53 | 26 | 24,13 |
| 6 | 7,25 | 17 | 14,36 | 27 | 25,50 |
| 7 | 7,73 | 18 | 15,24 | 28 | 26,95 |
| 8 | 8,24 | 19 | 16,15 | 29 | 28,47 |
| 9 | 8,73 | 20 | 17,34 | 30 | 29,90 |
| 10 | 9,36 | | | 35 | 39,51 |

Le tableau ci-dessus indique pour différentes tem-

(1) L'intensité de l'évaporation dépend directement de la différence qui existe entre les tensions de la vapeur d'eau à la surface du liquide et dans l'air ambiant. Lorsque cette différence est négative, au lieu d'une évaporation, il se produit une condensation de l'humidité de l'air et, par conséquent, un échauffement à la surface du liquide.

pératures le poids de vapeur d'eau, en grammes, que contient 1 mètre cube d'air entièrement saturé.

La capacité de l'air d'absorber plus ou moins d'humidité joue ici un grand rôle, puisque de là dépend le volume d'air nécessaire à un fonctionnement normal du condenseur.

L'air contenant en vapeur d'eau 60 à 95 % de ces valeurs peut encore provoquer une certaine évaporation. Le tableau précédent permet de calculer cette capacité pour différentes températures et degrés de saturation; on obtient les valeurs ci-dessous :

TABLEAU XII
Évaporation produite par 1 mètre cube d'air non saturé

| Température de l'air en centigrades | Degré de saturation | | | |
|--|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| | 60 % | 70 % | 80 % | 90 % |
| 10 | 3 ^{gr} ,74 | 2 ^{gr} ,81 | 1 ^{gr} ,87 | 0 ^{gr} ,94 |
| 15 | 5 ,10 | 3 ,82 | 2 ,55 | 1 ,27 |
| 20 | 6 ,94 | 5 ,20 | 3 ,47 | 1 ,73 |
| 25 | 9 ,13 | 6 ,85 | 4 ,56 | 2 ,28 |
| 30 | 11 ,96 | 8 ,97 | 5 ,98 | 2 ,99 |
| 35 | 15 ,80 | 11 ,85 | 7 ,90 | 3 ,91 |

Ainsi, par exemple, 1 mètre cube d'air à un degré hygrométrique de 70 fera évaporer, à + 20° C., 5,2 grammes d'eau, absorbant ainsi 3,12 calories. Pour une installation frigorifique produisant 100 000 frigories à l'heure, on devra absorber environ 126 000 calories au condenseur; il faudra évaporer pour cela 210 kilogrammes d'eau, ce qui exige, dans les conditions supposées, un volume minimum de 40 000 mètres cubes d'air à l'heure.

On ne peut pas, toutefois, admettre que l'air se sature

complètement; aussi faut-il compter un volume d'air une fois et demie plus considérable.

Il en est exactement de même pour le refroidissement par évaporation partielle de l'eau de condensation réchauffée. On atténue jusqu'à un certain point l'influence d'un air chaud et humide sur ces condenseurs à ruissellement, en combinant simplement l'évaporation de l'eau avec un refroidissement direct : au lieu de ne laisser ruisseler que 200 à 250 kilogrammes dans l'exemple ci-dessus, on en emploiera si possible quatre ou six fois plus.

Il est facile, d'après ces considérations, de fixer le type de condenseur pour une installation donnée, lorsque les conditions météorologique du lieu sont connues. A titre d'exemple, le tableau XIII réunit ces données (moyennes mensuelles) pour la ville de Francfort.

TABLEAU XIII

| Mois | Température de l'atmosphère en centigrades | Tension de la vapeur d'eau en millimètres de mercure | Température de condensation de l'humidité de l'air en centigrades | Température en centigrades | |
|---------------|--|--|---|----------------------------|-------------------|
| | | | | de l'eau de fond | de l'eau fluviale |
| Janvier . . . | 0,5 | 3,9 | — 2,3 | 7,9 | 2,0 |
| Février . . . | 2,0 | 4,2 | — 1,3 | 7,2 | 2,6 |
| Mars . . . | 5,4 | 4,6 | 0 | 7,5 | 5,5 |
| Avril . . . | 10,0 | 5,5 | + 2,5 | 8,1 | 10,2 |
| Mai . . . | 13,0 | 7,7 | + 7,4 | 9,1 | 13,9 |
| Juin . . . | 18,0 | 9,9 | + 11,2 | 10,3 | 18,4 |
| Juillet . . . | 19,7 | 11,1 | + 13,0 | 11,6 | 20,4 |
| Août . . . | 19,0 | 10,6 | + 12,2 | 12,2 | 19,9 |
| Septembre . . | 15,0 | 9,5 | + 10,5 | 12,5 | 16,8 |
| Octobre . . . | 9,5 | 7,0 | + 6,0 | 12,3 | 10,8 |
| Novembre . . | 4,3 | 5,6 | + 2,8 | 10,9 | 4,9 |
| Décembre . . | 0,5 | 4,4 | — 0,7 | 9,3 | 2,4 |

On constate qu'en février, mars, octobre et novembre il est utile de refroidir les condenseurs avec de l'eau

fluviale, d'autant plus que la quantité dont on dispose est pour ainsi dire illimitée, tandis que d'avril à septembre l'emploi d'eau profonde sera préférable. Comme la température de condensation de l'humidité de l'air est supérieure à la température de cette eau, précisément pendant les mois les plus chauds, on n'emploiera les condenseurs à ruissellement que d'une façon accessoire, lorsque la quantité d'eau profonde disponible sera insuffisante. Les condenseurs à ruissellement ont toujours une tension plus élevée que les condenseurs à immersion, même lorsque les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie sont les mêmes pour les deux types. Ce phénomène provient principalement du fait que, même avec une évaporation énergique, la translation de chaleur de l'eau à l'air exige une plus grande surface d'échange, à égalité de temps, que la transmission de la même quantité dans un condenseur immergé. Cette capacité moindre de translation ne peut naturellement être compensée que par un plus grand écart des températures d'échange et par conséquent, pour des températures identiques de l'eau, par une augmentation de tension dans le condenseur à ruissellement; la préférence que l'on accorde fréquemment à ce type de condenseur n'est donc pas toujours justifiée. Il est évident que, si l'eau de condensation est chargée de matières organiques ou de sels (calcaire, gypse, etc.), dont le dépôt sur les serpentins serait nuisible au refroidissement, on choisira naturellement un condenseur à ruissellement, dont le nettoyage peut se faire facilement pendant la marche.

26. Condenseurs à immersion. — *Principes à observer.* Utilisation aussi complète que possible des

surfaces d'échange; effet uniforme de tous les serpentins; disposition la moins encombrante et la plus simple possible; application stricte du principe de contre-courant; construction simple, sécurité; les brides des serpentins doivent être bien accessibles et hors de l'eau.

Les *serpentins* à ammoniaque sont en fer étiré de 25 millimètres de diamètre pour les petites installations, de 30 à 34 millimètres de diamètre pour les grandes; parois de 4 à 6 millimètres.

Serpentins à acide sulfureux: comme ci-dessus, en tubes en fer de 40 millimètres de diamètre et 4 millimètres d'épaisseur, ou tubes en cuivre de $1\frac{1}{2}$ millimètres d'épaisseur environ.

Serpentins à acide carbonique: tubes en fer comme pour NH_3 , particulièrement résistants (ils sont éprouvés à 180 atmosphères, *Note des Traducteurs*) de 26 millimètres de diamètre et 5 millimètres de paroi ou tubes en cuivre de 26 à 30 millimètres de diamètre et 3 millimètres d'épaisseur.

Tous les tubes en cuivre sont étirés, sans soudure.

Le petit tableau de la figure 117 indique le diamètre minimum possible des serpentins (φ der engsten Schlange), ainsi que les diamètres intérieur (φ innen) et extérieur (φ aussen) des tubes en fer (Eisenrohr) et en cuivre (Kupfenrohr).

(Fig. 115). Récipient cylindrique vertical avec arrivée d'eau par le bas et sortie par le haut (v. fig. 122 et 123). L'agitateur est actionné de la transmission par courroie, poulie et pignons d'angle; il faut protéger la crapaudine contre la rouille; pour éviter une descente de l'agitateur, on le suspend dans son palier supérieur;

le nombre de tours de l'agitateur est d'environ 15 à la minute. Il est avantageux de remplacer les pignons d'angle par un pignon avec vis sans fin, qui permet la commande directe par transmission à grande vitesse.

Les extrémités des serpentins sont reliées par des

collecteurs ; l'extrémité inférieure des serpentins traverse le fond du condenseur (fig. 116), le collecteur est placé au-dessous, dans une niche pratiquée dans le massif.

Le collecteur porte en général une petite tubulure en T; avec un robinet de purge pour l'air et un raccord pour le manomètre. Le fond du condenseur porte un robinet de vidange d'eau.

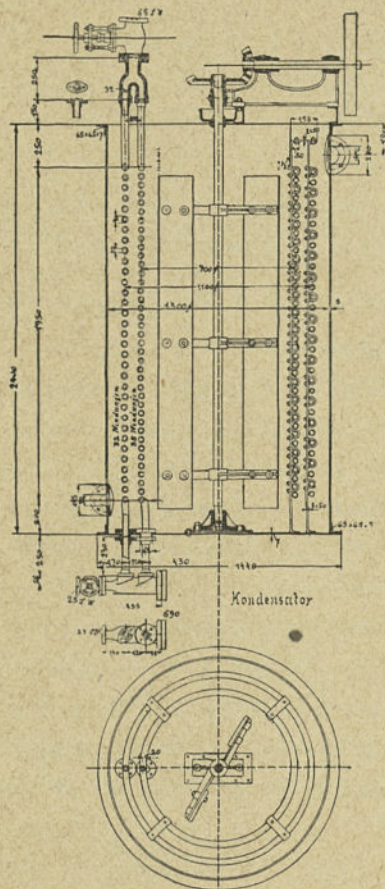


Fig. 115.

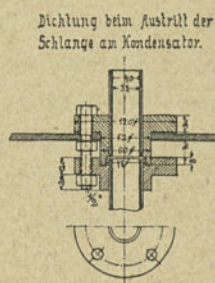


Fig. 116.

Condenseur à six serpentins (fig. 117 et 118). — L'extrémité inférieure des serpentins traverse une plaque de fonte qui porte en outre la crapaudine de

| | mm | | | | |
|---------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| <i>ϕ</i> der engsten Schlange: | 700 | 600 | 600 | 400 | 300 |
| bei Eisenrohr <i>ϕ</i> innen : | 34 | 25 | 20 | 15 | - |
| außen : | 42 | 32 | 26 | 20 | - |
| bei Kupferrohr <i>ϕ</i> innen : | 60 | 45 | 35 | 26 | 20 |
| außen : | 65 | 49 | 39 | 28 | 23 |

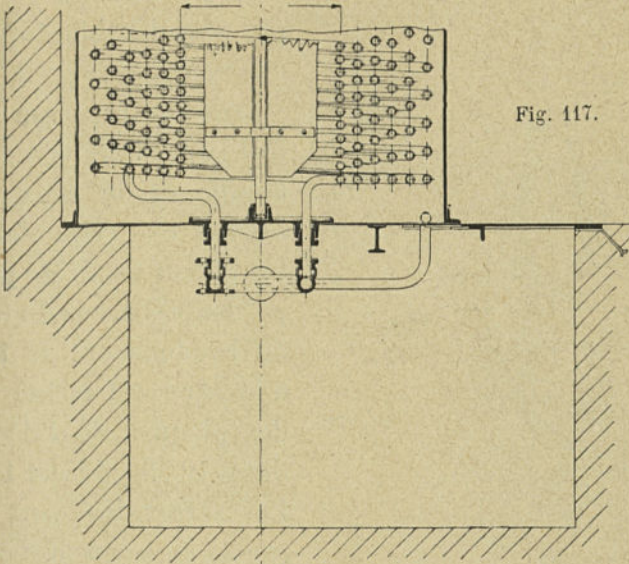


Fig. 117.

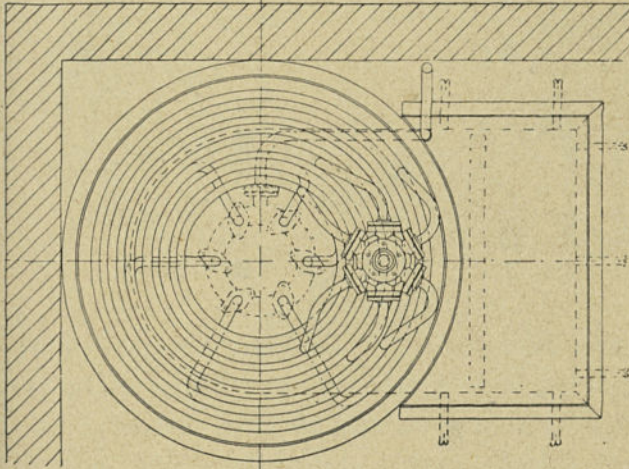


Fig. 118.

l'agitateur. Les figures 119 et 120 donnent le détail du joint étanche entre serpentín et plaque de fonte. Le collecteur est annulaire et assez grand pour que la vitesse d'écoulement n'y soit pas considérable; le joint est composé, pour un condenseur à ammoniac, d'un presse-étoupe et de deux anneaux en caoutchouc. Le massif est évidé pour permettre l'accès du fond du condenseur; le trou d'homme est fermé par des plaques de tôle ondulée (v. fig. 117 et 118). Les serpentins sont enroulés de façon que cha-

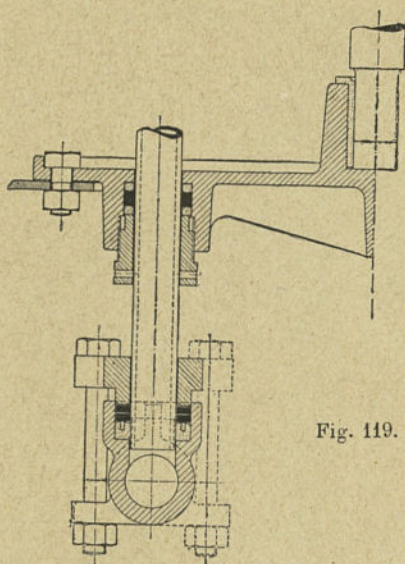


Fig. 119.

cun ait la même longueur, présentant par conséquent la même résistance à l'écoulement; lorsque cette con-

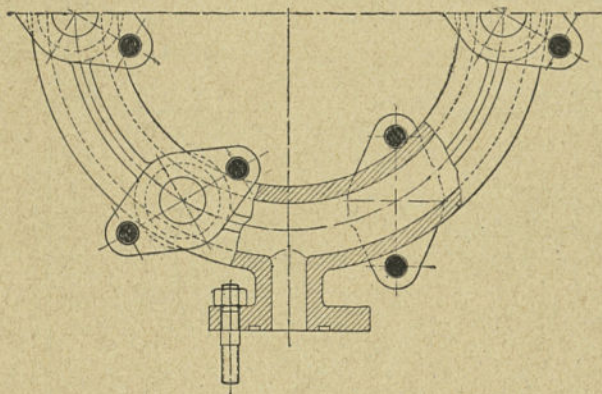


Fig. 120.

cun ait la même longueur, présentant par conséquent la même résistance à l'écoulement; lorsque cette con-

dition n'est pas réalisée, les serpentins qui ont la plus grande résistance donnent le moindre rendement.

L'agitateur contrarie souvent l'effet du contre-courant, en établissant par mélange une température

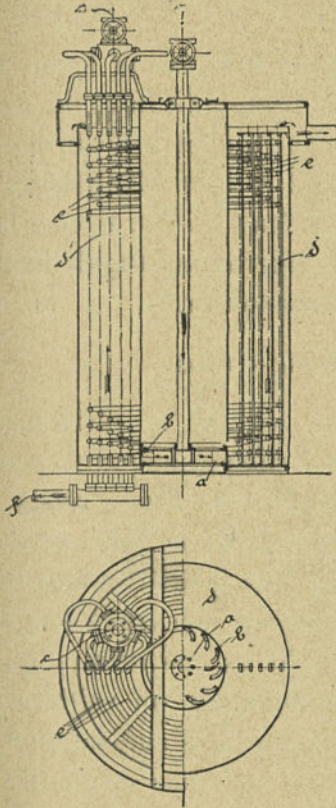


Fig. 121.

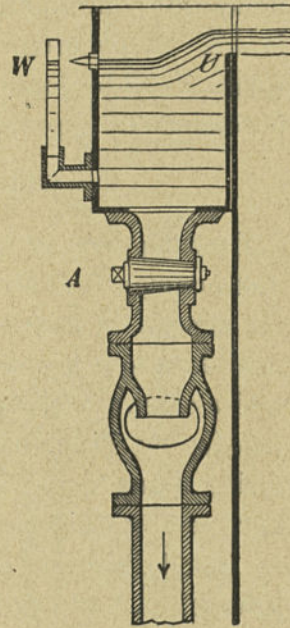


Fig. 122.

moyenne, au détriment du refroidissement complet du fluide comprimé. On remplace donc souvent l'agitateur par un cylindre creux en tôle, de la base duquel l'eau s'échappe tangentielle-ment, s'élève dans la couronne formée par le cylindre et l'enveloppe extérieure, en suivant la courbure des serpentins, et déborde par le

haut dans un déversoir annulaire, de façon que pas un instant le mouvement ascensionnel hélicoïdal de l'eau n'est interrompu. (Fig. 121), construction A. Freundlich à Dusseldorf : la pièce de distribution d'eau est munie de palettes incurvées pour assurer la parfaite circulation ascensionnelle de l'eau.

Le déversoir est fréquemment disposé de façon à indiquer le débit d'eau, grâce à un indicateur de niveau et à un robinet d'écoulement jaugé ; il porte également un thermomètre (fig. 122 et 123). Connaissant le débit et les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie, il est toujours facile de déterminer rapidement le rendement approximatif du condenseur :

$$R = Q \text{ lit/heure} \times (t_{\text{sortie}} - t_{\text{entrée}}).$$

Distributeurs et collecteurs. — De la résistance d'écoulement à l'entrée et à la sortie de chaque serpentin dépend la distribution uniforme du fluide réfrigérant dans tout le condenseur (fig. 124) ; le fluide arrive latéralement et, si l'écoulement dans le distributeur est rapide, les différents serpentins ne recevront pas le fluide d'une façon uniforme. S'il est nécessaire que l'arrivée du fluide se fasse latéralement, on veillera à ce que la section du distributeur soit suffisamment grande, en tout cas supérieure à celle des serpentins ; s'il s'agit par contre de la répartition du fluide liquéfié (réfrigérant), la construction figure 124 n'est tolérable en aucun cas ; cette figure montre en outre quatre modes différents de raccordement des serpentins au collecteur. Il est en général impossible d'utiliser des brides rondes ; on les remplace par des brides ovales, qui doivent être plus épaisses, pour résister à une flexion ; cette dernière provoquerait un arrachement

de la soudure entre la bride et le tuyau, une fuite et une pression inégale sur le joint. *Raccord de gauche* : une bague est vissée et soudée sur le serpentin, une bride folle vient serrer cette bague. *Deuxième raccord* : la bride vissée et soudée sur le serpentin s'applique

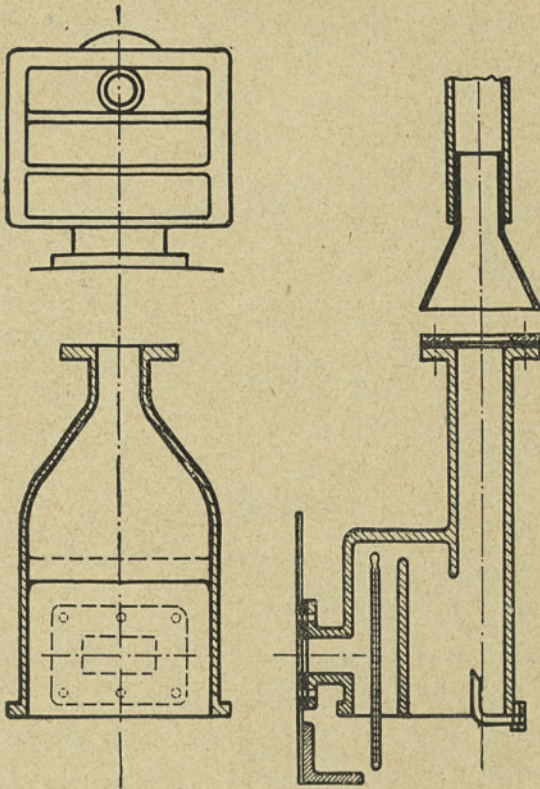


Fig. 123.

directement sur le collecteur; le joint est formé par une bague en caoutchouc. *Troisième raccord* : la bride, vissée et soudée, porte un manchon cylindrique qui pénètre dans la paroi du collecteur; le joint est formé par une bague en caoutchouc. (C'est le meilleur des raccords). *Quatrième disposition*, la plus fréquente :

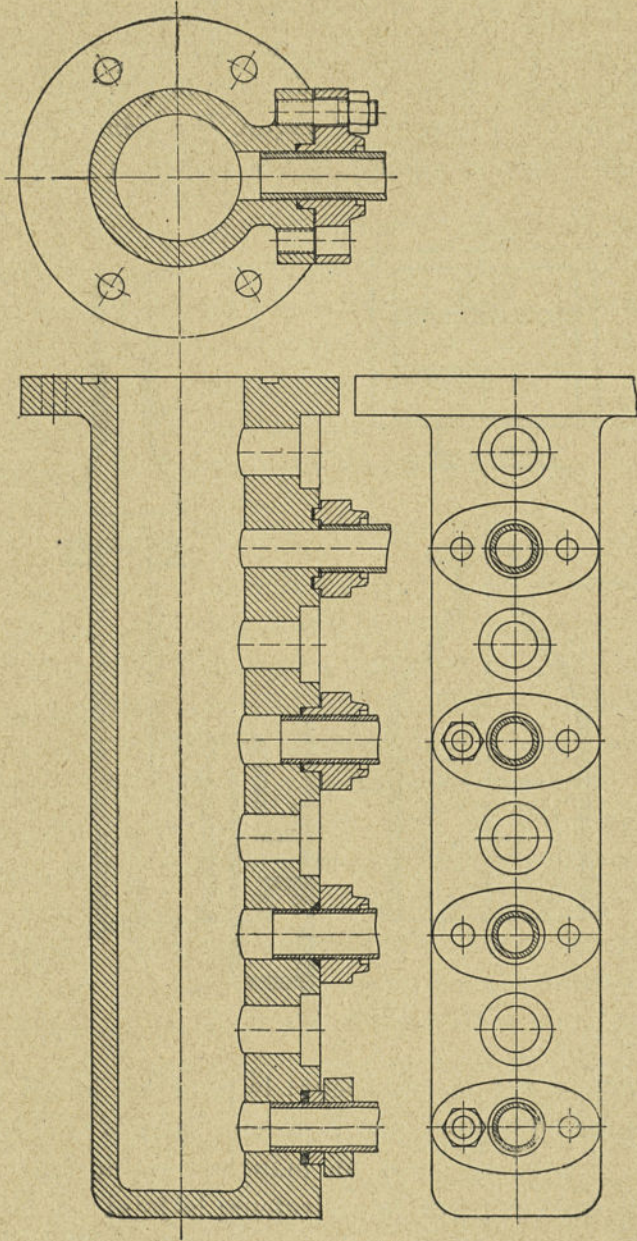


Fig. 121.

une bride mâle vissée et soudée au serpentín, s'applique dans la rainure femelle du collecteur; joint formé par une rondelle en caoutchouc.

Distribution par une ouverture médiane du collecteur (fig. 125). — Cette construction est préférable, tant qu'il ne s'agit que de quatre serpentins au plus; pour les détails, mêmes considérations que ci-dessus.

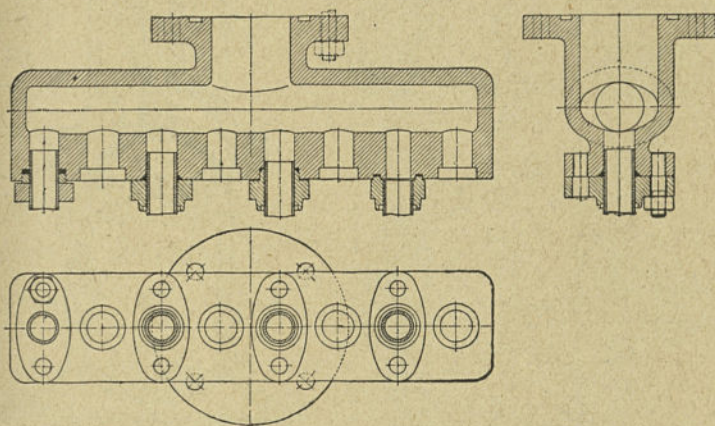


Fig. 125.

Figures 126 et 127, les raccords sont placés symétriquement sur le pourtour d'une boîte cylindrique, qui porte en son centre le raccord du tuyau principal. Pour que la distribution soit absolument uniforme, il faut que les pièces intermédiaires entre ce collecteur et les différents serpentins soient d'égale longueur.

Contrairement aux dispositions représentées figures 124 et 125 où les serpentins s'appliquent directement au collecteur, cette construction (fig. 126) nécessite des pièces intermédiaires, réunissant le collecteur à chaque serpentín (v. plan fig. 121). Un ajustage des plus minutieux est nécessaire pour assurer l'étanchéité du joint.

Figure 128, dans le but d'assurer une répartition

encore plus parfaite, on a donné au fond du collecteur une forme conique ; or il suffit que ce cône ne soit pas très exactement centré pour produire l'effet contraire.

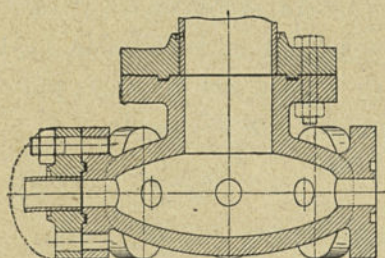


Fig. 126.

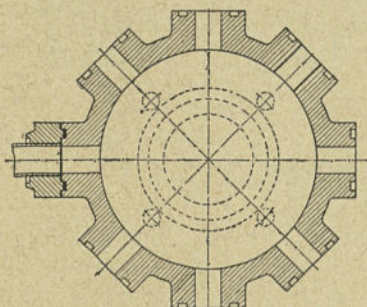


Fig. 127.

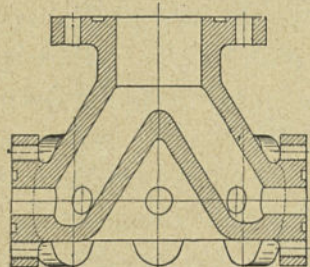


Fig. 128.

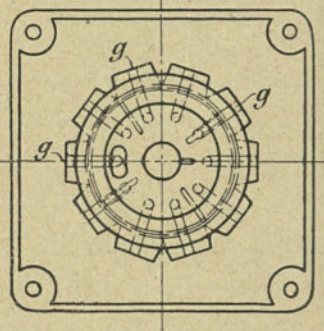
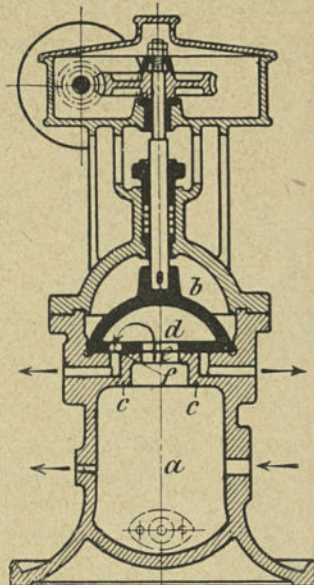


Fig. 129.

Lorsqu'il s'agit (comme par exemple dans les générateurs à glace) de répartir le fluide liquéfié dans un grand nombre de serpentins, la Société Linde emploie un distributeur rotatif, dont la partie inférieure sert en même temps de séparateur d'huile (fig. 129).

27. Refroidisseurs du fluide. —

Le nombre des serpentins est moindre que dans les condenseurs, le volume spécifique du fluide liquéfié étant très réduit. L'écoulement dans les serpentins du refroidisseur ne doit pas être trop lent, l'échange de température s'opérant mal dans ce cas. L'enveloppe cylindrique du récipient porte en général deux fonds renforcés, solidement boulonnés avec joint étanche; le refroidisseur est effectivement relié en général à un condenseur à ruisselement placé au-dessus. (Il arrive aussi fréquemment que l'eau traverse sous pression le refroidisseur, pour arriver au conden-

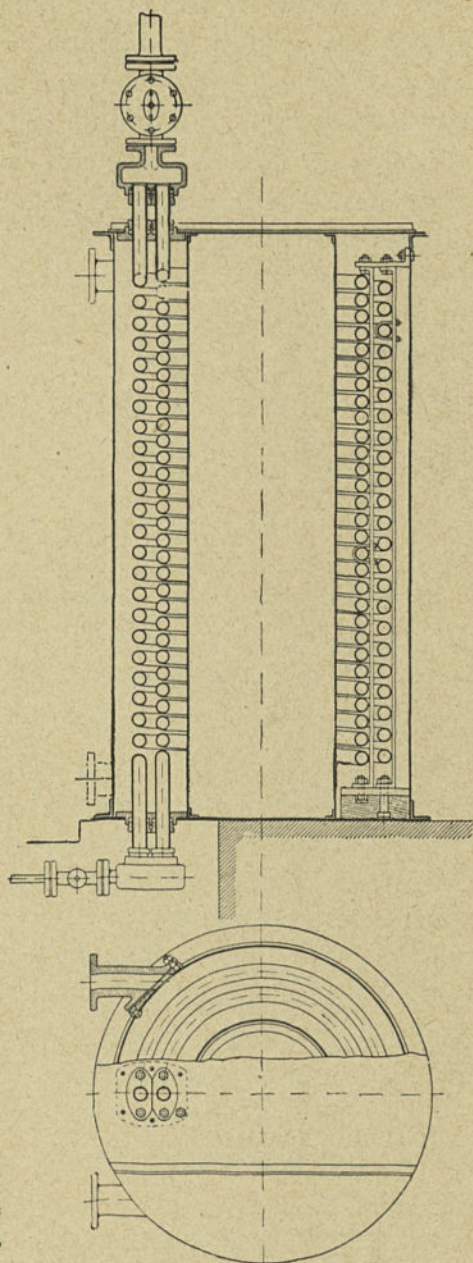


Fig. 130.

seur immergé. *Trad.*) Il est important que le refroidisseur soit placé au-dessous du condenseur, pour que le fluide liquéfié, non encore refroidi, soit constamment sous la pression de la colonne de liquide; le refroidisseur pourrait sans cela faire dans certains cas office de réfrigérant (v. p. 198). Le tuyau de communication entre condenseur et refroidisseur doit être assez grand pour qu'il ne se produise pas d'étranglement, qui pourrait provoquer une vaporisation partielle dans le refroidisseur. L'eau de condensation circule en général dans le refroidisseur entre les parois de deux cylindres concentriques; l'entrée et la sortie sont placées latéralement, autant que possible dans la tangente à la paroi du refroidisseur (fig. 130).

28. Condenseurs à ruissellement. — Le fluide pénètre dans le haut et s'écoule par le bas du serpent. Comme l'eau ruisselle également de haut en bas, ce dispositif ne réalise pas le principe du contre-courant. Etant donné toutefois que, par suite de l'évaporation partielle, l'eau ne s'échaufferait que fort peu, même dans le cas du contre-courant, la réalisation de ce principe est ici moins importante (v. p. 178).

Consommation minimum d'eau pour l'arrosage complet des serpentins. — Il faut admettre environ 2^{lit},15 par seconde et par mètre courant du tube supérieur du serpent, à condition que la distribution soit bien uniforme et qu'il y ait peu d'éclaboussures.

Si l'eau fraîche dont on dispose est insuffisante, il faudra recueillir l'eau qui a déjà ruisselé et l'ajouter à l'eau fraîche.

Les points les plus importants à observer sont les suivants : Utilisation parfaite de l'eau de condensation ;

lorsqu'on dispose d'une quantité suffisante d'eau, on diminue la hauteur et on augmente la longueur des serpentins; en cas de pénurie d'eau, au contraire, on choisit des serpentins très hauts et courts. La distribution de l'eau doit être aussi régulière que possible; il faut éviter qu'il se produise des éclaboussures; le fluide devra également être réparti très uniformément sur chacun des serpentins; ces derniers doivent être disposés de façon à permettre un nettoyage superficiel facile. Il importe enfin que les serpentins se replient suivant un rayon de courbure assez grand pour que l'effort sur la ligne de suture des tubes ne soit pas trop considérable.

Il est possible d'améliorer le coefficient de transmission de la chaleur, en maintenant une certaine vitesse d'écoulement du fluide dans les serpentins et en donnant à ces derniers une pente continue (construction brevetée de la société Linde).

Construction Schuchtermann et Kremer, à Dortmund (fig. 131). — Cette figure reproduit la construction la plus répandue en Allemagne. Chaque série verticale est composée de trois serpentins, ayant distributeur et collecteur communs; elle est indépendante, de façon à pouvoir être démontée en cas de réparation, sans arrêt appréciable des autres séries, et doit en outre être munie d'un robinet de purge d'air. Les serpentins d'une même série doivent être superposés les uns aux autres, d'aussi près que le permettent les étriers qui les fixent aux supports verticaux en fer à U; cela supprime les éclaboussures (v. fig. 138). L'arrivée d'eau dans la figure 131 se trouve à l'extrémité de la gouttière à bords perforés (fentes ou trous) placée à la partie supérieure; pour que l'eau en dé-

borde d'une façon uniforme, il faut que l'écoulement ne se produise nulle part à une vitesse de plus de

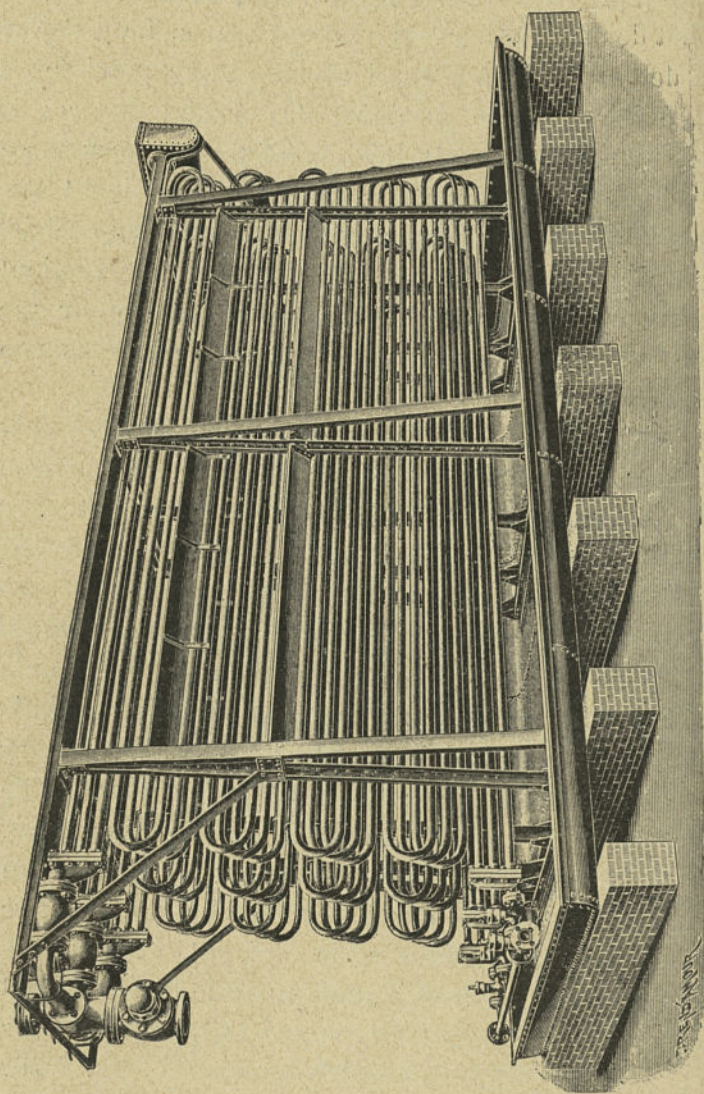


Fig 131

30 centimètres à la seconde et que la gouttière soit rigoureusement horizontale : elle porte dans ce but un dispositif de mise à niveau.

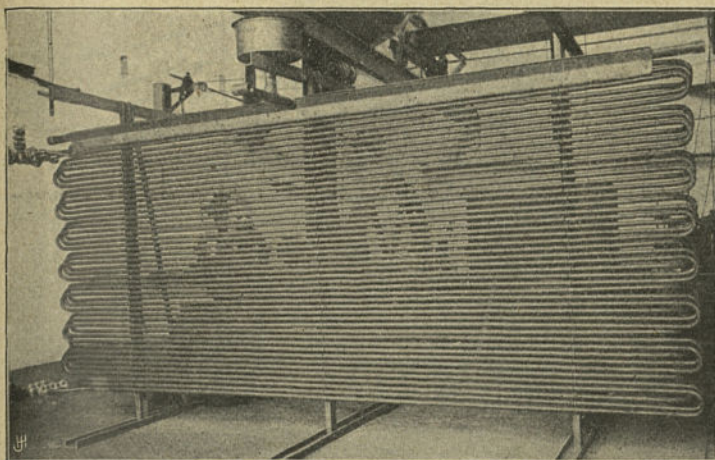


Fig. 132.

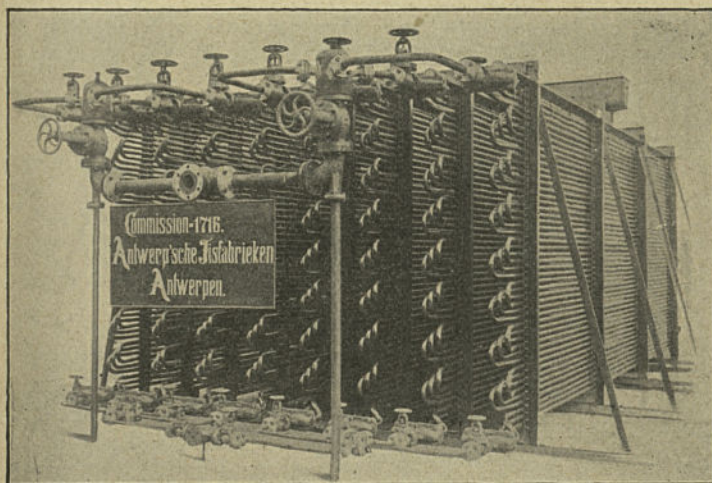


Fig 133.

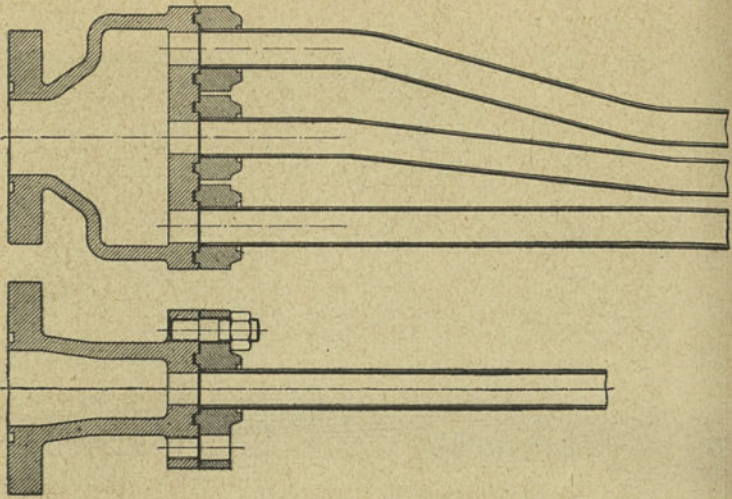


Fig. 134.

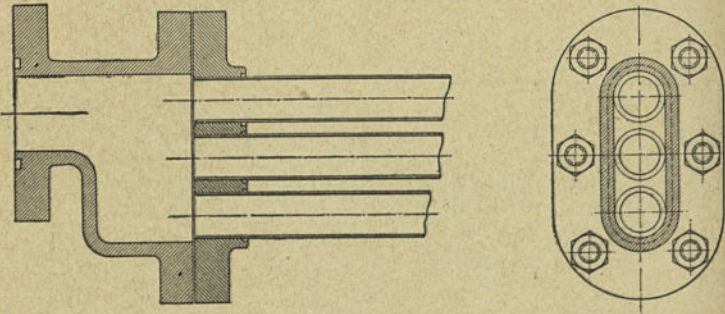


Fig. 135.

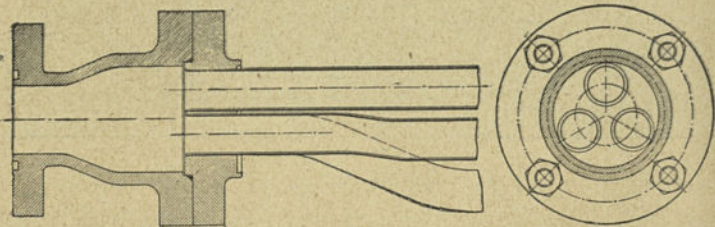


Fig. 136.

La figure 132 reproduit un condenseur en cours de montage (construction A. Freundlich, à Dusseldorf); la distribution d'eau se fait par un récipient régulateur de pression, placé au milieu du système.

La figure 133 présente une disposition rationnelle des distributeurs et collecteurs, avec la tuyauterie et la robinetterie complètes.

Distributeurs et collecteurs des condenseurs à ruisselement. — La figure 134 reproduit un distributeur

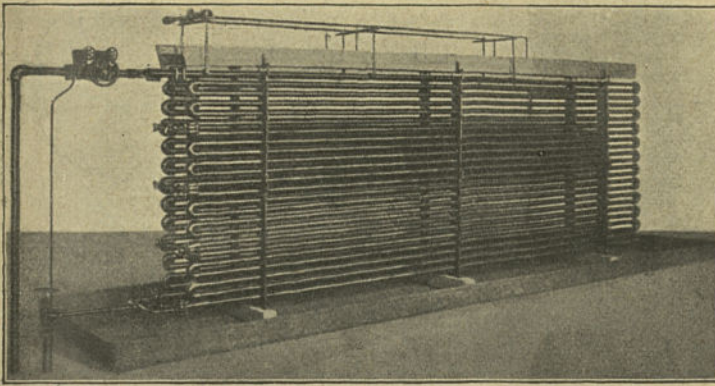


Fig. 137.

pour tubes en fer, à bride ovale, approprié à tous les cas.

Le distributeur (fig. 135) est spécial aux tubes en cuivre (machine à acide sulfureux).

Les serpentins de cuivre sont soudés dans un couvercle allongé, en fer ou en bronze, s'appliquant à plat sur la bride du distributeur.

Le distributeur (fig. 136) est également destiné à des tubes en cuivre (machine à SO^2 ou à CO^2); ils sont soudés dans un couvercle rond; le joint est assuré par une bague en caoutchouc.

Modèle américain (fig. 137 à 140). — Il se compose

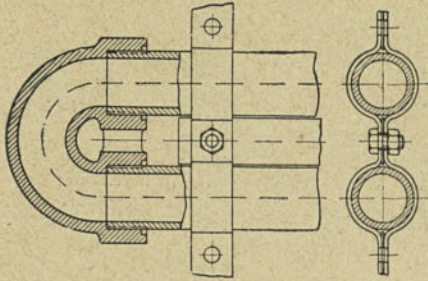


Fig. 138.

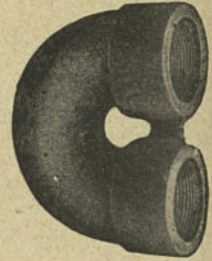


Fig. 139.

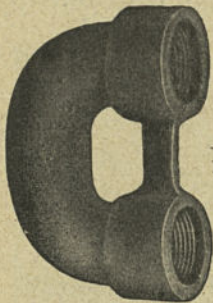


Fig. 140.

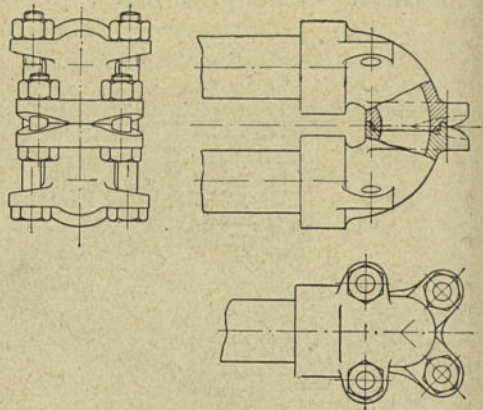


Fig. 141.

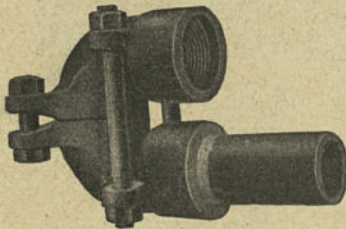


Fig. 142.

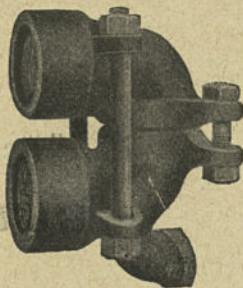
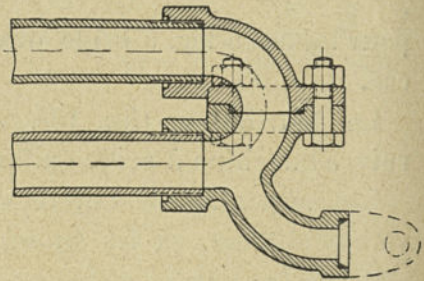


Fig. 144.

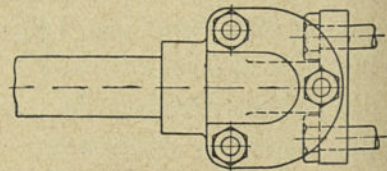


Fig. 143.

de tubes droits, vissés et soudés dans des coudes spéciaux en fonte. L'inconvénient consiste dans le grand

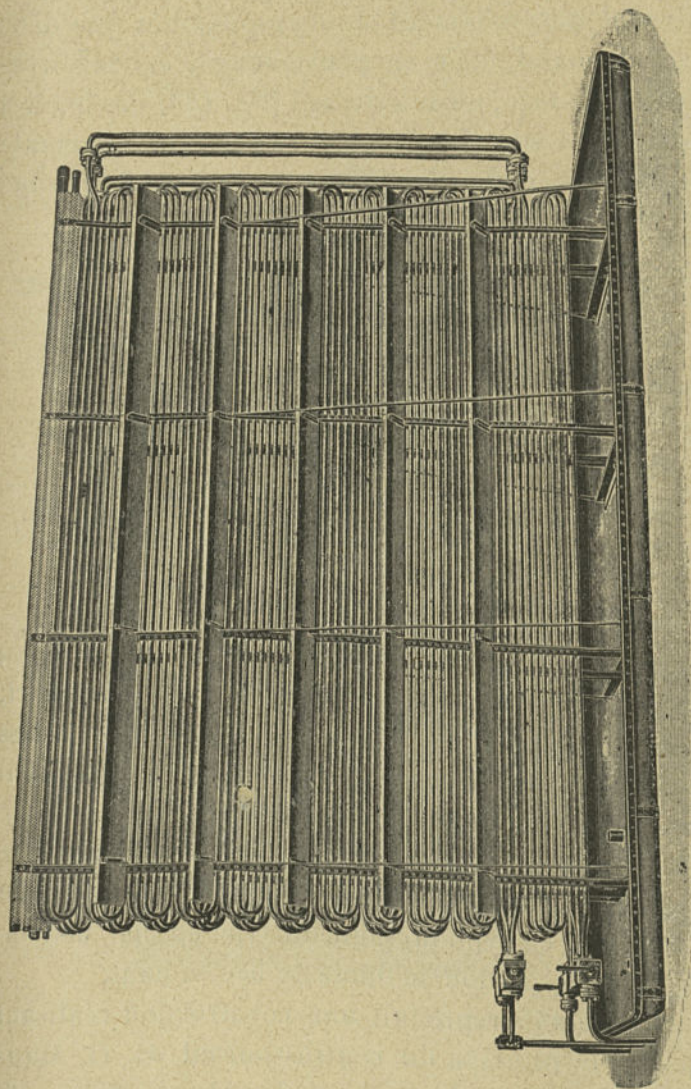


Fig. 145.

nombre de joints ; l'avantage, par contre, dans la grande facilité de fabrication en masse, y compris l'indépendance vis-à-vis des fabriques de tubes en spirale et

de serpentins, enfin dans une latitude extrême quant au choix de la longueur des appareils. Les tubes superposés sont naturellement moins rapprochés que dans le type allemand, mais on peut changer cet inconvénient en avantage, en intercalant (fig. 138) des bandes de tôle sur lesquelles l'eau ruisselle. On augmente ainsi, conformément à la théorie, la surface d'échange

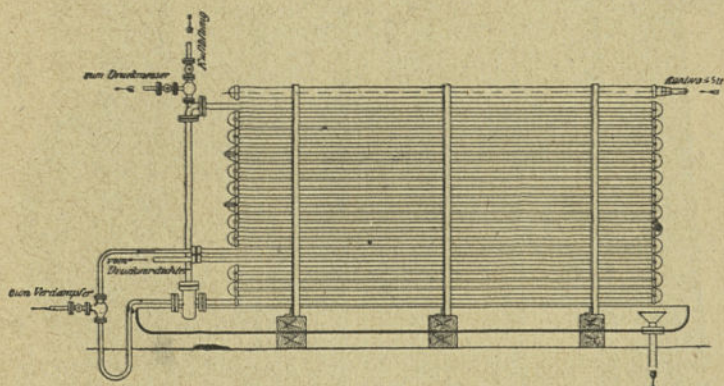


Fig. 146.

entre l'eau et l'air, par rapport à celle entre l'eau et les serpentins. Pour faciliter le montage et le transport, un certain nombre de courbes sont en deux parties assemblées par des boulons (fig. 141 et 142). Le joint est assuré par un anneau en caoutchouc.

On fabrique également des coudes avec tubulure d'écoulement (fig. 143 et 144) (à laquelle on raccorde une tubulure en syphon) pour un type spécial de condenseur, à circulation de fluide de bas en haut.

La figure 145 reproduit une construction réalisant en partie le principe du contre-courant (C. G. Hauboldt à Chemnitz), à recommander chaque fois qu'il s'agit d'économiser le plus possible l'eau de condensation. Le fluide encore surchauffé pénètre par le bas, traverse rapidement quelques serpentins jusqu'au haut

de l'appareil, d'où il s'écoule ensuite vers le bas comme dans les autres condenseurs.

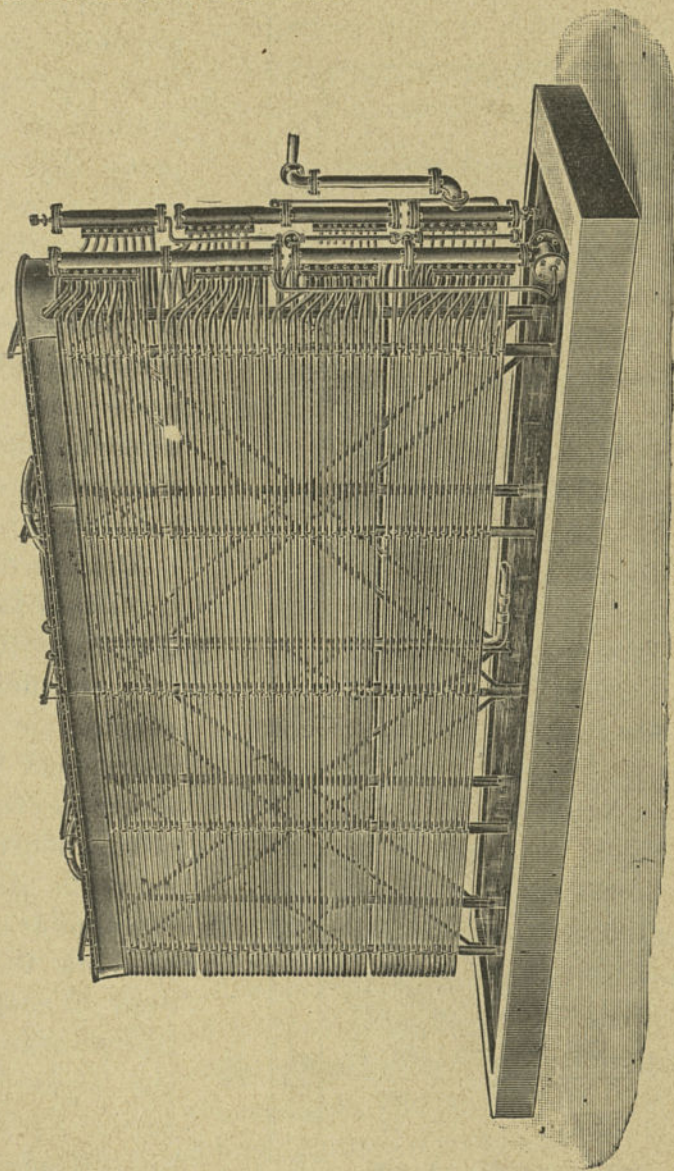


Fig. 147.

La disposition représentée fig. 146 est analogue à celle ci-dessus ; les serpentins sont construits d'après

le modèle américain. Le fluide surchauffé parcourt de

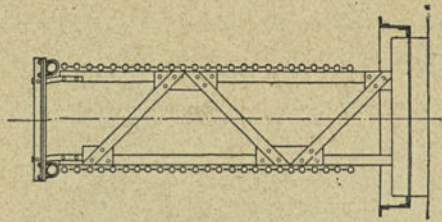


Fig. 149.

haut en bas le serpentín inférieur; après séparation de la partie déjà liquéfiée pendant ce parcours et qui fait retour au réfrigérant, le reste du fluide passe dans le serpentín supérieur pour y être condensé.

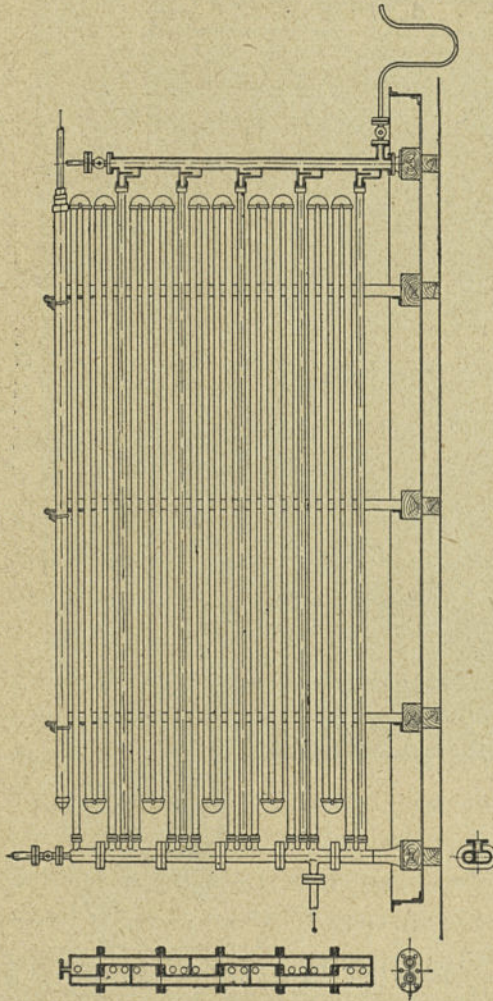


Fig. 148.

Construction G. Kuhn, à Stuttgart-Berg (fig. 147).

— Le fluide pénètre par le distributeur inférieur de droite et se condense en partie dans le groupe de serpentins inférieur; le collecteur, placé à gauche sépare la partie liquide, qui s'écoule et la partie gazeuse, qu'un nouveau distributeur, branché sur le col-

Fig. 150.

lecteur, qui s'écoule et la partie gazeuse, qu'un nouveau distributeur, branché sur le col-

lecteur, envoie au groupe de serpentins suivant; ce processus se répète trois fois. (Une partie seulement des tuyauteries est figurée dans la figure 147); un collecteur général, placé plus bas, rassemble le fluide condensé qui s'écoule de chacun des collecteurs de groupe.

Le rendement de ce condenseur serait encore meilleur si le nombre des serpentins de chaque groupe diminuait avec la hauteur, de façon à obtenir, même dans le groupe supérieur, une vitesse d'écoulement suffisante. Cette dernière est déjà faible dans le groupe inférieur à cause du grand nombre de serpentins dans chaque groupe.

Autre construction (fig. 148-150). — Le fluide arrive à la colonne de gauche, comme l'indique la flèche, et parcourt les quatre tubes du serpentín inférieur pour revenir à la partie inférieure de la même colonne. Là s'opère la séparation de la partie liquide, qui s'écoule par un cinquième tube vers la colonne de droite (un syphon est nécessaire à l'extrémité de ce tube), et du fluide gazeux qui s'élève à l'intérieur de la colonne de gauche vers le serpentín immédiatement superposé, pour y recommencer le même circuit et ainsi de suite; chacune des colonnes porte un robinet de purge d'air.

Il n'est pas exact de dire que la température constante de condensation supprime toute raison d'être au système de contre-courant dans les condenseurs à ruissellement. Il faut tenir compte de ce que l'écoulement est le plus lent dans les serpentins supérieurs et de ce que, par conséquent, l'échange de chaleur y est mauvais; il est donc légitime d'y chercher un correctif dans un grand écart des températures d'échange, c'est-à-dire en utilisant, grâce au contre-courant, la

température la plus basse de l'eau. L'humidité spécifique du fluide gazeux joue également un rôle, sur lequel on n'a du reste aucune donnée sérieuse.

29. Disposition des condenseurs à ruissellement et des appareils à récupération d'eau. — Les figures

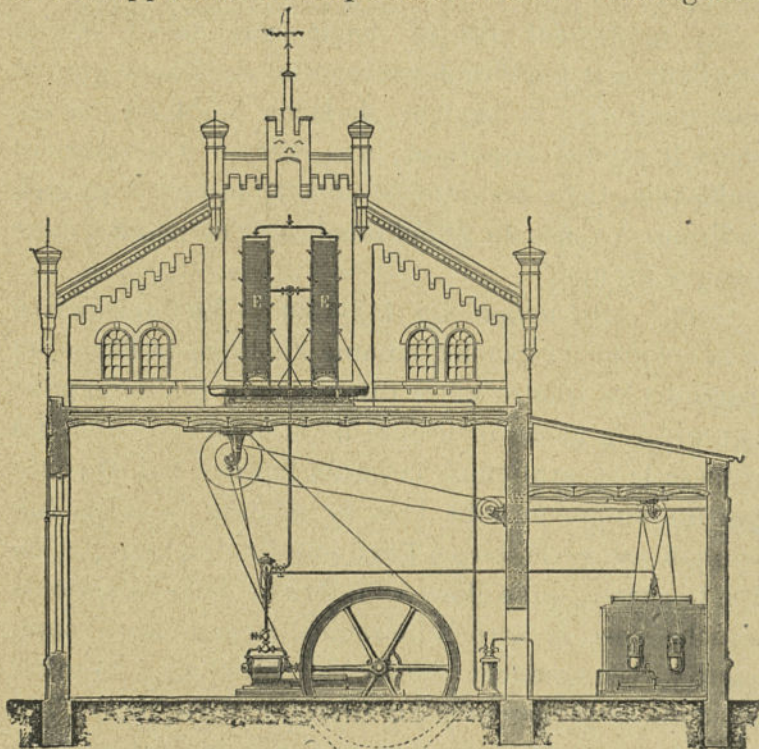


Fig. 151.

151 et 152 indiquent la manière dont on installe les condenseurs à ruissellement (1). Deux appareils E, E, formés d'un grand nombre de serpentins superposés, reliés par des collecteurs verticaux, sont placés au centre du bac de l'eau de condensation, sur le toit

(1) Installation exécutée par la « Germania », de Chemnitz, pour la brasserie F. Smits van Waesberghe à Bréda.

même de la salle des machines. La pompe AB élève aux gouttières l'eau du réservoir H, au moyen de la conduite CC. On dispose de distance en distance, sur les côtés du condenseur, des lames de tôle, qui retiennent les gouttelettes d'eau rejaillissant parfois à la

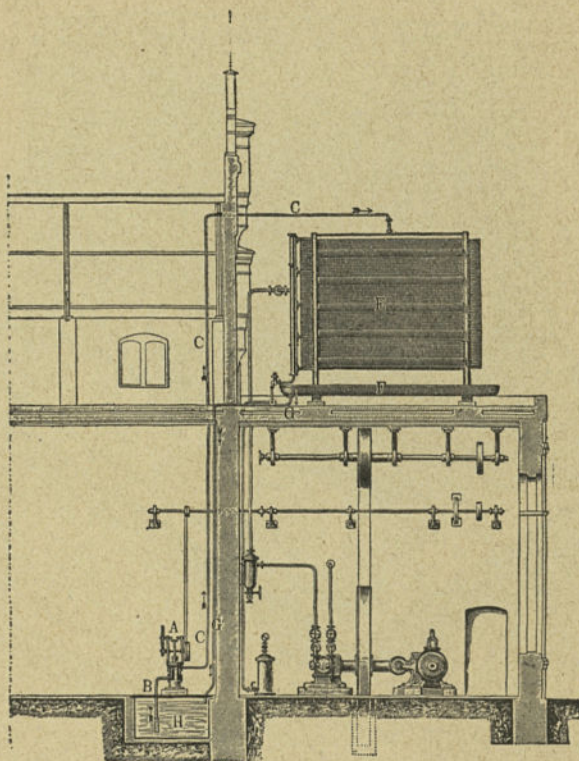


Fig. 152.

surface des serpents, et les renvoient sur ces derniers; l'excédent d'eau retourne par le tuyau GG au réservoir H. On a constaté que les toitures qui recouvrent les condenseurs, et qu'on était autrefois unanime à condamner, constituent une protection efficace contre les rayons solaires; il est naturellement nécessaire d'y ménager des ouvertures, pour l'échappement

de la buée, et avantageux de disposer des jalousies horizontales (surtout au sud et à l'ouest), qui laissent passer l'air, mais arrêtent complètement les rayons du soleil.

Lorsque le moteur à vapeur est aussi muni d'un condenseur à ruissellement, il faut veiller à ce que les

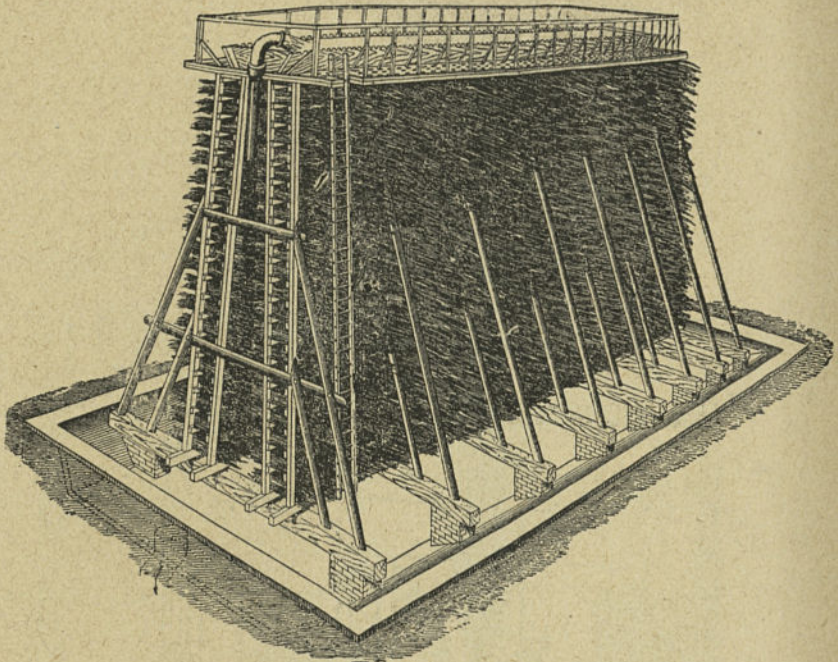


Fig. 153.

deux condenseurs ne soient pas voisins, car la buée chaude qui se dégage de l'un, venant à passer sur les tuyaux de l'autre, en diminuerait sensiblement le rendement; lorsque l'exiguité de l'espace disponible l'exige, on superpose le condenseur de la machine à vapeur ou l'on intercale une paroi pleine.

Il s'agit, avec les *recupérateurs d'eau de condensation*, de ramener, par une évaporation partielle, l'eau des condenseurs à immersion à sa température initiale;

on la laisse, dans ce but, tomber en pluie fine sur une surface aussi grande que possible, à travers un courant d'air naturel ou artificiel; on réalise ainsi le maximum d'évaporation possible, ainsi qu'une répartition rapide et égale du refroidissement dans toute la masse d'eau,

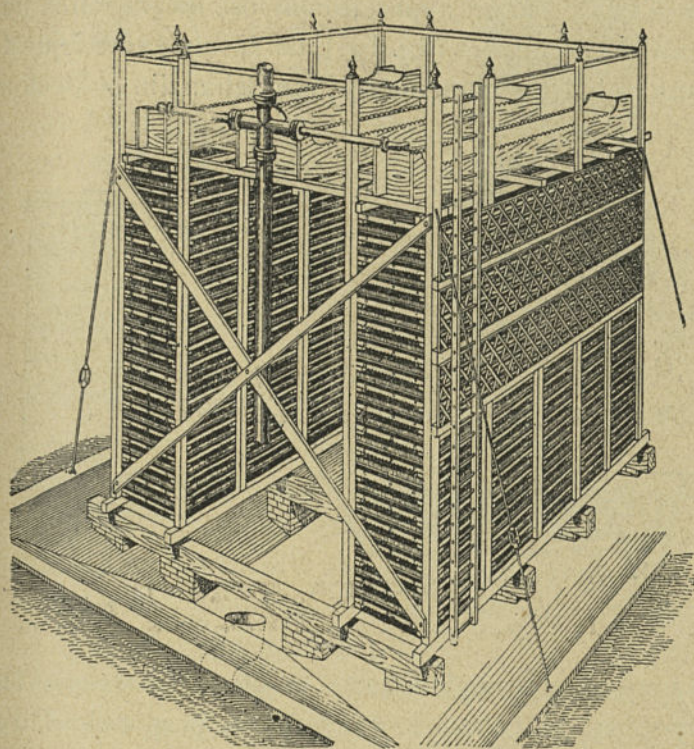


Fig. 154.

après remplacement par de l'eau froide de la quantité qui s'est évaporée, le tout revient au condenseur. On obtient aisément une surface d'évaporation convenable en employant les appareils de graduation utilisés dans les salines, pour concentrer la saumure, et formés simplement de fascines entassées sur un échafaudage; l'eau réchauffée est pompée dans une rigole ouverte,

à la partie supérieure de l'appareil, d'où elle tombe en pluie à travers les brindilles des fascines et subit une évaporation partielle (fig. 153).

La fabrique de bois découpé, à Kaiserslautern, remplace cette disposition économique, mais peu agréable à l'œil, par un appareil composé de planches horizontales découpées (fig. 154), tandis que la fabrique de Frankenthal (anciennement Klein Schanzlin et Becker)

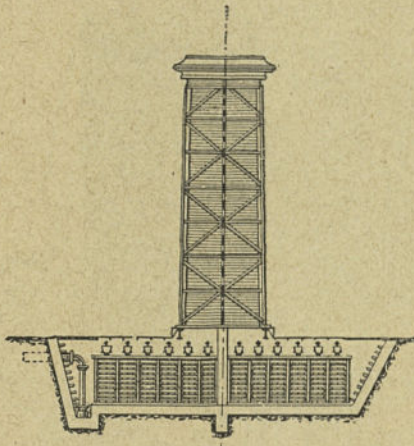


Fig. 155.

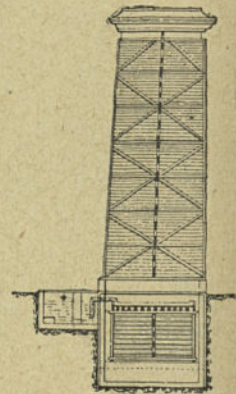


Fig. 156.

suspend de minces planchettes en plusieurs rangées superposées, dont chacune est disposée perpendiculairement à la rangée qui précède et à celle qui suit ; cette disposition a pour but de réaliser un contact aussi grand que possible entre l'air qui traverse l'appareil et l'eau qui ruisselle sur les planchettes. On a cru longtemps que cette disposition nécessitait l'installation de ventilateurs, mais on a reconnu, que moyennant un agencement approprié des planchettes, l'échauffement de l'air par l'eau suffisait en général à provoquer un déplacement d'air convenable.

Les figures 155 et 156 reproduisent un appareil à graduation de la maison Balcke et C^o à Bochum, combiné avec un condenseur à ruissellement.

Il faut mentionner encore l'appareil imaginé par Körting : au moyen d'une lance spéciale il étale le jet d'eau chaude en une nappe très finement divisée et présentant une large surface d'évaporation ; on peut augmenter encore cette dernière en recueillant le jet sur les parois en bois ou métal de l'appareil représenté figure 157, où une partie de l'eau s'évapore.

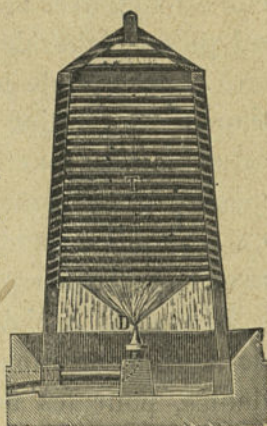


Fig. 157.

30. Les réfrigérants. — Leur construction dépend du but poursuivi par la production du froid (fabrication de glace, refroidissement des locaux, de l'air, des liquides etc.). Il s'agit généralement de refroidir d'abord un second véhicule de froid, une solution salée par exemple.

Il y a trois raisons pour cela :

1. L'impossibilité dans certains cas (par exemple fabrication de la glace) d'opérer directement la transmission du froid du fluide réfrigérant au corps à refroidir.

2. Grâce à son volume beaucoup plus considérable que celui du fluide réfrigérant, une solution glacée permet de répartir le froid plus uniformément entre les différents points de consommation.

3. Enfin la solution glacée, constituant une petite réserve de froid, atténue la répercussion des variations de la consommation du froid sur la marche

de l'installation réfrigérante, qui reste ainsi plus régulière.

La solution salée ne doit, aux températures auxquelles elle est soumise, ni se congeler ni former de dépôts de sel qui empêcheraient la circulation; elle ne doit donc être ni trop faible ni trop saturée. Le point de congélation de la solution dépend de sa concentration, et sa saturation est fonction de la température du bain; on mesure la concentration de la solution à l'aréomètre, qui indique le poids spécifique; ce dernier augmente avec le degré de saturation.

Le tableau XIV donne les limites minima et maxima de la concentration, ainsi que les densités correspondantes, pour les températures minima atteintes par l'évaporation du fluide dans les serpentins du réfrigérant (première colonne).

Les sels du commerce n'étant jamais secs, il sera nécessaire d'augmenter la quantité employée, en proportion de la teneur du sel en eau.

On doit chercher, dans la *construction des réfrigérants*, à réaliser les conditions suivantes : l'utilisation parfaite de la surface d'échange grâce au coefficient le plus élevé possible de transmission de la chaleur, la moindre déperdition du froid; l'économie de place et de prix de revient; l'étanchéité absolue; la possibilité d'exécuter rapidement et facilement des réparations et les nettoyages intérieur et extérieur; la facilité de transport par chemin de fer.

Pour obtenir un coefficient élevé de transmission de la chaleur, il faut aspirer au réfrigérant des vapeurs entraînant du liquide (il ne doit se produire en aucun point du réfrigérant des vapeurs simplement saturées et encore moins surchauffées), faire circuler rapidement

TABLEAU XIV

| Température dans le serpentif réfrigérant en centigrades | Proportion de sel sec en grammes pour 100 grammes d'eau | | | | | | | | | | | | Observations |
|--|---|------------------------|---------|------------------------|---|------------------------|---------|------------------------|-------------------------|------------------------|---------|------------------------|--|
| | Chlorure de calcium CaCl ₂ | | | | Chlorure de magnésium MgCl ₂ | | | | Chlorure de sodium NaCl | | | | |
| | Minimum | Densité de la solution | Maximum | Densité de la solution | Minimum | Densité de la solution | Maximum | Densité de la solution | Minimum | Densité de la solution | Maximum | Densité de la solution | |
| 0 | 0gr | 1,0 | 59gr,5 | 1,68 | 0gr | 1,0 | 52gr,8 | 1,56 | 0gr | 1,0 | 35gr,5 | 1,29 | Les densités sont déterminées à + 45° C. La densité n'est que peu influencée par la température et n'augmente, pour le chlorure de sodium NaCl, que de 1/2 0/100 environ pour un abaissement de température de 10° C. |
| 5 | 10 | 1,087 | 57,0 | 1,63 | 7,5 | 1,066 | 52,0 | 1,55 | 7,5 | 1,055 | 34,5 | 1,28 | |
| 10 | 17 | 1,153 | 55,2 | 1,60 | 12,5 | 1,130 | 51,2 | 1,54 | 15,5 | 1,116 | 33,5 | 1,27 | |
| 15 | 22,5 | 1,208 | 53,3 | 1,57 | 16,0 | 1,141 | 50,5 | 1,53 | 22,0 | 1,166 | 32,7 | 1,26 | |
| 20 | 27,0 | 1,255 | 51,6 | 1,55 | 19,0 | 1,169 | 49,8 | 1,52 | 28,0 | 1,217 | 31,8 | 1,25 | |
| 25 | 30,5 | 1,294 | 50,0 | 1,52 | 22,0 | 1,198 | 49,1 | 1,50 | | | | | |
| 30 | 33,5 | 1,329 | 48,3 | 1,50 | 24,0 | 1,217 | 48,4 | 1,49 | | | | | |
| 35 | 36,5 | 1,365 | 46,6 | 1,47 | 26,0 | 1,237 | 47,7 | 1,48 | | | | | |
| 40 | 38,5 | 1,387 | 44,8 | 1,45 | 27,5 | 1,252 | 47,0 | 1,47 | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |

la solution salée dans le bain et le fluide dans les ser-

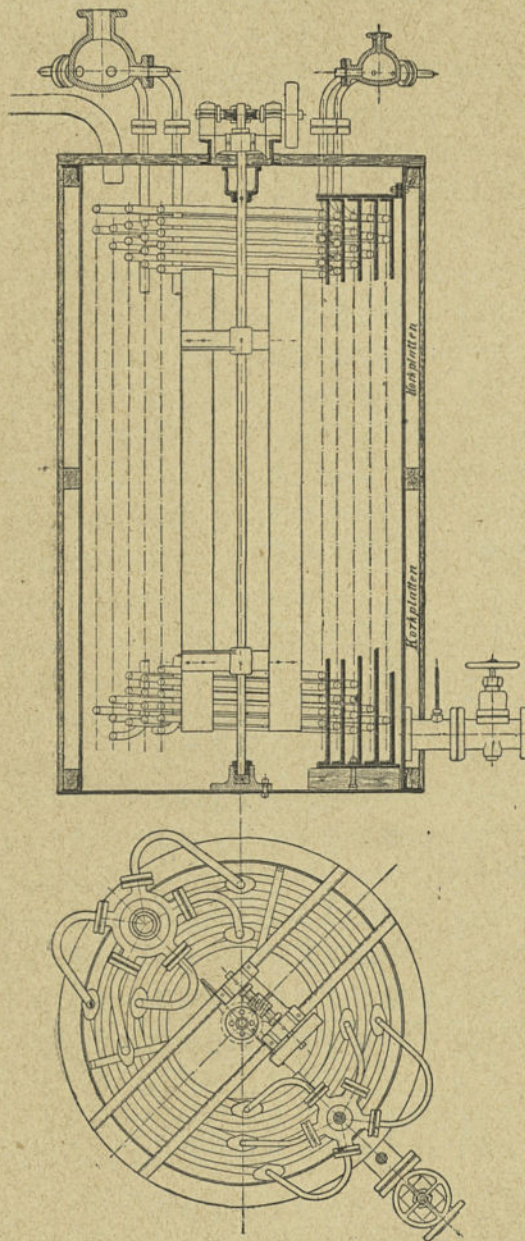


Fig. 158.

pentins; le diamètre de ces derniers ne doit pas être trop grand. La construction du distributeur doit être particulièrement soignée (voir fig. 126).

La figure 158 reproduit une construction qui présente une grande analogie avec le condenseur figure 121, avec cette différence, que le collecteur est aussi à la partie supérieure de l'appareil, l'extrémité inférieure de chaque serpentin étant reliée par un long col. L'agitateur est actionné par une vis sans fin; cela permet, la

poulie de commande pouvant avoir un assez grand nombre de tours, d'utiliser une poulie de dimensions normales pour le renvoi, sans qu'il faille donner à ce dernier un nombre de tours particulièrement restreint. Le récipient porte une enveloppe isolante de liège, d'au moins 7 centimètres d'épaisseur, recouverte d'un enduit de ciment ou de bois; on peut employer, bien entendu, d'autres matières isolantes, mais le liège a donné les meilleurs résultats. Cet appareil est assez volumineux à cause de sa forme cylindrique et de l'écartement assez grand du pas des serpentins extérieurs; toutefois le prix de revient n'en est pas élevé, l'étanchéité est parfaite et les réparations ou le nettoyage en sont faciles. Cependant, lorsque l'appareil est grand et la hauteur de la salle des machines insuffisante, il est souvent bien difficile de remplacer un ou plusieurs serpentins. (Cette observation s'applique aussi au condenseur figure 121. On devrait toujours prendre les mesures nécessaires pour pouvoir élever verticalement tout l'appareil entièrement hors du récipient et le sortir sans difficulté de la salle des machines par une baie assez grande, placée à proximité. *Trad.*).

La perte par rayonnement d'un réfrigérant cylindrique est faible en comparaison d'autres types, comme les bâches à glace par exemple, dont la surface rayonnante est beaucoup plus considérable.

Rapport entre les volumes du compresseur, du condenseur avec refroidisseur et du réfrigérant (1). — Les compresseurs à marche lente ont une grande cylindrée et produisent dans le condenseur et dans le réfrigérant des variations de pression considérables; au lieu d'être

(1) HEINEL. — *Bau und Betrieb von Kältemaschinenanlagen*, p. 89.

régulier, l'écoulement se fait par à-coups; cela produit des pertes de tension et diminue l'échange de chaleur dans les appareils. On peut corriger cet inconvénient en accroissant le volume du condenseur et du réfrigérant, mais cela augmente les difficultés de la construc-

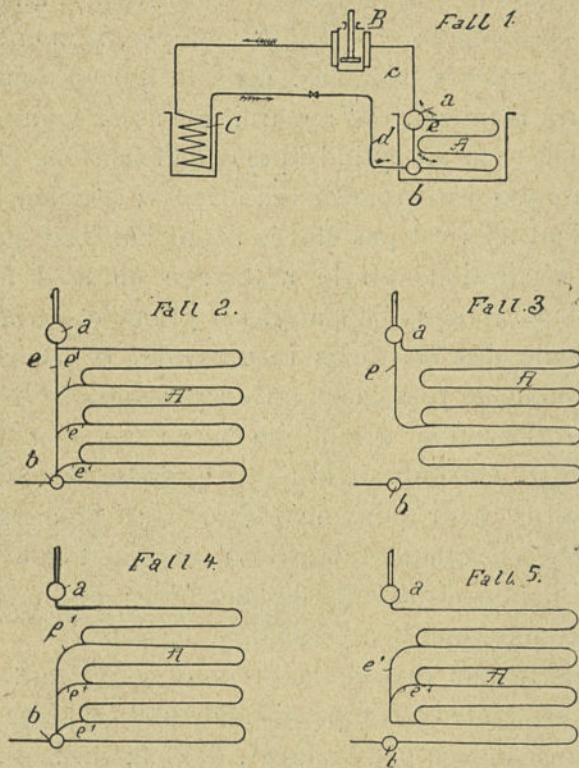


Fig. 159.

tion et le prix de revient. Il est préférable d'intercaler deux caissons à gaz, l'un avant, l'autre après le compresseur et aussi rapprochés que possible de ce dernier; les fonds creux des compresseurs à plus de deux soupapes d'aspiration remplacent ces caissons, d'une façon souvent insuffisante du reste. Dans les machines à ammoniaque, le séparateur d'huile assume ce rôle.

Il est naturellement préférable d'avoir un compresseur plus petit, à marche rapide.

L'écoulement de l'ammoniaque et de l'acide carbonique dans les serpentins a lieu, d'ordinaire, de haut en bas. Les traces de liquide qui peuvent être entraînées vers le bas du réfrigérant et dans la conduite d'aspiration ne sont pas nuisibles, puisque ce liquide se vaporise encore dans la conduite, et que le compresseur peut ou

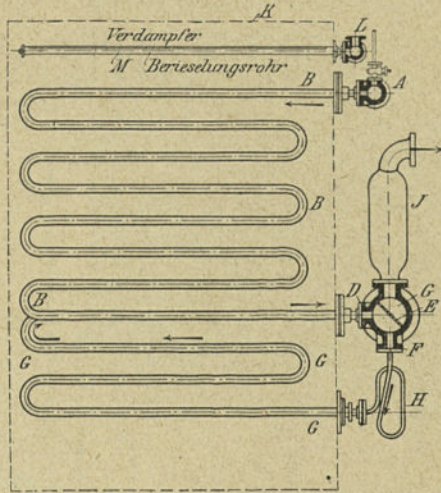


Fig. 160.

doit même (pour les manchettes en cuir des compresseurs à CO_2) aspirer un peu de liquide. Comme les compresseurs à acide sulfureux doivent par contre aspirer des vapeurs sèches, le fluide parcourt les serpentins en général de bas en haut; il est cependant préférable d'aspirer ici également des vapeurs humides et de les sécher dans un séparateur ou sécheur, placé immédiatement avant le compresseur.

La figure 159 reproduit différentes formes de serpentins de réfrigérant (A. Borsig, à Tegel) qui permettent de marcher avec une grande quantité de liquide dans le réfrigérant, sans qu'il en pénètre trop dans la conduite d'aspiration.

La figure 160 donne le schéma d'une disposition spéciale (de Quiri et C^{ie}, à Schiltigheim près Strasbourg). L'acide sulfureux liquide, qui pénètre en A, traverse

le réfrigérant BB pour arriver au collecteur D; E est un tamis épurateur. L'acide sulfureux non évaporé se rassemble dans le collecteur et passe par le siphon H

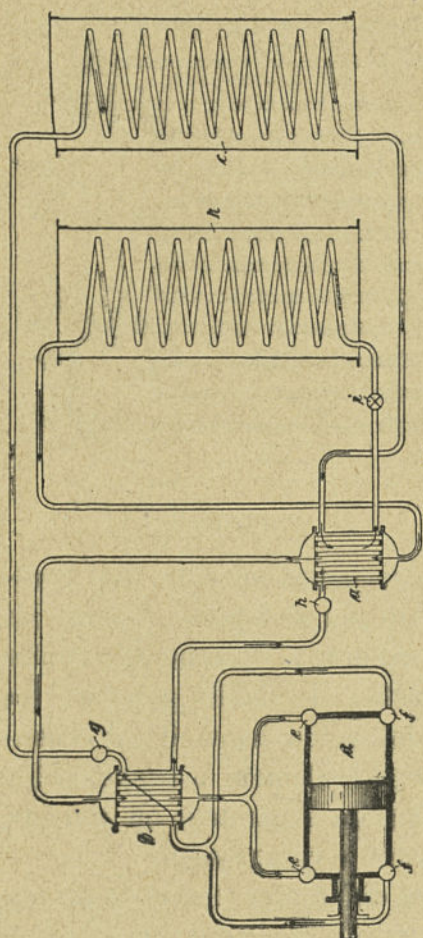


Fig. 161.

dans le serpentin G, également raccordé en D au collecteur, où il s'évapore. Ce qui ne s'est pas évaporé dans le serpentin G y fait de nouveau retour par le siphon H. Les vapeurs sèches (séchées encore une fois en J) sont aspirées par le compresseur.

La figure 161 reproduit schématiquement le procédé des « Vereinigten Maschinenfabrik - Augsburg und Maschinenbauanstalt-Nürnberg » (1). La vapeur humide provenant du réfrigérant K pénètre dans l'échangeur a,

où elle absorbe une partie de la chaleur du fluide qui arrive du condenseur c; il s'y produit donc une vaporisation complémentaire, proportionnelle à la chaleur du liquide abandonnée par le fluide condensé.

(1) Ateliers réunis de Nuremberg et Augsburg (*Trad.*).

Cette vaporisation complémentaire est donc très importante pour CO^2 , moins considérable pour SO^2 et faible pour NH^3 . La vapeur encore humide, malgré cette première vaporisation complémentaire, traverse un second échangeur *b*, où elle rencontre les gaz chauds, précisément à leur sortie du compresseur. Ces derniers subissent un refroidissement pouvant aller jusqu'à une condensation partielle; le liquide ainsi produit s'écoule dans l'échangeur *a*, où il se mélange avec le fluide liquéfié qui arrive du condenseur; tous deux

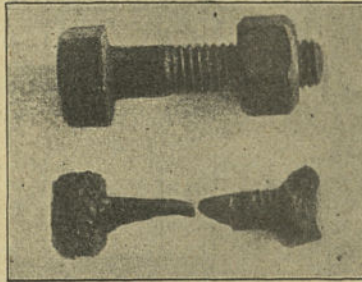


Fig. 162.

vont au détendeur et de là au réfrigérant. Le fluide comprimé, rafraîchi dans l'échangeur *b*, arrive au compresseur avec un volume spécifique moindre et par conséquent une vitesse et une tension plus faibles. Ce procédé présente les avantages suivants: travail humide au réfrigérant, par conséquent bonne utilisation de la surface d'échange des serpentins; aspiration sèche au compresseur, par conséquent échange moindre de chaleur avec les parois du compresseur et cylindrée complètement utilisée, enfin petite économie de travail par suite de la baisse de tension dans la conduite d'échappement (1).

(1) DÖDERLEIN. — (« Bericht über nassen und trockenen Kompressorgang, etc. », *Z. f. g. K.-T.*, 1908, p. 161, sept.). Il propose une autre disposition: Un séparateur de liquide, placé dans la conduite d'aspiration, est en communication avec un récipient placé plus bas. Le liquide qui s'y rassemble s'y augmente automatiquement de la quantité de fluide condensé (provenant du condenseur) nécessaire à l'aspiration humide dans le réfrigérant.

Pour les réfrigérants d'acide sulfureux, on emploie de préférence des tubes en cuivre ; cela permet de supprimer les joints grâce au brasage des différentes parties

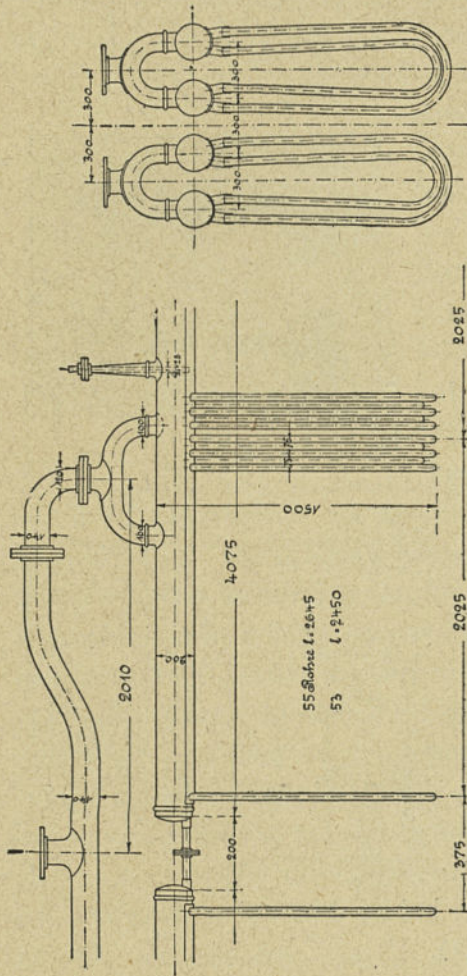


Fig. 163.

des serpentins entre eux, avec le collecteur et le distributeur. Pour cette opération, on emboutit une extrémité dans l'autre et on brase. Le procédé consistant à braser un manchon sur les extrémités de deux tubes à réunir est mauvais, car trop souvent ce manchon dissimule de mauvaises soudures. Pour les parties qui plongent dans le bain salé, il faut éviter les soudures à l'étain, ce dernier étant rongé peu à peu.

Les serpentins en cuivre, le récipient en fer et le bain salé constituent une pile faible, et le fer est peu à peu attaqué (fig. 162). Il faut donc couvrir de peinture toutes les parties en fer ; le renouvellement de cette peinture, absolument indispensable, constitue souvent une

grosse difficulté pour des réfrigérants de grande capacité ; il faut en général procéder à des démontages et l'on n'est pas installé pour recueillir temporairement tout le bain salé.

Le désir de multiplier les raccords, sans porter atteinte à l'étanchéité, a conduit à la construction de réfrigérants avec des séries de tubes en U (fig. 163) ou en forme de bouteilles (fig. 164). La répartition uni-

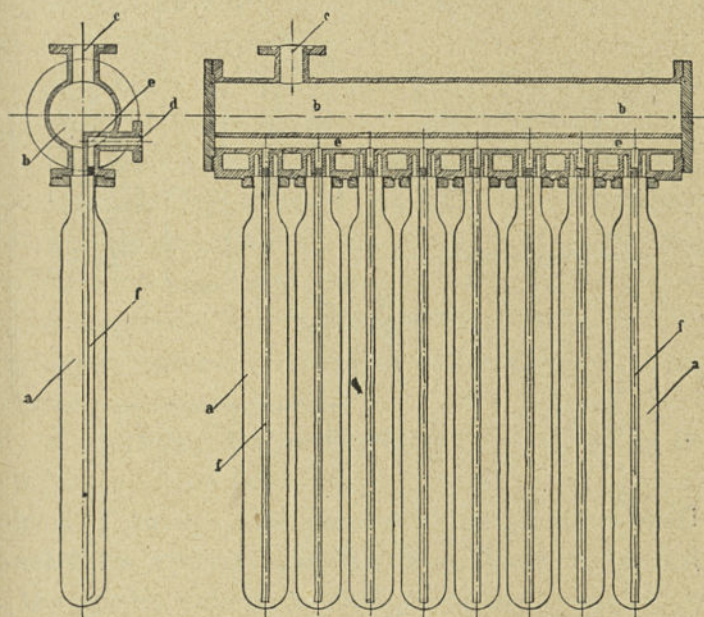


Fig. 164.

forme du fluide est plus difficile ; sa circulation lente garantit l'aspiration sèche au compresseur, mais diminue le coefficient de transmission de la chaleur dans le réfrigérant ; la surface d'échange étant moins parfaitement utilisée, il faut que le réfrigérant soit presque rempli de fluide liquéfié. Dans la construction (fig. 164), l'épaisseur des parois est plus considérable, par suite de la plus grande dimension des tubes.

31. Place des divers appareils et de leur tuyauterie. — On recherchera avant tout la moindre longueur de la tuyauterie, en vue des économies de travail, de déperdition de froid et de prix de revient. Les appareils doivent être superposés dans l'ordre suivant: réfrigérant (le plus bas), refroidisseur, condenseur. Le mépris de cette règle produit souvent des effets inattendus et déplorables (fig. 165).

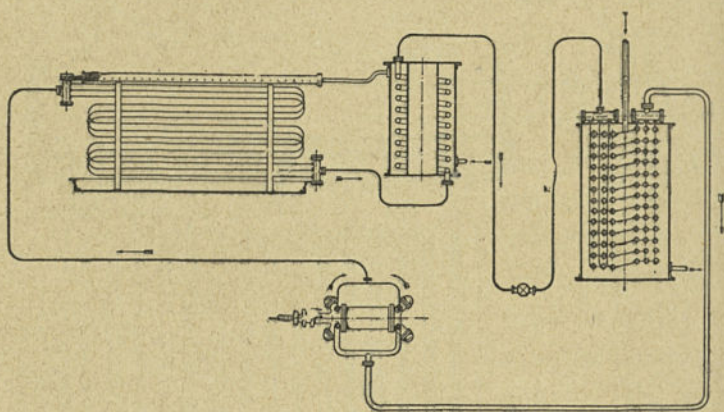


Fig. 165.

Dans cette figure le refroidisseur est un peu plus élevé que le condenseur ; il peut arriver qu'il fonctionne dans sa partie supérieure comme réfrigérant, à cause de la résistance à l'écoulement dans les serpents et par suite de la suppression de la colonne de liquide.

Si la conduite entre le détendeur et le réfrigérant est trop grande, elle agira comme séparateur de liquide ; le fluide gazeux accèdera plus facilement au réfrigérant que le liquide, et il faudra ouvrir le détendeur plus que de raison, pour que le liquide soit chassé dans le réfrigérant. Cette disposition, dans son ensem-

ble, entraîne une diminution de rendement et une surchauffe du compresseur.

Lorsqu'on veut provoquer une évaporation fractionnée du fluide dans une série de réfrigérants successifs, il importe que, d'un bout à l'autre, la tuyauterie ne forme aucun sac, de façon que nulle part ni la tuyauterie ni l'un ou l'autre des serpentins ne fonctionnent comme séparateurs de liquide ; dans ce cas, le dernier réfrigérant ne produirait que des vapeurs surchauffées, sans grand effet frigorifique (1).

La disposition des réfrigérants en série parallèle avec répartition du fluide liquéfié à tous les réfrigérants, dès après le détendeur, présente de grandes difficultés ; la quantité de liquide étant minime, une répartition uniforme est presque impossible. On peut tourner la difficulté en s'arrangeant de façon à provoquer dans tous les serpentins une aspiration bien humide, avec séchage des vapeurs entre les serpentins et le compresseur.

Il est cependant toujours préférable de disposer les réfrigérants à la suite les uns des autres.

(1) *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1906, p. 221, et 1907, p. 224.

CHAPITRE VI

MACHINES FRIGORIFIQUES DE PETIT MODÈLE

32. Machines à moteur. — Ces machines, destinées

à la petite industrie, aux bateaux, aux trains-glacières, etc., doivent avant tout avoir un volume très restreint. Les figures suivantes reproduisent des machines de ce type.

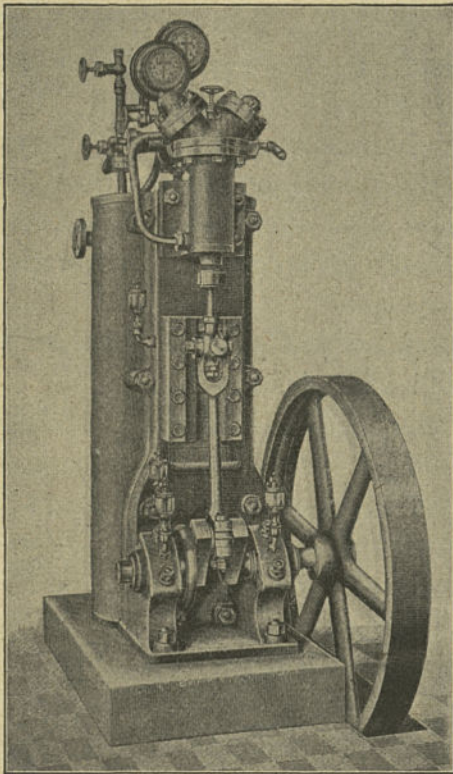


Fig. 166.

Machines à acide sulfureux (fig. 166) (A. Borsig, à Tegel). — Le bâti vertical porte le cylindre, la glissière et les paliers de la manivelle; ce bâti est boulonné au condenseur (en fonte

ou en tôle de fer); le cylindre est à simple effet, la

partie inférieure porte la soupape d'aspiration, de sorte que le cylindre et la tige du piston sont rafraichis par

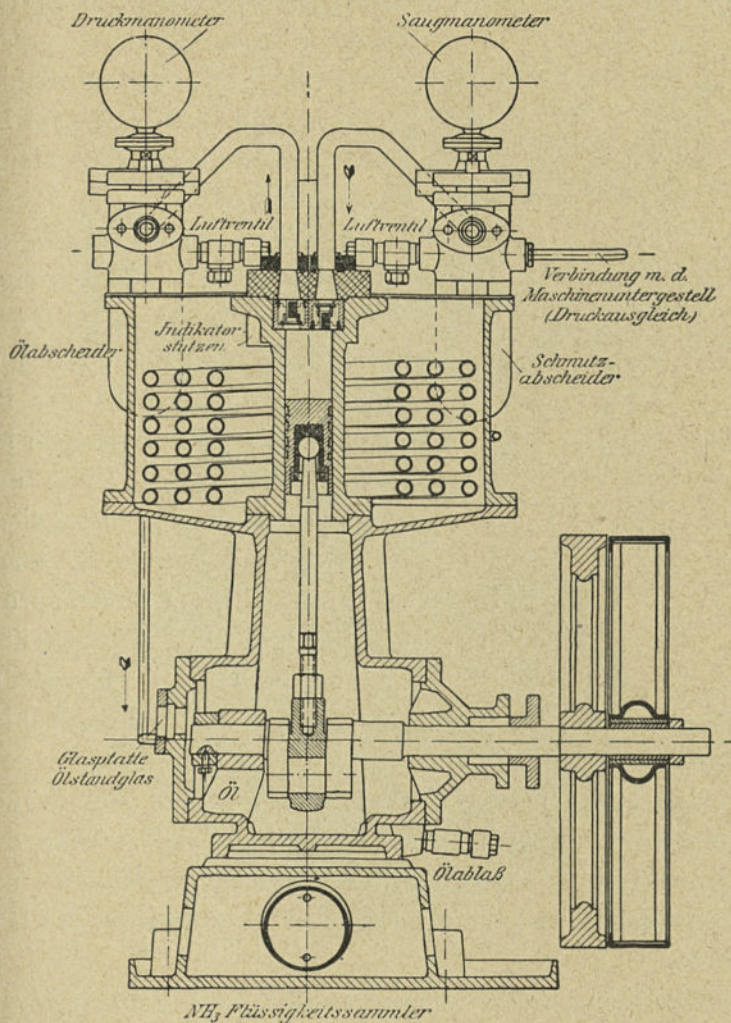


Fig. 167.

l'acide sulfureux aspiré; on supprime dans ce cas la chemise d'eau.

Machine à ammoniaque (fig. 167 et 168) (Roessmann

et Kühnemann, à Berlin). — Cette machine verticale a un compresseur à simple effet; la manivelle est enfermée dans un carter étanche, relié à l'aspiration de

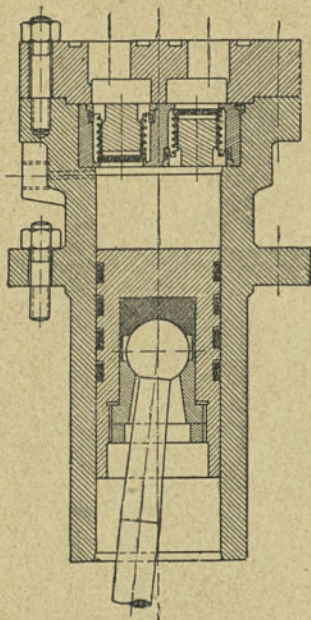


Fig. 168.

façon à équilibrer les pressions sur le piston; la manivelle baigne dans l'huile, et la tête de bielle est à l'intérieur du piston creux.

Machine à acide carbonique (fig. 169 à 172) (A. Borsig, à Tegel). — Cette machine est actionnée directement par un moteur à vapeur placé sur le même bâti, de même que la pompe alimentaire d'eau du condenseur. La construction du compresseur à double effet est semblable à celle reproduite figure 37. Une bouteille métallique, faisant séparateur

de glycérine, est intercalée entre le compresseur et le réfrigérant.

Une petite pompe à main, reliée d'une part à un réservoir de glycérine, de l'autre à la lanterne du presse-étoupe, sert à l'alimentation de ce dernier; on y envoie de la glycérine au fur et à mesure des besoins.

Machine à acide carbonique (fig. 173) (Escher Wyss et C^{ie}, à Zurich). — Le bâti en fonte ou en fer forgé porte moteur et compresseur, placés horizontalement l'un à côté de l'autre, et contient le condenseur; la tête de piston actionne, par une tige spéciale et un levier coudé, la pompe alimentaire.

Machine à ammoniac (fig. 174 à 180). — La difficulté consiste à trouver, malgré la complication qu'entraîne la présence du séparateur d'huile, une disposi-

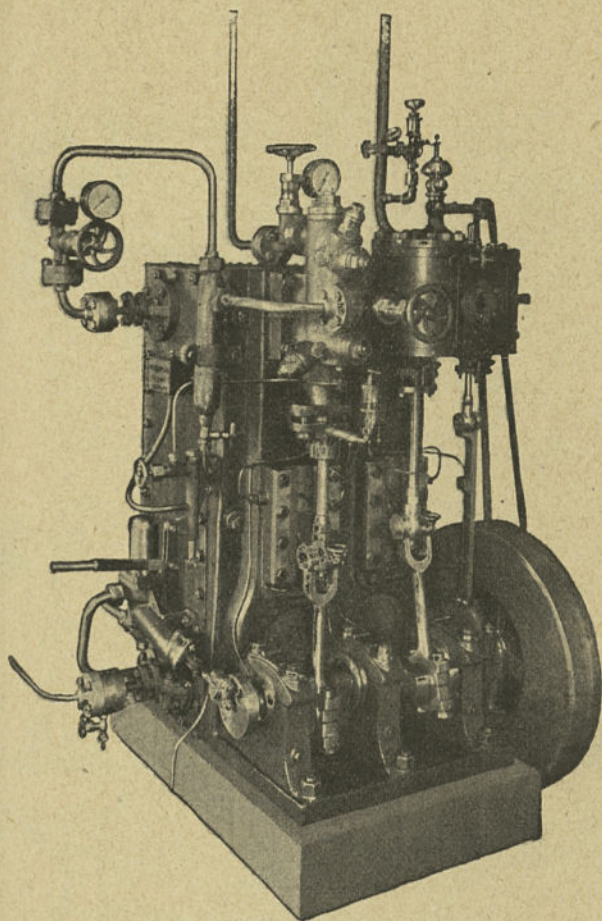


Fig. 169.

tion de la tuyauterie simple, d'un accès et d'un montage faciles. Les différentes figures reproduisent une solution heureuse du problème, facilitée par l'emploi de soupapes à coude.

La tubulure en U, de refoulement, porte à sa partie

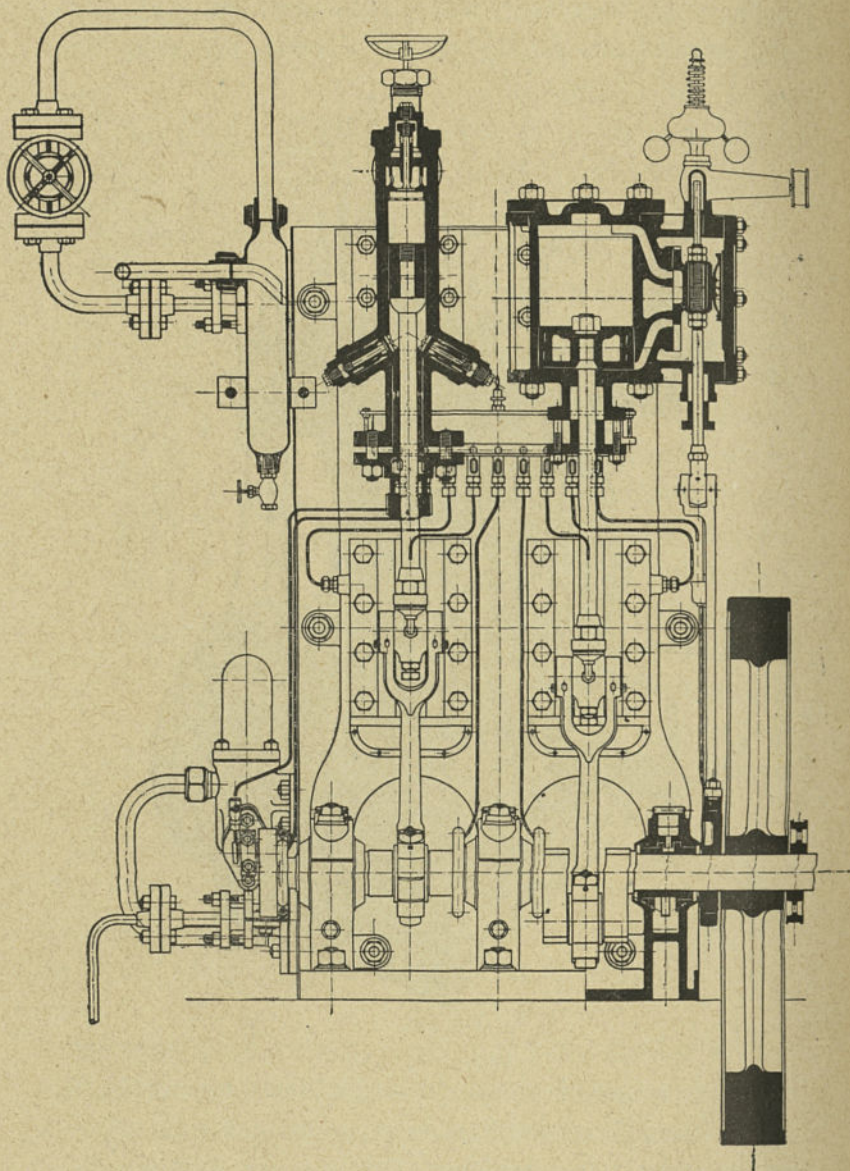


Fig. 170.

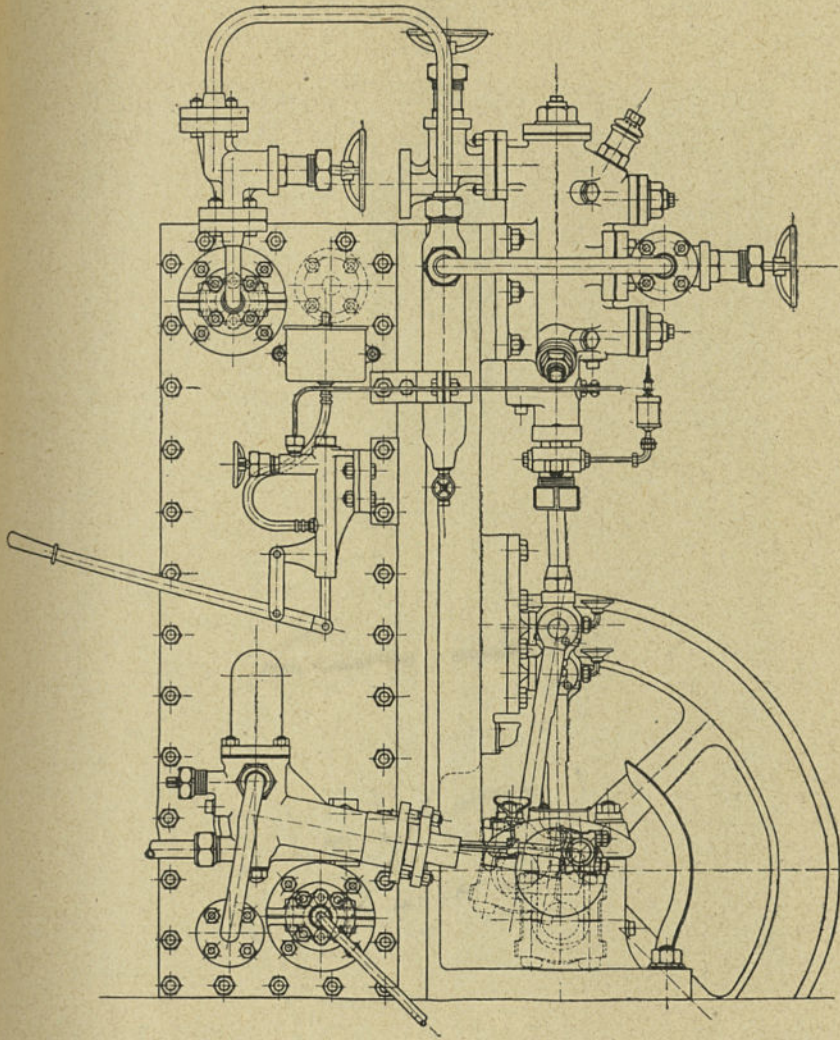


Fig. 171.

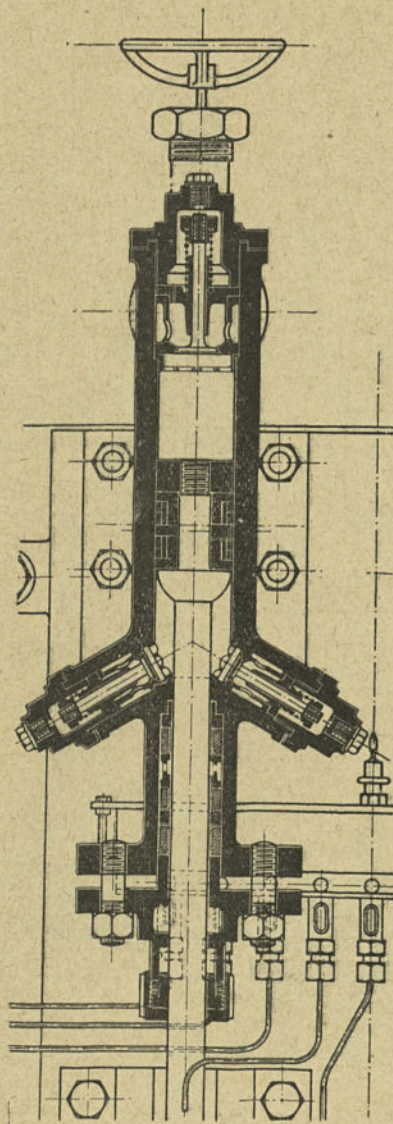


Fig. 172.

antérieure la soupape de sûreté (qui communique par un tuyau avec la tubulure d'aspiration) et en son milieu une soupape à coude commandant la tubulure qui va au séparateur d'huile ; ce dernier est placé sur

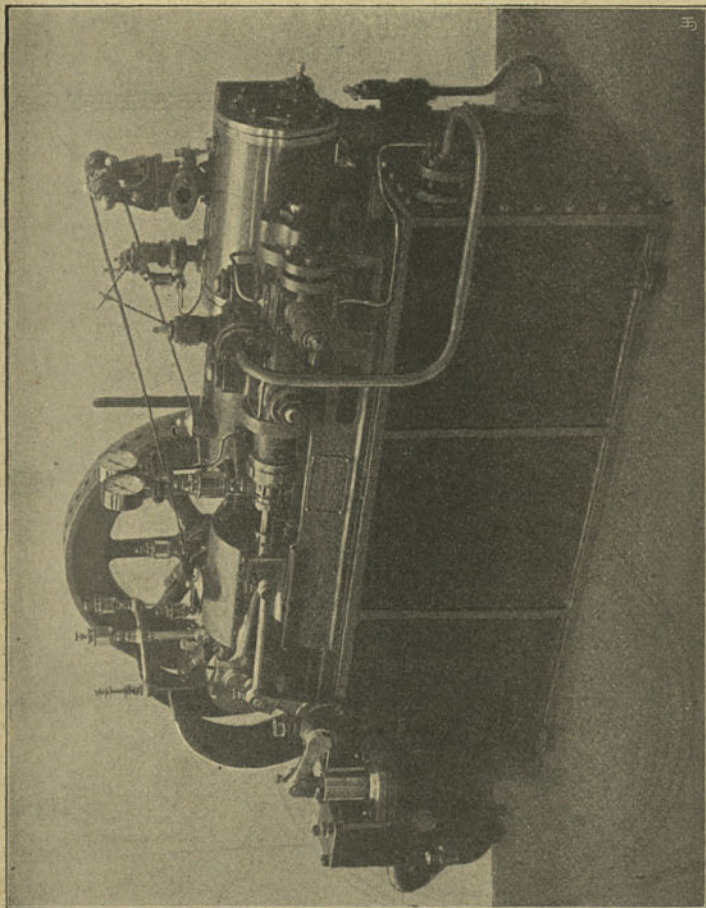


Fig. 173.

l'angle extérieur du bâti le plus rapproché du compresseur et porte aussi le collecteur d'huile. Les vapeurs d'ammoniaque quittant le séparateur arrivent par une deuxième soupape à coude au distributeur ; le fond arrière du bâti est mobile ; l'extrémité de

chaque serpentin du condenseur le traverse et porte un presse-étoupe. Le raccord avec le collecteur et le distributeur (fig. 178) se fait également au moyen d'un

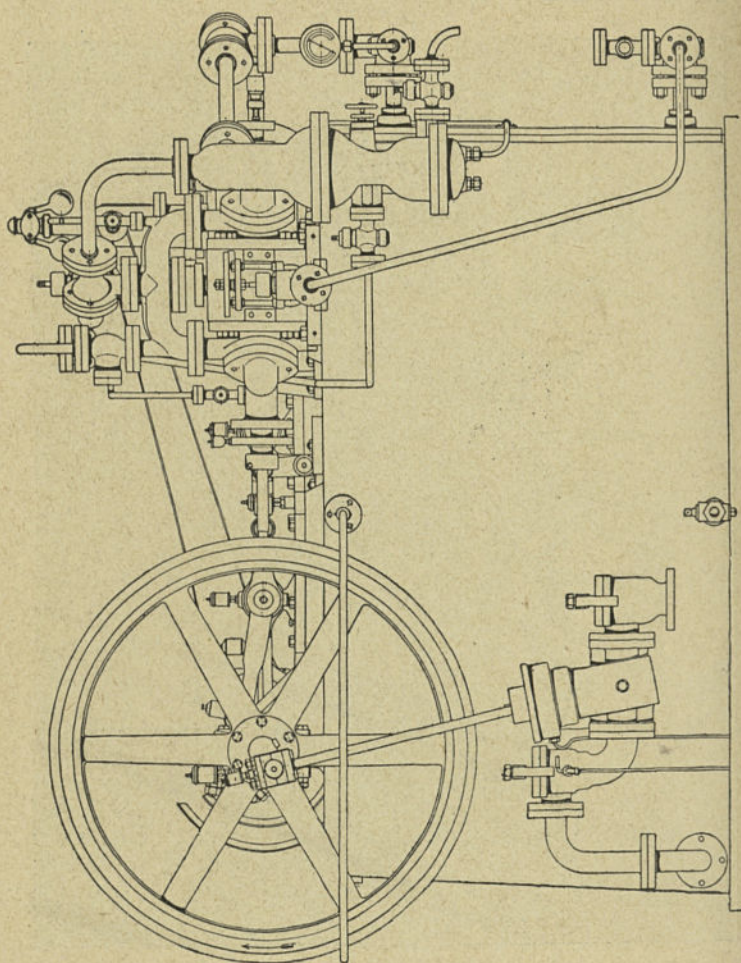


Fig. 174.

presse-étoupe (v. fig. 119); le distributeur reçoit un manomètre, le collecteur, un robinet-valve avec raccord à T pour le remplissage d'ammoniaque et porte également le tuyau conduisant au détendeur,

placé à côté du séparateur d'huile. Un tourillon fixé sur le moyeu de chaque volant (fig. 174 et 176) porte la tête de piston de la pompe.

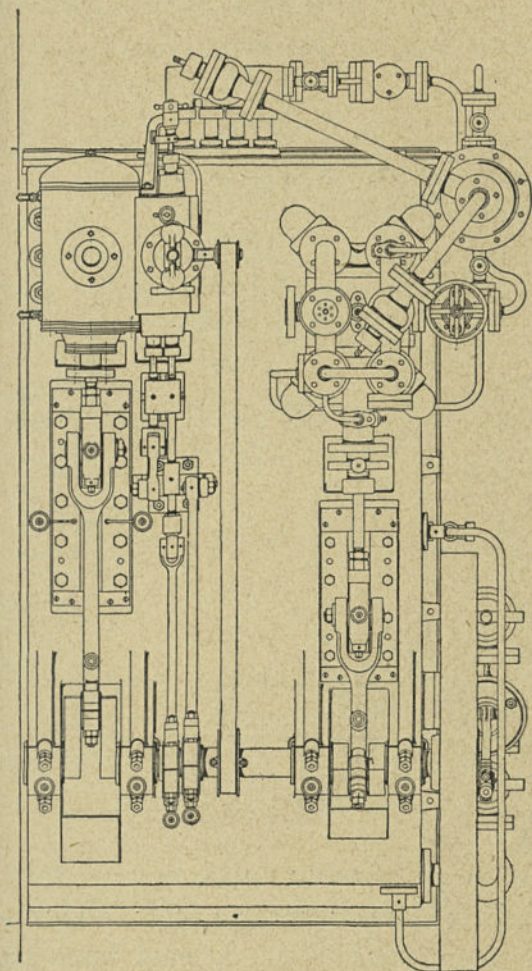


Fig. 175.

Machine à acide carbonique avec moteur à vapeur (fig. 181), ateliers d'Augsbourg et Nuremberg).— Cette machine, conçue du reste d'après le plan figure 173, possède un compresseur alésé dans un bloc de fer forgé et destiné à une marche à grande vitesse.

33. Machines à glace fonctionnant à bras. — Ces machines sont destinées avant tout à un fonctionnement d'aussi courte durée que possible. On y arrive par la réduction des masses à refroidir, par la suppression du bain salé et la congélation directe de l'eau sous l'in-

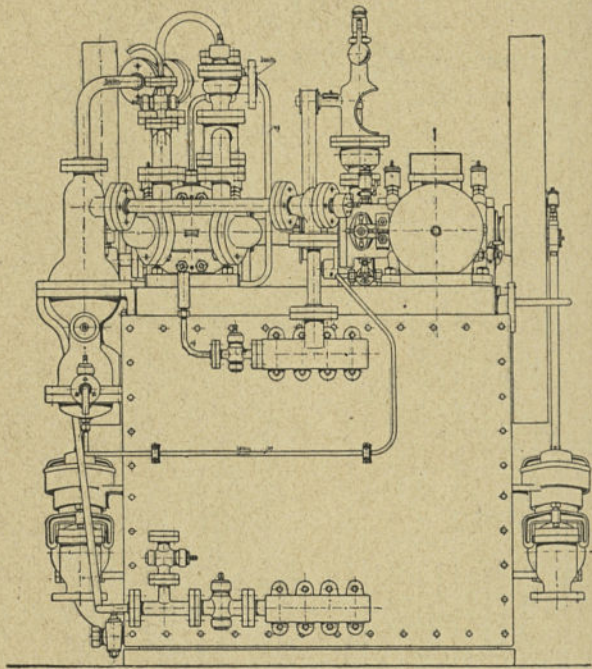
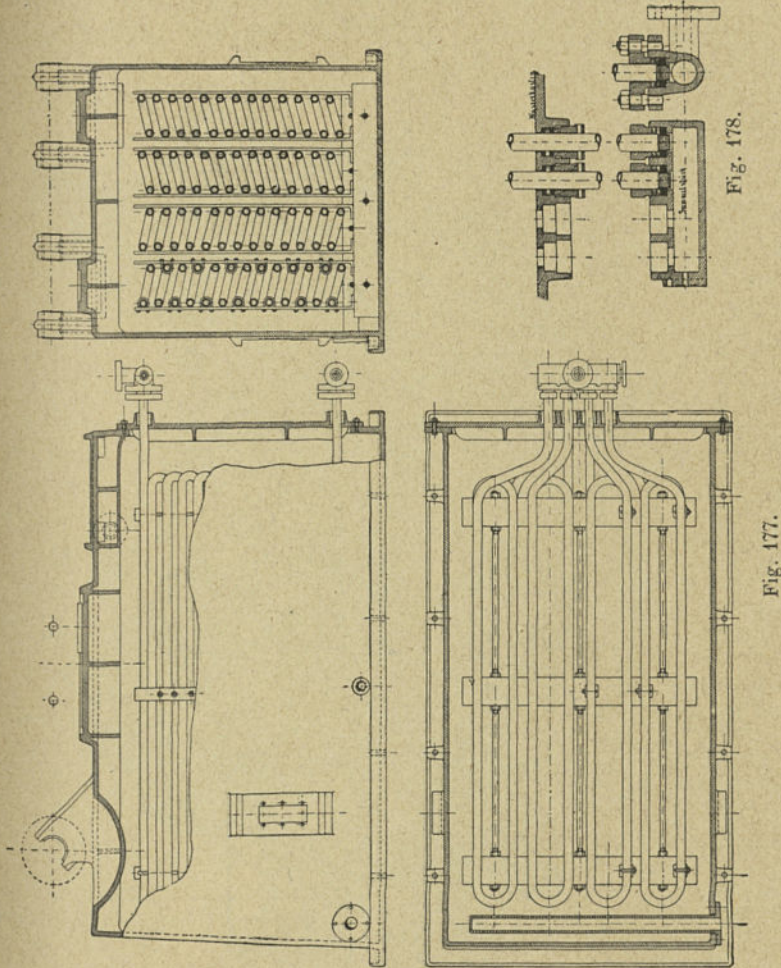


Fig. 176.

fluence de l'évaporation du fluide, enfin en produisant plusieurs petits blocs de glace au lieu d'un grand morceau. La glace formée est en effet immédiatement utilisée et en général en petits fragments. Il importe que la manipulation et l'entretien de la machine soient très simples ; il est préférable par conséquent d'appliquer des systèmes qui ne nécessitent pas de séparateur d'huile ou avec une disposition telle que cette séparation

d'huile nécessite un entretien seulement intermittent. Des pressions faibles facilitant la construction du ré-



cipient à glace, on choisira de préférence l'acide sulfureux comme fluide réfrigérant; cela permet aussi de construire l'appareil en cuivre, à parois minces, et de diminuer par suite la masse à refroidir.

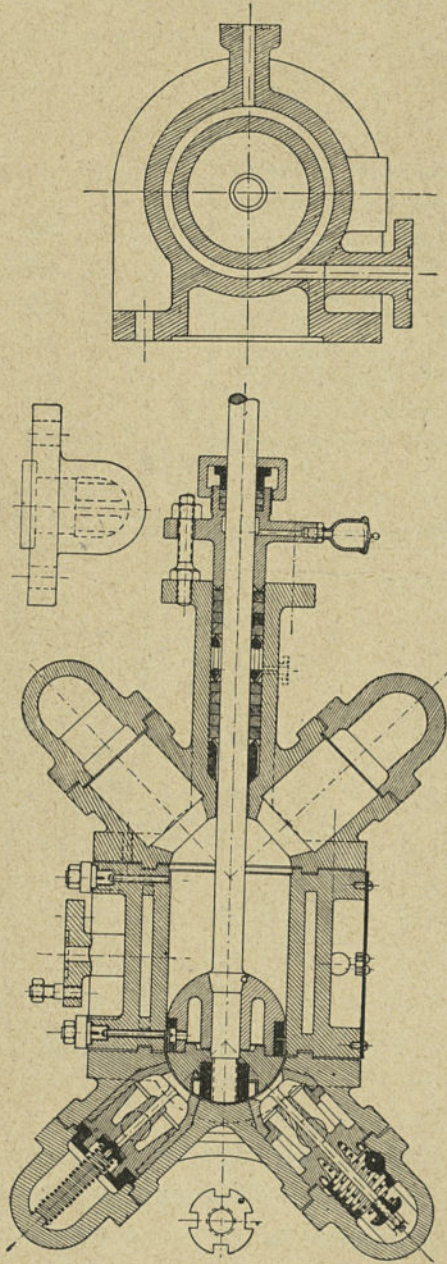


Fig. 179 et 180.

Les figures 182 et 183 reproduisent une *machine à bras* construite par G.-A. Schütz, à Wurzen (Saxe), sur les plans de Stetefeld. Quatre hommes la font marcher; la production de glace est d'un peu plus de 5 kilo-

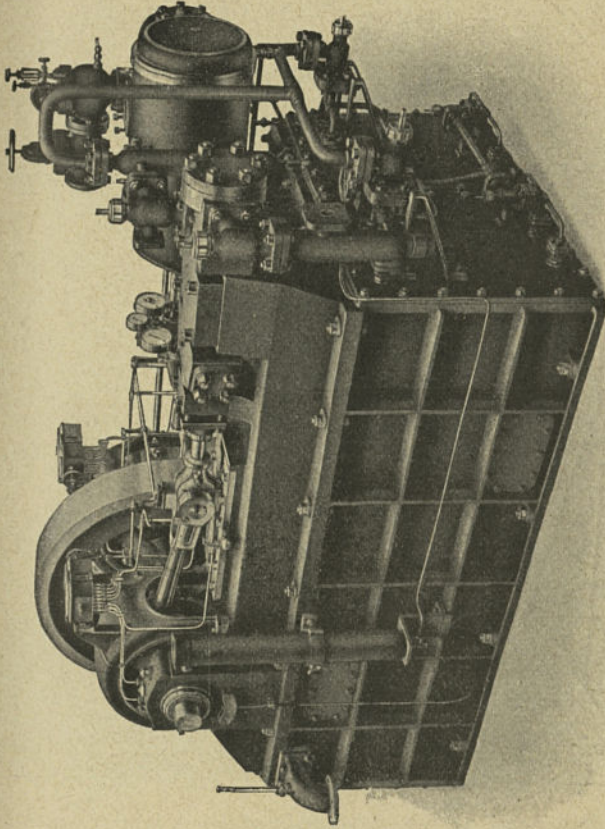


Fig. 181.

grammes en trois heures. Il faut 40 à 50 minutes pour congeler un bloc de glace : poids de la machine 350 kilogrammes. Le générateur de glace est un récipient à double enveloppe, dans lequel on fait évaporer de l'acide sulfureux. Après congélation, le bloc est dé-moulé par l'action des vapeurs surchauffées d'acide

sulfureux provenant du compresseur. On démoule par en bas en enlevant le couvercle.

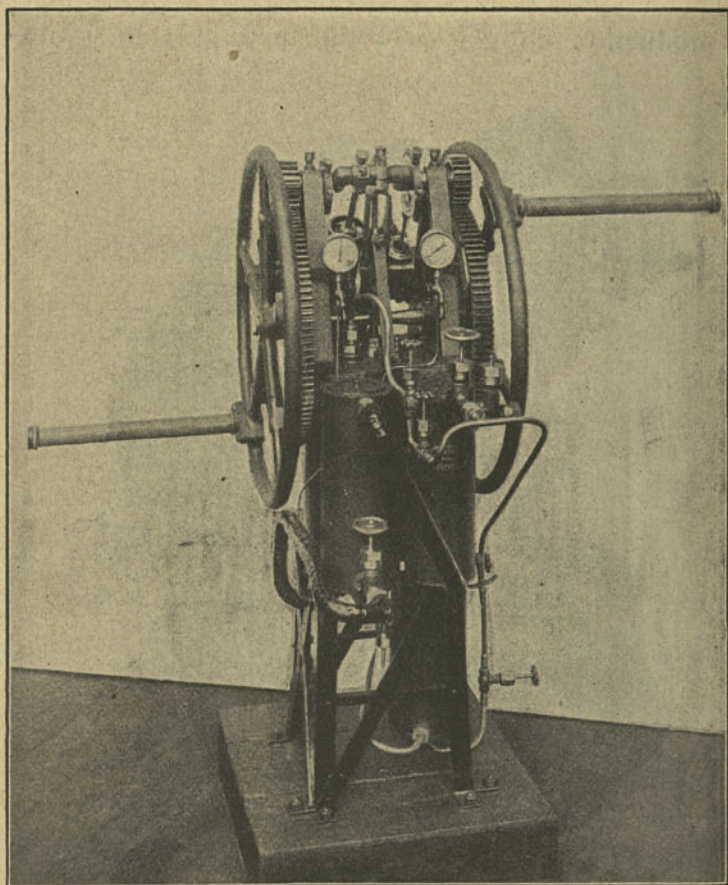


Fig. 182.

Machine à bras de A. Freundlich, à Dusseldorf (fig. 184). — Le condenseur est placé dans le récipient extérieur, rond, au milieu duquel se trouve, bien isolé, le réfrigérant avec les moules à glace.

Les figures 185 et 186 représentent des *machines à main* à production très minime mais très rapide. Une

pompe pneumatique, dont l'espace nuisible est rempli d'huile, fait le vide, au-dessus de l'eau à refroidir, dans la carafe que l'expérimentateur tient en main. La vapeur d'eau évaporée est absorbée par de l'acide sulfu-

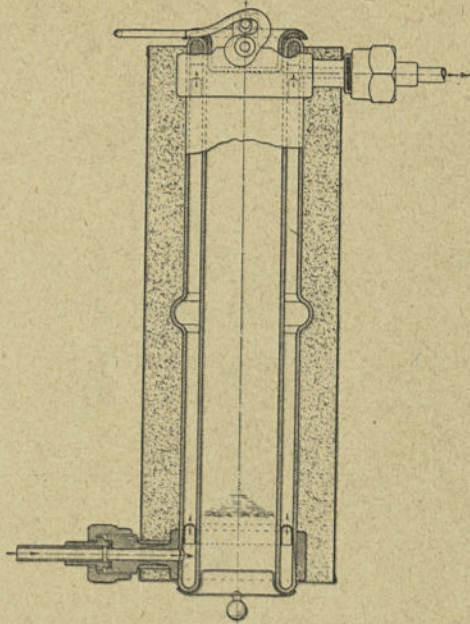


Fig. 183.

rique concentré qui se trouve dans la grande bouteille, de sorte que la pompe n'a plus à aspirer qu'un petit volume d'air. Cela permet de réduire suffisamment ses dimensions pour qu'on puisse la faire marcher d'une main; il faut remplacer de temps en temps l'acide sulfurique qui se dilue peu à peu; c'est le seul inconvénient de ce procédé, fort simple sans cela. Au lieu d'une carafe on peut adapter à l'appareil un petit générateur à glace ou un récipient contenant des bouteilles de vin à frapper (1), etc. On met dans le récipient

(1) Tous les vins allemands se boivent frappés (*Trad.*).

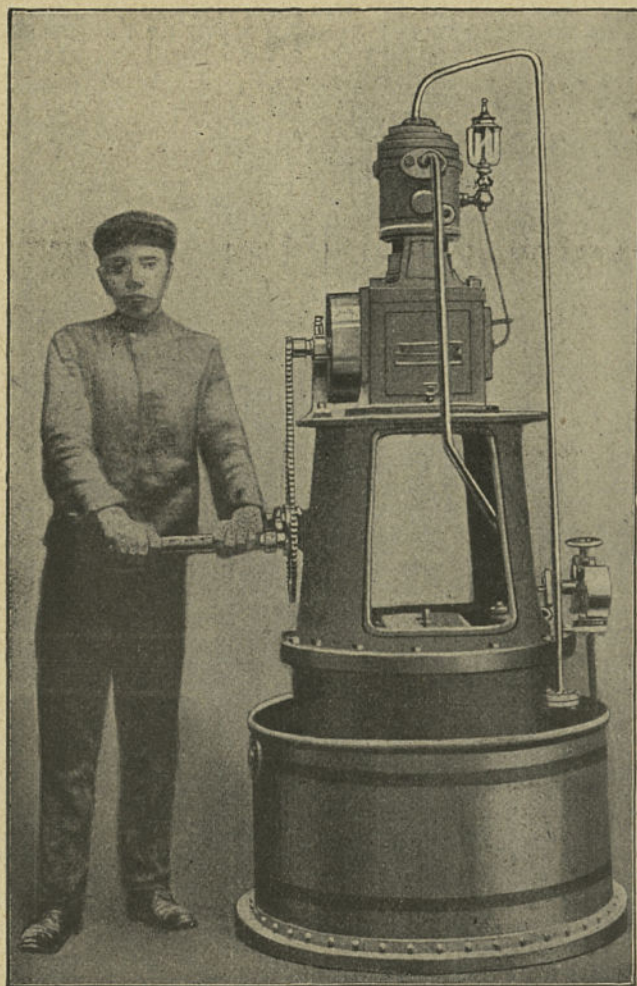


Fig. 184.

une certaine quantité d'eau qui, grâce au vide presque

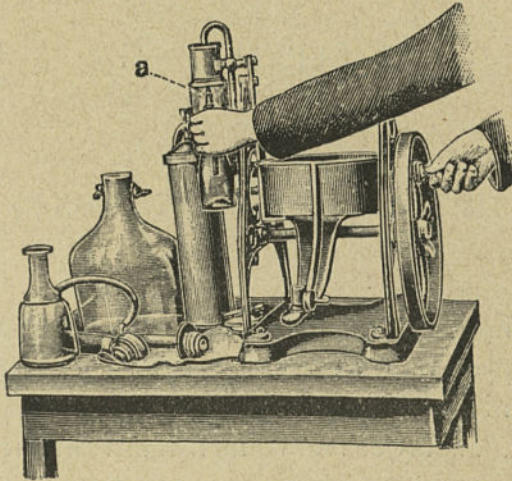


Fig. 185.

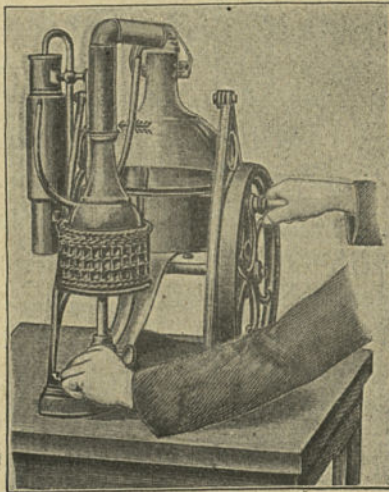


Fig. 186.

parfait, s'évapore à une température inférieure à zéro.
L'eau et la bouteille se trouvent ainsi frappées.

CHAPITRE VII

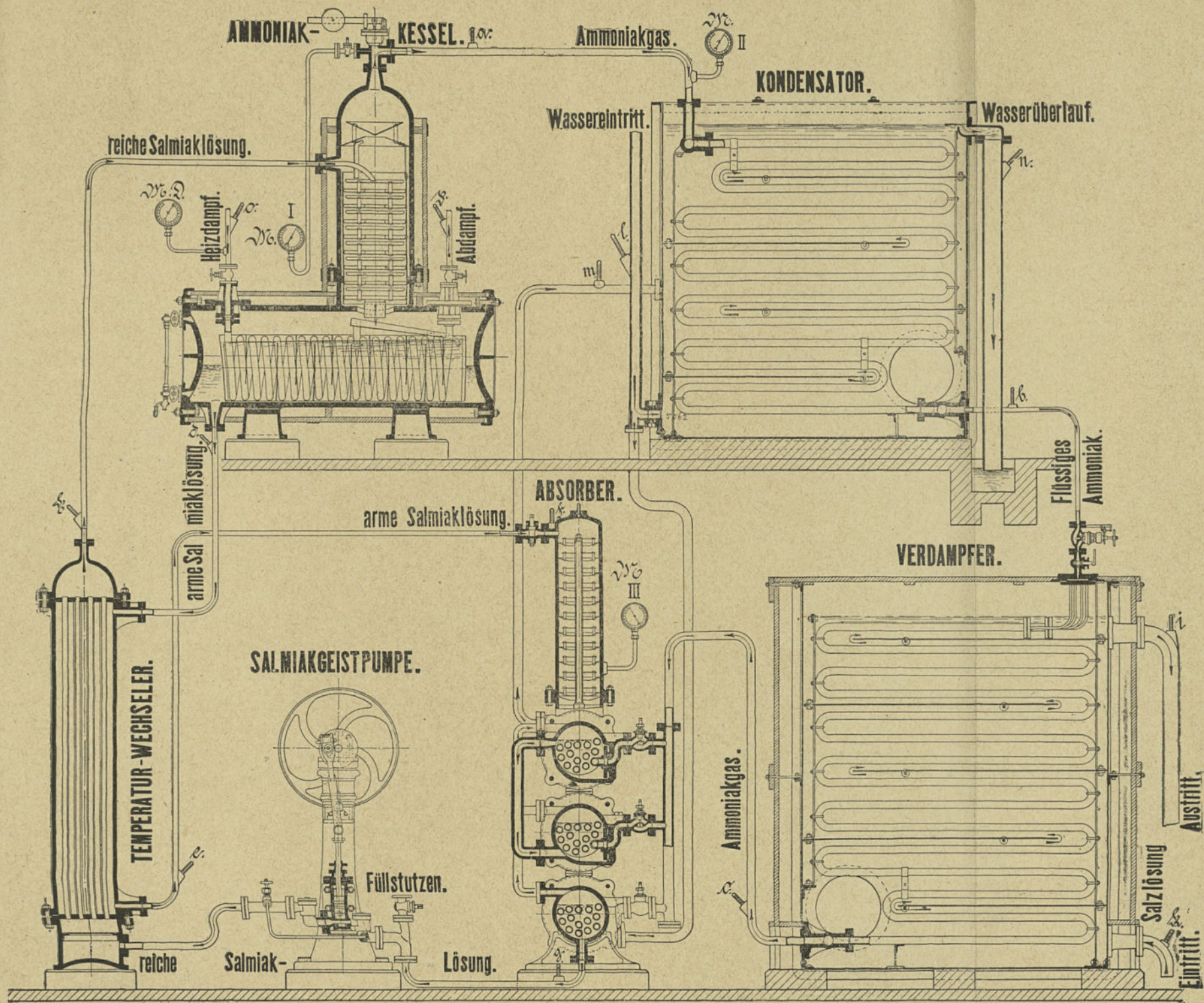
LA MACHINE A ABSORPTION (1)

34. Construction des appareils. — Le type des différents appareils est déterminé par les conditions qui permettent de réaliser le fonctionnement le plus économique, tandis que leurs dimensions sont fixées beaucoup plus par l'expérience que par le calcul. Il n'est pas possible de reproduire dans cet ouvrage des plans d'exécution des différents appareils ; en effet les rares constructeurs qui s'occupent des machines à absorption n'ont pas pu mettre de plans à notre disposition ; du reste la figure 187 (planche), extraite de la publication *Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie*, 1905, p. 121, reproduit la construction du bouilleur (ou chaudière à ammoniacque) et de l'absorbeur, à peu de chose près tels que les ateliers de Halle (2) les construisent ; condenseurs et réfrigérants peuvent être établis d'après les types étudiés jusqu'ici.

La figure 187 (planche) donne une idée d'ensemble de l'installation. L'ammoniacque gazeuse utilisée dans le réfrigérant (Verdampfer dans la figure) passe dans l'*absorbeur* où il est absorbé par la solution pauvre en am-

(1) Voir HILDE MOLLIER. — *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, Dampfdruck von wässerigen Ammoniaklösungen et Lösungswärme des Ammoniaks in Wasser*. V. aussi *Zeitsch. f. g. K.-I.*, 1908, p. 141, et 1909, p. 51.

(2) Hallesche Maschinenfabrik.



moniaque, la chaleur produite étant éliminée par une circulation d'eau fraîche. La solution ainsi régénérée s'écoule vers la pompe; celle-ci doit être placée plus bas que l'absorbeur, de façon qu'il puisse s'y produire des vapeurs d'ammoniaque qui diminueraient sensiblement le volume de liquide déplacé. La pompe refoule la solution régénérée à travers le réchauffeur (Températur-Wechseler dans la figure) jusqu'au bouilleur ou chaudière à ammoniaque (Ammoniak-Kessel dans la figure), dans lequel un serpentin à vapeur provoque le dégagement de la plus grande quantité de l'ammoniaque. Ce dernier gaz est séché dans le dôme du bouilleur, puis se dirige vers le condenseur. La solution pauvre et très chaude qui sort du bouilleur, traverse le réchauffeur où elle abandonne sa chaleur à la solution régénérée, puis va se régénérer elle-même dans l'absorbeur.

L'eau de condensation fraîche sert en partie à refroidir l'ammoniaque liquéfiée d'abord dans le condenseur; le reste refroidit l'absorbeur. Ce premier effet produit, ces deux quantités d'eau légèrement réchauffées passent dans le condenseur, où elles provoquent la liquéfaction du gaz ammoniac provenant du bouilleur.

L'*Absorbeur* ou *saturateur* (fig. 187 et 188) se compose de trois corps cylindriques couchés, superposés et surmontés d'une colonne dans laquelle ruisselle la solution pauvre. Le gaz ammoniac provenant du réfrigérant pénètre, par trois tubulures aboutissant chacune à un tube perforé, dans chacun des trois corps horizontaux, et y enrichit la solution pauvre; des clapets de retenue empêchent tout retour au réfrigérant. L'ammoniaque qui n'a pas été absorbée dans le corps inférieur passe dans le corps moyen, de même celle

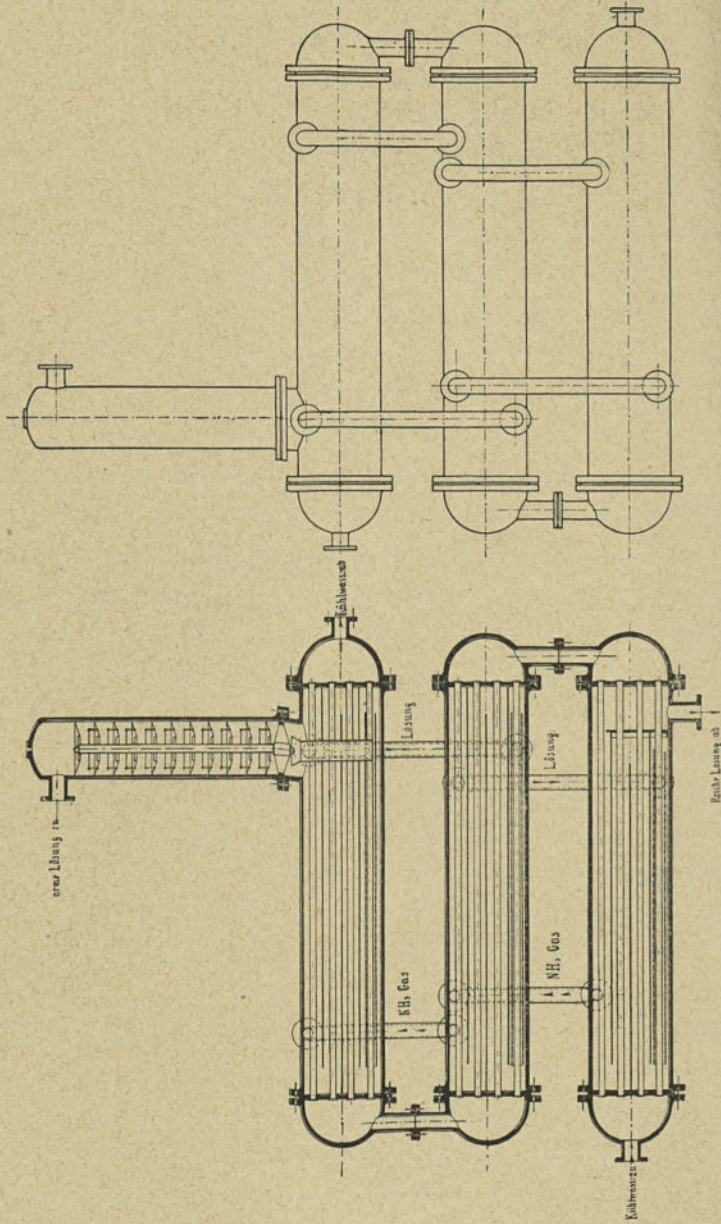


Fig. 188.

du corps moyen dans le corps supérieur et celle de ce dernier dans la colonne, où elle est absorbée par la solution très appauvrie qui y ruisselle (fig. 188). La solution pauvre qui traverse d'abord la colonne, puis successivement les corps supérieur, moyen et inférieur, circule à contre-courant, aussi bien par rapport à l'ammoniaque que par rapport à l'eau fraîche ; celle-ci passe successivement dans les batteries des corps inférieur, moyen et supérieur, et des chicanes, placées à l'intérieur des trois corps, obligent la solution à circuler en zig-zag, ce qui facilite l'absorption complète de l'ammoniaque.

La disposition décrite ci-dessus tient compte, le plus possible, du principe de contre-courant entre la solution pauvre, l'ammoniaque et l'eau fraîche et du courant ascendant de la solution régénérée, plus légère ; les formes sont ramassées et les appareils ne sont pas trop volumineux. Il est très important que les batteries réfrigérantes soient absolument étanches ; il peut sans cela se produire des pertes d'ammoniaque considérables, qui diminuent beaucoup le rendement de l'installation. Au lieu de ce dispositif, on pourrait utiliser un véritable appareil à ruissellement, dont la surface serait constituée soit par les tubes mêmes à circulation d'eau, soit par des lames métalliques ondulées, soudées aux tubes (fig. 138). Comme récipient, on doit employer une chaudière cylindrique, relativement étroite et à couvercle renforcé (pression jusqu'à 6 atmosphères).

Pour les installations importantes, il y aurait lieu d'étudier l'opportunité d'un échange de température dans un refroidisseur placé avant l'absorbeur, entre le gaz ammoniac froid, sortant du réfrigérant, et l'ammoniaque liquide déjà partiellement refroidie, prove-

nant du condenseur. La quantité de froid enlevée par ce fait à l'absorbeur serait compensée par une augmentation correspondante d'eau fraîche.

L'absorbeur porte les accessoires suivants : un manomètre, quatre thermomètres (à l'entrée de la solution pauvre et à la sortie de la solution régénérée, à l'entrée et à la sortie de l'eau fraîche), une soupape d'échappement sur la colonne, un robinet de vidange, des clapets de retenue dans toutes les conduites branchées sur l'appareil et des valves de réglage sur les conduites d'amenée de la solution pauvre et de l'eau fraîche.

La pompe à ammoniaque. — C'est en général une pompe verticale à simple effet, la partie inférieure étant sous pression d'aspiration grâce à un tuyau qui communique avec la conduite d'aspiration; le presse-étoupe peut dans ce cas être garni de simples tresses de coton. Des garnitures de cuir n'ont de raison d'être que pour des pressions assez élevées, puisqu'il faut déjà une assez forte pression pour contrebalancer la résistance du cuir. On doit pouvoir régler le débit de la pompe, soit au moyen d'un tube de retour avec robinet de réglage, soit grâce à un dispositif qui modifie la course du piston pendant la marche. La pompe doit travailler sous pression d'une colonne d'eau, pression supérieure à la résistance de la soupape et de la conduite d'aspiration, pour qu'il ne se dégage pas d'ammoniaque, qui remplirait le corps de pompe au détriment du débit. Accessoires : tubulure de retour, petite soupape d'échappement, robinet de vidange.

Réchauffeur ou Echangeur. — La construction indiquée figure 187 présente tous les avantages : contre-courant, volume réduit, nettoyage facile et prix de revient modéré.

Il faut, pour que l'écoulement soit assez rapide et le contre-courant bien utilisé, que le réchauffeur soit haut et de faible diamètre. Il est facile de réaliser une étanchéité suffisante des joints des différents tubes, puisque dans l'appareil les différences de pression sont moindres et que de petites fuites ne causent aucun dommage. Il est nécessaire, pour contrôler le fonctionnement du réchauffeur, d'avoir un thermomètre à l'entrée et un autre à la sortie; l'appareil porte un robinet de vidange.

La solution régénérée ayant un poids total supérieur à celui de la solution pauvre, l'échange des températures sera imparfait. On a cherché à utiliser l'excédent de froid de la solution riche, pour refroidir les vapeurs d'ammoniaque qui s'échappent du bouilleur; cela peut se faire soit en ajoutant dans le réchauffeur ci-dessus un serpentín pour les vapeurs chaudes d'ammoniaque, soit en intercalant entre le réchauffeur et la pompe un avant-réchauffeur, traversé uniquement par les vapeurs chaudes d'ammoniaque. Ce procédé ne présente guère d'utilité pratique, parce que les quantités de chaleur à échanger et la différence entre les températures ne sont pas considérables. Il y a certainement avantage à débarrasser l'ammoniaque gazeuse, avant son entrée au condenseur, de la majeure partie de la vapeur d'eau entraînée, mais ce résultat s'obtient d'une façon beaucoup plus parfaite par un refroidissement énergique avec de l'eau fraîche; la vapeur d'eau ainsi condensée, contient encore beaucoup d'ammoniaque et doit faire retour au bouilleur.

Le Bouilleur. — La figure 187 reproduit clairement le modèle le plus généralement adopté actuellement. Dans la colonne à ruissellement (intérieur) placée sur

le bouilleur, la solution régénérée froide rencontre les vapeurs d'ammoniaque très chaudes qui s'élèvent; la solution refroidit et sèche ces vapeurs, en abandonnant elle-même une partie de son ammoniaque. Un séparateur d'eau est placé en outre à la partie supérieure de la colonne. On a vu plus haut, au paragraphe traitant des réchauffeurs, comment on refroidit et on sèche les vapeurs d'ammoniaque. La teneur en eau de l'ammoniaque entrant dans le condenseur doit être très faible, de façon qu'il ne puisse pas s'en condenser dans le réfrigérant; cette eau condensée se congèlerait en effet en obstruant peu à peu les serpentins. Il est donc très important que l'ammoniaque provenant du bouilleur soit très sèche.

La solution régénérée coule de la colonne dans le bouilleur et, grâce à de nombreuses chicanes (fig. 187), circule en zigzags verticaux d'une extrémité à l'autre de ce dernier; elle coule enfin dans la conduite allant au réchauffeur. Cette disposition satisfait à toutes les conditions nécessaires: application du contre-courant entre la solution et les vapeurs d'ammoniaque d'une part, entre la solution et la vapeur du chauffage de l'autre; formes ramassées, construction simple et nettoyage facile.

Le bouilleur doit être pourvu des accessoires suivants: tube de niveau, robinet de réglage de la vapeur, soupape de sûreté avec échappement libre sur la colonne, thermomètres à l'entrée et à la sortie du serpentin de vapeur et sur le départ de l'ammoniaque (vers le condenseur), un manomètre sur la conduite de vapeur, un autre, avec signal d'alarme, sur la colonne, robinets de purge.

35. Montage, mise en marche, fonctionnement. —

Tous les appareils peuvent être placés au même ni-

veau, sauf la pompe. Tous les joints des conduites pour la solution et l'ammoniaque gazeuse doivent être construits et garnis d'après les principes énoncés dans les chapitres III et IV; dans les tuyaux soumis à une température élevée, les joints devront être garnis en conséquence.

L'étanchéité de la tuyauterie doit être éprouvée par le fabricant, cette épreuve après montage terminé étant beaucoup plus compliquée que pour les machines à compression. On pourrait au pis aller se contenter d'une épreuve à la presse hydraulique, mais, outre la grande difficulté d'évacuer ensuite complètement l'eau hors de la tuyauterie pour l'ammoniaque, condenseur et réfrigérant compris, cette épreuve, même parfaitement concluante, ne garantirait pas l'étanchéité, cependant si utile pour l'ammoniaque. Il est nécessaire, pour de grandes installations, de faire l'épreuve à l'air comprimé, au moyen d'un compresseur mobile : cela permet de sécher en même temps le condenseur et le réfrigérant; enfin, l'essai terminé, le compresseur peut aspirer l'air des appareils, au moment du remplissage (1). Sans compresseur, cette opération est très lente et consomme beaucoup d'ammoniaque; on procède alors de la façon suivante : on ferme les robinets à la sortie de l'absorbeur, à l'entrée du réchauffeur, le robinet du tuyau pour l'ammoniaque à la sortie du bouilleur, ainsi que le détendeur entre le conducteur et le réfrigérant. On relie la pompe au condenseur par un tuyau auxiliaire, puis on raccorde une bouteille d'ammoniaque à la pompe, qui aspire l'ammoniaque liquide et la refoule dans le condenseur, toutes les autres issues étant fermées; le refroidissement du con-

(1) V. HEINEL. — *Bau und Betrieb von Kältemaschinen*, p. 126, pl. XV.

LORENZ. — *Machines frigorifiques*.

denseur fonctionne bien entendu ; on refoule ainsi un peu plus d'ammoniaque qu'il n'en faut pour la charge du condenseur et du réfrigérant en marche normale. On laisse ensuite l'ammoniaque pénétrer peu à peu dans le réfrigérant en ouvrant les échappements d'air des deux appareils ; on y adapte des tuyaux en caoutchouc dont l'extrémité libre plonge dans l'eau, et on ne referme les échappements que lorsque les dernières bulles d'air se sont dégagées à la surface ; la fin de cette opération marque le remplissage et la purge définitifs des deux appareils. On ferme alors les robinets du condenseur et du réfrigérant, on enlève le tuyau auxiliaire mentionné plus haut et on ouvre tous les robinets de la tuyauterie de la solution (solution pauvre et solution régénérée), sauf le robinet sur la conduite d'aspiration avant l'absorbeur. La pompe aspire ensuite la quantité nécessaire de gaz ammoniac, pour la refouler dans l'absorbeur, le réchauffeur et le bouilleur, jusqu'à ce que les marques de niveau du liquide soit atteintes. La manipulation des robinets de purge d'air se fait comme ci-dessus ; cette purge est à répéter pendant plusieurs jours après la mise en marche.

Pour la mise en marche proprement dite, on travaille d'abord sans le réfrigérant (détendeur fermé) : on provoque la circulation de la solution en chauffant très lentement le bouilleur, le robinet de communication avec le condenseur étant ouvert, la circulation d'eau fraîche fonctionne partout. Si l'on chauffe trop rapidement, la sécurité du bouilleur est mise en cause par suite des tensions d'inégale dilatation qui se produisent dans le métal ; en outre, il se forme de la mousse, qui pourrait pénétrer dans le condenseur. Une fois le cuiseur normalement chaud, on met le réfrigérant peu à peu en marche,

en ouvrant le robinet d'aspiration entre réfrigérant et absorbeur et en ouvrant graduellement le détenteur.

Pendant la marche, il faut veiller surtout à ce que la température dans le bouilleur ne dépasse pas un certain maximum et à ce que la température du gaz à la sortie du bouilleur soit aussi rapprochée que possible de celle de la solution régénérée à l'entrée du même appareil. Ces températures varient un peu, en fonction de la température, c'est-à-dire de la tension au réfrigérant.

Exemple tiré d'une installation en marche donnant les températures, la consommation de vapeur et d'eau de condensation (1).

| | |
|--|---------------------|
| Température de la solution pauvre à la sortie du cuiseur. | 90° C. |
| » du gaz ammoniac » » | 70° |
| » de la sol. régénérée { après le réchauffeur } { avant le cuiseur. . . } | 67° |
| » » pauvre avant le réchauffeur . . . | 27° |
| » » régénérée { avant le réchauffeur } { après l'absorbeur . . } | 22° |
| » » pauvre { après le réchauffeur } { avant l'absorbeur . . } | 17° |
| » de liquéfaction au condenseur | 20° |
| » de l'ammoniaque liquide devant le détenteur. | 16° |
| » du gaz à la sortie du réfrigérant après la production du froid | — 5° |
| » de volatilisation dans le réfrigérant . . . | — 17° |
| » de l'eau de condensation à l'entrée du condenseur. | 11° |
| » de l'eau de condensation à la sortie du condenseur. | 20° |
| » de l'eau de condensation à la sortie de l'absorbeur. | 16° |
| Effet frigorifique de la machine. | 100 000 cal. |
| Consommation de vapeur | 309 kg. |
| Température initiale de la vapeur. | 143° |
| c'est-à-dire : | |
| Tension initiale de la vapeur | 1 $\frac{1}{4}$ at. |
| Température de l'eau de condensation de la vapeur . . . | 79° |
| Consommation d'eau de condensation { Absorbeur | 27 m ³ . |
| { Condenseur | 5 m ³ |

(1) V. Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Ind., 1905, p. 421.

Les figures 189 à 191 donnent le détail en plan et en élévation d'une installation complète.

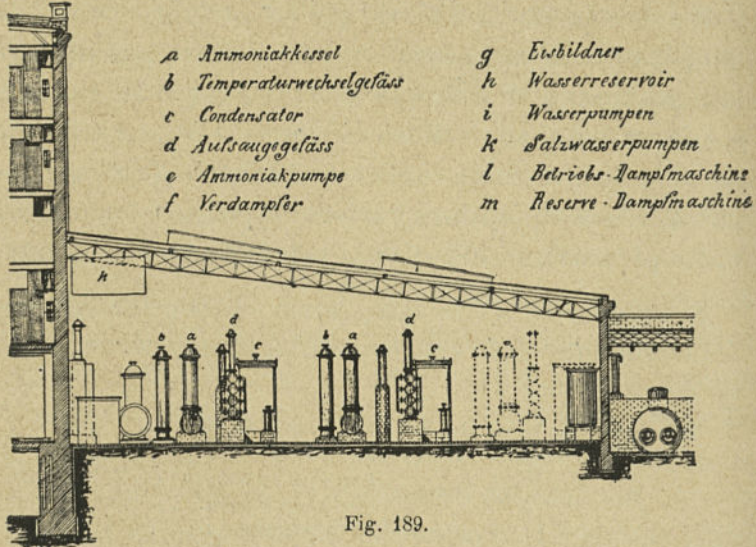


Fig. 189.

(Signification des lettres : *a*, bouilleur; *b*, réchauffeur; *c*, condenseur; *d*, absorbeur; *e*, pompe à ammoniac; *f*, réfrigérant; *g*, bacs à glace; *h*, bache à eau; *i*, pompes d'eau de condensation; *k*, pompes à eau salée; *l*, moteur; *m*, moteur de réserve.)

36. Petite machine à absorption simplifiée. —

Dans la figure 192 qui reproduit une machine de ce genre, l'absorbeur et le bouilleur sont réunis en un seul appareil A, en ce sens que celui-ci fonctionne alternativement comme absorbeur et comme bouilleur, B représente le condenseur, C, le réfrigérant.

Le processus est le suivant :

1. *Evaporation et liquéfaction.* — On chauffe lentement en A, le gaz ammoniac se liquéfie en B; le détendeur et le robinet, sur la conduite d'aspiration entre le réfrigérant C et A, seront fermés; il faut surveiller le manomètre du bouilleur A.

2. *Production de froid et absorption de l'ammoniacque.* — On éteint le feu, on ferme le robinet entre A et

B, on ouvre le robinet de la conduite d'aspiration et le détenteur; A fonctionne comme absorbeur, avec circulation d'eau froide, tandis qu'on ne refroidit plus le condenseur.

37. Utilisation des machines à absorption.

— 1. *Fabrication de glace transparente.* L'eau de condensation de la vapeur qui a traversé le bouilleur étant absolument pure et stérile, se prête admirablement à la fabrication de la glace transparente sans filtration, ni stérilisation préalables.

2. On les emploie aussi à côté d'autres installations produisant beaucoup de vapeur d'échappement. Cette application peut se présenter souvent lors d'un agrandissement d'une installation frigorifique; les moteurs travaillent alors sans condensation avec une tension assez élevée à l'échappement.

En employant la vapeur d'échappement dans une machine à absorption, le gain en chaleur directement utilisée est plus considérable qu'avec un moteur à con-

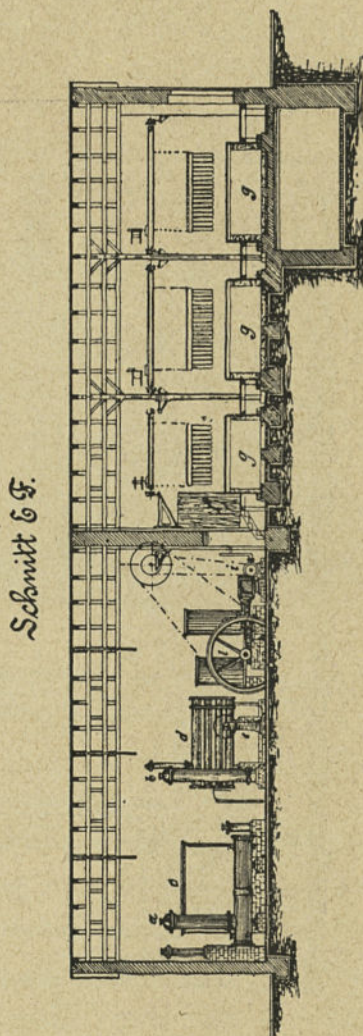
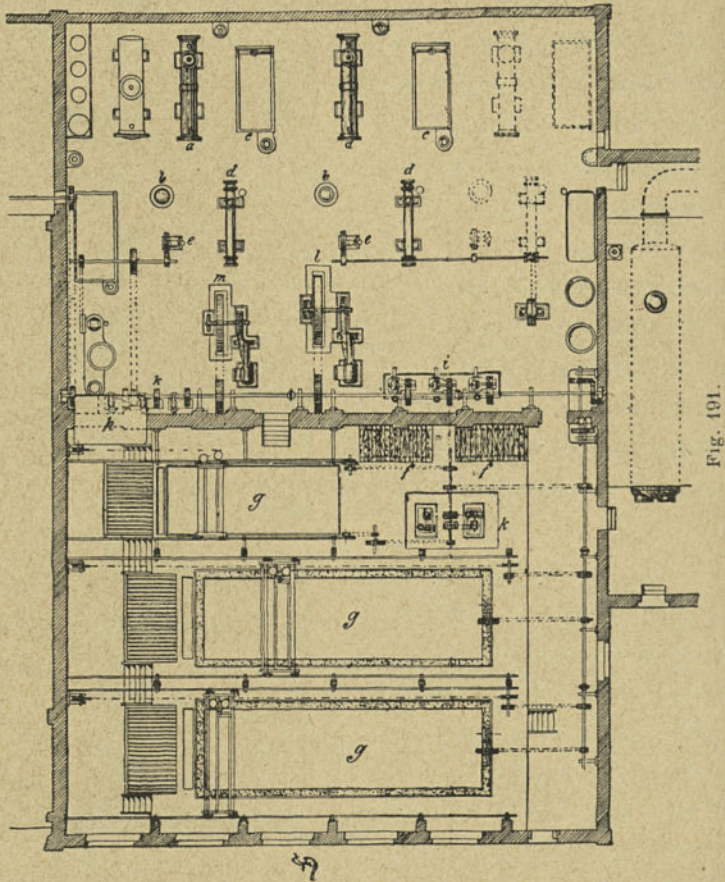


Fig. 190.

Schmitt & F.

densation, car la vapeur donne, à la sortie de la machine à absorption, une eau de condensation à 70° ou 80°(1) tandis que la vapeur s'échappe du moteur à 40-50° seulement.



Les machines à absorption fonctionnent souvent très économiquement comme installation accessoire de centrales électriques. Ces dernières disposent en effet de

(1) Cette eau peut par exemple faire retour au générateur, d'où économie notable (*Trad.*).

beaucoup de vapeur d'échappement à bon marché; en outre, la consommation en vapeur de l'installation frigorifique est précisément la plus grande en été, au moment où l'exploitation de la centrale électrique donne son moindre rendement. On devrait tenir compte

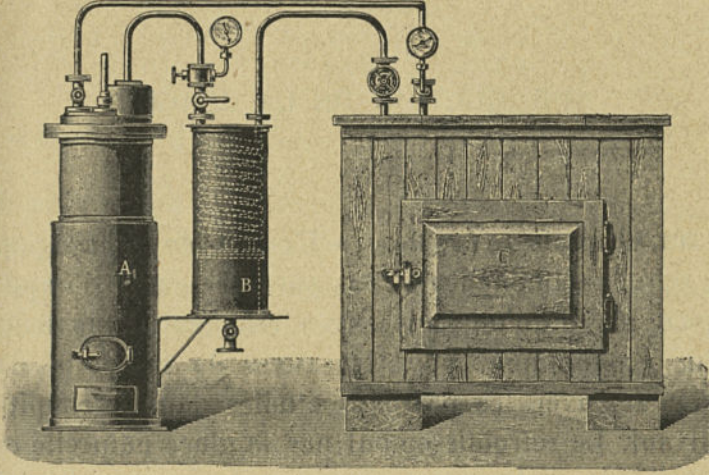


Fig. 192.

de ce fait lors de la création de nouvelles centrales et les installer à proximité d'abattoirs ou d'autres lieux de consommation ou de production de froid, fabriques de glace, etc.

3. La condition primordiale pour l'installation d'une machine à absorption, c'est d'avoir à bon compte la quantité d'eau de condensation suffisante, ces machines en consommant $2\frac{1}{2}$ à 3 fois plus que les machines à compression avec condenseur immergé. Il pourra arriver fréquemment qu'une centrale électrique soit en mesure de céder en même temps l'eau suffisante et la vapeur nécessaire.

CHAPITRE VIII

—

PRODUCTION DE LA GLACE

38. Emplois de la glace. — L'emploi de la glace pour le refroidissement des locaux perd beaucoup d'importance, parce qu'on l'opère généralement d'une façon plus économique, pour les caves de brasserie par exemple, avec les procédés étudiés dans le chapitre suivant. Le refroidissement par la glace naturelle est utilisé principalement pour les garde-manger des hôpitaux, des hôtels et restaurants, pour les caves de petits abattoirs, les confiseurs, les marchands de vin, etc. L'air refroidi au contact de la glace, dense par conséquent, pénètre près du sol dans le local à refroidir, le traverse obliquement, en s'élevant peu à peu, par suite de son échauffement, et s'en va, par un canal fixé au plafond, dans la glacière superposée où il se refroidit à nouveau en abandonnant de son humidité (v. p. 270).

La température et l'humidité relative de l'air froid dépendent du rapport entre la surface de glace utilisable et la quantité de chaleur et d'humidité qui pénètre dans le local à refroidir. L'air doit circuler sans obstacle, et il peut être nécessaire de faciliter sa circulation par un ventilateur qui aspire l'air chaud et le répand d'une façon aussi uniforme que possible sur la glace.

La température et le degré d'humidité qu'on cherche à obtenir dépendent de la nature des marchandises à conserver, et cela détermine les dimensions de la glacière. Par une construction appropriée on peut réaliser les proportions suivantes :

| | Température | Humidité | |
|----------|-------------|----------------|--|
| soit | + 3° à + 4° | 85 à 90 0/0 | caves à bière. |
| ou | + 4° à + 6° | environ 85 0/0 | pour la conservation de la viande jusqu'à 6 jours. |
| ou enfin | + 6° à + 8° | environ 80 0/0 | glacières pour les aliments. |

Il est bon que le ventilateur aspire une faible quantité d'air frais, qui passe d'abord sur la glace.

La glace opaque donne, toutes conditions égales d'ailleurs, un peu plus de froid que la glace transparente, c'est-à-dire qu'elle fond plus vite ; on devrait donc tenir compte dans la construction des glacières de l'emploi de l'une ou de l'autre qualité de glace.

Les ménages et les marchands de détail emploient des timbres à glace ou de petites armoires-glacières ; il importe également que la circulation de l'air s'y fasse sans difficulté et que l'air frais, qui pénètre par une petite ouverture, passe d'abord au contact de la glace. Dans ces timbres, la température ne tombe en général pas au-dessous de + 10° et le degré d'humidité, pour des meubles bien construits, est de 75 à 80 0/0. Il est préférable d'employer dans les armoires-glacières de la glace artificielle absolument propre.

L'industrie chimique et les laboratoires emploient la glace pour refroidir des liquides et obtiennent souvent, par addition de sels, des températures tombant à — 25°.

La glace comestible doit être fabriquée avec de l'eau pure et stérile (v. § 40).

Les bateaux de pêche en haute mer consomment de grandes quantités de glace stérile, pour conserver le poisson pendant la durée de la pêche (8 à 15 jours); la glace est divisée en petits morceaux par un concasseur, et on alterne les couches de poisson et les couches de glace; au moment du concassage, la glace doit avoir exactement 0°; si elle est plus froide, elle se reprend en bloc en enfermant le poisson.

On utilise aussi des wagons-glacières, à parois isolantes, pour le transport de primeurs, viande, volaille, œufs et fleurs, à grande distance. Les expéditions par petites quantités se font dans des tonneaux avec emballage de glace.

On traitera au chap. XII des trains-glacières avec machine à glace.

On donnera la préférence à la glace artificielle toutes les fois qu'il faudra une glace pure, ne déposant pas de boue, et lorsqu'elle ne sera pas plus chère que la glace naturelle.

L'hygiène moderne interdit l'emploi de la glace naturelle en contact avec les aliments ou les boissons; dans ce cas la glace artificielle stérile est indispensable.

39. Les bacs à glace (construction allemande). — Les *parties principales* (fig. 193 à 195) sont: le *bac* proprement dit, qui contient le bain salé, dans lequel plongent les *mouleaux*, remplis d'eau à congeler; l'*appareil de remplissage* des mouleaux, le *bac de démoulage* qui sert à dégager les blocs de glace de leurs mouleaux, le *culbuteur* qui envoie la glace sur le plan incliné de départ, le *pont roulant* pour le service des mouleaux. A signaler en outre les serpentins du réfrigérant, lorsque le bac à glace fonctionne comme tel, et

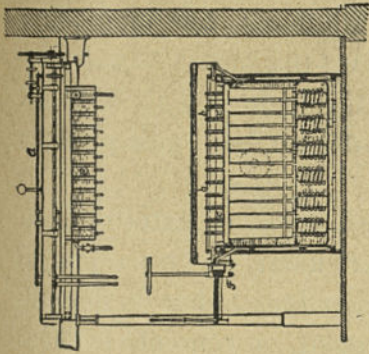


Fig. 194.

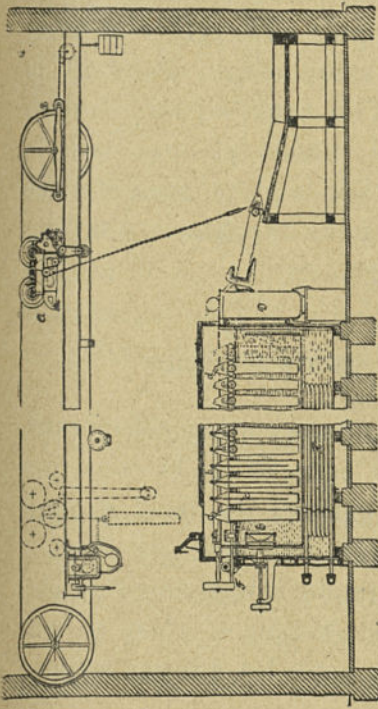


Fig. 193.

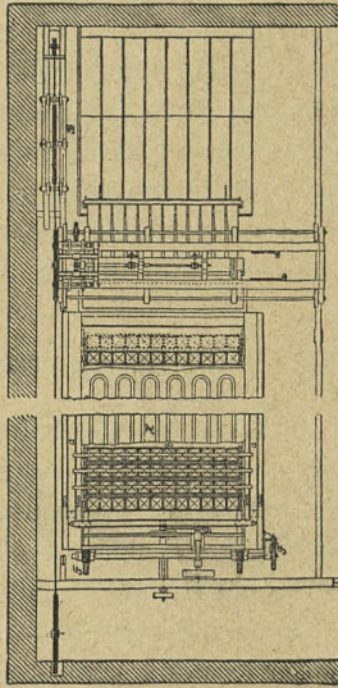


Fig. 195.

l'appareil pour préparer l'eau pure dans la fabrication de la glace transparente et de la glace stérile.

Fonctionnement de l'installation : Les mouleaux, groupés en certain nombre dans un châssis, sont transportés par le pont roulant et remplis à l'appareil *ad hoc* placé à l'une des extrémités du bac, puis plongés dans le bain.

Le pont roulant est déplacé à l'autre extrémité du bac pour en retirer le premier châssis (qui y a séjourné le plus longtemps) et le plonger dans le bac de démoulage. Dès que les blocs surnagent, on remonte le châssis et on le culbute sur le plan incliné, sur lequel les blocs glissent vers la sortie ; puis on le relève et on le transporte à l'appareil de remplissage. Pendant le remplissage on fait avancer d'un rang, au moyen d'un mécanisme spécial, tous les châssis plongés dans le bain, vers l'extrémité où on tire la glace, faisant place ainsi à l'extrémité opposée pour le châssis dont les mouleaux sont au remplissage.

CONSTRUCTION DES DIFFÉRENTS APPAREILS

a) **Le bac.** — Si le bac fonctionne comme réfrigérant, il contient naturellement les serpentins ; la construction dépendra de l'emploi exclusif du froid produit pour le bac à glace ou d'autres emplois accessoires.

On recherchera le minimum de rayonnement, c'est-à-dire le minimum de surface totale, et c'est ce qui fixera le choix selon les cas entre les différents types reproduits (fig. 196 à 199).

On doit s'attacher à une construction aussi simple que possible ; l'ancienne méthode consistant à assembler les tôles aux angles (fig. 200) est mauvaise à cause

de la difficulté de renforcer ces derniers ; on préférera la disposition (fig. 201). Il faut que les parois soient solidement renforcées contre des déformations (ventres).

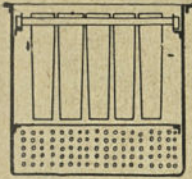


Fig. 196.



Fig. 197.

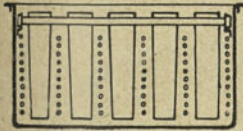


Fig. 198.

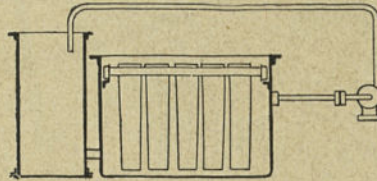


Fig. 199.

La bonne construction du pont roulant est des plus importantes ; lorsque le rapport entre la longueur et la largeur du bac est trop grand, le fonctionnement trop lent, inégal ou peu sûr du pont roulant peut réduire considérablement la quantité de glace tirée à l'heure.

ACCESSOIRES IMPORTANTS DU BAC

Les *hélices* sont nécessaires pour assurer une circulation assez intense, très régulière et uniforme de l'eau salée dans le bac. Elle doit baigner d'abord les mouleaux dont la congélation est la plus avancée, puis successivement tous les autres pour revenir ensuite aux serpentins ; il est très utile, pour une circulation

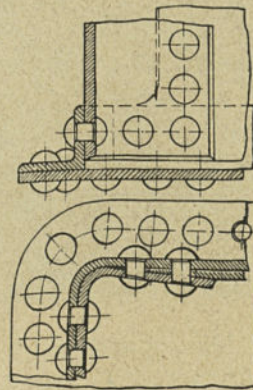


Fig. 200.

parfaite, que l'écartement soit exactement le même entre tous les mouleaux.

Les *chicanes* sont indispensables pour faciliter la circulation de l'eau salée; il faut veiller à ce que ces chicanes ne gênent pas le fonctionnement des hélices; il peut se produire une surélévation du niveau du bain lorsque la chicane à l'extrémité opposée à l'hélice est trop haute, ou le niveau de la solution trop bas (fig. 202, bonne disposition; fig. 203, mauvaise disposition). Selon la disposition générale du bac, les chicanes sont tantôt horizontales, tantôt verticales.

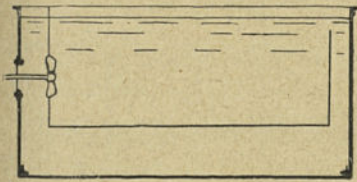


Fig. 202.

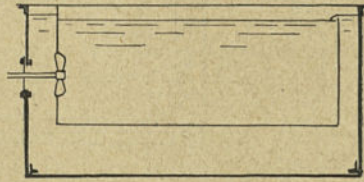


Fig. 203.

Le *transporteur des cadres* est mû mécaniquement dans les grandes installations (fig. 205), à la main dans les petites (fig. 204). Le volant agit dans ces dernières, au moyen d'une vis sans fin, sur le pignon d'un arbre horizontal, portant à chacune de ses extrémités un pignon commandant une crémaillère; cette dernière pousse les cadres qui roulent au moyen de galets sur des cornières; des butées limitent le mouvement.

La figure 205 reproduit les détails de la transmission du mouvement d'un arbre avec poulies fixe et folle à un pignon, au moyen d'une vis sans fin. Ce pignon agit par une manivelle et un levier sur un arbre qui se trouve animé d'un mouvement de va-et-vient; deux leviers, portant des sabots guidés, sont

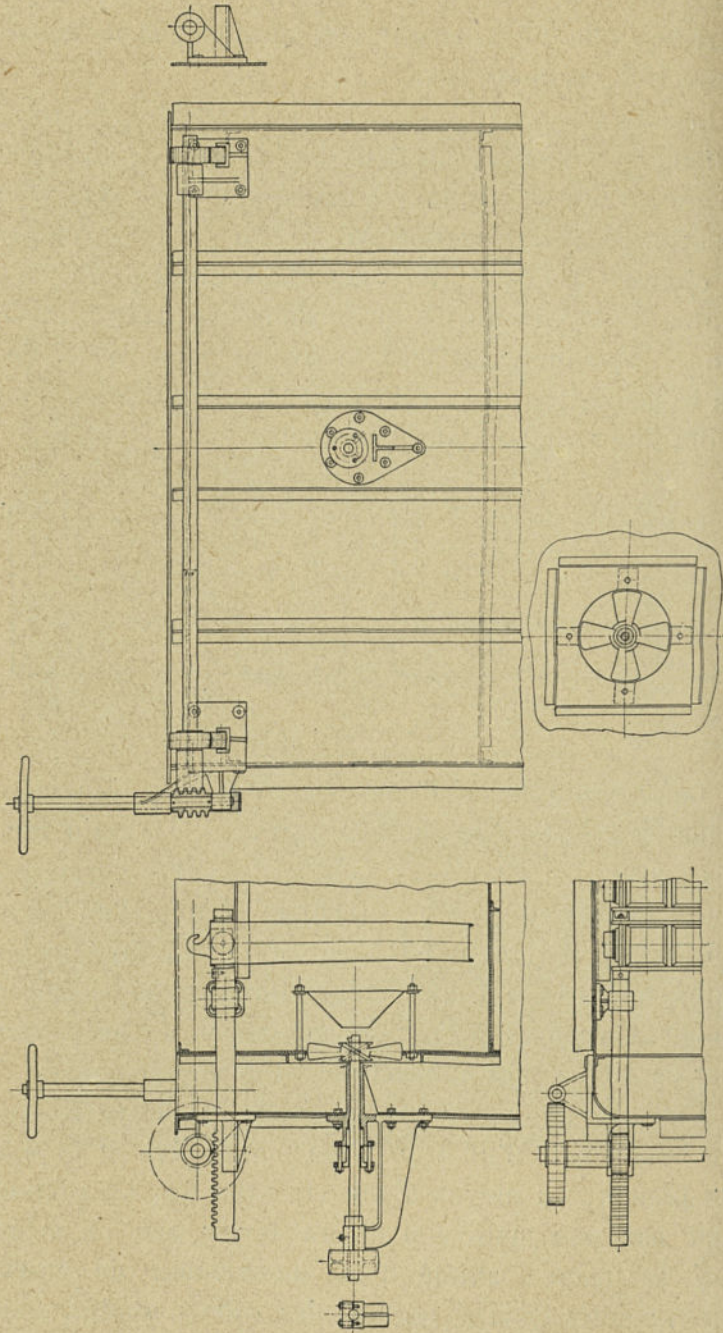


Fig. 204.

fixés à cet arbre et poussent les cellules; le méca-

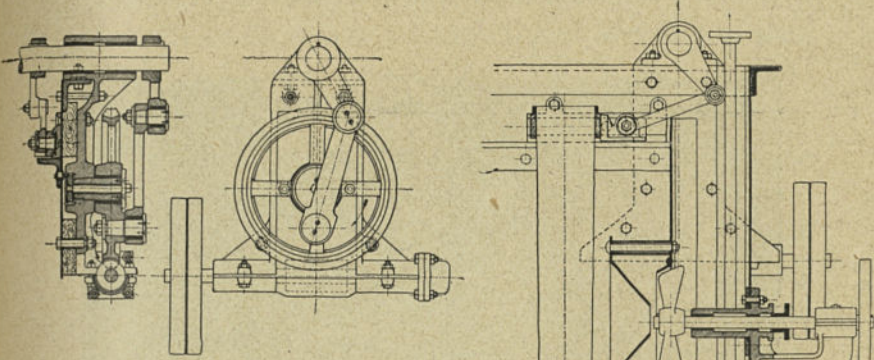
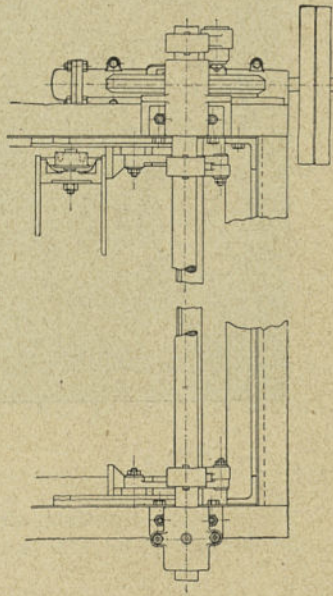


Fig. 205.

nisme lui-même règle la course des sabots.

Les extrémités des serpents doivent en tous cas être hors du bain, à cause des raccords au distributeur et au collecteur; on peut faire passer ces extrémités soit entre la paroi du bac et la chicane qui porte l'hélice, soit à travers cette paroi, en adaptant à chaque tube un joint absolument étanche (par exemple fig. 116 ou 119).

Les cornières sur lesquelles roulent les châssis servent en même temps à renforcer la rigidité des parois du bac et doivent par conséquent être assez solides.



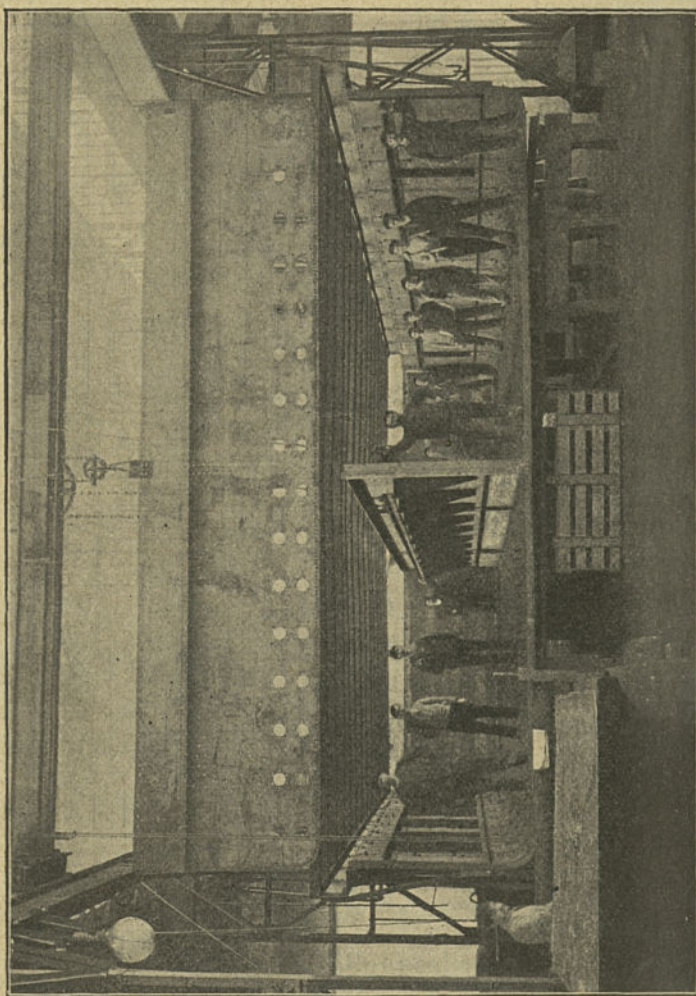


Fig. 206.

b) Les mouleaux ou cellules. Dimensions et formes (1).

— Plus le rapport entre la surface baignée par l'eau salée et le volume du moule est grand, plus le mouleau sera congelé rapidement, mais plus aussi la perte au démoulage sera grande. Par contre, plus la congélation est rapide et plus on peut réduire le nombre de mouleaux, les dimensions du bac, en particulier sa surface rayonnante. Le rapport le plus pratique et le plus usité varie de 29 à 35 (2). Les mouleaux doivent avoir la forme d'une pyramide renversée, pour donner la perte minimum (par fusion) au démoulage; il est important, pour la même raison, de réparer immédiatement les cellules qui seraient bosselées. Les mouleaux sont en tôle de fer soigneusement plombée (en général 2 fois) de 1 millimètre d'épaisseur; les joints sont faits en soudure autogène ou en soudure ordinaire avec double feuillure. La mise en peinture annuelle des moules avec un vernis protecteur prolonge beaucoup leur durée, mais diminue un peu leur conductibilité.

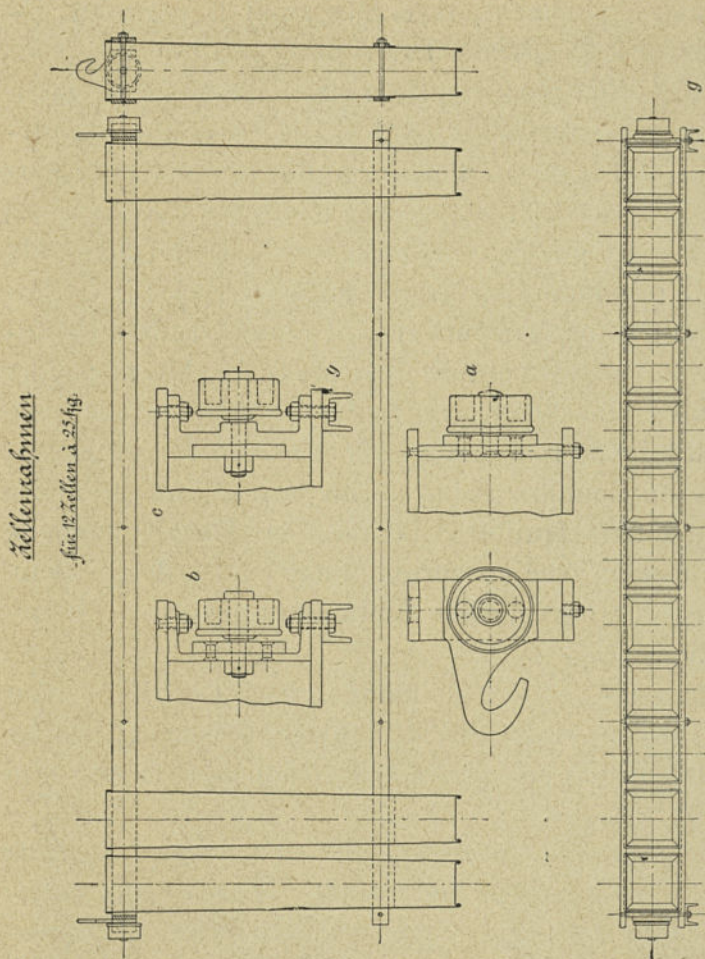
Dans les petites installations, chaque cellule est munie de deux poignées et démoulée séparément; dans les installations plus importantes, les mouleaux sont réunis par châssis.

c) Les châssis (fig. 207). — Ils se composent de deux cadres résistants en fer méplat, reliés à leurs extrémités par des tirants également en méplat, qui enserrant la tête et le bas des mouleaux à 10 ou 20 centimètres du fond. Les tirants du haut portent en même

(1) V. HEINEL. — *Bau u. Betrieb von Kältemaschinen Anlagen*, p. 170.

(2) V. FISCHER. — *Studien über die industrielle Verwertung von Kälte*, *Zivilingenieur*, 38, livre 4.

temps les galets de roulement et les crochets de suspension. Les mouleaux sont garantis contre tout glissement par de petits fers méplats rivés et soudés, qui



appuient sur le cadre supérieur et sous le cadre inférieur. La figure *a* reproduit galet et crochet pour des châssis de petites dimensions ; les figures *b* et *c*, la même construction pour les châssis plus lourds. Les butées en fer à U, *g*, doivent empêcher le chevauchement des

châssis les uns sur les autres lorsqu'on les déplace. La figure 207 montre un châssis à 12 mouleaux de 25 kilogrammes (de glace).

d) Appareil de remplissage. — On voit figure 208 un réservoir en tôle de même longueur que le châssis, accroché aux supports du pont roulant. Il est divisé par des tôles intermédiaires en autant de compartiments qu'il y a de cellules dans le châssis, chaque compartiment ayant exactement la même contenance qu'un mouleau. Le réservoir porte sur une de ses faces un déversoir placé de telle façon que les compartiments et par conséquent les mouleaux ne reçoivent ni plus ni moins que la quantité d'eau nécessaire. Chaque compartiment possède un orifice d'écoulement relié par un tuyau en caoutchouc, souple, mais résistant (ne faisant pas de pli), à un bec correspondant au mouleau. Tous ces becs, montés sur un axe commun, peuvent être abaissés ou relevés ensemble d'environ 90° : dans cette dernière position, leur extrémité libre est au-dessus du niveau de l'eau dans le réservoir, dans la position contraire elle est au-dessous des orifices d'écoulement des compartiments et les moules se remplissent entièrement.

L'eau destinée aux moules est souvent purifiée ou préparée spécialement; il est bon dans ce cas d'avoir pour le remplissage du réservoir un appareil automatique empêchant le gaspillage de l'eau.

La figure 209 reproduit un dispositif de ce genre : le robinet principal est commandé par un levier équilibré, portant à l'une de ses extrémités un cône creux, communiquant avec un des compartiments; dès que le compartiment est plein, le cône plus lourd que le contrepoids s'abaisse et ferme le robinet. Le cône se vide

en même temps que le réservoir, et le contrepoids tend à rouvrir le robinet; une butée du pont roulant l'en

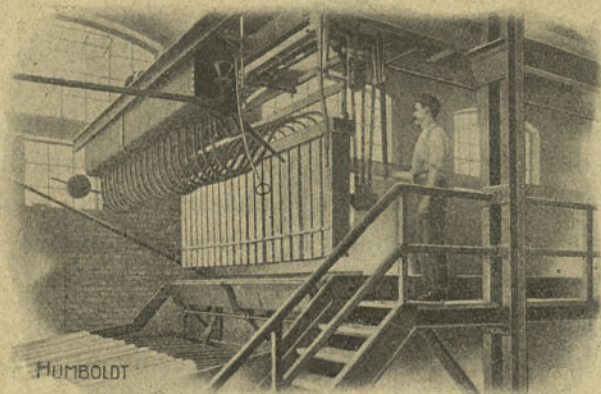


Fig. 208.

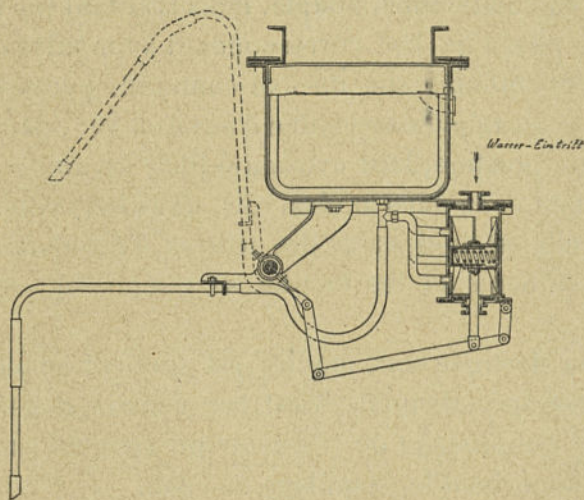


Fig. 208 a.

empêche, de sorte que le remplissage du réservoir ne peut se produire que lorsque le pont se sera éloigné avec le châssis.

La figure 208 a représente un réservoir pour le rem-

plissage des mouleaux à glace transparente avec de l'eau débarrassée d'air. L'eau pénètre dans le réservoir par le bas à travers un piston-valve, qui la répartit à tous les compartiments. Ce piston, commandé par l'axe qui porte les becs déverseurs, établit et interrompt le remplissage selon que les becs sont relevés ou abaissés (marque déposée en Allemagne).

e) **Bac de démoulage.** — Il doit être assez profond pour que les cellules y soient complètement immergées; la température de l'eau ne doit pas dépasser 25 à 30°; lorsqu'elle est plus élevée, la perte par fusion est

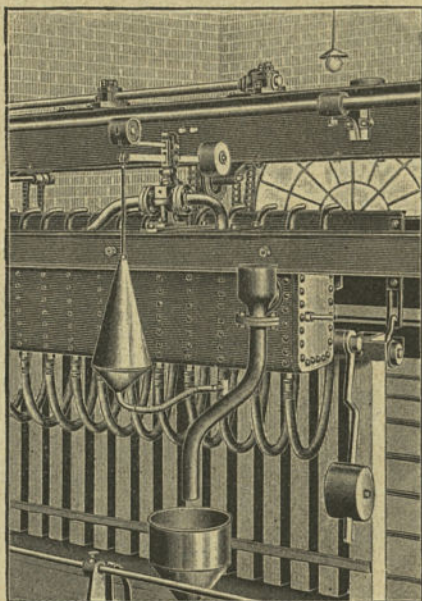


Fig. 209.

trop forte, la fusion vers le fond du mouleau étant assez considérable avant que le haut soit dégagé. Il est donc bon que le dispositif pour chauffer l'eau ne soit pas trop puissant; on évitera d'employer par exemple un serpentin de vapeur trop grand; l'eau chaude du condenseur à ruissellement d'une machine à vapeur trouve ici une utilisation parfaite.

L'axe sur lequel on bascule le mouleau doit passer par le centre de gravité de tout le système; cela constitue une économie de place et une facilité de manipulation.

La glissière doit être peu inclinée pour que les

mouleaux ne se brisent pas en éclats contre la barre de butée.

f) Le pont roulant. — On attache souvent trop peu

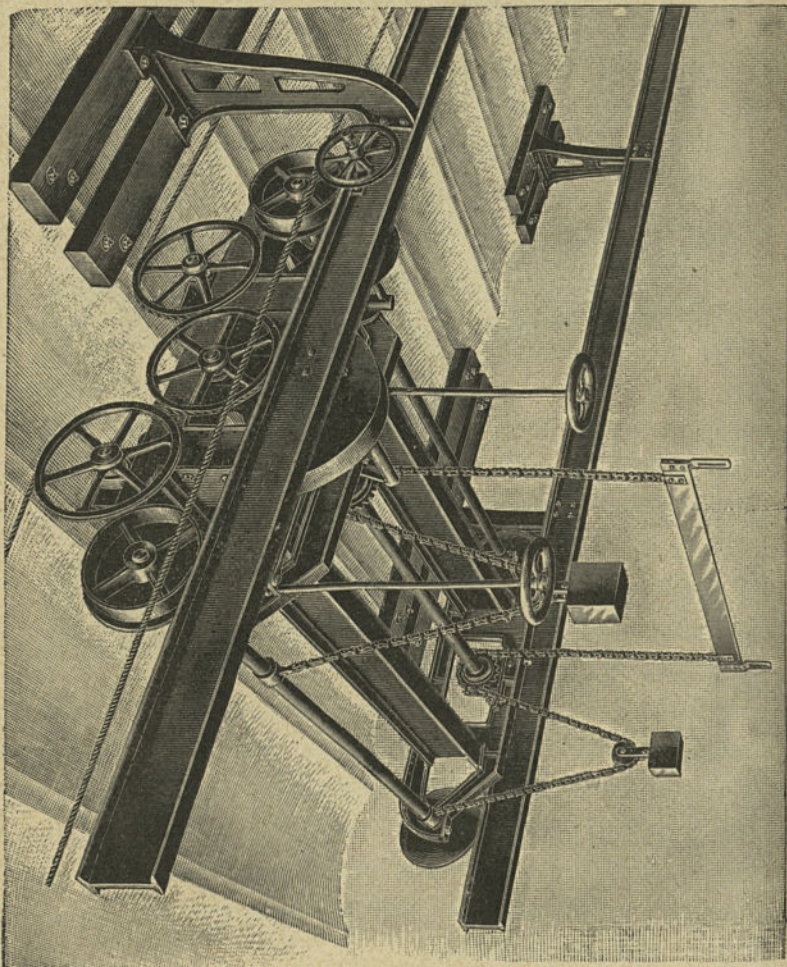


Fig. 210.

d'importance à la construction de la grue roulante. Lorsqu'elle fonctionne avec rapidité et précision, elle constitue une économie de travail certaine et cela permet d'augmenter la longueur du bac. La perte par rayonnement est bien un peu plus grande dans ce cas,

mais la température de l'eau salée est par contre beaucoup plus uniforme, et l'utilisation du terrain à bâtir en général plus facile et meilleure qu'avec des bacs courts et larges.

Les grues roulantes à main ne se trouvent que dans de petites installations, les installations un peu importantes ont toutes des grues à traction mécanique.

La figure 210 reproduit le système très fréquent de traction à câble. Le câble part d'une poulie à gorge placée sur la transmission, longe tout le bac en actionnant trois poulies de la grue roulante, passe sur une poulie à tendeur à l'autre extrémité du bac et revient à la transmission. Des trois poulies de la grue l'une commande la direction, l'autre le chariot, la troisième le treuil.

Ce système présente les défauts suivants :

La vitesse du treuil et du chariot se règle mal, ou pas du tout, et le service ne peut être fait que par un ouvrier habile, à moins que la vitesse ne soit très petite. La transmission de force se fait en général par des cônes de friction dont le fonctionnement est incertain; les embrayages à friction, qui fonctionnent beaucoup mieux et dont la construction peut être plus parfaite, sont trop chers et pour cette raison peu employés; l'humidité du local est très nuisible au câble. Le plus souvent enfin, les poulies à gorge sont trop petites, faute de place. Une bonne grue roulante à câble devrait avoir de grandes poulies, un bon tendeur, des embrayages à friction, au lieu de frictions à cônes, si possible un dispositif pour réduire les vitesses de moitié, permettant l'application d'une vitesse initiale plus grande, avec embrayage à friction douce et surfaces de friction interchangeables.

L'emploi d'un moteur électrique pour le service de la grue roulante, passablement plus coûteux naturellement, simplifie beaucoup le travail.

Dans la figure 211 (Zobel Neubert et C^o à Schmalkalde), un seul moteur actionne le treuil et le chariot au moyen de deux mécanismes de changement de marche; comme la réduction de la vitesse, par vis sans fin, n'a

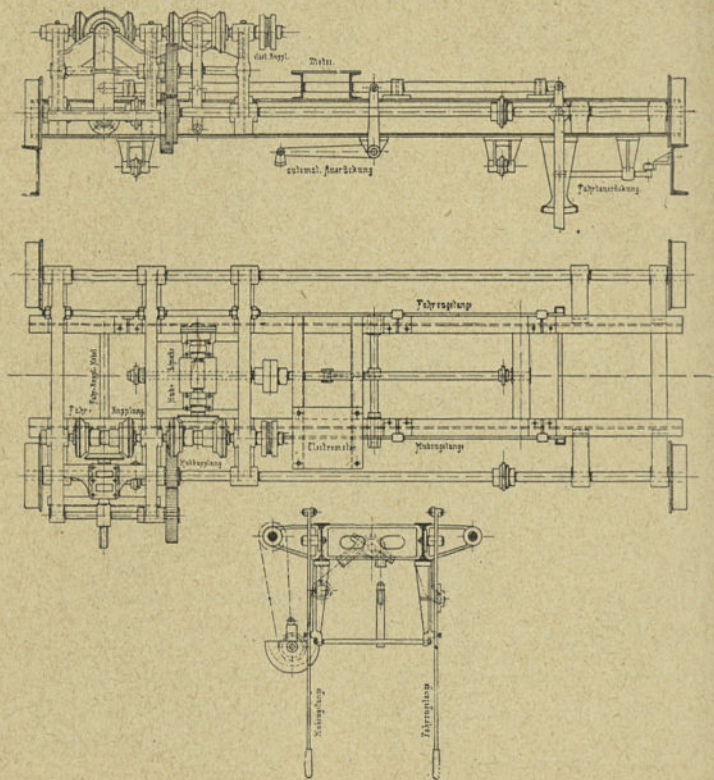


Fig. 211.

lieu qu'après ces deux mécanismes, ils sont soumis à un faible moment de torsion. On modifie à volonté les deux vitesses par la diminution de tension au moteur; comme celui-ci consomme peu de courant et qu'il marche peu d'heures par jour, ces modifications se font

au moyen d'un rhéostat, ce qui permet un réglage à volonté. Si l'on dispose de deux réseaux à tensions différentes, on en tirera parti dans ce cas ; cela permet d'appliquer la grande vitesse au déplacement de la grue roulante, à l'extrac-

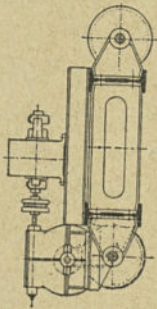


Fig. 214.

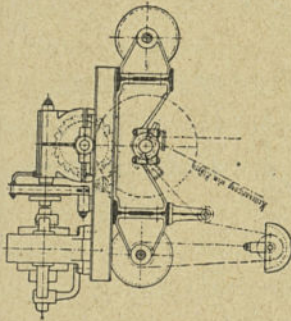


Fig. 213.

tion et au démoulage des châssis, la petite vitesse à la mise en place dans le bac.

La meilleure construction, figures 212 à 214 (Zobel, Neuhert et C^o), est celle avec deux moteurs indépendants, l'un pour le chariot, l'autre pour le treuil ; cela supprime

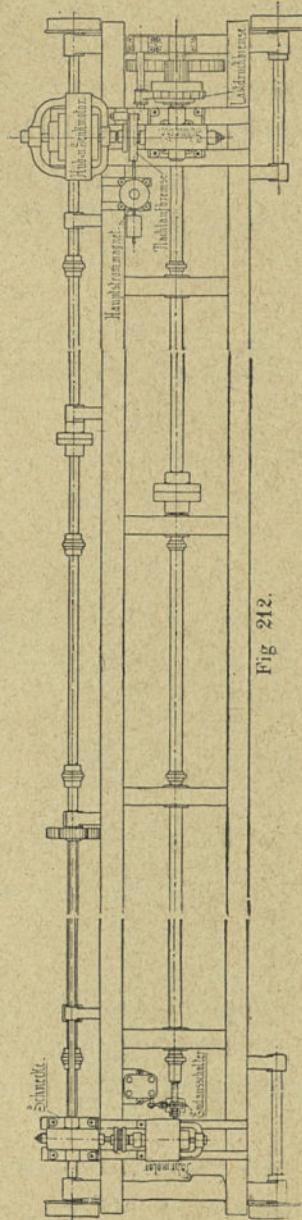


Fig. 212.

les mécanismes de changement de marche, toujours sujets à caution, et cela donne une garantie très sérieuse de parfait fonctionnement; les moteurs sont pourvus d'un embrayage avec mécanisme de changement de marche et d'une transmission par vis sans fin;

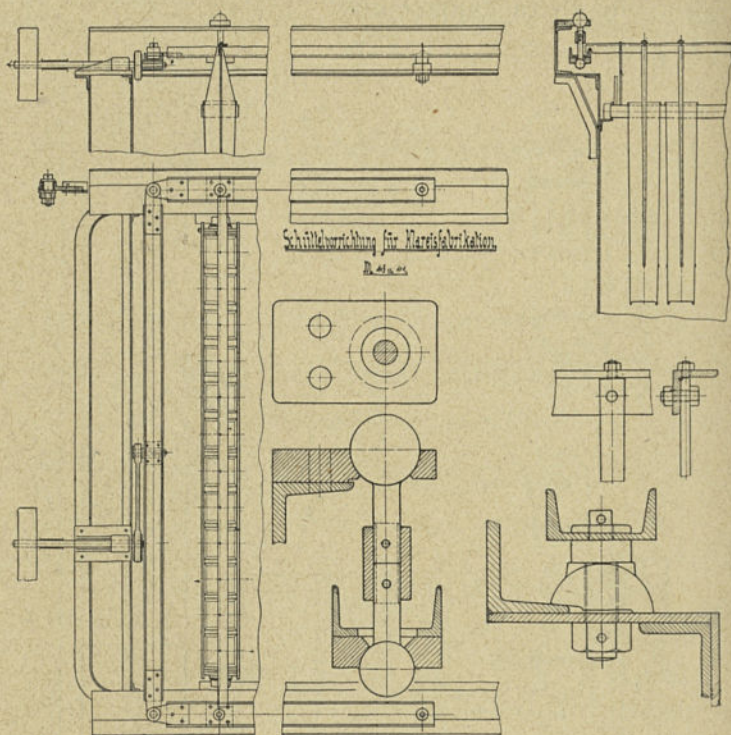


Fig. 215.

on applique la réduction de tension comme ci-dessus. Ce genre de grues roulantes ne se fait généralement que pour de très grandes installations.

40. Fabrication de glace transparente.— La glace produite avec l'eau potable ordinaire a un aspect laiteux, à cause des bulles d'air qu'elle renferme; cet

aspect éveille souvent la méfiance du consommateur quant à la pureté de la glace ; c'est pourquoi il est souvent nécessaire de rendre cette dernière transparente.

On peut produire la glace transparente de différentes façons :

1. Par élimination de l'air pendant la congélation ;
2. Par l'emploi d'eau stérilisée et filtrée (la glace reste en général légèrement opaque) ;
3. Par l'emploi d'eau distillée ;
4. Par l'emploi d'eau distillée et stérilisée.

L'eau qui peut, à température normale, absorber beaucoup d'air, ne l'abandonne pas complètement lorsqu'on élève considérablement sa température. Cette élimination est, par contre, facile par la distillation ou par la congélation.

1. *Élimination de l'air par la congélation.* — Il suffit d'agiter l'eau pendant qu'elle se prend en glace.

Les figures 215 et 216 reproduisent l'agitateur généralement appliqué. Un fer cornière, portant des tiges verticales qui plongent dans chaque mouleau, est adapté d'une façon fixe à chaque châssis. Les extrémités de la cornière portent sur deux rails en fer à U placés sur le rebord du bac, sur les $\frac{3}{4}$ de sa longueur environ ; la cornière glisse sur ces rails lorsque le châssis se déplace ; ces rails eux-mêmes, fixés par l'un des bouts au rebord du bac à l'aide d'un tourillon, sont réunis par l'autre bout,

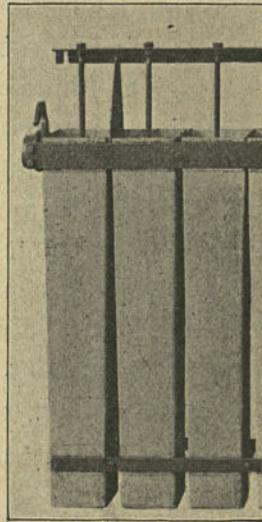


Fig. 216.

par joints articulés, à une barre transversale commune, également en fer à U, qu'une poulie actionnant un excentrique anime d'un mouvement de va-et-vient.

Lorsque les mouleaux d'un châssis sont congelés aux $\frac{4}{5}$ environ, on enlève la cornière de ce châssis. Le reste de l'eau forme en se congelant un noyau opaque.

2. Pour *stériliser* l'eau, il faut la cuire sous pression à 120° C. environ; comme certains sels contenus dans l'eau se précipitent par l'ébullition, il faut filtrer; l'eau à 120° se refroidit en traversant un réchauffeur de l'eau destinée à être bouillie. Il est nécessaire que le bouilleur soit chauffé par un serpentín à vapeur de réglage facile; la construction des appareils devra également permettre un nettoyage complet et commode.

3. On peut éliminer l'air de l'eau par *distillation dans le vide*; dans ce cas, l'eau n'est pas stérilisée.

4. L'eau débarrassée d'air d'après ce dernier système est en général stérilisée comme dans le procédé n° 2.

La société Linde a construit plusieurs installations d'après le plan suivant :

a) La vapeur d'un moteur est condensée à faible vide, c'est-à-dire à température encore élevée, 40 à 50°; la vapeur condensée n'est pas utilisée.

b) La vapeur a abandonné sa chaleur à de l'eau placée dans un appareil où on fait le vide; l'eau s'évapore par conséquent.

c) Cette vapeur est condensée entre 25 et 30° par un nouvel appareil, dans lequel l'air est aspiré par une pompe.

d) L'eau condensée est aspirée par une autre pompe et...

e) Refoulée à travers un réchauffeur jusqu'au bouilleur où elle est stérilisée à 120°.

L'eau stérilisée est refroidie dans le réchauffeur qu'on vient de mentionner. Il n'y a pas lieu de filtrer, l'épuration s'étant faite par la distillation.

Cette installation n'a d'intérêt que pour de très grandes fabriques de glace transparente.

La figure 217 (construction Humboldt à Kalk) représente un dispositif plus simple :

La vapeur d'échappement du moteur est d'abord débarrassée de son huile dans un séparateur (Dampf-freiniger), puis, après avoir traversé un réchauffeur d'eau alimentaire (Speisewasservorwärmer), est condensée dans un appareil à ruissellement (Dampf-Berieselungs-Condensator). L'air est éliminé dans un bouilleur (Kochapparat), l'eau chaude refoulée par une pompe (Gefrierwasserpumpe) dans un refroidisseur (Gefrierwasser-Nach-Kühler), puis dans un épurateur (Filter-apparat) et de là dans le réservoir d'eau pour les mouleaux (Gefrierwasserbehälter).

41. Quantité de froid nécessaire à la production de la glace. — Cette quantité se décompose comme suit :

1° Refroidissement à 0° de l'eau destinée à la congélation : 1 calorie par kilogramme et par degré ;

2° Congélation de l'eau : 79 calories par kilogramme ;

3° Refroidissement de la glace à un certain nombre de degrés au-dessous de zéro ;

4. Déperdition de froid.

Plus l'eau destinée au remplissage des mouleaux est froide, plus la production de glace sera économique et régulière. Si l'eau a été réchauffée par cuisson ou distillation on la refroidira autant que possible, par un contre-courant d'eau fraîche. Le refroidissement par

la machine à glace, trop coûteux, ne doit se faire qu'après cette réfrigération préalable; le refroidissement direct n'est pratique que lorsqu'on dispose d'un réfrigérant fonctionnant à température élevée; on utilisera par exemple, dans les brasseries, la solution salée sortant du serpentín de la bache à eau douce, refroidie à 0°, pour le service du Baudelot et des cuves à fermentation.

Une fois la congélation du mouleau achevée, les températures dans ce dernier sont les suivantes : à la surface, à peu près celle du bain, — 6° à — 8°; à la partie supérieure du noyau médian, 0° à — 1°; selon la forme et les dimensions du mouleau, on peut estimer sa température moyenne de — 3° à — 5°. La chaleur spécifique de la glace étant environ de 0,5, la dépense nécessaire au refroidissement variera de $0,5 \times 3$ à $0,5 \times 5$ calories par kilogramme de glace.

Les mouleaux ayant après démoulage une température un peu inférieure à 0°, ils se congèlent en masse, si on les place les uns sur les autres sans intercaler des lattes de bois.

La déperdition de froid a différentes causes :

a) Le refroidissement des moules et des châssis de la température initiale de l'eau à congeler à la température du bain :

$$\text{poids} \times \text{chaleur spécifique} \times \text{refroidissement}$$

La chaleur spécifique est de 0,12 en moyenne.

b) Le rayonnement du bac à glace. En comparaison d'un réfrigérant ordinaire, le rayonnement est ici assez considérable, à cause de la plus grande surface du bac, et par suite de la déperdition importante qui se produit chaque fois qu'on découvre ce dernier pour

tirer des châssis. Pour des cellules de 25 kilogrammes et de forme allongée, on taxe le rayonnement à 5 % au moins de la production totale de froid. Plus la température du bain sera basse et plus, pour une même production, le nombre des mouleaux et les dimensions du bac seront réduits, plus aussi le rayonnement sera petit; par contre, l'abaissement de la température du bain tend à augmenter le rayonnement.

La rapidité de la congélation est aussi fonction de la vitesse avec laquelle circule la solution salée; il faudra tendre à la plus grande vitesse possible et munir les bacs très larges de deux ou plusieurs hélices (fig. 201). Il importe que tous les mouleaux soient également baignés par le courant, et il faut pour cela que leur écartement soit partout le même et qu'ils soient bien alignés dans les châssis.

L'augmentation de travail qu'entraîne la présence de plusieurs hélices est largement compensée, quand elles sont bien construites et qu'aucun obstacle inutile n'entrave la circulation de l'eau salée.

Par suite de la transmission considérable de chaleur des mouleaux au bain, la température de ce dernier est en général un peu supérieure à la normale, — 6° au lieu de — 8°; on travaille donc avec une température un peu plus élevée au réfrigérant; par conséquent la production de froid par la machine est plus considérable et moins chère.

c) *Déperdition de froid au démoulage.* — Cette déperdition augmente avec le rapport entre la surface et le volume des mouleaux; d'autre part, les blocs épais se congèlent plus lentement, à cause de la mauvaise conductibilité de la glace, de sorte qu'en tout état de cause on risque de perdre par radiation ce qu'on peut

économiser au démoulage et réciproquement. Il faut en tout cas éviter de démouler dans de l'eau trop chaude.

La perte au démoulage peut être taxée de 3 à 5 %, pour des mouleaux de 25 kilogrammes, de 5 à 7 % pour des mouleaux de 12 kilogrammes.

Pour la fabrication de *la glace en blocs* de grandes dimensions, fort peu répandue en Europe, on place dans le bac des éléments réfrigérants de même dimension que les blocs que l'on veut produire. Ce sont des caissons plats à l'intérieur desquels se trouvent des serpentins du réfrigérant parcourus par l'eau salée (système Smith) ou simplement les serpentins eux-mêmes (système Pusey). Dans les deux cas, pour retirer les blocs de glace, on les scie à la main ou à la machine ; il arrive aussi qu'on les décolle par fusion de leur face adhérente, fusion qu'on provoque en faisant communiquer les caissons avec le condenseur de la machine frigorifique (1).

La fabrication de la glace en grands blocs de 12 à 15 centimètres d'épaisseur nécessite une durée de congélation considérable, la surface frigorifère étant minime en proportion du poids des blocs à produire ; pour diminuer la durée de congélation, on abaisse la température au réfrigérant, jusqu'à -15° et -20° , ce qui entraîne une augmentation notable de travail.

Les dimensions des bacs à glace étant considérables, les déperditions par rayonnement sont élevées ; par contre, les pertes au décollement et à l'enlèvement des blocs sont minimes.

Le tableau XXII donne un aperçu de la consomma-

(1) Voir, sur cette fabrication des blocs, le travail de GUTERMUTH : *Amerikanische Eiswerke, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1894.

tion du froid pour la fabrication des deux espèces de glace.

TABLEAU XXII

| Forme des blocs de glace | Mouleaux | | Blocs plats |
|--|----------|--------|-------------|
| | | | |
| Poids des blocs en kilogrammes | 12,5 | 25 | 2000 à 2500 |
| Poids des moules et cadres pour 1000 kilogrammes de glace environ en kilogrammes | 920 | 720 | — |
| Froid nécessaire au refroidissement et à la congélation de l'eau en frigories | 98000 | 98000 | 98000 |
| Froid nécessaire pour compenser les pertes par fusion en frigories | 41760 | 7840 | 2000 |
| Refroidissement des moules et cadres en frigories | 2650 | 2070 | — |
| Déperdition par rayonnement (1), 5,75 et 15 % en frigories | 4900 | 7350 | 15000 |
| Froid total nécessaire à la production de 1000 kilogrammes de glace en frigories | 147910 | 145260 | 145000 |

La forme sous laquelle la glace est produite n'influe donc que fort peu sur la quantité de froid consommée, de sorte qu'on peut admettre, pour de grandes installations, une consommation de 120 frigories en chiffre rond par kilogramme de glace et, pour des installations plus petites, 130 frigories, à cause des déperditions relativement plus considérables.

En admettant une production moyenne de 4000 frigories par cheval indiqué au compresseur, et 2500 frigories y compris le travail des pompes et des agitateurs, par cheval effectivement consommé, on aura une production de 31 à 33 kilogrammes de glace par cheval indiqué au compresseur ou de 19 à 21 kilogrammes par cheval effectif.

(1) On ne possède à ce sujet pour ainsi dire aucune donnée ; cette quantité est du reste soumise pour une même installation à des variations considérables (GUTERMUTH et SALOMON, *Versuche an einer Pictetschen Eismaschinenanlage Z. d. Ver. d. Ing.*, 1889). La valeur de 10 %, indiquée pour la glace en blocs plats, n'est qu'une simple estimation et il n'est pas douteux qu'en raison des dimensions considérables des appareils elle soit souvent dépassée.

On détermine le travail nécessaire à l'extraction de la glace en tenant compte de ce que les moules doivent être soulevés à 1,5 mètre environ, une première fois hors du bac à glace, et ensuite hors du bac à eau chaude où on les fait dégeler. Si l'on compte 900 kilogrammes de moules et cadres pour 1 000 kilogrammes de glace, le travail consommé par l'extraction sera de $2 \times 1,5 \times 1900 = 5700$ kilogrammètres, valeur qui est certainement doublée, = 11 400 kilogrammètres, par l'emploi des mouffles. Il faut y ajouter encore le travail nécessaire au déplacement des châssis, de la grue roulante et du couvercle du générateur, ainsi qu'à l'actionnement des appareils de remplissage et de renversement des moules pour l'extraction de la glace ; on peut estimer ces différents travaux accessoires à 1 000 kilogrammètres, ce qui porte le travail manuel à fournir à l'heure à 12 400 kilogrammètres, travail moyen d'un ouvrier vigoureux, qui aurait donc suffisamment à faire à desservir une installation de 1 000 kilogrammes à l'heure.

Si cet ouvrier doit en outre faire le service de la machine à glace, il est nécessaire, pour que tout le travail soit bien effectué, que la grue roulante et le treuil soient mus mécaniquement.

42. Bacs à glace pour petites installations. — Il est nécessaire, sur les bateaux, que les bacs soient installés de façon que ni le bain salé ni l'eau des mouleaux ne soient mélangés ni projetés au dehors par le roulis. La société Linde a construit avec succès plusieurs installations sur le type reproduit par les figures 218 et 219.

Un compartiment spécial est réservé aux mouleaux ; ces derniers ne baignent pas dans l'eau salée, mais sont placés dans des caissons en tôle épousant exacte-

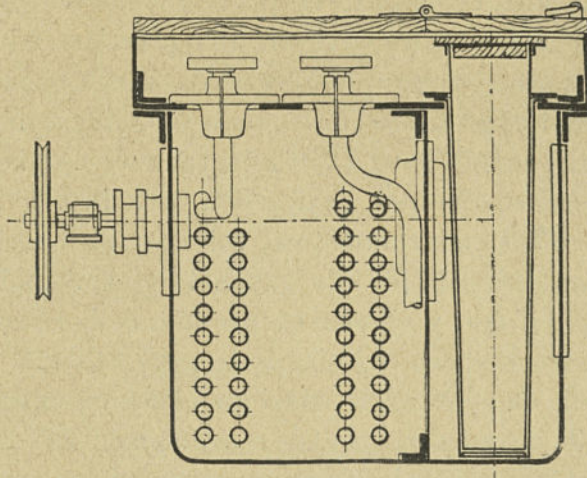


Fig. 218.

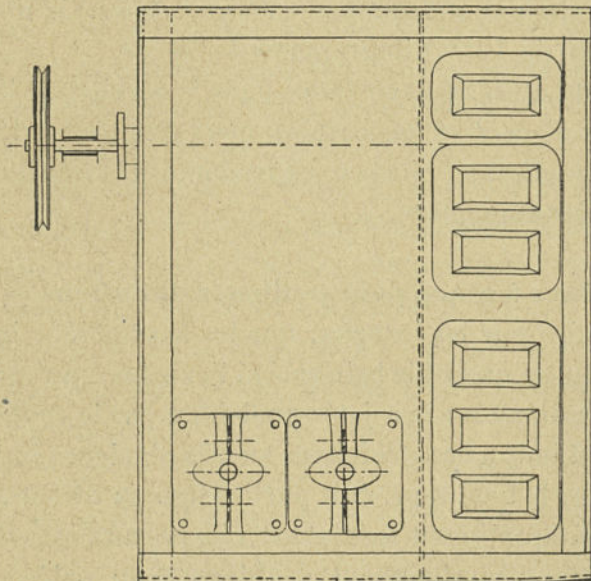


Fig. 219.

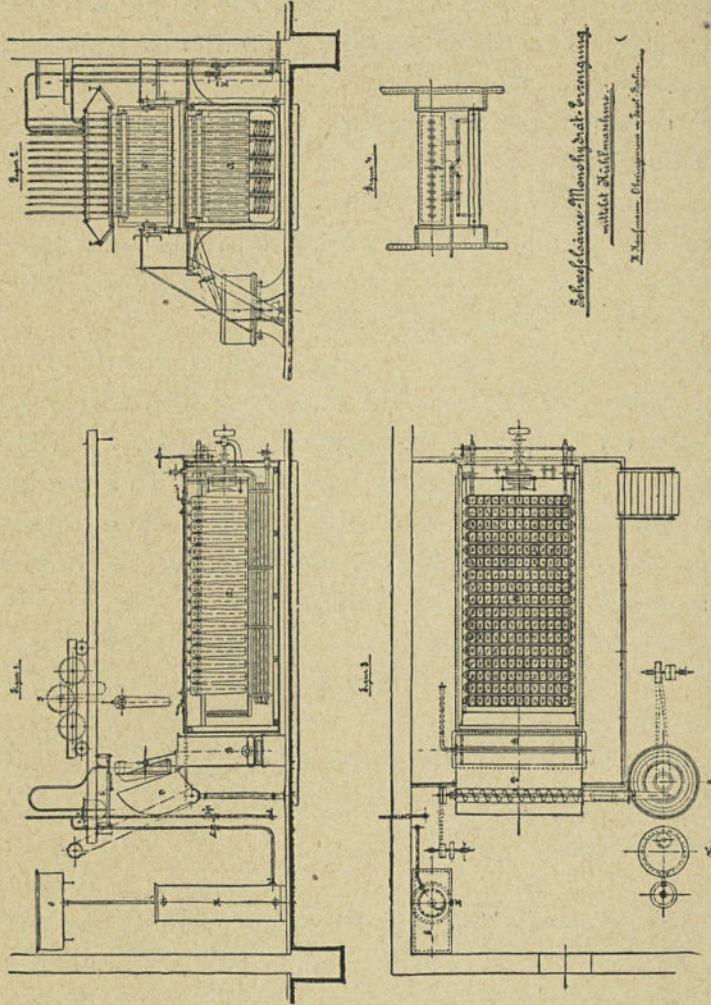
ment leur forme, adaptés par un joint étanche au bac lui-même et baignés par l'eau salée dont la circulation est assurée par une hélice. Le bac lui-même est à couvercle étanche; les mouleaux sont fermés par des couvercles en bois sur lesquels appuient des panneaux fermant leur compartiment.

Comme *machine à main* on peut mentionner celle de A. Freundlich à Düsseldorf (fig. 184). Le serpentin du réfrigérant est à la base de la machine et refroidit le bain salé; le moule est au centre. La machine, actionnée par un ou deux hommes, produit de 3 à 5 kilogrammes de glace à l'heure.

Avant de provoquer la congélation du mouleau, il faut naturellement refroidir le bain, c'est-à-dire faire un travail préparatoire. La machine de R. Stetefeld (fig. 183) obvie à cet inconvénient : le mouleau est placé dans un caisson où le fluide réfrigérant se détend directement. La congélation achevée, on fait passer dans le caisson du fluide liquéfié, à la tension du condenseur, qui se refroidit tout en décollant le mouleau. Celui-ci tombe par un orifice placé à la partie inférieure de la machine.

Cette machine a produit en trois heures, avec des périodes de congélation de 40 minutes, 5 à 8 kilogrammes de glace.

43. Autres applications diverses. — Dans ces dernières années, le froid artificiel a trouvé de nouvelles applications dans l'industrie chimique pour la cristallisation de sels dans des solutions ou des eaux-mères. On a constaté que ce procédé est plus simple et plus économique que l'emploi des machines à frapper à main, en usage dans l'économie ménagère, où



Schiffbauerei-Maschinen-Verwaltung
 mitteleuropäische Maschinenfabrik
 Maschinen-Abteilung in Wien, Oesterreich

Fig. 20.

les déperditions de froid sont considérables. C'est ainsi que, dans l'industrie du lignite en Saxe, les bacs à glace ordinaires avec mouleaux cylindriques ont donné d'excellents résultats pour la précipitation de la paraffine dans les huiles dites de graissage ; la masse congelée est comprimée ensuite pour la débarrasser de tout liquide.

Le professeur Lunge, à Zurich, a pris un brevet pour un procédé analogue, destiné à la précipitation à -20° de cristaux d'acide sulfurique monohydraté de la solution d'acide concentrée. Les cristaux obtenus sont débarrassés, au moyen d'uneessoreuse, des restes d'acide.

Il faut également mentionner ici le procédé de Walfard, appliqué par la société Linde à la fabrication des vins mousseux, pour diminuer la perte par dégorgement ; une fois le dépôt formé sur le bouchon, les bouteilles sont immergées la tête en bas, dans un bain réfrigérant à -20° (glycérine ou alcool) ; par congélation du vin, il se forme sur le bouchon un petit glaçon qui contient le dépôt.

La figure 220 représente un appareil basé sur le brevet du professeur Lunge (1) ; il est construit exactement comme un bac à glace ordinaire. Seul l'appareil à basculer les châssis a une construction spéciale : le contenu des moules tombe dans une rigole en tôle avec vis sans fin qui entraîne les cristaux, tandis que le liquide s'écoule à part.

(1) On trouvera la description complète de cette installation, relatée par le constructeur W. Kaufmann lui-même dans *Zeitsch. f. d. ges. Kälte-Industrie*, 1901, p. 2.

CHAPITRE IX

REFROIDISSEMENT DE L'AIR

44. Lois du refroidissement de l'air. — On a recours au refroidissement de l'air pour empêcher ou retarder la décomposition des aliments, qui se produit très rapidement à une température normale. Deux conditions essentielles favorisent cette décomposition : l'accès de l'air, entre certaines limites de température, et la présence d'humidité constituant les éléments les plus favorables au développement des microorganismes de la putréfaction (1); ces derniers sont sinon tués, du moins atteints dans leurs facultés de reproduction par un abaissement suffisant de la température. Pour les liquides, on effectue le refroidissement directement tandis que, pour les solides, on opère indirectement, par refroidissement de l'air ambiant; il est important, pour empêcher l'action microbienne, de provoquer en même temps une absorption plus ou moins complète de l'humidité.

On cherche donc, dans les installations frigorifiques des abattoirs ou des halles, à abaisser, en même temps que la température, le degré d'humidité relatif de l'air;

(1) De nombreux essais d'Ostermann et Reissmann ont prouvé que même les parasites de la viande, comme les vers, sont tués par un séjour prolongé dans une glacière. *Zeitsch. f. Fleisch-und Milchhygiene*, avril 1897.

cela n'est possible que si l'air entre en contact avec des surfaces dans le voisinage desquelles la vapeur d'eau a, pour une même température, une tension inférieure à la tension de saturation dans l'air. L'emploi d'eau froide, même si l'on pouvait la refroidir constamment à une température inférieure à 0° , est insuffisant puisque la tension de vapeur qui règne à la surface correspond toujours à la température de l'eau; par contre, il semble facile, au premier abord, de débarrasser l'air d'un excès d'humidité en le refroidissant sensiblement plus qu'il ne serait nécessaire, et en le réchauffant après avoir écarté les produits de condensation. Ce procédé n'est pas applicable : il est à peine admissible, en effet, qu'on puisse réchauffer l'air sans augmenter de nouveau sa teneur en eau, les surfaces chaudes avec lesquelles il doit entrer en contact n'étant jamais absolument sèches; ce refroidissement supplémentaire représente, en outre, une augmentation importante du travail de la machine frigorifique. On en est donc réduit à refroidir l'air au contact de surfaces où la tension de vapeur est inférieure à la tension de saturation.

Ces surfaces sont de deux genres : elles sont fournies, soit par de la glace sèche, soit par des solutions salées difficilement congelables. Le phénomène est toujours déterminé par la différence de tension des vapeurs dans l'air et à la surface du corps réfrigérant. Cette différence est toujours très faible, à basse température, mais néanmoins suffisante pour produire l'effet voulu si le courant d'air est violent et la surface de contact assez grande. J. Juhlin (Acad. des sciences suédoises, 1892, Supplément) a publié les résultats suivants au sujet des tensions (en millimètres de mer-

cure) de vapeur, à la surface de l'eau et de la glace, pour des températures identiques.

| Températures | Sur l'eau | Sur la glace | Différence |
|--------------|-----------|--------------|------------|
| | m/m | m/m | m/m |
| — 13° | 1,744 | 1,532 | 0,212 |
| — 10° | 2,197 | 1,999 | 0,198 |
| — 5° | 3,203 | 3,068 | 0,135 |
| 0° | 4,618 | 4,602 | 0,016 |

Pour les solutions salines, on peut déterminer ces différences de tension à l'aide des poids moléculaires, et on trouve les différences suivantes entre l'eau et les solutions saturées (1) :

| Températures | Chlorure de calcium | Chlorure de sodium | Chlorure de magnésium |
|--------------|---------------------|--------------------|-----------------------|
| | m/m | m/m | m/m |
| — 10° | 1,142 | 0,206 | 0,209 |
| — 5° | 0,334 | 0,457 | 0,447 |

On peut se convaincre qu'on réalisera en moyenne des différences de tension plus considérables en employant des solutions salées, même diluées, qu'en se servant de glace, dont l'action desséchante est plus faible. Les solutions salées s'affaiblissent peu à peu par l'absorption de l'eau condensée, aussi faut-il, pour les renforcer de temps en temps, en soutirer une certaine quantité et ajouter du sel ; c'est plus simple et moins coûteux que de concentrer le liquide par évaporation (2). Le liquide salé est maintenu constamment à la même température par le réfrigérant d'une machine frigorifique, ou, en tout cas, ramené à intervalles réguliers,

(1) Tables de Landolt et Börnstein (Berlin, 1894).

(2) Si l'on a recours à l'évaporation, il faudra toujours intercaler un refroidisseur entre le bouilleur et le bac réfrigérant pour réduire à leur minimum les déperditions de froid inévitables.

par un passage à travers ce dernier, à une température suffisamment basse.

La glace sèche est celle qui se forme à la surface des tuyaux dans lesquels circule soit le corps intermédiaire lui-même, soit l'eau glacée ; l'humidité de l'air qui entre en contact avec ces surfaces s'y condense également sous forme de glace et fixe ainsi la plus grande partie des microbes qui se trouvent dans l'air.

Lorsque l'air est séché à la surface de liquides glacés, il se produit uniquement une liquéfaction de la vapeur d'eau, sans congélation, de sorte que la quantité de chaleur absorbée dans ce cas est diminuée de la chaleur de fusion. Comme ce procédé permet en outre un contact très parfait de l'air avec les surfaces réfrigérantes, dont on peut augmenter à volonté les dimensions, il est plus économique que l'autre, lorsqu'il n'est pas possible de récupérer la chaleur de fusion de la glace qui s'est formée sur les tuyaux.

On a en tous cas renoncé à dessécher l'air au contact de la glace humide (naturelle), comme cela se pratiquait exclusivement avant l'introduction des machines frigorifiques (1). On ne peut, en effet provoquer un refroidissement de l'air, ou une condensation de son humidité, que par la fusion d'un certain poids de glace, de sorte que la surface de cette dernière est toujours humide, et qu'il est impossible de maintenir la différence indispensable entre les tensions de vapeur ; l'écoulement, même rapide, de l'eau provenant de la fusion de la glace ne modifie pas ces conditions défavorables, car la glace est toujours humide, lorsqu'elle

(1) Ce procédé est applicable lorsque la température du local à refroidir est considérablement supérieure à zéro.

n'est pas soumise à un refroidissement direct (ce dernier cas se présente pour la glace qui se forme à la surface de la tuyauterie).

Il est facile de déterminer le nombre de frigories nécessaires au refroidissement et au dessèchement simultanés de l'air, si l'on connaît les températures initiale et finale de ce dernier et son degré d'humidité. Le nombre cherché s'obtient en multipliant la différence entre les températures initiale et finale par la chaleur spécifique 0,2377, à pression constante. Lorsque la quantité d'air est indiquée en mètres cubes, comme c'est le plus souvent le cas, on multiplie la différence des températures par $0,2377 \times 1,293 = 0,31$, un mètre cube d'air pesant à 0° et à la pression atmosphérique 1,293 kilogrammes.

Il faudrait par exemple, pour refroidir 1 000 mètres cubes, de + 2° à - 3° : $1\ 000 \times 5 \times 0,31 = 1\ 550$ frigories.

Le tableau ci-dessous donne, pour différentes températures, la quantité de vapeur d'eau que contient 1 mètre cube d'air saturé, et permet de calculer le nombre de frigories nécessaires au dessèchement.

TABLEAU XXIII

| Température | Quantité de vapeur en gr. par m ³ | Température | Quantité de vapeur en gr. par m ³ | Température | Quantité de vapeur en gr. par m ³ |
|-------------|--|-------------|--|-------------|--|
| - 20 | 1,13 | - 4 | 3,70 | + 4 | 6,36 |
| - 15 | 1,66 | - 3 | 3,96 | + 5 | 6,79 |
| - 10 | 2,40 | - 2 | 4,25 | + 6 | 7,25 |
| - 9 | 2,59 | - 1 | 4,52 | + 7 | 7,73 |
| - 8 | 2,78 | 0 | 4,87 | + 8 | 8,24 |
| - 7 | 2,99 | + 1 | 5,21 | + 9 | 8,73 |
| - 6 | 3,21 | + 2 | 5,57 | + 10 | 9,36 |
| - 5 | 3,45 | + 3 | 5,95 | | |

On peut admettre que, dans les limites de ce tableau, la condensation d'un gramme d'eau produit 0,61 calorie; on calculera donc la quantité de chaleur produite par la condensation de l'humidité contenue dans une certaine quantité d'air, en multipliant les poids de vapeur d'eau contenus aux températures initiale et finale dans 1 mètre cube d'air saturé, par le degré hygrométrique correspondant de l'air, puis la différence de ces deux valeurs par 0,61, et enfin le produit par le nombre de mètres cubes à traiter (1).

Soient par exemple 1 000 mètres cubes d'air saturé à 90 % à + 2° et qui doivent être amenés à - 3°; l'opération faite, l'air sera saturé à - 3°, et en outre il se sera produit une dessiccation, puisqu'une partie de l'eau se sera condensée. Le tableau précédent donne 5^{sr},57 et 3^{sr},96, comme poids de vapeur d'eau par mètre cube d'air saturé aux températures de + 2° et de - 3°; par suite, la condensation de vapeur d'eau en excès nécessitera l'absorption de :

$$1000 \times 0,61 \times (5,57 \times 0,9 - 3,96) = 640 \text{ calories}$$

qui viendront s'ajouter au 1 550 calories exigées pour le refroidissement de l'air supposé sec de + 2 à - 3°. Cet exemple montre l'importance de la dessiccation de l'air, et l'apport de chaleur répondant à la condensation de l'eau en excès doit être pris en sérieuse considération dans le calcul des installations frigorifiques.

Le seul appareil exact pour la détermination de l'humidité de l'air est le *psychromètre*. Il se compose de deux thermomètres indiquant les $\frac{1}{10}$ de degré, la

(1) Cette méthode n'est qu'approximative, mais elle donne des résultats suffisamment exacts, dans les limites des températures que l'on rencontre pour les installations frigorifiques; elle est en tous cas très simple.

boule de l'un d'eux étant enveloppée d'un tissu toujours humide. L'évaporation qui se produit sur cette boule sera d'autant plus intense que l'air sera plus sec et, comme elle est accompagnée d'une absorption de chaleur, ce thermomètre indiquera une température inférieure à celle du thermomètre sec et d'autant plus basse que l'air sera moins humide. Cette *différence psychrométrique* donne une mesure très exacte de l'humidité relative de l'air et a permis d'établir des tables très complètes (1).

Le tableau suivant embrasse les températures qui rentrent dans le cadre de cette étude, pour une pression barométrique de 755 millimètres.

TABLEAU XXIV

| Température en centigrades | Différence psychrométrique en centigrades | | | |
|----------------------------------|---|------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| — 10 | 0,67 | — | — | — |
| — 9 | 0,69 | — | — | — |
| — 8 | 0,71 | 0,42 | — | — |
| — 7 | 0,73 | 0,46 | — | — |
| — 6 | 0,74 | 0,49 | — | — |
| — 5 | 0,76 | 0,52 | — | — |
| — 4 | 0,77 | 0,55 | — | — |
| — 3 | 0,78 | 0,57 | 0,36 | — |
| — 2 | 0,80 | 0,60 | 0,40 | — |
| — 1 | 0,80 | 0,61 | 0,43 | — |
| 0 | 0,81 | 0,63 | 0,45 | 0,28 |
| + 1 | 0,81 | 0,65 | 0,48 | 0,32 |
| + 2 | 0,82 | 0,65 | 0,50 | 0,35 |
| + 3 | 0,83 | 0,66 | 0,51 | 0,37 |
| + 4 | 0,84 | 0,67 | 0,52 | 0,39 |
| + 5 | 0,84 | 0,69 | 0,54 | 0,39 |
| + 6 | 0,85 | 0,70 | 0,56 | 0,42 |
| + 7 | 0,85 | 0,71 | 0,57 | 0,44 |
| + 8 | 0,86 | 0,72 | 0,59 | 0,46 |
| + 9 | 0,87 | 0,73 | 0,61 | 0,48 |
| + 10 | 0,87 | 0,74 | 0,62 | 0,50 |

(1) Tables psychrométriques de Jelink, 1903.

Si par exemple le thermomètre sec marque $+ 3^{\circ}$, le thermomètre humide $+ 1^{\circ}$, la différence psychrométrique est de 2° , et le tableau indique l'humidité correspondante $= 0,66$. Un mètre cube d'air à $+ 3^{\circ}$ contenant, d'après le tableau XXIII, $5^{\text{sr}},95$ d'eau lorsqu'il est saturé, il ne contiendra pour un degré d'humidité de $0,66$ que $0,66 \times 5^{\text{sr}},95 = 3^{\text{sr}},93$ d'eau et sera donc susceptible d'absorber encore

$$5,95 - 3,93 = 2^{\text{sr}},02 \text{ d'eau.}$$

Les hygromètres à cheveu si répandus sont fort peu exacts et doivent dans tous les cas être contrôlés et réglés avant chaque mesure. Le psychromètre leur est infiniment supérieur.

45. Classification des différents systèmes de refroidissement.

On peut fixer les groupes suivants :

Refroidissement par circulation naturelle d'air. — L'air refroidi descend par son propre poids, s'échauffe au contact des matières à refroidir et remonte vers la source de froid par suite de sa diminution de densité ; il faut que la source de froid soit placée au-dessus des objets à refroidir.

Refroidissement par circulation d'air artificielle. — La circulation de l'air entre la source de froid et la cave ou la chambre-glacière est entretenue par un ventilateur ; cela permet de choisir plus librement l'emplacement de la source de froid, indépendante de la glacière.

On emploie dans les deux cas des appareils construits d'après deux principes différents : les *appareils à détente directe*, où l'air se refroidit au contact des serpents mêmes du réfrigérant ; les *appareils à détente*

indirecte, où le refroidissement a lieu par l'intermédiaire d'une solution salée refroidie au réfrigérant. Il faut distinguer ici une sous-division :

Appareils où l'air, chassé par le ventilateur, se refroidit au contact d'une solution incongelable.

46. Refroidissement par circulation naturelle. — Cette catégorie comprend presque toutes les installations frigorifiques avec glacière adjacente ou réservoir de glace superposé. La glacière devra nécessairement être plus haute que le local à refroidir, le réservoir à glace sera toujours fixé au plafond du local.

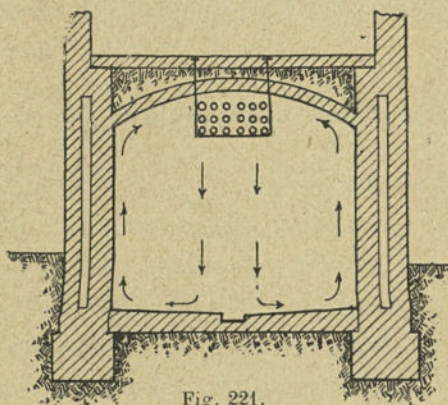


Fig. 221.

Pour l'emploi du froid artificiel, la meilleure disposition des batteries réfrigérantes est donnée par la figure 221, la disposition figure 222 est moins avantageuse et n'est appliquée que lorsque les matières à refroidir

doivent être placées tout près des murs extérieurs. Il est indispensable, dans une bonne réfrigération, qu'il reste toujours un espace entre les matières et le mur, pour permettre une parfaite circulation de l'air.

La construction d'une chambre froide superposée n'a de raison d'être que si la place fait défaut pour mettre les batteries dans le local même.

Dans la disposition de la figure 222, la consommation de froid est plus grande à cause de la perte par rayonnement direct dans les murs extérieurs et le sol; la cir-

culation d'air est plus active dans la disposition de la figure 221 ; par contre, les denrées placées près des murs et du sol sont refroidies d'une façon plus intense lorsque les batteries sont placées latéralement ; le haut du local toutefois est peu refroidi, ce qui empêche d'utiliser la partie supérieure de celui-ci.

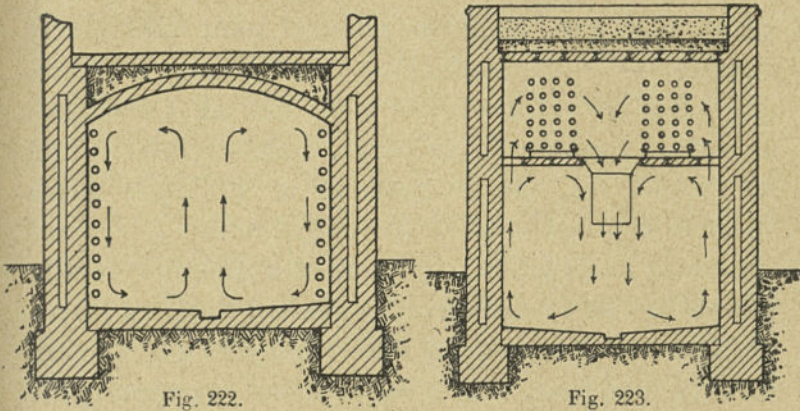


Fig. 222.

Fig. 223.

Construction des batteries (1). — Dans les petites installations, on emploie quelquefois des serpentins, sinon, comme dans toutes les grandes installations, des faisceaux de tubes droits, avec raccords coudés. Pour la circulation de l'incongelable, on utilise en [général des tubes étirés, lisses, colletés, avec brides folles, de 3,4 et même 2 mètres de longueur ; diamètre intérieur 50 millimètres, paroi 3 millimètres ; on les espace de 130 à 150 millimètres. On emploie aussi des tubes à ailettes de 75 millimètres de diamètre intérieur, ayant au mètre courant 38 ailettes de chacune] 190 millimètres de diamètre, en longueur de 2, $1\frac{1}{2}$ et 1 mètre.

(1) V. Z. f. d. g. K.-I., 1907, p. 1, et 1908, p. 81.

Leur surface réfrigérante est d'environ $1^{\text{m}^2},5$ par mètre courant; on les espace de 240 ou 270 à 300 millimètres; on trouve dans le commerce des tubes en acier, à ailettes en fonte, jusqu'à 4 mètres de longueur.

Pour les batteries à détente directe, on utilise généralement des tubes étirés de même diamètre et de même épaisseur que ceux des réfrigérants (voir tableau figure 117), aussi longs que possible, pour diminuer le nombre des raccords; les joints sont identiques à ceux des réfrigérants. On emploie aussi des tubes à ailettes de 4,3 et 2 mètres de longueur, diamètre intérieur de 40 millimètres, surface radiante de $1^{\text{m}^2},7$ par mètre courant, espacés de 250 à 300 millimètres.

Comme la radiation par les ailettes diminue vers la périphérie, on a constaté qu'en général 2 mètres carrés de tubes à ailettes produisent le même effet que 1 mètre carré de tube lisse. Cela n'est toutefois exact que pour une différence entre l'incongelable et l'air de 7° C. environ; dans ces conditions 1 mètre de tube à ailettes de 190 millimètres et de 75 millimètres de diamètre intérieur équivaldrait à 5 mètres de tube lisse de 50 millimètres de diamètre intérieur. Les tubes lisses occupent à surface égale environ $2\frac{1}{2}$ fois plus de place et contiennent 2,2 fois plus d'incongelable que les tubes à ailettes.

47. Effet utile du refroidissement par circulation d'air naturelle (1). — Des essais pratiques ont montré que les tubes lisses transmettent, pour les différences de

(1) V. *Zeitsch. f. d. ges. K.-I.*, 1907, p. 1, et 1908, p. 81.

température entre air et incongelable ci-dessous, les quantités de froid suivantes :

| | | | | |
|---------------------------|----|----|----|--------------------------------|
| Différence | 3° | 5° | 7° | 9° C. |
| En chiffre rond | 45 | 30 | 70 | 110 frigories par mètre carré. |

Les tubes à ailettes ont un effet utile de moitié.

Dans les batteries à détente directe, le rendement est augmenté de 30 à 50 %, si l'aspiration laisse encore du liquide à la sortie du réfrigérant; si l'on aspire par contre des vapeurs surchauffées, le rendement diminuera dans les mêmes proportions.

Dans des caves-glacières moyennement humides, on peut, avec des batteries de tubes lisses fonctionnant presque constamment, maintenir le pourcentage d'humidité ci-dessous, pour les différences de températures (air et incongelable) suivantes :

| | | | | |
|----------------------|----|----|----|------|
| Différence | 3° | 5° | 7° | 9° |
| Environ | 90 | 85 | 80 | 75 % |

Avec les tubes à ailettes, il faut abaisser la température de l'incongelable de 1 à 2°, pour obtenir le même résultat.

Chaque denrée demande, pour sa parfaite conservation, un certain optimum de température et d'humidité dans l'air. La nature des denrées et le choix du système de réfrigération déterminent la température du véhicule de froid (fluide ou incongelable), et cette dernière, concurremment avec la quantité de froid nécessaire, permet de calculer la superficie des batteries.

Gouttières. — L'humidité de l'air se condense en eau ou en givre sur les batteries, selon la température de l'incongelable; pendant les arrêts, dès que la température tombe jusqu'à zéro dans les batteries, la glace ainsi formée fond; l'eau qui dégoutte doit être recueillie

dans des gouttières en bois garnies de tôle à l'intérieur, juste assez larges pour recevoir l'eau sans gêner la circulation de l'air ; des gouttières seulement en bois, qui pourriraient et se couvriraient de moisissure, ne sont pas utilisables. La largeur qu'on donne aux gouttières est de 1,2 fois le diamètre des tubes lisses et 0,7 fois celui des tubes à ailettes ; on doit leur donner aussi une pente suffisante, ce dont il faut tenir compte pour le calcul de la hauteur disponible des locaux.

48. Dégel des batteries (1).— Le givre, en s'accumulant en glace sur les batteries, diminue peu à peu l'effet frigorifique ; c'est pourquoi il faut dégager de temps en temps les tubes. Dans les locaux où la température reste supérieure à zéro, il suffit d'arrêter pendant le temps voulu la circulation dans l'une ou l'autre des batteries alternativement.

Cela n'est pas possible, quand la température du local doit rester inférieure à 0° ; il faut alors, soit enlever la glace à la main, ce qui est souvent compliqué, par exemple lorsque les batteries traversent des cellules fermées, soit provoquer un dégel partiel, en faisant passer de l'incongelable chaud dans une partie des tubes, pendant qu'on continue à refroidir les autres. La couche de glace se décolle à l'intérieur et tombe dans les gouttières, mais aussi sur le sol et sur les denrées si l'on n'a pas pris soin de placer un dispositif provisoire pour la recueillir. C'est d'autant plus nécessaire, qu'il faut absolument empêcher l'eau de condensation de tomber des batteries sur les denrées. L'absence de

(1) Nous avons préféré cette traduction littérale mais barbare de l'allemand à une longue périphrase (*Trad.*).

tout dispositif permettant de dégeler facilement et proprement les batteries est le défaut commun de presque toutes les installations, défaut grave puisqu'il nécessite un abaissement considérable de température au réfrigérant.

L'augmentation des frais de première installation serait bien vite récupérée : d'une part, le nombre ou l'importance des batteries peut être réduit, d'autre part, leur effet utile devient beaucoup plus grand lorsqu'on les débarrasse fréquemment de leur enveloppe de glace.

49. Répartition du froid. — Les différences de température dans un même local ne doivent pas excéder $\frac{1}{2}$ à 1° . On y arrive par une répartition rationnelle des batteries, en les disposant de manière qu'elles activent la circulation naturelle de l'air, et en les groupant au besoin par séries parallèles de même longueur. Cette dernière disposition n'est bonne qu'avec une circulation d'incongelable ; pour la détente directe, on se heurte à la difficulté de répartir uniformément sur les différents groupes une quantité de liquide relativement très faible.

Le groupement présente le grand avantage qu'on peut mettre en service, selon les besoins, partie seulement ou totalité de l'installation, chaque batterie ayant un robinet de commande. Faute de cette faculté, il peut arriver, par suite de la trop grande surface réfrigérante, que le degré d'humidité reste trop élevé tandis que la température tombe trop bas (1), parce qu'on

(1) V. *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1908, p. 81.

n'est pas en mesure de maintenir la différence de température normale.

La longueur des batteries de tubes lisses ne doit pas dépasser 200 mètres, celle des batteries de tubes à ailettes, pour incongelable, 40 mètres.

Une répartition satisfaisante du froid dans plusieurs locaux repose sur les facteurs suivants :

On calculera exactement la quantité de froid nécessaire à chaque local, la surface utile et la longueur de chaque batterie.

On veillera attentivement à bien placer les robinets de commande de chaque groupe et on fixera la disposition *raisonnée* des batteries en parallèles ou en série.

On empêchera la formation de bourrelets d'air en plaçant partout où il sera nécessaire des robinets de purge d'air.

Enfin on montera, s'il y a lieu, un dispositif pratique pour faire dégeler les tuyauteries.

C'est une erreur de régler l'effet frigorifique en ouvrant plus ou moins les robinets de commande des batteries ; cela augmente considérablement les résistances et par conséquent le travail des groupes. On ne doit se servir des robinets que s'il s'agit d'arriver à un réglage très exact et encore ne peut-on le faire qu'avec les robinets ouverts et très peu de jeu.

50. Refroidissement par circulation d'air artificielle. — L'appareil réfrigérant est placé le plus souvent dans un local spécial à parois bien isolées. La constance de température est réalisée, dans le ou les locaux à refroidir, par l'aspiration et le refoulement uniformes de l'air dans des canaux en bois (fig. 224 à 226) bien imprégnés de sulfate de fer ; on ne peut pas em-

ployer de tuyaux de tôle, desquels l'eau de condensation dégoutterait. Chaque canal principal est pourvu d'un registre également en bois, pour un premier réglage grossier; les canaux de distribution sont pourvus de bouches, munies également de registres pour le réglage plus exact du débit d'air froid.

Lors de la mise en marche d'une installation, on place les registres de façon à obtenir à toutes les bouches à peu près le même courant d'air, qu'on mesure à l'anémomètre; on fixe alors tous les registres dans cette position au moyen d'une vis.

Les figures 227 et 228 reproduisent la disposition de ces canaux dans l'avant-cave et dans la cave-glacière d'un abattoir.

Vitesse de l'air. — Elle ne doit pas dépasser 4 mètres par seconde dans les canaux d'aspiration, 5 mètres par

seconde dans ceux de refoulement et $\frac{1}{2}$ mètre par seconde à l'entrée et à la sortie des bouches d'aspiration et de refoulement. Il est important que les canaux soient aussi rectilignes que possible, sans angles trop accusés, pour diminuer le plus possible les résis-

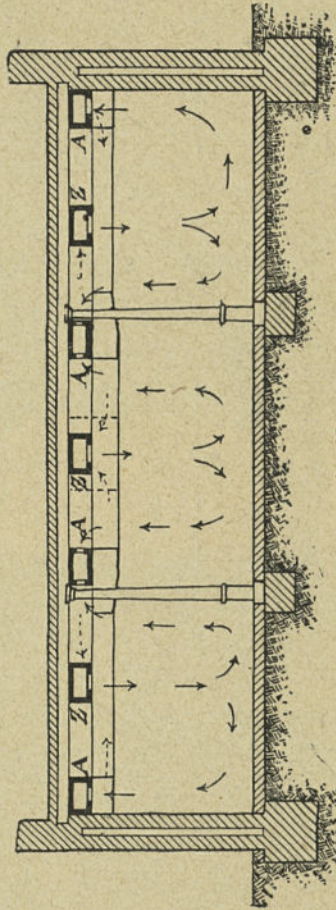


Fig. 224.

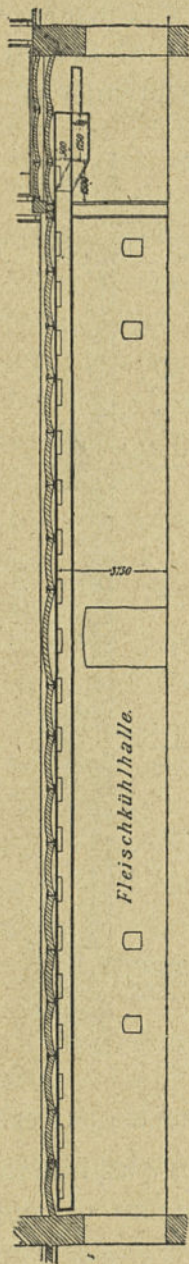


Fig. 225.

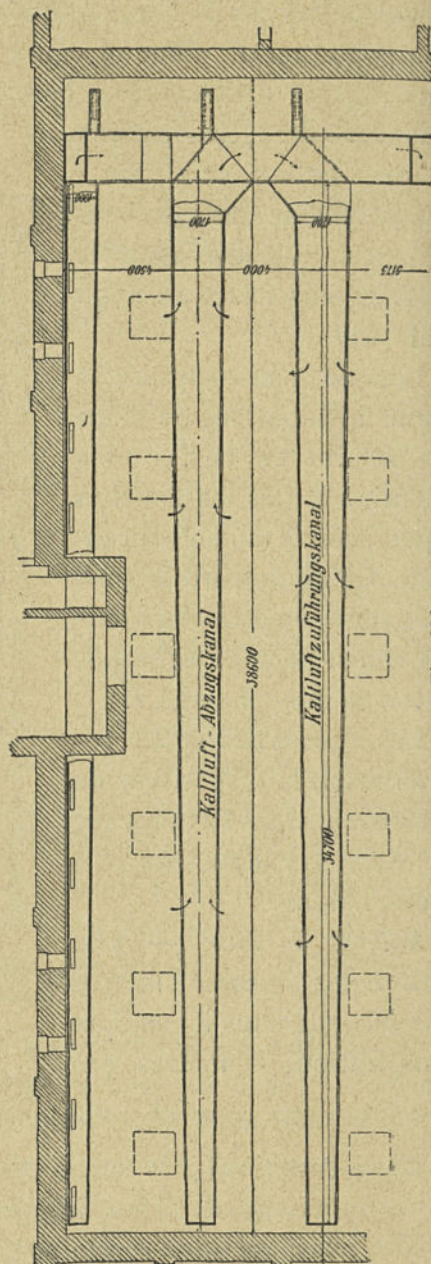


Fig. 226.

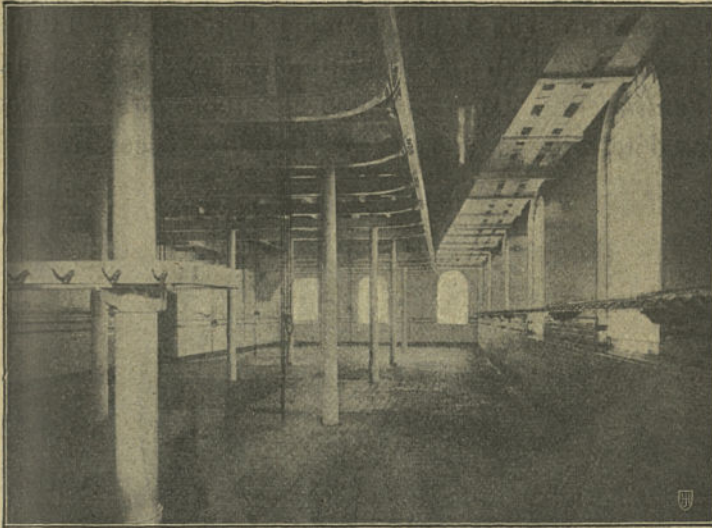


Fig. 227.

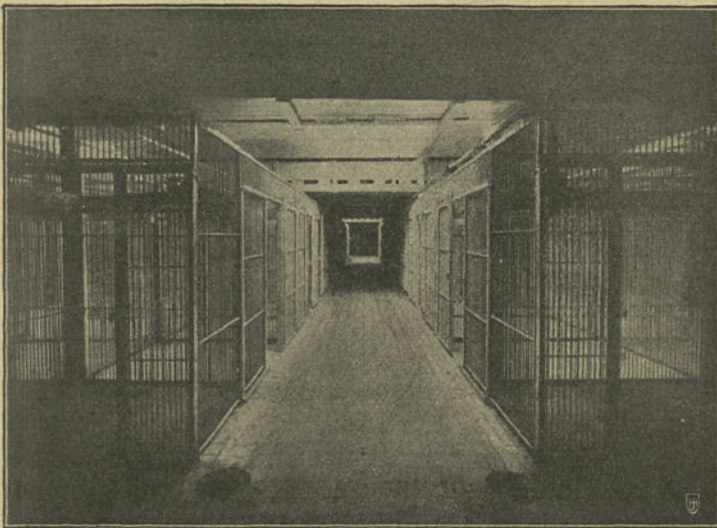


Fig. 228.

lances (v. page suivante). La résistance dans les canaux est d'environ 5 millimètres de colonne d'eau dans les petites installations, 20 millimètres dans les grandes.

Ventilateurs. La résistance à vaincre dans les canaux détermine le type des ventilateurs nécessaires.

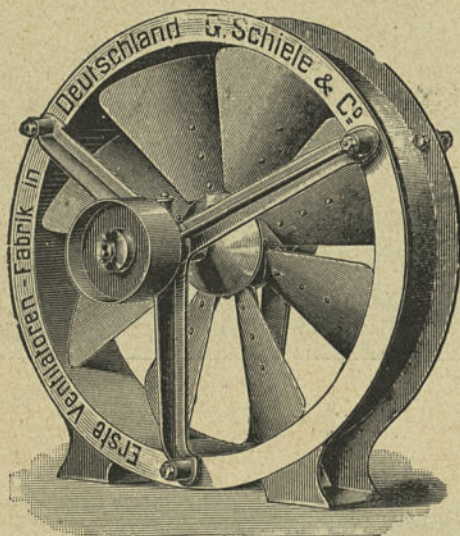


Fig. 229.

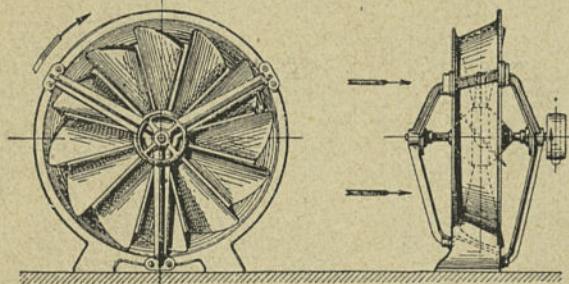


Fig. 230.

Les ventilateurs ordinaires (fig. 229) ne donnent qu'une pression de 3 millimètres de colonne d'eau ; leur effet utile est faible ; la construction (fig. 230) (de G.Schiele, à Bockenheim) avec couronne tronç-conique,

donne une pression allant jusqu'à 15 millimètres, avec un bon rendement.

En cas de grandes résistances, on emploiera des ventilateurs centrifuges (fig. 231) (Felten et Guillaume Lahmeyerwerke, à Francfort). Avec l'augmentation de la tension, se produit un échauffement de

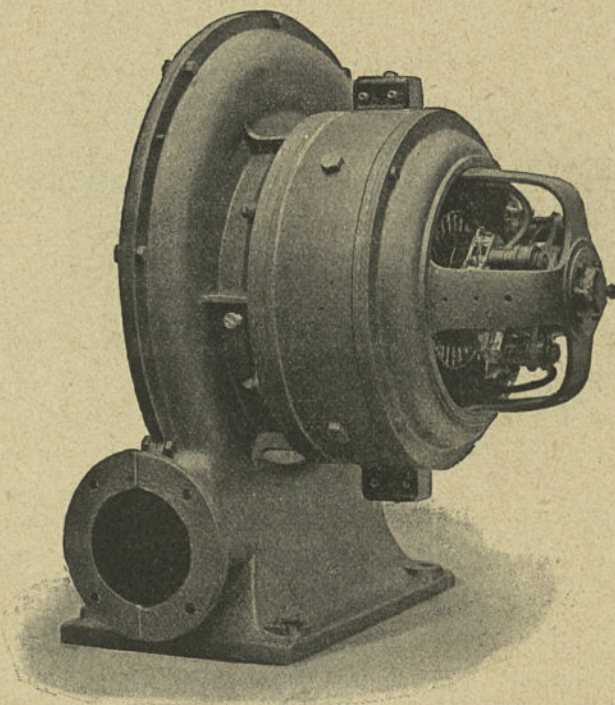


Fig. 231

l'air de plus en plus grand; il faut que les surfaces métalliques, très importantes, soient bien isolées; l'ajustage de ces ventilateurs aux canaux est souvent difficile.

Lorsqu'il s'agit de résistances moyennes, jusqu'à 50 millimètres de colonne d'eau, on emploie de préférence des ventilateurs hélicoïdaux à l'aspiration et

des ventilateurs centrifuges au refoulement (fig. 232 et 233, Pelzer, à Dortmund). Ce sont ceux qui produisent le meilleur effet utile, dans les conditions de résistance qu'on rencontre le plus généralement (1).

Actionnement des ventilateurs. — Il est rare que les circonstances permettent

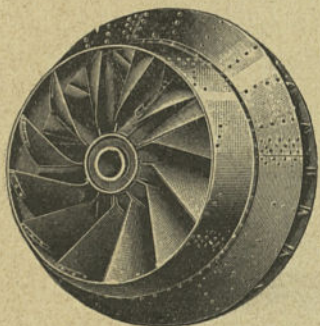


Fig. 232.

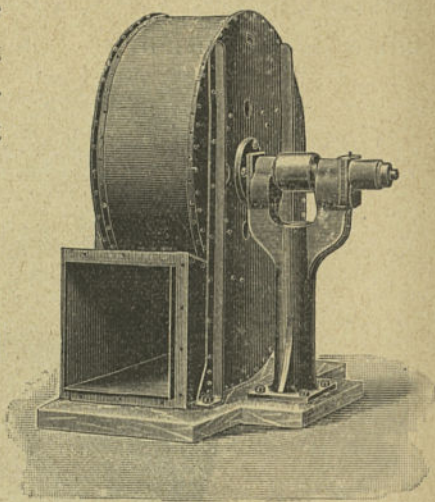


Fig. 233.

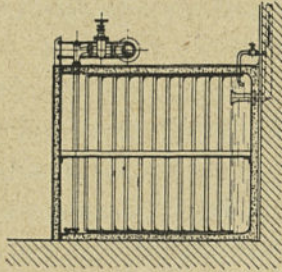
d'actionner directement par la transmission; d'habitude on se sert d'un petit moteur électrique, qu'il faut isoler soigneusement, ainsi que les fils, contre l'eau de condensation. On cherchera à accoupler directement le moteur et le ventilateur, mais cela n'est possible que si le nombre des tours ne s'écarte, ni pour l'un, ni pour l'autre, trop sensiblement de celui qui correspond au maximum d'effet utile; il faudra sans cela recourir à la courroie et au rapport de poulies nécessaire pour assurer à chaque élément son nombre de tours normal. On choisit en général les poulies trop petites, l'écartement insuffisant, la cour-

(1) V. *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1909, p. 14.

roie trop étroite et trop épaisse, de sorte qu'elle travaille avec 5 % et plus de perte.

51. Les frigorifères. — *Frigorifères à pluie d'eau salée et à ruissellement.* Frigorifère à pluie d'eau salée, figures 234 et 235 (A. Borsig, à Tegel). L'appareil, bien isolé, contient une série d'étagères portant un grand nombre de plateaux à bords relevés, en tôle perforée; le débit d'eau salée sur le plateau supérieur est tel qu'elle déborde sur tous les plateaux de chaque étagère suivant un des grands côtés. Il faut, pour que cela se produise d'une façon uniforme sur toute la longueur des plateaux, que ces derniers soient montés bien horizontalement et puissent être contrôlés et réglés de temps en temps; il faut donc qu'on puisse circuler dans l'appareil entre les étagères, d'autant plus qu'on doit nettoyer de temps en temps les plateaux des dépôts qui obstruent les trous. La pluie tombant d'un plateau à l'autre produit un peu d'eau pulvérisée, qui est entraînée par l'air, et qu'il faut retenir après la sortie de l'appareil en abaissant à 0^m,6 par seconde la vitesse du courant d'air, qui est de 4^m,5 par seconde au maximum dans l'appareil.

Frigorifère à ruissellement (figures 236 et 237) (Escher Wyss et Cie à Zurich). L'appareil triple (figure 237) contient dans chaque chambre plusieurs groupes de tôles verticales avec cuvette en tôle perforée, superposées et parfaitement horizontales, d'où ruisselle l'eau salée. Les tôles sont renforcées à leur bord supérieur par un fer méplat, dont les extrémités, dépassant de chaque côté, portent sur le pied de fers à T transversaux; elles sont maintenues dans une position exactement verticale par des boulons qui fixent les



REGEN - LUFTKÜHLER
A. BORSIG
BERLIN-TEGEL

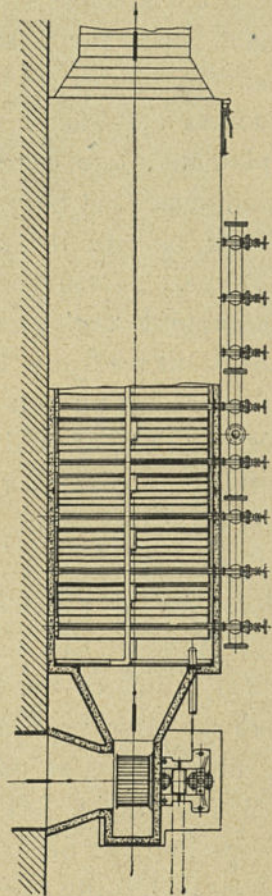
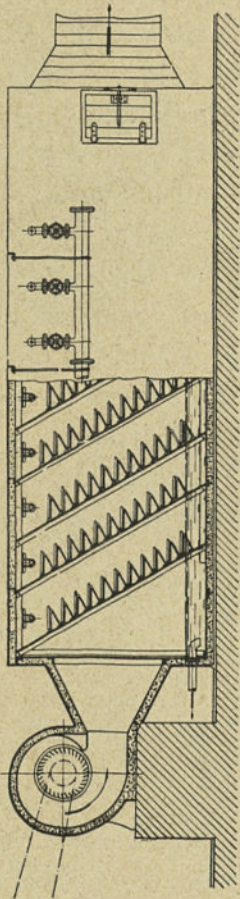


Fig. 234.

extrémités d'autres méplats, renforçant le bord inférieur, à des cornières transversales (fig. 236); les trois chambres, devant chacune desquelles se trouve son ventilateur (fig. 237), sont terminées par un grand séchoir à tamis verticaux, qui retiennent l'eau entraînée; l'air les traverse avec une vitesse inférieure à 1 mètre par seconde.

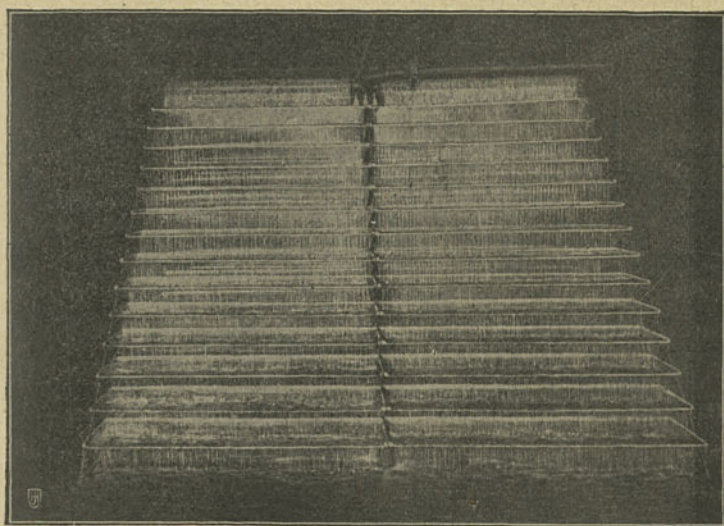


Fig. 235.

Frigorifère à ruissellement (brevet Zirngibl), figure 238. — Des tôles ondulées verticales portent à leur partie supérieure un tube perforé, de façon que l'eau salée qui s'en écoule ruisselle également sur les deux faces de chaque tôle; les extrémités de chaque tube sont reliées à un distributeur d'eau salée.

L'appareil est bon marché, d'un montage facile et fonctionne bien. La vitesse de l'eau salée à l'entrée des tubes perforés ne doit pas dépasser $0^m,3$ par seconde.

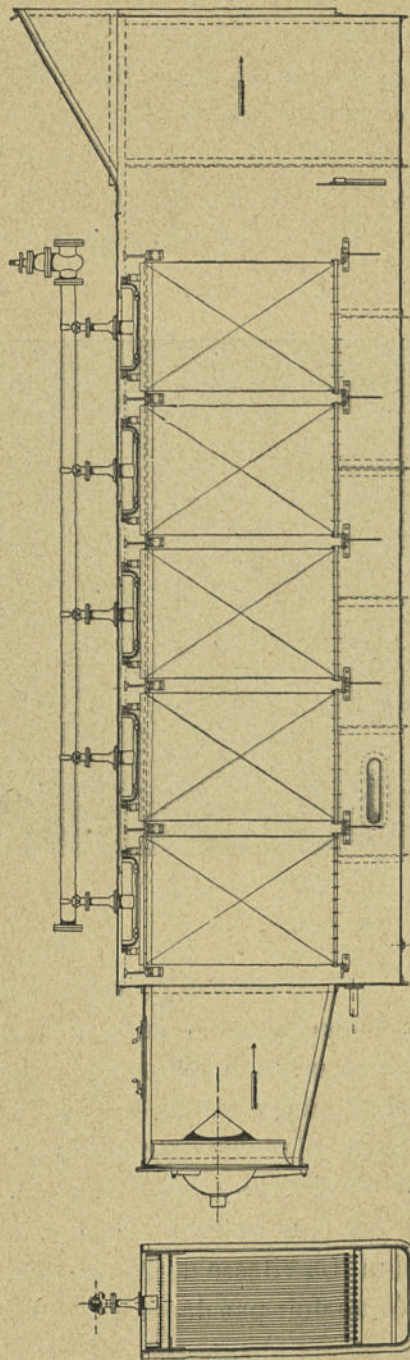


Fig. 236.

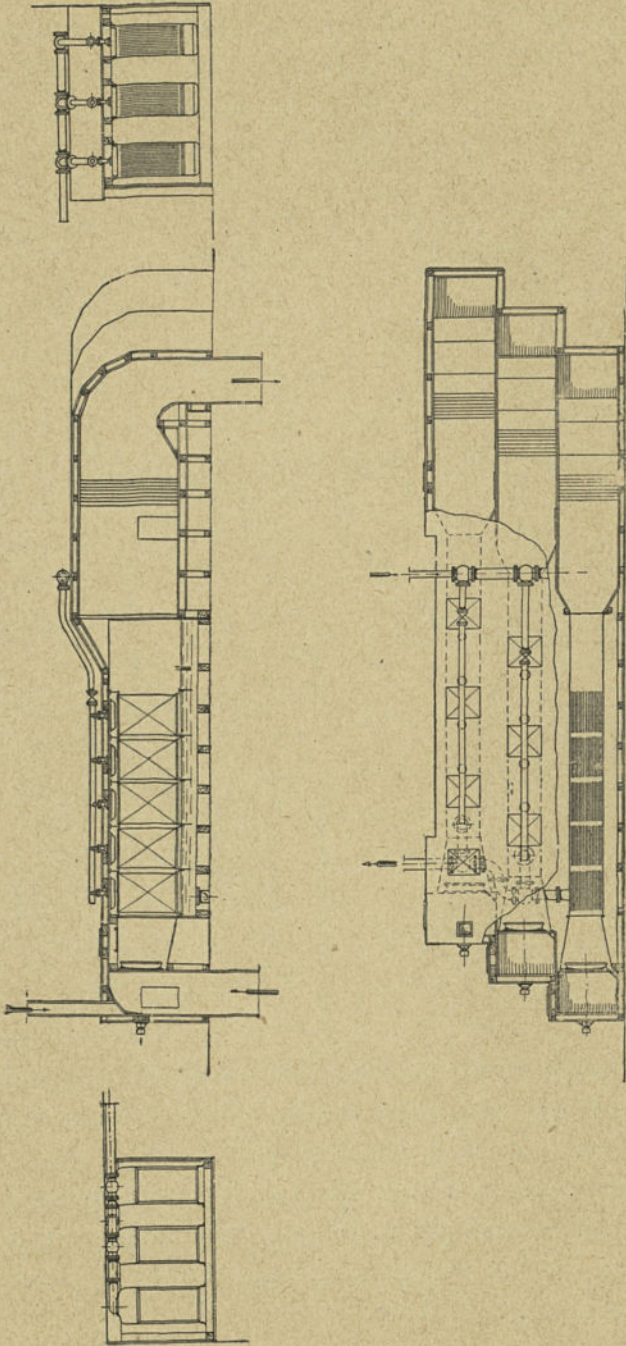


Fig. 237.

Frigorifère à cascades (construction de R. Stetefeld), figure 239. — L'inventeur tend, dans cet appareil, à appliquer le principe du contre-courant et à absorber plus de froid de l'eau salée, à diminuer par conséquent

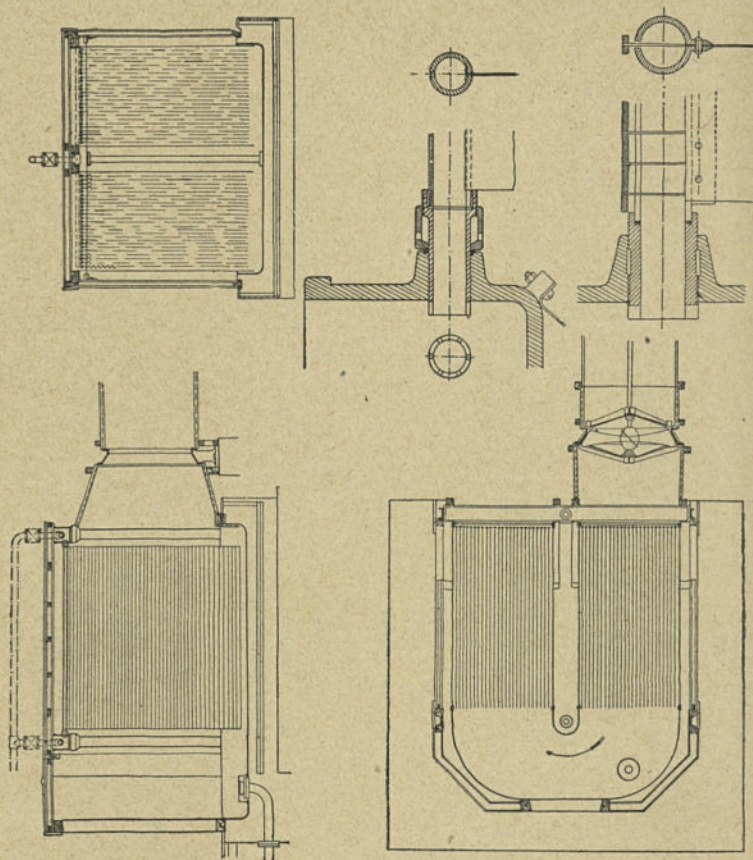


Fig. 238.

le travail des pompes. L'application de cette disposition si séduisante se heurte à des difficultés dans la pratique, parce que l'appareil est plus haut que large ; les entrepreneurs, au lieu d'apprécier cette qualité qui permet d'économiser du terrain, se sont laissés rebuter par la forme un peu encombrante et ont préféré continuer à copier le déjà vu.

Après avoir passé en revue les frigorifères, il reste à étudier l'application de la détente directe au refroidissement par circulation d'eau artificielle.

Les figures 240 à 242 reproduisent une installation de la maison Humboldt, à Kalk. Elle comprend deux réfrigérants séparés, chacun dans une chambre froide, avec fonctionnement alternatif en trois périodes :

Première période : La détente dans le réfrigérant de la chambre 1, déjà couvert de glace (par le travail antérieur), ne fonctionne pas, le robinet d'arrivée étant fermé. L'air chaud qui traverse cette chambre

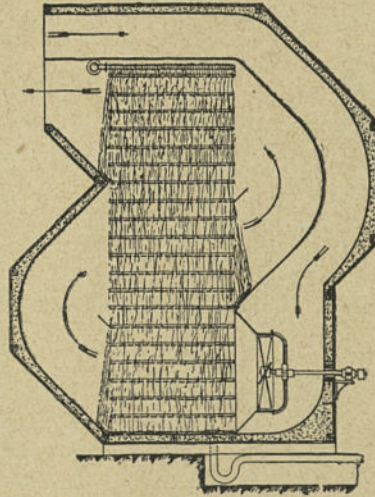


Fig. 239.

subit un premier refroidissement et fait fondre la glace qui couvre le serpentin ; il traverse ensuite un canal moyen et pénètre dans la chambre 2, où il subit un refroidissement complémentaire et se dessèche au contact du deuxième réfrigérant qui fonctionne. Cette période dure environ $4 \text{ h. } \frac{1}{2}$, jusqu'à fusion complète de la glace en 1.

Deuxième période : L'air suit le même parcours ; les deux réfrigérants fonctionnent ; durée environ $1 \text{ h. } \frac{1}{2}$.

Troisième période : On renverse le parcours de l'air en arrêtant le réfrigérant de la chambre 2, et le refroidissement s'opère comme dans la première période, en sens inverse ; durée $4 \text{ h. } \frac{1}{2}$.

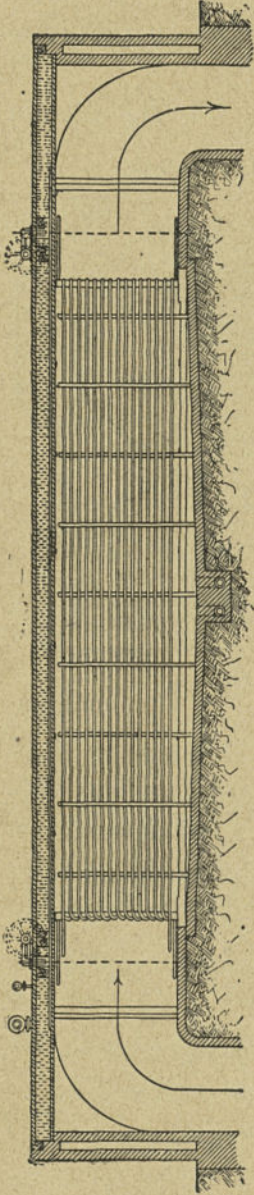


Fig. 240.

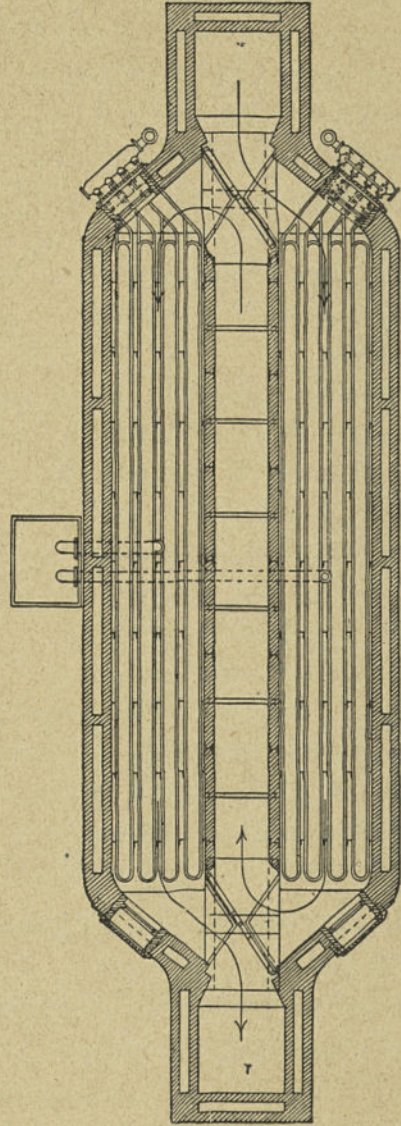


Fig. 241.

Cette durée n'est du reste pas fixe et varie suivant la rapidité avec laquelle les serpentins des réfrigérants se couvrent de glace. On observe la formation de la glace et en général le fonctionnement des serpentins par des regards ; le service demande de l'habileté et de l'expérience, parce que la marche alternative des

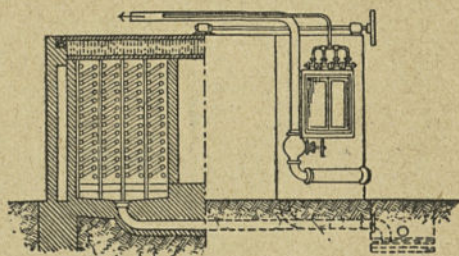


Fig. 242.

réfrigérants nécessite une surveillance attentive du détenteur et du compresseur.

Cette installation fonctionne avec détente d'ammoniac.

Une installation analogue, figures 243 et 244, de la maison Riedinger à Augsbourg, utilise la détente directe d'acide carbonique. Le fonctionnement a lieu également en trois phases :

Première phase (principale) : l'air se partage à l'entrée et traverse les deux chambres réfrigérantes, les deux serpentins fonctionnent.

Deuxième phase : la chambre 2 sert seule au refroidissement de l'air, la chambre 1 est fermée et le réfrigérant sert à refroidir l'acide carbonique liquéfié, ce qui provoque la fonte de la glace formée à la surface des serpentins.

Trocken-Luftkühler System L. O. Riedinger.

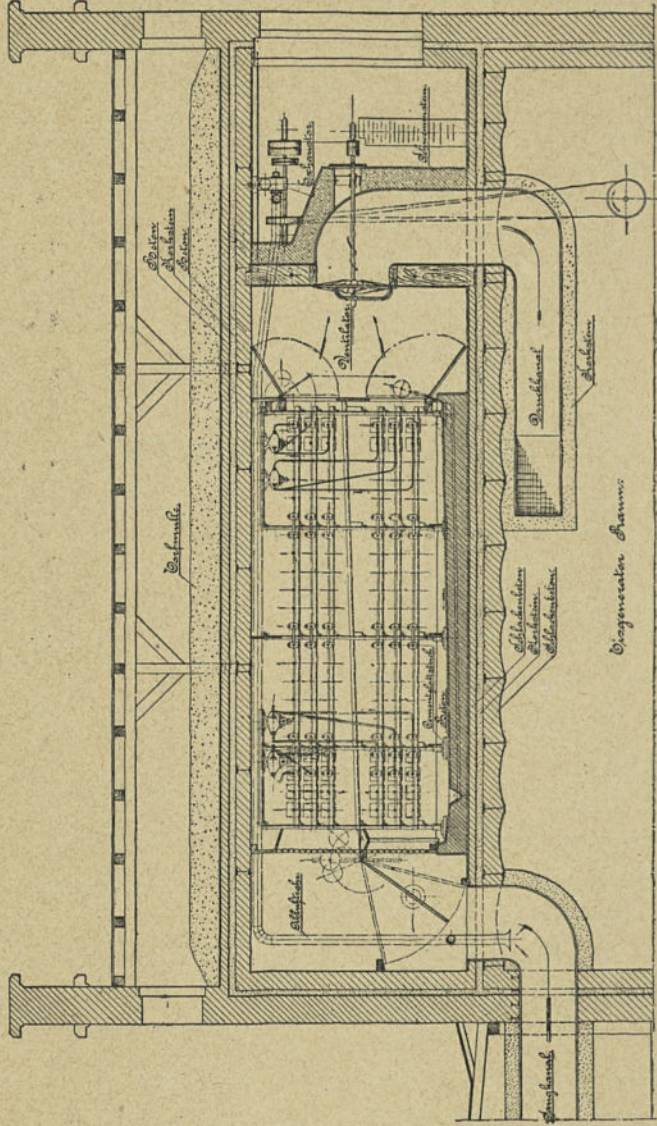


Fig. 243.

Troisième phase : les rôles des deux chambres et de leurs serpentins sont renversés.

Cet appareil est surtout caractéristique par les tubes des réfrigérants à ailettes rectangulaires ; ceci permet d'utiliser entièrement la section des chambres et obvie

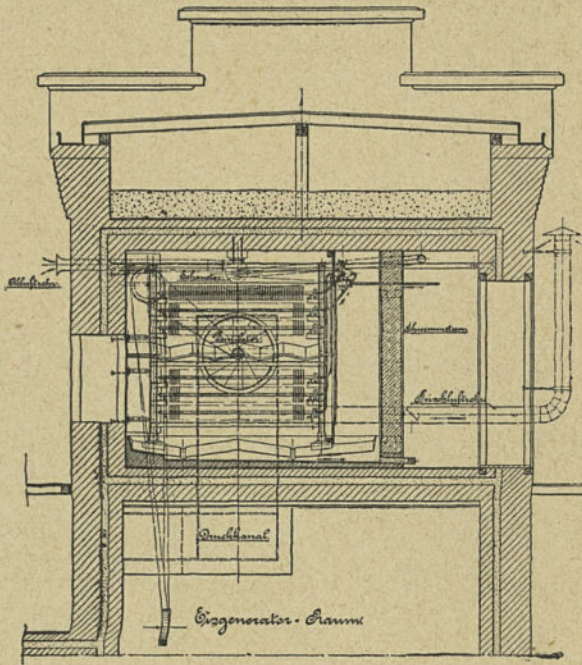


Fig. 244.

à l'inconvénient des tubes à ailettes rondes, avec lesquelles, en raison de la moindre résistance, l'air circule surtout à la périphérie des ailettes.

La disposition générale et l'isolement de l'installation sont également intéressants. Outre le ventilateur, on y voit un petit aspirateur qui chasse constamment au dehors une petite quantité de l'air employé, tandis

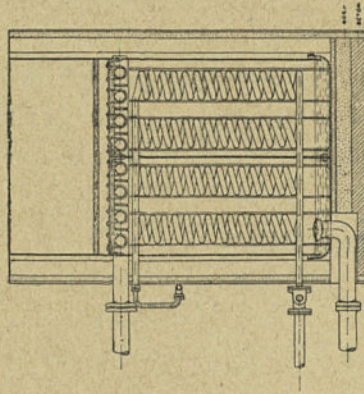
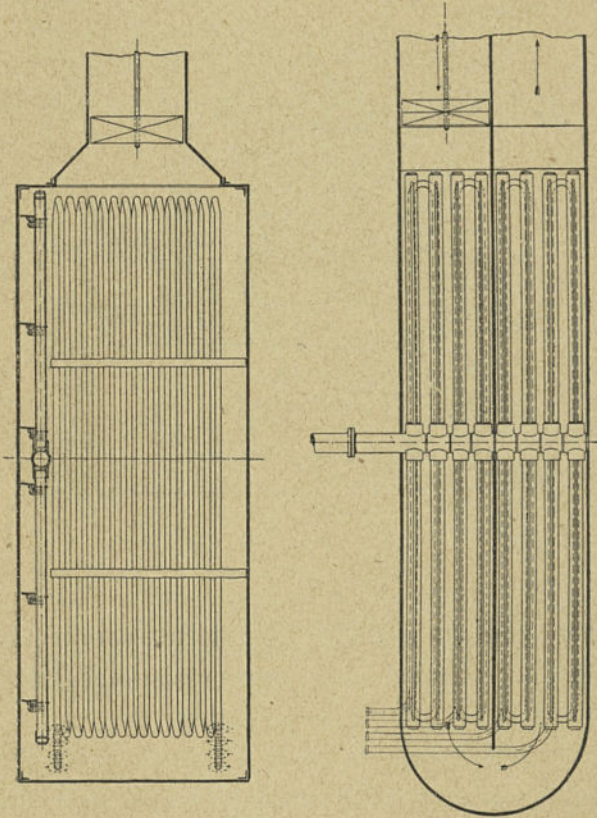
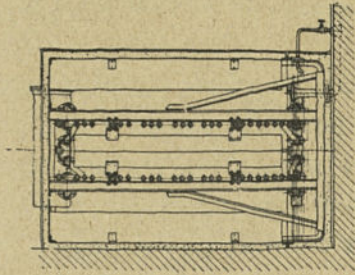


Fig. 245.





RÖHREN - LUFTKÜHLER
FOR DIREKTE VERDAMPFUNG
UND SOULEBEREISELUNG

A. BORSIG
BERLIN-TEGEL

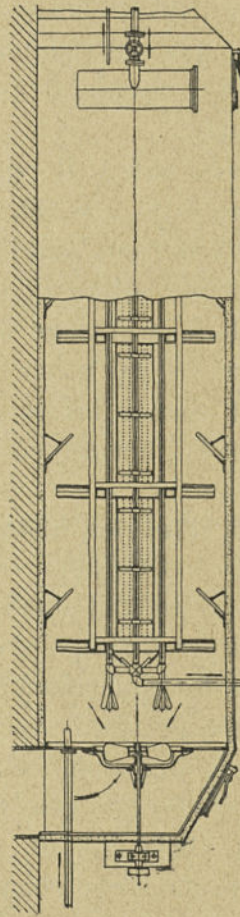
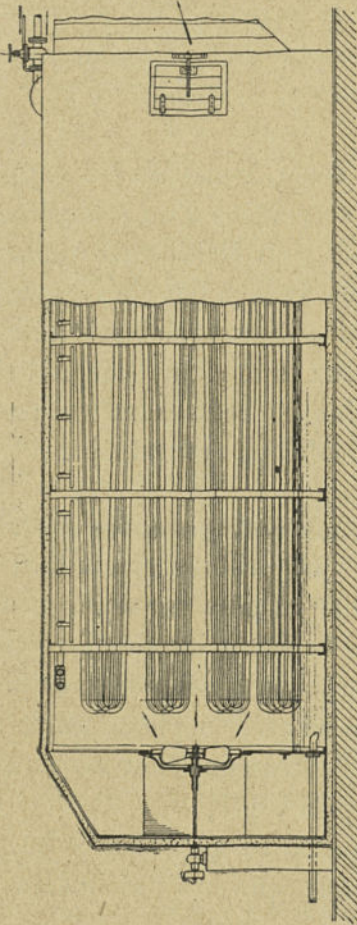


Fig. 246.

qu'un tuyau d'amenée de l'air frais débouche à proximité du ventilateur.

Système combiné de détente et de ruissellement : figure 245. — Des tuyaux perforés, disposés bien horizontalement au-dessus des serpentins du réfrigérant, font ruisseler sur ceux-ci de l'incongelable : la vitesse du liquide dans les tuyaux ne doit pas dépasser $0^m,3$ par seconde. Une mauvaise répartition de l'incongelable sur les serpentins ou une saturation insuffisante peuvent provoquer la formation de paquets de glace qui obstruent le passage de l'air ; ce dernier ne doit pas circuler à une vitesse supérieure à $1^m,2$ par seconde.

La maison A. Borsig, à Tegel, construit un appareil analogue, figure 246. Les serpentins d'un réfrigérant à acide sulfureux sont inclinés pour faciliter l'écoulement de l'acide sulfureux liquide vers le bas de l'appareil ; sur tout le passage de l'air, l'incongelable tombe en pluie fine ; des volets latéraux et médians forcent l'air à venir lécher les serpentins et retiennent en même temps la plus grande partie de l'eau entraînée.

52. Effet des installations réfrigérantes à circulation artificielle. — Les frigorifères produisent en général un effet plus régulier et plus constant, car ils n'ont pas l'inconvénient de la formation de givre ou de glace des appareils à batteries ou à détente directe.

L'air circulant avec une vitesse v plus grande, on obtient des coefficients de transmission de chaleur plus élevés que ceux indiqués § 47.

La différence de température est sans effet sur ces coefficients chaque fois que $v \geq 1$ mètre par seconde.

On peut donc partir des chiffres suivants :

La transmission par mq^2 et par 1°C de différence moyenne de température (1) sera :

| | $v = 1 \text{ m/sec.}$ | $v > 1 \text{ m/sec.}$ |
|---|--------------------------|---|
| Tubes lisses sans ruissellement avec incongelable | $k_1 = 12 \text{ frig.}$ | } $k' = k_1 \frac{2 + 70 \sqrt{v}}{12}$ |
| Tubes lisses de réfrigérant sans ruissellement | 16 » | |
| Tubes à ailettes sans ruissellement avec incongelable | 6 » | |
| Tubes de réfrigérant à ailettes sans ruissellement | 8 » | |
| Tubes lisses de réfrigérant avec ruissellement (températures mesurées dans l'air et dans le fluide) | 20 » | } $k' = k_1 \frac{2 + 18 \sqrt{v}}{20}$ |
| Frigorifère à tôles verticales avec ruissellement des deux côtés | 20 » | |

k désigne le coefficient de transmission pour une vitesse de 1 mètre par seconde, k' ce coefficient pour une vitesse supérieure.

On peut répéter ici les observations du § 47 quant à la nécessité d'obtenir une différence de température déterminée, correspondant à un degré d'humidité donné de l'air dans les chambres frigorifiques ; on peut admettre que l'air abandonne les appareils réfrigérants avec 95 à 98 % d'humidité. Il faut tenir compte en outre de ce que le degré d'humidité dans les locaux à refroidir varie :

Avec la quantité d'air en circulation, avec la différence de température entre l'air et le fluide ou l'incongelable, avec le genre d'exploitation des locaux, avec la dimension des surfaces réfrigérantes actives, avec la

(1) HEINEL. — *Bau und Betrieb von Kältemasch.-Anl.*, p. 76 E. HAUSBRAND *Verdampfen, Kondensieren und Kühlen*, p. 2.

consommation de froid des locaux eux-mêmes (fonction de la température extérieure), avec la durée de marche des machines.

Il est donc aussi nécessaire ici de pouvoir mettre à volonté hors de service une proportion variable de la surface réfrigérante totale et de pouvoir même varier dans une certaine limite le débit des ventilateurs (réduction des nombres de tours).

Dans les grandes installations, on mettra à l'entrée et à la sortie de l'appareil réfrigérant thermomètre et psychromètre; ils ne doivent manquer non plus dans aucune salle de réfrigération.

Dans les locaux destinés à la conservation de la viande, on admet (faute d'essais sérieux) que l'air devra être renouvelé en 1 heure le nombre de fois indiqué ci-dessous, pour les différences suivantes entre la température du local et celle de l'air à la sortie du réfrigérant :

| | 4° | 6° | 8° | 10° C. |
|-----------------------------|----|-----------------|----|----------------|
| Circulation d'air | 7 | 5 $\frac{1}{2}$ | 4 | 3 fois environ |

Cela est nécessaire autant pour le dessèchement de l'air que pour son refroidissement.

Lorsqu'on interrompt le travail des machines, il faut atteindre des températures plus basses au réfrigérant que pour un travail ininterrompu, car il importe que, précisément avant l'arrêt, l'air soit particulièrement desséché : on a déterminé par exemple que, dans une installation de réfrigération pour la viande, travaillant 12 heures par jour avec réfrigération d'air par détente directe, il fallait abaisser la température au réfrigérant à -13° .

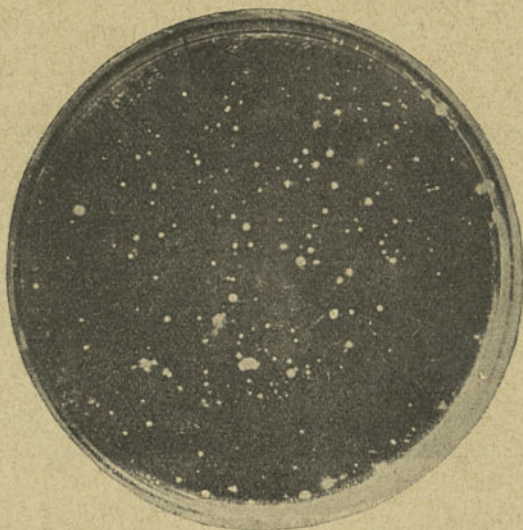


Fig. 247.

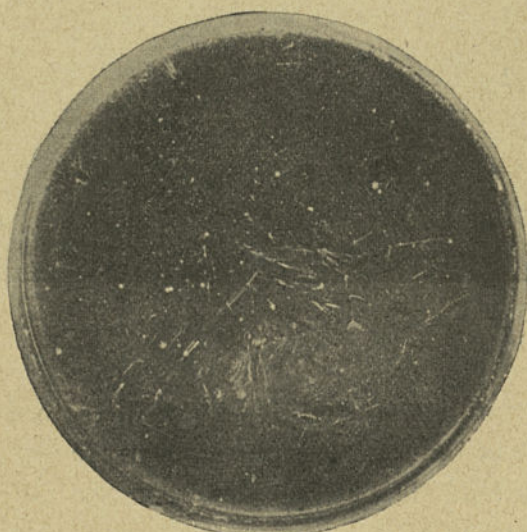


Fig. 248.

Diminution du nombre des germes dans l'air des locaux refroidis. — On a constaté que tous les systèmes de réfrigération donnent à ce point de vue les

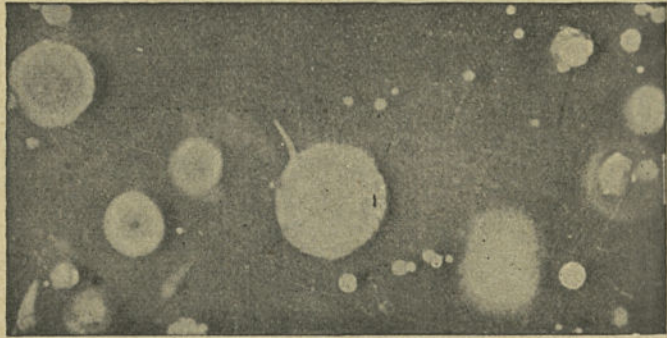


Fig. 249.

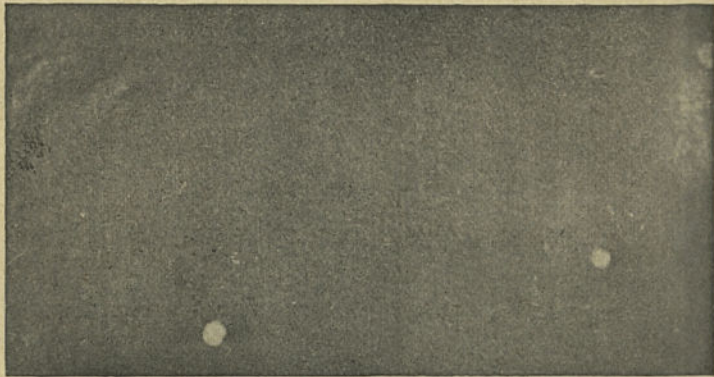


Fig. 250.

mêmes résultats, à condition qu'on ait soin d'éliminer ou de détruire les germes entraînés par la condensation de l'humidité de l'air sur des surfaces réfrigérantes (batteries, etc.).

Les figures 247 à 250 reproduisent des résultats d'expériences faites dans un local refroidi d'après le

système représenté figures 240 et 241. Les figures 247 et 248 reproduisent deux plaques gélatinées, exposées pendant 30 minutes au courant d'air, à l'entrée et à la sortie de l'appareil réfrigérant (ne pas confondre les fentes de la gélatine avec des colonies). Les figures 244 et 250 sont la reproduction de deux plaques gélatinées exposées 30 minutes, l'une dans la salle de réfrigération ouverte pour le service extérieur, l'autre dans la même salle refroidie, trois heures après la fermeture des portes.

53. Régénération du bain salé. — Dans les frigorifères le bain salé s'affaiblit constamment, par l'absorption de l'humidité de l'air; quand on arrive au-dessous de la saturation indispensable, il se forme de la glace sur les serpentins des réfrigérants, ce qui diminue leur effet, obstrue le passage de l'air et influe défavorablement sur le refroidissement et la dessiccation de l'air.

On peut régénérer le bain salé :

1. en le concentrant par évaporation,
2. en laissant perdre une partie du bain et en ajoutant du sel au reste,
3. en combinant les deux procédés.

On ne peut pratiquer l'évaporation dans des bacs plats, munis d'un serpentín de vapeur, que dans de petites installations ne nécessitant pas de trop grands bacs; outre cela, le grattage du sel qui s'incruste sur le serpentín est long et difficile. Dans des installations importantes, on fait ruisseler la solution à régénérer sur un serpentín vertical, chauffé à l'eau chaude ou par la vapeur d'échappement d'un moteur à condensation; il suffit d'échauffer la solution jusqu'à 40°, le courant d'air favorisant l'évaporation; on empêche

ainsi des incrustations de sel et on peut, si l'on veut, ne pas saturer la solution à cette température élevée.

La solution pauvre allant à l'évaporateur et la solution riche, chaude, en revenant échantent leurs tem-

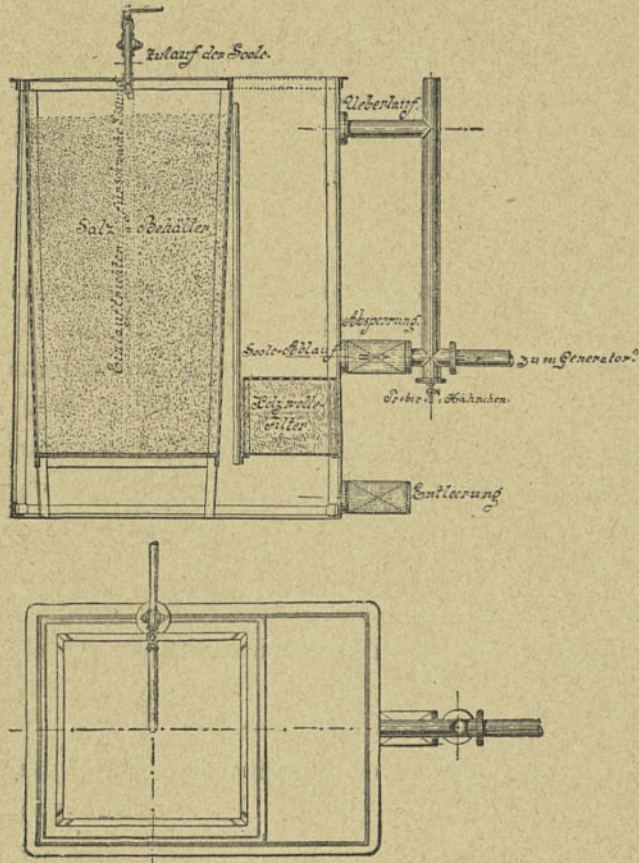


Fig 251.

pératures dans un réchauffeur à contre-courant. L'inconvénient de ce procédé d'évaporation consiste à augmenter peu à peu le nombre de bactéries dans le bain ; on peut escompter l'action antiseptique du sel, mais seulement aussi longtemps que le bain sera suffisamment saturé.

C'est pour cette raison qu'on préfère souvent laisser perdre une certaine quantité du bain, par un trop-plein toujours ouvert, et ajouter du sel de temps en temps. Pour de grandes installations, l'achat du sel atteint une somme importante.

Le plus rationnel semble être, pour de grandes installations, d'évaporer, de laisser en même temps perdre le trop-plein et d'ajouter un peu de sel de temps en temps.

Le sel doit être pur de tout mélange de corps gras ou odorants, et la solution fraîche doit être soigneusement filtrée (1). On emploiera avec succès, pour régénérer et pour filtrer la solution, un appareil dénommé satisfacteur (de Balduin Weisser à Bâle), figure 251.

54. Aspiration d'air frais. — Chaque fois que le refroidissement des denrées a lieu par contact direct avec l'air en circulation, ou lorsque ces denrées dégagent une odeur, un appel constant ou intermittent d'air frais et une évacuation de l'air vicié seront indispensables.

C'est une faute grave d'effectuer l'appel d'air frais en faisant simplement communiquer la salle frigorifique avec l'extérieur ou en évacuant l'air vicié, sans prendre soin que l'air frais soit aspiré loin de tout foyer d'infection, puis séché et refroidi avant son arrivée dans la salle.

(1) Il y a un avantage certain, pour n'importe quelle installation utilisant une circulation d'eau salée, à filtrer cette solution d'une manière permanente; il existe toujours, en effet, des particules solides entraînées, battiture et rouille des tuyaux et des récipients, sable, etc., qui usent outre mesure les pompes rotatives, et qu'on retient pour la très grande partie dans un filtre même grossier, intercalé avant le retour de l'eau au réfrigérant (*Trad.*)

Il faut, dans toute installation bien comprise, que l'air pur, aspiré soit par un ventilateur spécial soit par le ventilateur principal, soit refoulé d'abord à travers l'appareil frigorifère et que l'air vicié s'échappe directement par un tuyau de la salle frigorifique au dehors, sous l'effet de la légère surpression produite par le ventilateur; dans de très grandes installations, cette élimination est assurée par un petit ventilateur spécial, figure 243. Si l'air frais dont on dispose n'est pas pur, il faudra intercaler dans le tuyau d'aspiration un filtre à coton qu'on regarnira fréquemment.

Ce renouvellement constant de l'air entraîne dans de grandes installations une forte dépense supplémentaire de froid; on peut la réduire jusqu'à un certain point en provoquant un échange de température entre l'air froid qui sort et l'air chaud qui rentre, dans un appareil du type des réchauffeurs à contre-courant.

55. Calcul des appareils frigorifères. — On suivra pour ce calcul la marche suivante :

1. Détermination de la température de l'incongelable ou du fluide réfrigérant d'après la température et l'humidité à maintenir dans les salles frigorifiques (v. pages 277 et 301);

2. Calcul du volume d'air à déplacer et de sa température à la sortie du frigorifère (page 301);

3. Calcul de la quantité de froid absorbée dans les salles frigorifiques; elle se décompose comme suit :

a) transmission de chaleur des murs, plafonds, portes, fenêtres et du sol,

b) chaleur produite par l'éclairage,

c) effet de l'ouverture des portes, pour le service,

d) quantité de chaleur à éliminer des denrées qui

pénètrent dans les salles et durée de cette élimination,

e) refroidissement et dessèchement de l'air frais aspiré,

f) chaleur rayonnée par les machines qui fonctionnent dans les salles,

g) chaleur produite par le travail du ventilateur (tenir compte du faible effet utile de ce dernier),

h) déperdition de froid au frigorigère par rayonnement et par fuites d'air ;

4. Correction, s'il y a lieu, du chiffre du volume d'air à déplacer et de la valeur g , ainsi que du total des valeurs a à h ;

5. Calcul des dimensions du frigorigère en tenant compte de certaines règles pour la fixation de la différence moyenne des températures (1).

56. Système mixte de réfrigération. — Dans bien des cas, en présence de la difficulté d'installer des canaux de distribution d'air assez grands, pour économiser en outre le travail absorbé par les ventilateurs et les déperditions de froid qu'ils entraînent et pour réduire enfin les frais d'installation, on préfère appliquer principalement le refroidissement par circulation d'air naturelle, en y adjoignant une petite installation à circulation artificielle; celle-ci provoquant un séchage suffisant et un déplacement plus intense de l'air, le danger est que l'on nuit ainsi bien souvent à la circulation naturelle et que l'effet des batteries fixées au plafond des salles est diminué.

Le frigorigère doit du reste avoir pour rôle princi-

(1) E. HAUSBRANDT. — *Verdampfen, Kondensieren, Kühlen.*

pal de refroidir l'air frais qu'on introduit dans les salles ; d'habitude, on le calcule pour $\frac{1}{4}$ ou $\frac{1}{3}$ de la réfrigération totale.

Une des conséquences de ce système est que les chefs de service ne font en général pas fonctionner les ventilateurs suffisamment, par mesure d'économie ; la réfrigération devient alors défectueuse, l'air trop sec et son renouvellement insuffisant.

Le système mixte présente des avantages dans de très grandes installations, où il permet de changer, selon les besoins, la destination des différentes salles, à condition bien entendu que l'importance des moyens de réfrigération et des appareils de réglage le permette.

CHAPITRE X

—

REFROIDISSEMENT DES LIQUIDES

57. Appareils pour le maintien des liquides à température constante. — Le but de ces appareils est de maintenir une température donnée, au sein d'un liquide qui tend à s'échauffer, soit par un processus chimique, soit par la fermentation, soit enfin sous l'influence du milieu ambiant. Les quantités de chaleur sont en général assez minimes pour qu'on puisse se contenter des moyens suivants :

1. Mélange direct du liquide avec de la glace ; cela n'est possible que quand la concentration du liquide n'a aucune importance ;

2. Emploi de nageurs remplis de glace ; le rechargement des nageurs est en général assez malpropre ; ce procédé n'est guère employé que faute de mieux ou lorsqu'il s'agit d'un refroidissement très minime ;

3. Emploi de faisceaux tubulaires avec circulation d'eau douce glacée ou de fluide réfrigérant, ce dernier dans le seul cas où il s'agit de produire un refroidissement considérable et où les nageurs ne sont déplacés que rarement.

Il faut contrôler constamment la température du li-

guide et régler son refroidissement; ce réglage n'est pas difficile dans les procédés 1 et 2, mais exige beaucoup d'attention. La dernière des méthodes indiquées

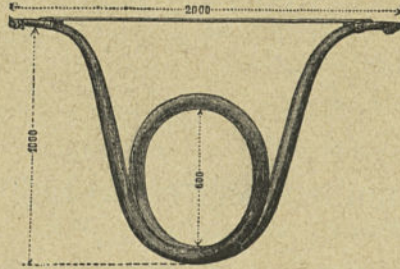


Fig. 252.



Fig. 253.

est la plus sûre et la plus pratique; c'est la seule appliquée dans les grandes brasseries par exemple.

La figure 252 représente un réfrigérant formé par un tuyau de cuivre ou d'acier, enroulé.

La figure 253 reproduit un réfrigérant plat, creux à l'intérieur, avec des chicanes qui forcent l'incongelable

à circuler en zig-zag ; les chicanes sont souvent pro-

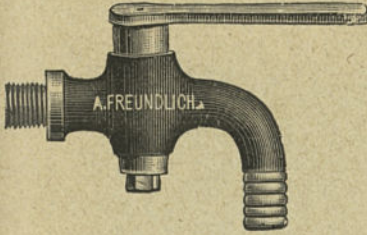


Fig. 254.

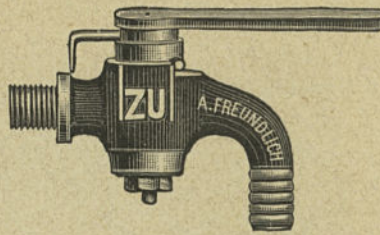


Fig. 255.

duites par des ondulations des deux parois de tôle elles-mêmes. Ces appareils doivent avoir une grande surface, tout en étant légers ; on doit pouvoir les nettoyer facilement.

Des robinets placés sur les conduites principales, auxquelles les nageurs sont reliés par des tuyaux en caoutchouc, permettent de régler le débit d'incongelable dans chaque appareil (fig. 254, 255, 256 et 257).

Pour maintenir une température égale dans de grands récipients, sans agiter le liquide

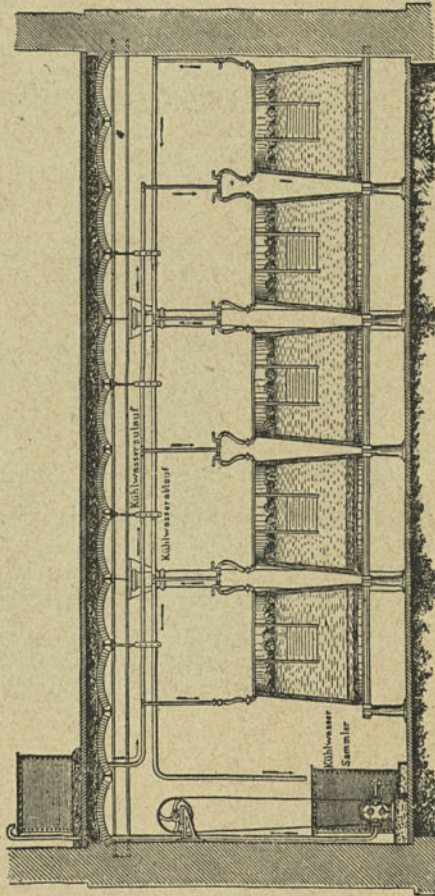


Fig. 256.

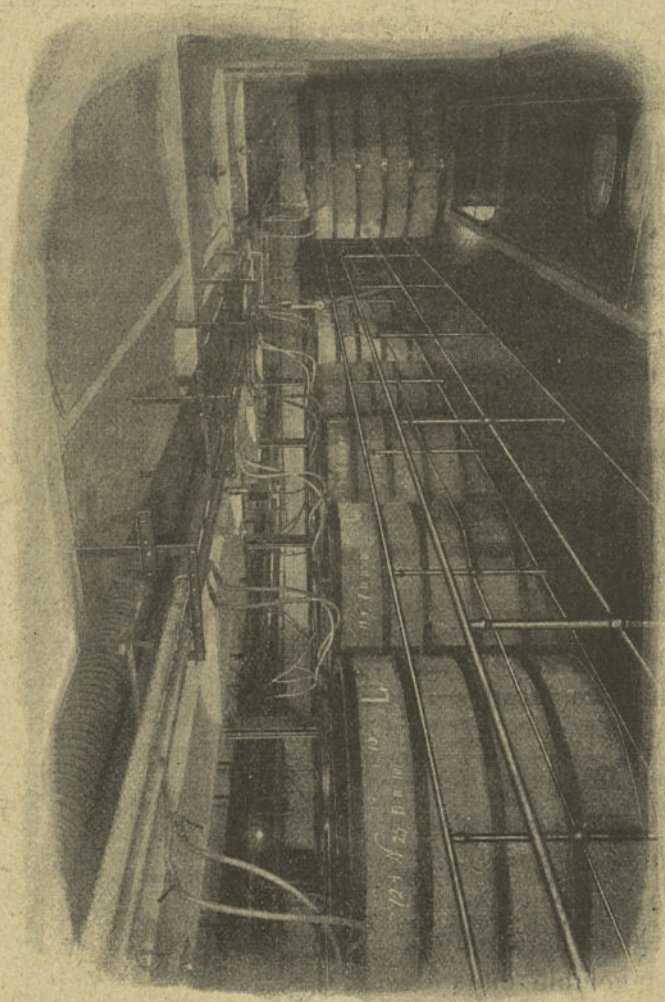


fig. 257.

(comme c'est le cas pour les cuves à fermentation de la bière), il faut maintenir la température de la salle un peu au-dessous de celle que doit avoir le liquide. On voit par conséquent, dans la salle de fermentation d'une brasserie (fig. 257), une batterie réfrigérante fixée au plafond et au-dessous les tuyaux d'arrivée et de départ d'eau glacée.

S'il s'agit simplement de maintenir à certaine température des liquides déjà refroidis et d'empêcher qu'ils se réchauffent sous l'influence de phénomènes chimiques internes, il suffit de refroidir à la température voulue tout le local (caves de garde des brasseries, figure 258, par exemple) sans munir les récipients (les foudres) de nageurs. On a étudié le refroidissement de l'air dans le chapitre précédent.

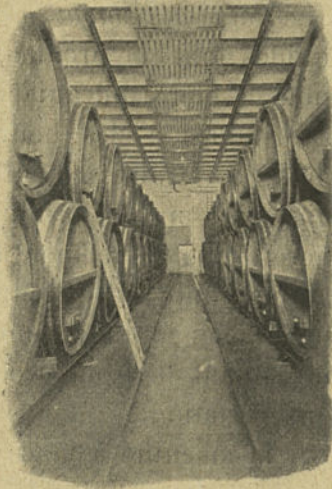


Fig. 258.

58. Appareils pour le refroidissement des liquides. — Ce refroidissement peut s'opérer d'une façon continue ou intermittente.

Refroidissement continu. — On l'utilise d'habitude pour refroidir un liquide quelconque, de l'eau par exemple, qui sert lui-même à rafraîchir les produits. Dans ce cas on emploie un simple réfrigérant, comme ceux étudiés au Chapitre v, ou un appareil à ruissellement comme celui de la figure 246 par exemple (sans circulation d'air). Le réfrigérant immergé réalise une

plus grande réserve de froid, ce qui assure des températures plus égales ; le réfrigérant à ruissellement a, par contre, l'avantage d'être moins volumineux et de donner une utilisation un peu meilleure des surfaces d'échange.

Le *Refroidissement intermittent* est employé pour les liquides dont la production même est intermittente (moût de bière) ou qui pénètrent et sortent des salles frigorifiques à des heures déterminées de la journée (lait). Le refroidissement doit s'effectuer à heure fixe, dans un temps déterminé. Une machine qui ne marcherait qu'à ces moments là devrait nécessairement être très puissante ; il est plus rationnel de faire marcher d'une façon continue une machine plus petite, en emmagasinant le froid produit jusqu'au moment de la consommation.

Si la machine à glace alimente encore d'autres débouchés, susceptibles de supporter une production de froid intermittente, on pourra, au moment voulu, reporter tout l'effet frigorifique sur le refroidissement du liquide et supprimer ou diminuer sensiblement l'accumulateur de froid. Dans ce cas, le refroidissement est produit par un véritable réfrigérant, et ce service exige un machiniste habile.

On peut donc établir le schéma général suivant, qui souffre du reste des exceptions :

1. La machine sert uniquement au refroidissement intermittent d'un liquide : réserve de froid sous forme d'un bain glacé refroidi d'une façon continue par le réfrigérant ;

2. La machine doit en outre fournir du froid d'une façon constante à d'autres installations : même dispositifs que ci-dessus ;

3. La consommation accessoire de froid, du cas N° 2, peut s'accommoder d'un service intermittent, et la machine est à même de produire tout le froid nécessaire à l'heure, pour refroidir la quantité de liquide donnée dans le temps voulu : suppression de la réserve de froid (bain glacé) et refroidissement direct du liquide par un réfrigérant spécial ;

4. Même cas que ci-dessus, mais la production de l'horaire de la machine n'est pas suffisante : une partie de l'effet frigorifique est absorbée d'une façon continue par un bain glacé (comme dans le N° 1) ou bien une partie seulement de l'effet est employé de cette façon, et, aux heures où c'est nécessaire, toute la puissance est appliquée en outre au refroidissement du liquide (comme dans le N° 3). Dans ce cas, le refroidissement s'opère généralement en différentes phases, d'abord au moyen d'eau fraîche, puis au moyen de l'eau glacée (qui constitue la réserve de froid accumulée), puis enfin par détente directe.

On n'applique d'habitude qu'une partie de la détente directe au refroidissement du liquide, d'abord faute d'emploi pour la détente entière, ensuite, parce que cela simplifie le service de la machine.

Toutes les combinaisons sont du reste possibles, selon les problèmes à résoudre ; il importe seulement d'observer toujours les principes suivants : facilité du service, rendement maximum de la machine frigorifique pour le minimum de travail, réduction aussi grande que possible des déperditions de froid, économie de place, réduction du prix de revient, tout en tenant compte de la nature du liquide à refroidir et de la façon dont il se comporte au refroidissement.

Il est impossible de tenir également compte de chacun

de ces facteurs; les circonstances déterminent dans chaque cas ceux auxquels il y a lieu de donner le plus de poids.

Lorsqu'on applique les schémas 1 et 2 ci-dessus, le service est très simple; l'intermédiaire d'une réserve

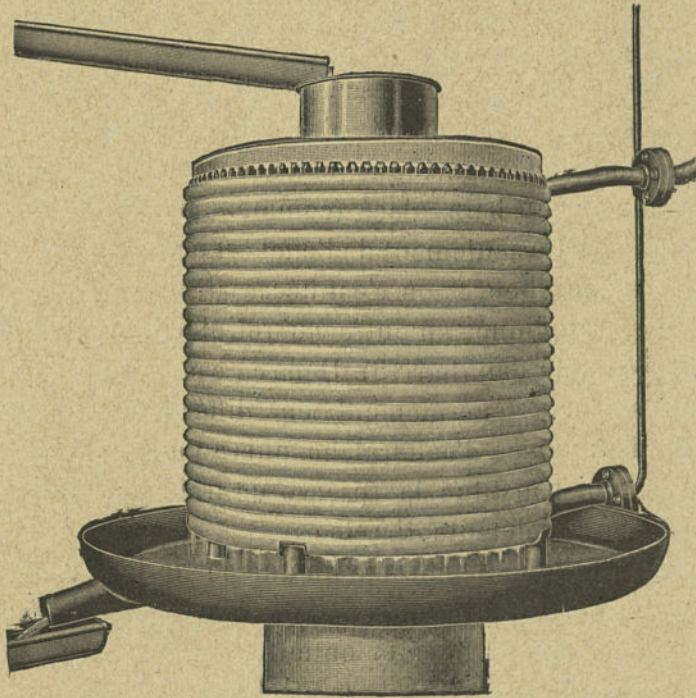


Fig. 259.

d'eau glacée oblige à abaisser la température au réfrigérant; la machine ne donne donc pas son rendement maximum avec un minimum de consommation; l'espace nécessaire est considérable, et les déperditions de froid également, à cause de la grande surface de la bûche à eau glacée.

En suivant le schéma 3, qui entraîne une complication du service, on réalise l'économie maximum de tra-

vail, de perte par rayonnement et de place, en même temps qu'une grande simplicité dans la construction.

Le schéma 4 ne satisfait qu'à un degré moindre, mais encore fort acceptable, aux conditions ci-dessus ; le service est difficile.

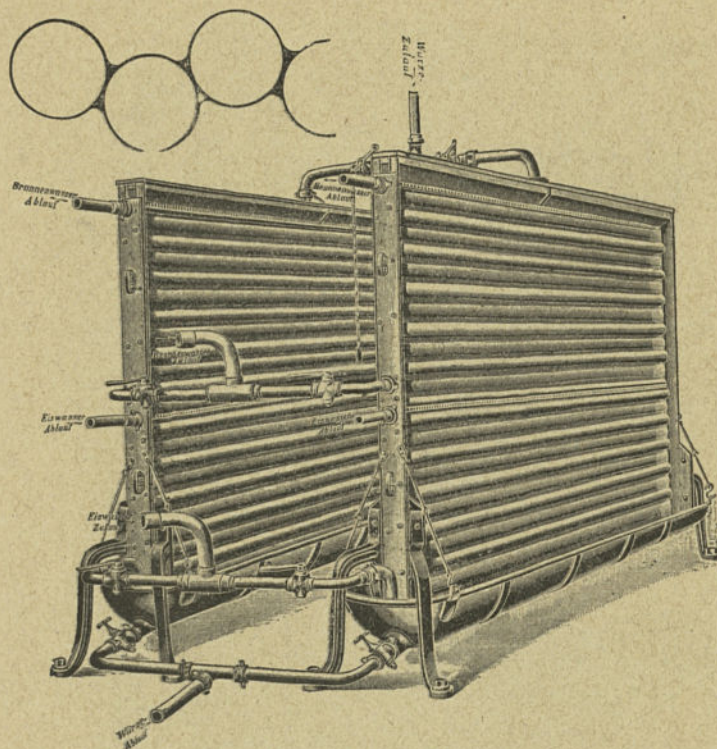


Fig. 260.

Seul un spécialiste expérimenté pourra trouver dans les cas complexes la solution la plus favorable.

La température optima du corps réfrigérant (eau glacée ou fluide) est déterminée par la façon dont se comporte au refroidissement le liquide à traiter et par les conditions de meilleure utilisation de la machine.

Au-dessous d'une certaine température, tous les liquides plus ou moins riches en albuminoïdes (lait, bière) donnent des précipités qu'on doit en général éviter. (Au contraire, on les provoque quelquefois en hiver,

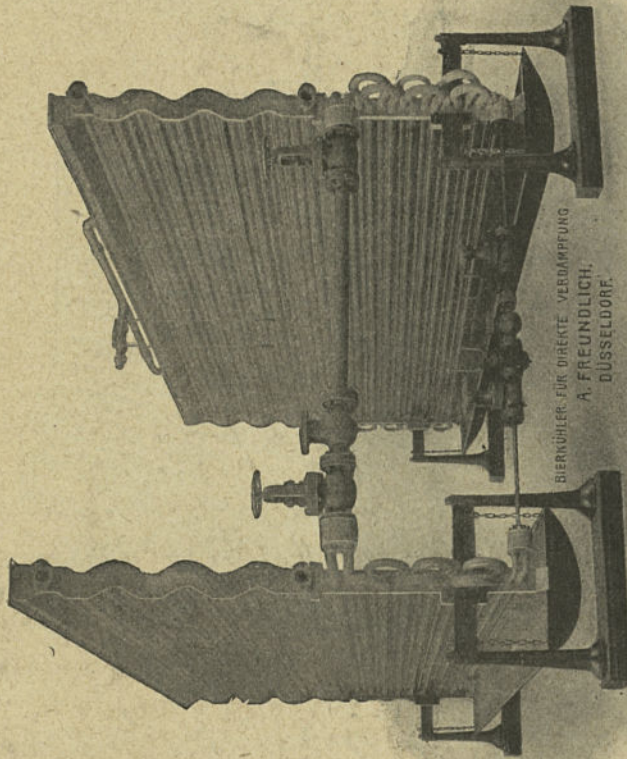


Fig. 261.

avant le filtre, au soutirage des bières qui pourraient être sensibles au froid. *Trad.*).

Construction des réfrigérants pour liquides. — La construction la plus simple pour les refroidisseurs de liquides serait celle des bacs à glace des figures 193

à 195, les mouleaux étant remplacés par des vases destinés à recevoir le liquide à rafraîchir ; mais l'abaissement de température qu'on obtient est lent et inégal.

Pour le refroidissement des liquides indifférents et

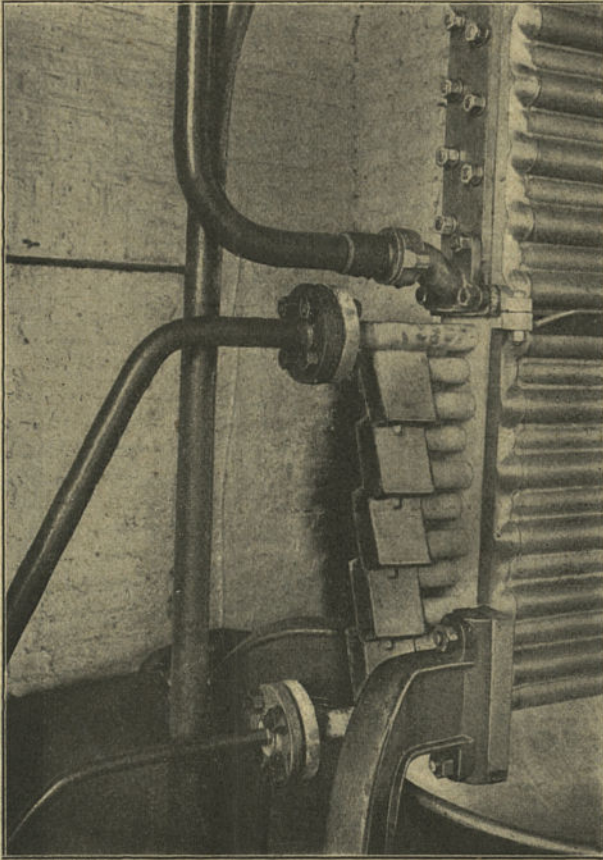


Fig. 202.

quand un nettoyage plus ou moins fréquent de l'appareil ne joue aucun rôle, on emploie simplement des refroidisseurs à contre-courant (type réchauffeur), par exemple figure 187.

Pour les boissons au contraire (lait, bière), le net-

toyage parfait et répété a une importance primordiale, et les meilleurs appareils sont ceux à ruissellement.

La figure 259 représente un refroidisseur de lait à détente directe; les figures 260 (Constr. de A. Klotz)

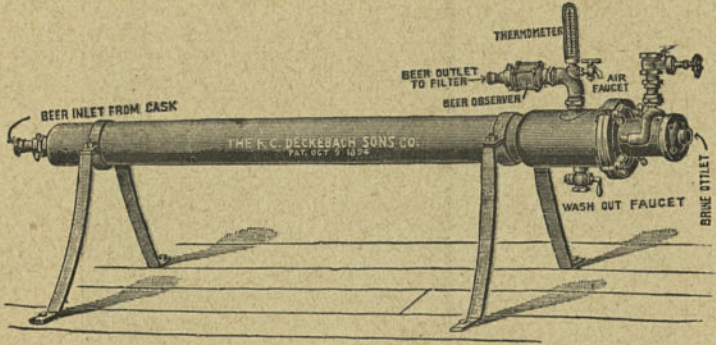


Fig. 264.

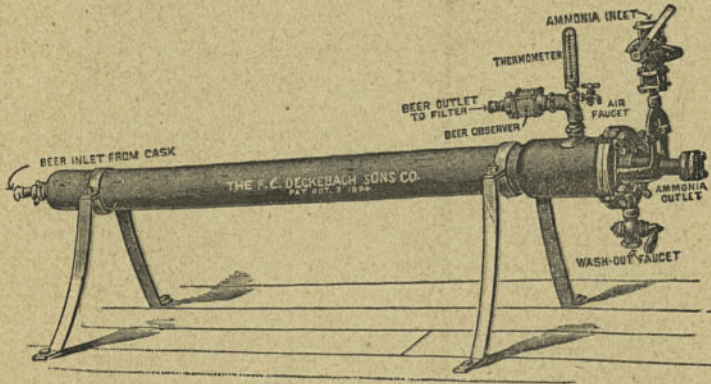
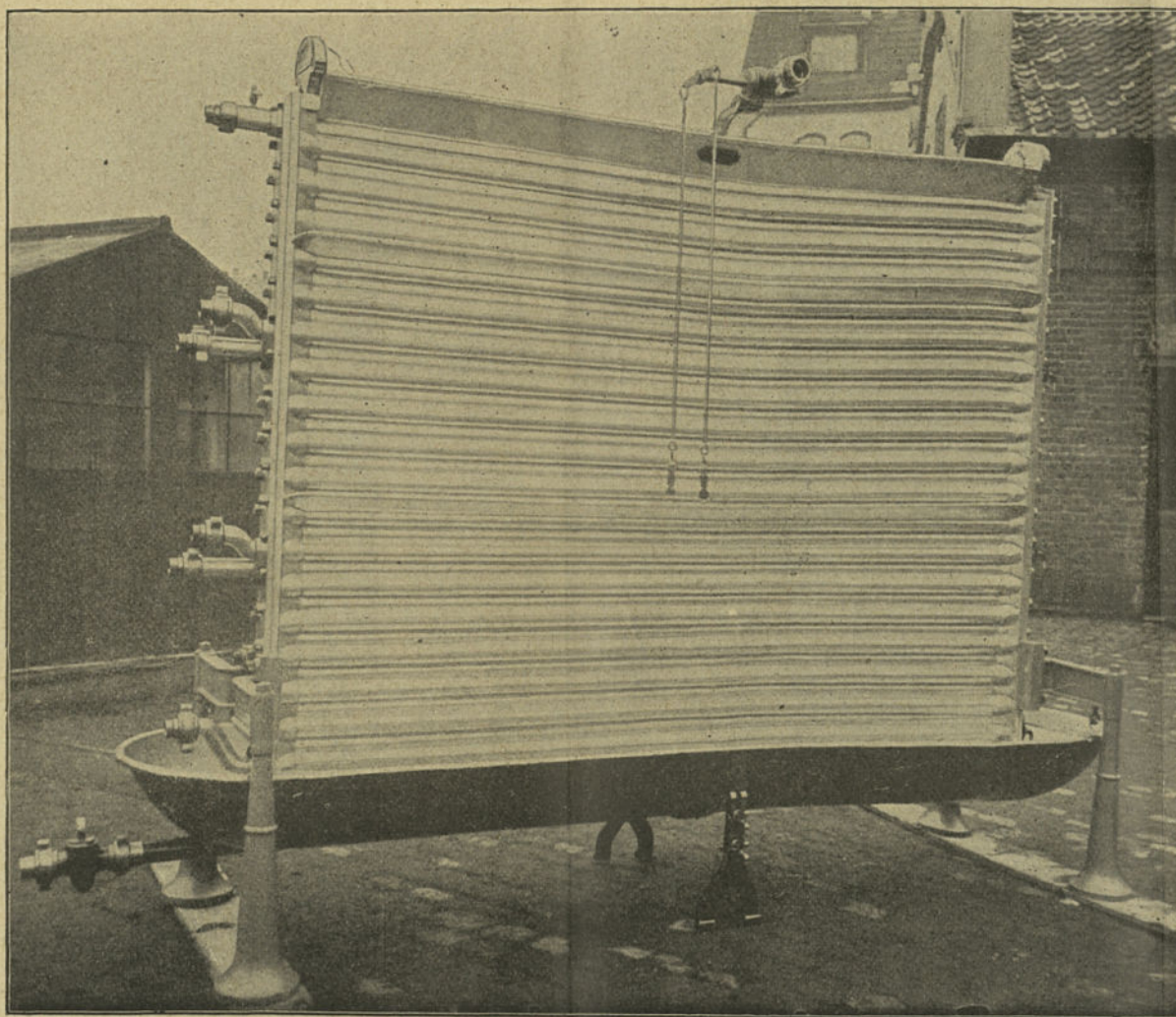


Fig. 265.

et 261 (Constr. A. Freundlich), des réfrigérants pour moût de bière avec circulation d'eau fraîche à la partie supérieure, d'eau glacée à la partie inférieure. La figure 262 représente un réfrigérant à triple action : eau fraîche dans le haut, eau glacée au milieu, détente directe (ou eau glacée encore plus froide) dans le bas.



LAUBENZ. — Machines frigorifiques, 21.

Fig. : 63.

Page 323.

La figure 263 (planche) reproduit un autre type à double action, avec détente directe dans le bas.

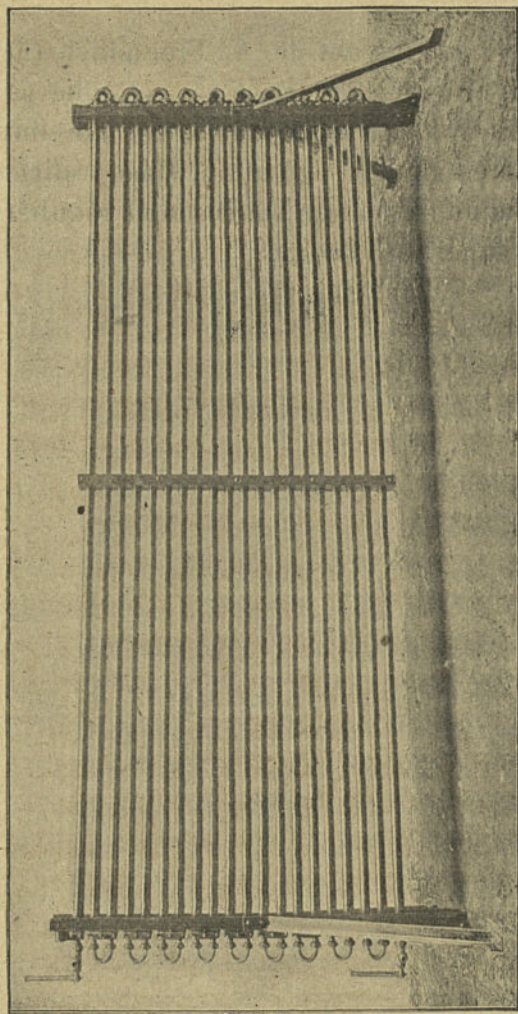


Fig. 266.

On emploie des appareils fermés, pour le refroidissement à l'abri de l'air, ou sous pression entre deux récipients clos (pour la bière par exemple). La figure 264

reproduit un de ces appareils (construction américaine), avec circulation d'incongelable, la figure 265 un appareil du même genre, avec détente directe d'ammoniac.

Dans le réfrigérant de A. Freundlich (fig. 266) la bière qui circule à l'intérieur est refroidie par circulation d'eau froide, le nettoyage se fait par simple chasse d'eau après chaque opération. (Les praticiens penseront sans doute qu'une stérilisation régulière ne doit pas être superflue. *Trad.*).

CHAPITRE XI

CHOIX ET UTILISATION DES ISOLANTS

59. Propriétés des isolants usuels. — Les isolants employés pour les tuyauteries, les différents bacs et les locaux réfrigérés doivent posséder les qualités suivantes :

Faible transmission de la chaleur, même sous une petite épaisseur.

Application, remplacement et répartition faciles.

Résistance au choc, à la pression, à la flexion, aux variations de température, à l'humidité et à toute décomposition.

Frais de transport et prix de revient peu élevés.

On ne peut pas utiliser les isolants préparés à l'état humide, parce que leur séchage par la chaleur est irréalisable et que l'eau contenue dans l'isolant se congèlerait dès la mise en marche ; il ne serait plus possible de l'éliminer.

Il a paru récemment différents travaux sur la question (1) ; tous les auteurs décomposent la résistance à

(1) A. DESVIGNES. — *De la conductibilité des matériaux isolants dans l'industrie frigorifique*, 1908, déc.

NUSSELT. — *Die Wärmeleitfähigkeit von Wärmeisoliernmitteln* (Mitteilungen über Forschungsarbeiten V. d. I. cahier 63 et 64, Zeitschr. f. ges. K. I. 1908).

CHR. EBERLE. — *Versuche über den Wärme- und Spannungsverlust bei der Fortleitung des gesättigten und überhitzten Wasserdampfes.*

Z. des Bayr. Revisions-Vereines, 1908.

la transmission de la chaleur en plusieurs composantes : résistance des surfaces d'absorption et de rayonnement, mauvaise conductibilité des tuyaux et des isolants.

Les renseignements donnés sur ce dernier point, en particulier, sont assez complets. Ils établissent notamment, que le coefficient de conductibilité augmente avec la température à l'intérieur des tuyaux. On sait par contre peu de chose sur les résistances opposées par les surfaces à la transmission de la chaleur ; toute cette question est assez obscure, et force est de s'en rapporter à quelques rares résultats d'expériences (1), qui permettent néanmoins de comparer entre eux les différents matériaux isolants.

Les valeurs C du tableau XXV, qui s'entendent pour une différence de 1°, une épaisseur de 1 mètre et une section de 1 mètre carré, sont valables pour des différences de température allant jusqu'à 50°, ce qui représente bien l'écart maximum qui peut se rencontrer normalement dans l'industrie frigorifique.

Ce tableau permet une comparaison directe entre les corps pour lesquels on admet que la résistance opposée à la transmission par les surfaces est approximativement la même. C'est, par exemple, le cas pour tous les isolants solides passés extérieurement à la peinture blanche, généralement employée.

On accorde une préférence marquée aux briques de liège aggloméré (avec de l'asphalte), parfaitement stables et mauvaises conductrices, résistant à l'humidité.

(1) HEINEL. — *Bau und Betrieb von Kältemaschinen-Anlagen*, p. 66.

TABLEAU XXV

| Matériaux | C | Matériaux | C | Poids de 1 m ³ kgs. | Qualité comme isolant | Observations |
|----------------------------------|-------------|--|-------|-----------------------------------|-----------------------------|--|
| <i>Matériaux de construction</i> | | | | | | |
| Marbrs et calcaires | 1,1 à 2,9 | Terre d'infusaires en tas. | | | bon | Inutilisable pour les tuyauteries. Pas très pratique, utilisable seulement sur des tuyauteries qui peuvent se chauffer. |
| Basalte | 1,1 à 2,4 | id. pétrie. | 0,06 | 350 | bon | |
| Ardoise | 1,2 à 1,7 | id. durcie, sèche | ≅ 0,2 | 580 | | |
| Béton de gravier fin. | 0,55 | Brique de terre d'infusoires | 0,11 | 200 | bon | |
| Mortier de Portland. | 0,3 à 0,5 | Amiante | 0,15 | 576 | bon | Amiante pur cher, plaques d'amiante difficiles à appliquer. |
| Briques, tuiles. | 0,45 à 0,6 | Laitier de haut-fourneau. | 0,19 | 360 | variable | |
| Grès | 0,9 à 1,8 | Charbon de bois | 0,055 | 215 | bon | |
| Roches légères. | 0,5 à 1,0 | Tourbe sèche | 0,045 | 160-190 | bon | |
| Tuf. | 1,6 à 2,2 | Tourbe légèrement humide | 0,07 | 190 | passable | Inutilisable pour les tuyauteries. |
| <i>Métaux</i> | | | | | | |
| Fer | 51 à 75 | Sciure de bois | 0,06 | 215 | variable | |
| Cuivre. | 330 | Liège pulvérisé. | 0,041 | 160 | bon | |
| Bronze. | 55 | Liège aggloméré. | 0,061 | 200 | excellent | |
| Zinc | 100 | Coton | 0,054 | 81 | bon | Excellent pour toutes les isolations. |
| Plomb. | 28 | Laine | 0,042 | 136 | à l'état sec | |
| Eau tranquille. | 0,43 à 0,57 | Soie en tresses molles | 0,05 | 140 | bon | D'un emploi facile. |
| Mercurc | 5,3 à 7,3 | Béton de pierre ponce | 0,2 | | doit être sec | |
| Neige légère en flocons. | 0,02 | Chêne | 0,2 | | | |
| Neige tassée. | 2,0 | Sapin | 0,12 | | | |
| Givre des tuyauteries | 0,5 | | | | | |
| Glacé | 1,8 à 2,1 | | | | | |

dité, aux chocs et aux variations de température, et d'un montage facile.

60. Isolation des tuyauteries. — Le givre qui se dépose sur les tuyauteries n'agit comme isolant que tant qu'il est peu dense ; peu à peu, il devient compact et, au cours de dégels partiels, se transforme en glace. La surface lisse de la glace produit du reste un rayonnement moindre que celle, rugueuse, du givre. Il faut en tous cas éviter de faire passer un tuyau non isolé à travers un mur, en bouchant les interstices avec du plâtre ou du béton ; le mur devient rapidement humide à cet endroit, gèle et provoque une forte déperdition de froid.

On doit absolument remplir l'interstice d'une couche épaisse d'isolant, garantie par un manchon en tôle contre l'humidité extérieure.

Il est toujours avantageux d'isoler tuyaux et brides, soit par des coquilles de liège, soit par des tresses de soie, soit d'une façon mixte (tresses de coton protégées contre l'humidité extérieure par une bande de toile et une couche de peinture à l'huile ou de couleur émail, etc.).

En se basant sur les chiffres publiés par Eberlé (1), on trouve que, dans une petite installation de 5 000 frigories, les tuyaux entre le compresseur et les appareils peuvent provoquer :

Non isolés, une perte de 3 000 frigories environ
Isolés, une perte de 500 frigories environ.

On admet, en effet, dans ce cas, par mètre carré de

(1) *Zeitschr. d. Bayr. Revisions-Vereins*, 1908, p. 169.

surface rayonnante et par degré de différence de température :

- 12,0 frigories de perte à l'heure pour les tuyaux non isolés.
- 2,8 frigories de perte à l'heure pour les tuyaux isolés avec brides apparentes.
- 2,0 frigories de perte à l'heure pour les tuyaux isolés avec brides isolées.

Pour une isolation spécialement soignée, avec doubles coquilles de liège, on peut réduire les coefficients ci-dessus de moitié.

Il est extrêmement important que les isolations soient à l'abri de toute humidité, sans quoi leur conductibilité devient celle de la glace, c'est-à-dire 40 fois plus grande.

C'est pourquoi il faut absolument rejeter la façon de procéder, commode et bon marché, qui consiste à ne pas isoler du tout certaines parties des tuyauteries (coudes verticaux), d'où l'eau de condensation suinte lentement dans les parties isolées, placées au-dessous. C'est là également un motif d'isoler les brides (1).

La condition la plus importante d'une bonne isolation est qu'il ne puisse se produire aucune circulation d'air entre le tuyau et la surface ; il faut donc que l'isolant s'applique bien exactement sur le tuyau, et la surface extérieure doit être protégée par un bandage parfait ne présentant aucun interstice.

61. Isolation des bacs et récipients divers. — On

(1) L'inconvénient des joints couverts est que des fuites peuvent s'y produire sans être apparentes et inonder alors toute l'isolation (*Trad.*).

applique les dispositions indiquées schématiquement dans la figure 267 :

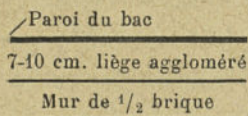
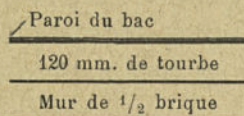
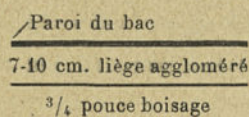
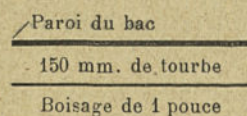
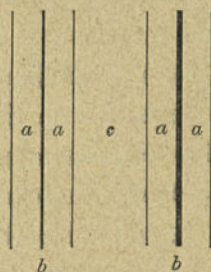
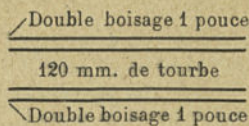


Fig. 267.



a : Boisage $\frac{7}{8}$ pouce
b : Papier isolant
c : Corps isolant.

Fig. 268.

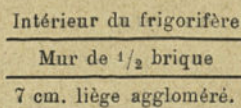


Fig. 269.

On remplace souvent la tourbe par du charbon de bois ou des déchets de laine ou de soie.

Comme on doit empêcher la pénétration de l'humidité, soit dans l'isolation même, soit entre celle-ci et la paroi du bac, il faudra établir avec un soin particulier le joint de l'isolation et du rebord supérieur des bacs réfrigérants, bacs à glace, etc. ; on recouvrira, par exemple, ce joint d'une garniture en tôle assez inclinée pour que l'eau de condensation s'écoule directement.

Pour les frigorifères, on applique généralement les types reproduits figures 268 et 269.

Il est bon de recouvrir les bordages d'une couche

isolante de papier, qui intercepte l'air et l'humidité; lorsque le bois est en abondance comme en Amérique, on utilise fréquemment le double boisage de la figure 268.

On reste au-dessus de la vérité en admettant, pour les types de construction des figures ci-dessus, une transmission de 1 frigorie par mètre carré et par degré de différence de température.

62. Matériaux isolants pour les constructions. —

Ce genre d'isolation s'exécute dans les conditions les plus variées, en tenant toujours compte, en dehors des règles mentionnées au § 59, des principes suivants :

L'eau de profondeur, l'eau de pluie, l'humidité et la moisissure, etc., ne doivent jamais atteindre les isolations.

Les pièces de construction en fer (colonnes, poutres) doivent être isolées ou noyées, si l'on a la moindre crainte qu'elles ne facilitent la déperdition de froid, grâce à la grande conductibilité du fer (jusqu'à 75 calories). On risque sans cela que les murs dans lesquels elles pénètrent deviennent très froids et que l'humidité de l'air s'y condense, ce qui peut provoquer une lente détérioration; la déperdition de froid est en outre considérable.

On condamnera donc absolument la suspension directe des batteries frigorifiques aux poutrelles en fer des plafonds; il faut toujours recouvrir ces dernières avec du bois, auquel on pourra fixer les supports des batteries.

Quant à la construction des voûtes entre poutrelles, il est très important qu'elles ne s'appuient pas directement au mur extérieur, mais à une couche de matériaux isolants édiflée sur toute la surface du mur avant l'établissement des voûtes (fig. 270). De même, les pou-

treilles doivent être enveloppées de pièces de bois imprégné et préservé encore au besoin contre des infiltrations d'humidité (fig. 271). Il y a lieu d'observer ces précautions même lorsque la voûte se trouve isolée sous 75 centimètres ou un mètre de tourbe.

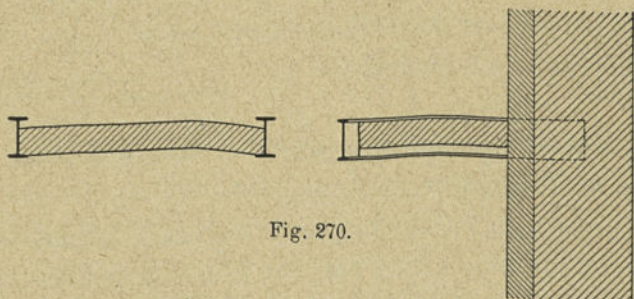


Fig. 270.



Fig. 271.

Du reste, ici encore, on ne peut pas établir de règle générale, et il faudra s'inspirer, dans chaque situation particulière, des circonstances spéciales : utilisation des locaux à isoler, refroidissement continu ou périodique et, dans ce dernier cas, écart maximum des températures entre l'arrêt et la reprise du refroidissement.

Si cet écart doit être très faible, il est nécessaire d'élever, comme l'indique la figure 272, un mur de $1/2$ ou 1 brique devant le mur isolant, en guise de réservoir de froid.

L'inconvénient de ce dispositif (fig. 272) est que ce mur, ayant à peu près la température de l'air dans la salle frigorifique, n'empêche pas l'humidité de cet air de dépasser le maximum permis. C'est pourquoi, dès que, dans les abattoirs, l'arrêt du refroidissement des

salles frigorifiques dépasse un certain nombre d'heures, en même temps que la grande quantité de viande entrée élève sensiblement le degré d'humidité, il est nécessaire d'avoir une autre réserve de froid à température plus basse (v. p. 340). On peut aussi, pendant la marche, travailler à des températures anormalement basses et avec un air très sec.

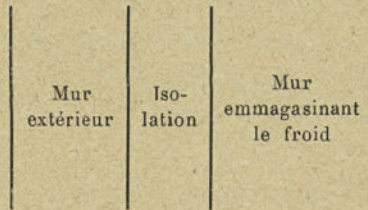


Fig. 272.

CHAPITRE XII

LES PRINCIPALES APPLICATIONS DU FROID ARTIFICIEL

63. Industrie de la brasserie. — Le moût de bière, provenant soit directement du panier à houblon, soit des bacs, est amené au moyen du réfrigérant à la température de mise en levain, soit de 5° à 8° C. En général, on se sert d'eau fraîche dans la partie supérieure, d'eau glacée (par la machine à glace) dans la partie inférieure du réfrigérant.

La quantité d'eau fraîche nécessaire est déterminée par la formule :

$$\frac{Q(t_1 - t_2)}{t_s - t_e}$$

Q = volume du moût en litres; t_1 = température initiale du moût, $\leq 30^\circ$ quand on dispose de bacs et $\leq 70^\circ$ quand le moût arrive bouillant du panier à houblon; t_2 = température finale du moût, supérieure de 5° environ à t_e , température de l'eau fraîche à l'entrée du réfrigérant; t_s = température de l'eau à la sortie.

La quantité de froid à fournir par la machine est exprimée par la formule : $Q(t_2 - t_i)$ frig. t_1 = température finale du moût, et t_i celle de mise en levain.

Si l'on dispose d'une eau glacée à 0°, la quantité de cette eau nécessaire sera, en admettant qu'elle s'échauffe jusqu'à la température initiale de l'eau fraîche :

$$\frac{Q(t_2 - t_i)}{t_2 - 0} \text{ litres.}$$

La quantité d'eau glacée nécessaire est très considérable et il faut, si l'on ne veut pas renoncer à une exploitation économique de la machine, en opérer le refroidissement plusieurs heures à l'avance (Cf. § 58) (1).

Dans la partie supérieure du réfrigérant à ruissellement et aussi longtemps que la température du moût est sensiblement supérieure à celle de condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air, ce dernier provoque une évaporation et par conséquent un refroidissement du moût. Dans le bas du réfrigérant, au contraire, la température du moût est inférieure à celle de l'air et en général aussi à celle de condensation de la vapeur d'eau. L'air y abandonne donc au moût de la chaleur et de l'eau de condensation, ce qui facilite l'infection par l'air, tandis qu'inversement l'évaporation dans la partie supérieure préserve le moût. Il est donc à souhaiter qu'on sépare ces deux phases de refroidissement, la première se faisant par réfrigérant ouvert, la seconde, par contre, dans un appareil fermé du type des appareils américains étudiés.

Il s'agit ensuite d'éliminer, par la température de la salle de fermentation et par la circulation d'eau glacée

(1) HEINE. — *Bau und Betrieb von Kältemaschinenanlagen, Süßwasserkühlung für Brauereien*, p. 182.

dans les nageurs, la chaleur produite par la fermentation.

Si l'on admet que la température doit rester constante dans les cuves, la quantité de froid nécessaire sera égale à la chaleur produite par la réaction chimique.

En supposant une atténuation réelle de 50 % d'un moût contenant 15 kilogrammes d'extrait par hectolitre, le nombre de calories produites et par suite à absorber par hecto sera :

$$32 \times \frac{15000 \times 0,5}{180} = 1333 \text{ calories,}$$

car on sait que la fermentation de 180 grammes de sucre (chiffre correspondant au poids moléculaire) produit environ 32 cal. (1).

La quantité de froid nécessaire pour une cuve de 30 hectolitres sera par conséquent de 40 000 frigories environ à répartir sur une durée de fermentation de 10 jours = 240 heures par exemple, de sorte que la consommation moyenne par cuve pleine et par heure sera de 167 frigories. Si la température dans les cuves ne doit pas dépasser 6°, l'eau glacée, arrivant à + 1°, ne devrait pas avoir plus de + 5° à la sortie des nageurs.

Pour une production de 300 hectolitres par jour, par exemple, et une durée de fermentation de 10 jours, ce qui représente 100 cuves en service, la quantité de chaleur à absorber à l'heure sera de 16 700 calories.

Le rayonnement par la surface du moût en fermentation et à travers les parois de la cuve ne comporte pas

(1) BOUFFARD. — *Comptes rendus*, 1862, n° 8. *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1895, p. 215.

plus de 40 calories; tout le reste est à éliminer par les serpentins. Il faudra donc, pour chaque cuve de 30 hectolitres, 33 litres d'eau glacée dans un serpentин de 0^m2,22 environ.

Pour 100 cuves de 30 hectolitres, la quantité d'eau à 0° nécessaire serait, si elle quitte les serpentins à + 5° :

$$\frac{100 \times 130}{4} = 3250 \text{ litres à l'heure.}$$

Comme cependant la production de chaleur due à la fermentation n'est pas uniforme mais, débutant par un minimum, passe par un maximum pour redescendre ensuite, la circulation de froid dans chaque cuve devra pouvoir faire face au maximum. Il est nécessaire par conséquent d'avoir, pour des cuves de 30 hectolitres, des nageurs de 0^m2,35 de surface avec un débit de 50 litres d'eau glacée. On a vu, chapitre x, que la température des cuves est régulièrement contrôlée et réglée par le débit des serpentins.

Les batteries frigorifiques des salles de fermentation éliminent la chaleur rayonnant des cuves, des murs et du sol, ainsi que celle amenée par la ventilation.

L'air des caves à fermentation, chargé d'acide carbonique, plus dense et plus froid que l'air extérieur, est plus lourd que ce dernier; c'est pourquoi les caves à fermentation, placées en sous-sol, doivent avoir un ventilateur et dans les salles au rez-de-chaussée l'évacuation d'air ne se fait pas par le plafond mais au niveau du sol.

Après la fermentation principale, la bière subit, dans les foudres des caves de garde, une fermentation secondaire très lente qui ne dégage qu'une quantité très minime de chaleur. Les batteries frigorifiques n'ont

donc qu'à combattre le rayonnement des murs, voûtes et sol et à refroidir entre 5° et 2° la bière provenant de la fermentation principale.

On estime enfin, dans les deux genres de cuves, à 2% de la consommation totale de froid la chaleur dégagée par le personnel et par l'éclairage.

64. Industrie de la boucherie. — Les villes ou les corporations de bouchers possèdent presque partout de grands abattoirs, où le froid artificiel est utilisé dans des locaux séparés, de deux façons différentes : pour un refroidissement provisoire de la viande et pour sa conservation à longue durée.

La figure 227 (p. 283) représente une salle de réfrigération provisoire : les moitiés d'animaux sont accrochées à des chariots, roulant sur un réseau de rails qui se prolonge jusqu'au lieu d'abattage ; les canaux pour la circulation artificielle de l'air froid sont placés au-dessus de ces rails.

On compte 24 heures pour refroidir la viande de la température extérieure à 6° environ ; l'intérieur des pièces n'est cependant pas à 6° au bout de ce temps ; on admet à peu près 1 comme chaleur spécifique de la viande, et on compte 200 à 250 kilogrammes de viande par mètre carré de superficie.

La quantité de froid à produire par jour est exprimée par $Q(t_c - t_p)$, Q étant le poids de la viande introduite un jour de grand abattage, en kilos, t_c la température de la viande à l'entrée, t_p la température de refroidissement provisoire ; $\frac{Q}{24}(t_c - t_p)$ sera la quantité à produire par heure.

Il faut y ajouter le froid absorbé par le rayonnement,

le refroidissement et le dessèchement de l'air frais de ventilation, par le travail du ventilateur, par la chaleur provenant du personnel, de l'éclairage et de l'ouverture des portes pour le service. L'appel d'air frais doit être suffisant pour renouveler toute la quantité d'air une fois par heure, ou au moins une fois toutes les deux heures (v. chap. x, § 44).

La figure 228 représente une salle frigorifique pour longue conservation de la viande (jusqu'à 6 semaines); la température est maintenue entre $+ 2^{\circ}$ et $+ 4^{\circ}$, avec un degré d'humidité de 80 %.

Si la température était portée à $+ 5^{\circ}$, il faudrait diminuer l'humidité au-dessous de 80 %.

La quantité de froid nécessaire pour refroidir en 24 heures la viande de la température provisoire t_p à la température de la salle frigorifique t_r s'exprime par : $Q(t_p - t_r)$ frigories; il faut y ajouter aussi la quantité de froid correspondant aux déperditions signalées ci-dessus. Le renouvellement complet de l'air doit se faire toutes les 2 ou au moins toutes les 4 heures.

On compte 150 kilogrammes de viande par mètre carré à cause de la moindre dimension des pièces; selon les conditions du marché local et selon que les différents bouchers possèdent ou non chez eux de petites installations frigorifiques, la quantité de viande qui pénètre un jour de grand abattage dans la salle frigorifique varie de la moitié aux deux tiers de la superficie.

Les petites installations particulières sont construites d'après les mêmes principes que les grandes, en simplifiant l'exécution autant que possible. Comme on n'y conserve généralement pas la viande plus de 8 à 15 jours, une température de 5° et un maximum d'humidité de 80 % sont suffisants; ces valeurs ne doivent par con-

tre jamais dépasser respectivement 6° et 85 %. Un renouvellement d'air préalablement rafraîchi est indispensable ; au lieu d'un frigorifère, on peut utiliser une batterie placée dans la chambre frigorifique même ; il est utile d'avoir un réservoir de froid (1).

Il est du reste parfaitement possible de faire de grandes installations avec batteries frigorifiques et circulation d'air naturelle, à condition d'avoir un dispositif pour le refroidissement préalable de l'air frais de ventilation. Voir au chapitre ix, § 47, la température de l'incongelable correspondant à l'humidité nécessaire.

Installations frigorifiques avec glace naturelle, voir § 38. — Il faut éviter avec soin dans la réfrigération de la viande les grandes variations de température, car il peut arriver, quand l'air est trop chaud, que son humidité se condense sur la viande ; on peut éviter cet inconvénient d'une façon certaine en réduisant les variations de température à 3° C. au maximum. On y arrive soit par la marche continue, soit par une réserve de froid lorsque la machine ne fonctionne que périodiquement ; la marche continue n'est possible que dans des installations très vastes, où les compresseurs sont répartis de façon à faire face aux besoins les plus variés (Cf. ch. III, § 17).

La société Linde possède des brevets de date récente d'après lesquels on recueille l'eau qui dégoutte des batteries pendant l'arrêt, dans des rigoles en tôle, reliées à la batterie ; pendant la marche, cette eau se congèle de nouveau, constituant une réserve de froid à 0° pour la période d'arrêt. Si on veut, pour régler le % d'humidité, avoir constamment une température inférieure à

(1) *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1907, p. 1.

0°, il faudra constituer la réserve de froid par la congélation en vase clos d'une certaine quantité de bain salé de concentration déterminée.

La question des moteurs (1) joue dans les abattoirs un rôle important. Elle est dominée par celle de la consommation très importante d'eau chaude et de vapeur pour les abattoirs. L'installation fonctionnera dans son ensemble de la façon la plus rationnelle, lorsqu'on aura à sa disposition de grandes quantités de vapeur d'échappement ou les gaz chauds d'une importante chaufferie à proximité. Il n'est donc possible d'employer des moteurs électriques ou à gaz que si la centrale électrique ou l'usine à gaz sont assez proches, soit pour livrer à leur prix de revient la chaleur nécessaire à la préparation de l'eau chaude et de la vapeur de chauffage, soit le gaz ou le courant.

65. Glacières et frigorifiques divers. — Il est très important d'établir soigneusement les plans de chaque nouvelle installation spécialement en vue du but à atteindre.

Une mauvaise disposition générale, des escaliers mal commodes, des monte-charges mal placés, le manque de dégagement pour la circulation des camions, une production insuffisante ou une mauvaise répartition du froid, peuvent conduire aux pires déboires, si insignifiantes que puissent paraître tout d'abord les erreurs commises.

On trouvera dans ce qui suit, pour quelques cas spéciaux, les règles principales à observer.

a) Congélation de la viande et du poisson. — Ce

(1) *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1908, p. 178.

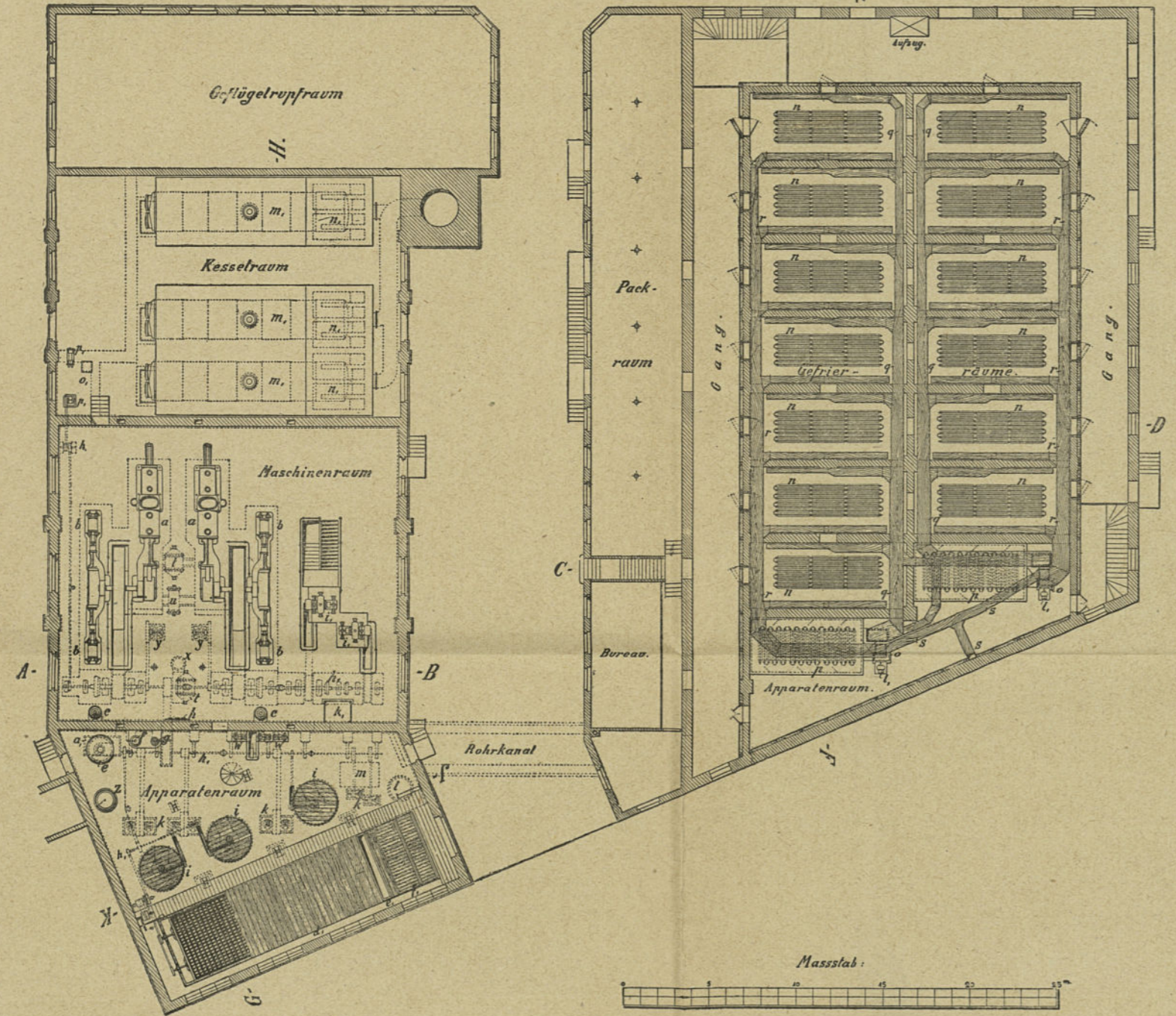
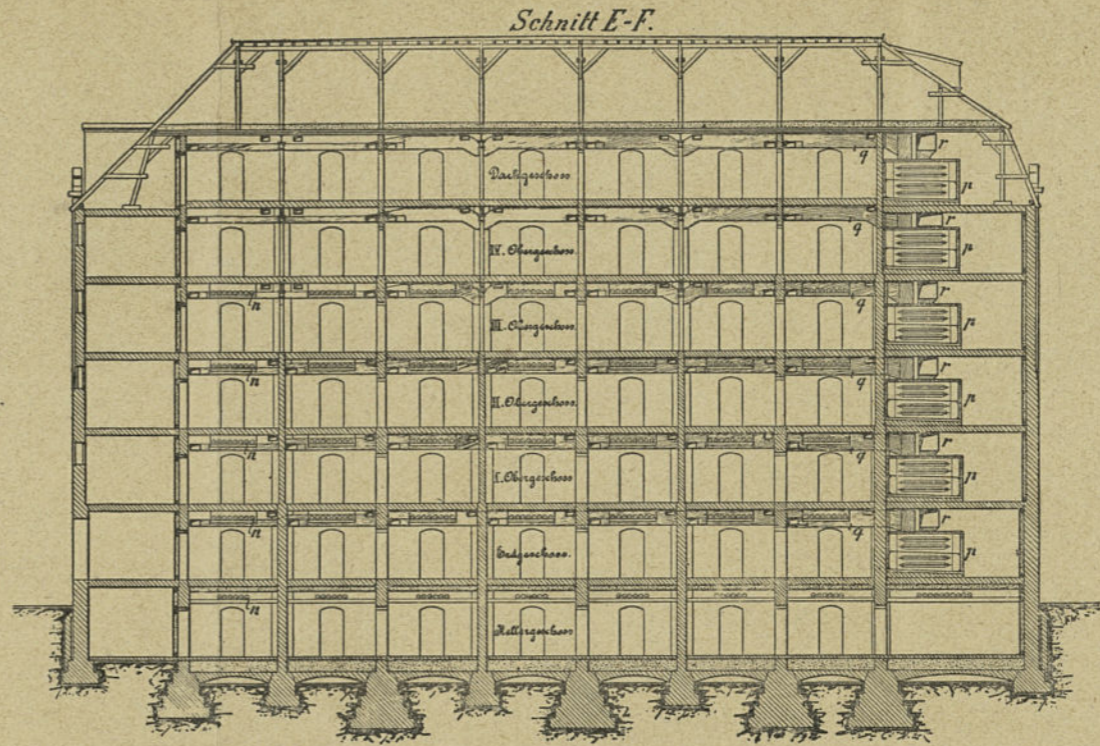
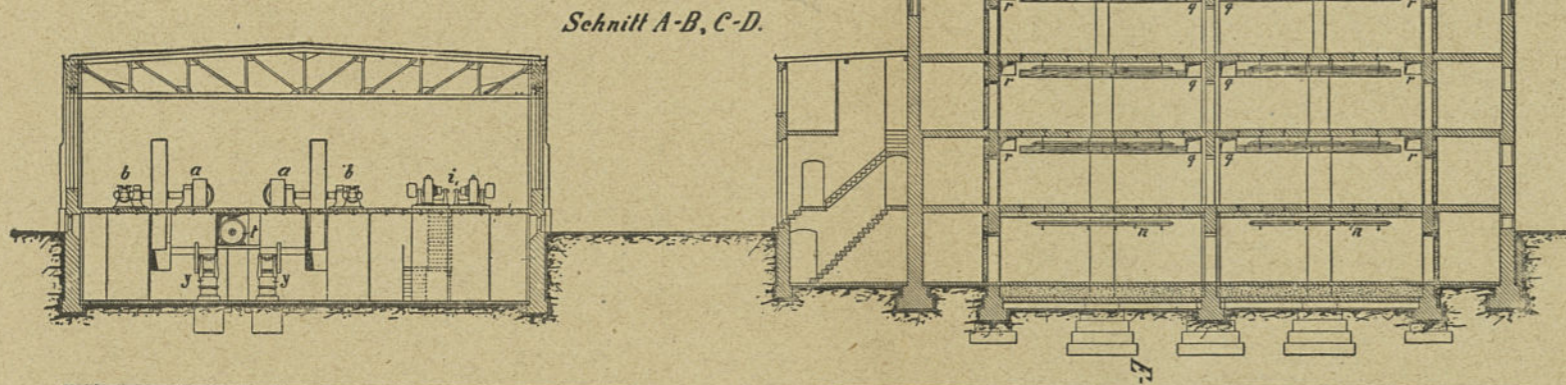
genre d'installations, qui existe en Russie, dans l'Amérique du Sud et en Australie, en vue des transports à grande distance dans des trains ou des steamers-glacières, est assez simple, mais néanmoins très important à cause des vastes dimensions à réaliser.

Un établissement comprend ordinairement une série de plusieurs salles de grande superficie et de 3 à 4 mètres de haut. Comme on ne traite en général qu'une seule espèce de denrées dans le même établissement, toute l'installation a un caractère très uniforme; les salles frigorifiques sont précédées d'un hall bien isolé, dans lequel les wagons sont rafraîchis avant d'être chargés. Il est indispensable que les marchandises soient refroidies ou au besoin congelées à fond avant l'expédition; cela exige plusieurs jours, même dans les conditions les plus favorables. On ne peut pas refroidir les denrées déjà emballées: l'emballage, agissant comme isolant, ralentit suffisamment l'action du froid pour permettre un commencement de décomposition. Il est également nécessaire de déballer les denrées gelées arrivant dans un établissement frigorifique pour y être conservées un certain temps; il faut s'assurer que le contenu de chaque caisse est encore parfaitement gelé. Si ce n'est plus le cas, il faut déballer le tout, le faire geler à nouveau et le réemballer ensuite. Le déballage ne peut avoir lieu que dans une salle froide, l'humidité de l'air se condensant sans cela sur la marchandise.

Lorsqu'une salle-glacière est placée au-dessus d'un local dont la température est supérieure à 0°, il faut disposer les denrées sur des claies, les caisses sur des chantiers assez élevés pour que l'air froid puisse circu-

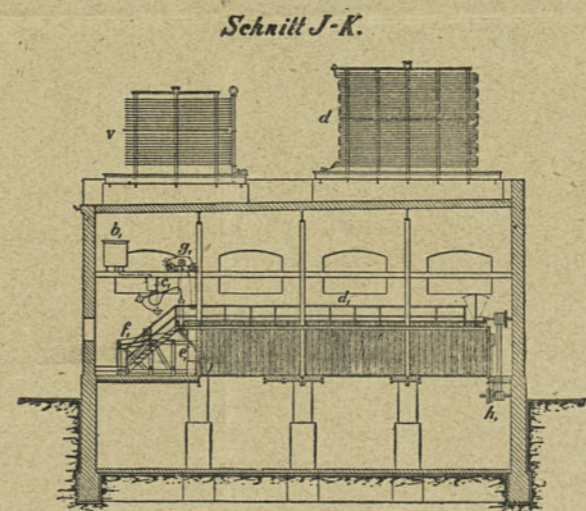
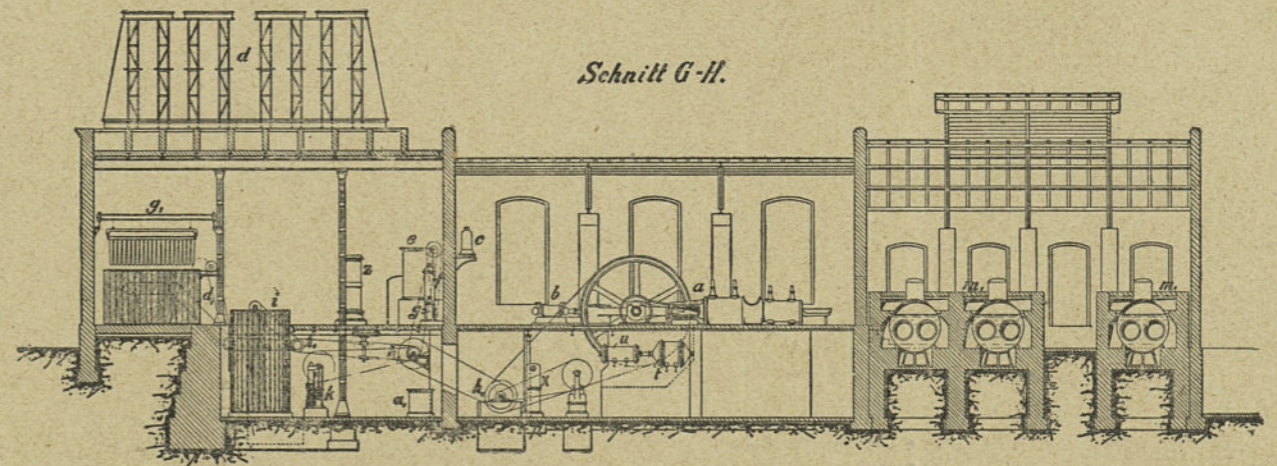
Kühl-, Gefrier- u. Eismaschinen-Anlage der Herren E. u. J. Mayer in Frankfurt a. M.

ausgeführt von der
Maschinenbau-Anstalt Humboldt in Kalk.



Stündl. Gesamt-Kälteleistung: 600000 Calorien einsch. 1000 kg Crystalleis.

| Kühl- u. Gefrierräume. | |
|--|---|
| 2 Kühlräume: Dach- u. II. Obergeschoss | : 992 qm Bodenfläche, 2877 cbm Inhalt bei 1.5° beim 1° Xiba |
| 4 Gefrierräume: II., II., I. Obergeschoss u. Erdgeschoss | : 1808 qm - - - 5604 cbm - - - 1° Xiba |
| 4 Lagerkeller | : 558 qm - - - 1645 cbm - - - 1.4° - - |
| Zusammen | : 3358 qm Bodenfläche, 10026 cbm Inhalt |



- Erklärung:**
- a Dampfmaschinen
 - b Ammoniak-Compressoren
 - c Salzbäder
 - d amm. Wasserco. Condensator
 - e Nachkühler für Ammoniak
 - f Sammelgefäß
 - g - - - - - Öl
 - h Manometertafel
 - i Verdampfer für Salzwasser
 - k Salzwasser-Pumpen
 - l - - - - - Einweimes
 - m - - - - - Sammelbassin
 - n Kühlrippenbohle
 - o Ventilatoren
 - p Luftkühlapparate
 - q Leitung für kalte Luft
 - r - - - - - masme
 - s - - - - - feische
 - t Dampfemiger
 - u Speisewasser-Vorwärmer
 - v Dampf-Wasserco. Condensator
 - w Circulationswasser-Pumpen
 - x Kochapparat
 - y Luftpumpen
 - z Nachkühler für Speisewasser
 - a Filterapparat
 - b Speisewasser-Behälter
 - c Füllvorrichtung
 - d Biogenetator
 - e Aufschlaggefäß
 - f Entleerungstisch
 - g Laufkanal
 - h Transmission u. Vorlege
 - i Dynamo
 - k Schalttafel
 - l Elektromotoren
 - m Dampfboiler
 - n Hebeschleuse
 - o Speisewasser-Massin
 - p - - - - - Pumpen

Kühl-, Gefrier- u. Eismaschinen-Anlage der städt. Haupt-Markthalle in Cöln.

ausgeführt von der Maschinenbau-Anstalt Humboldt in Halk.

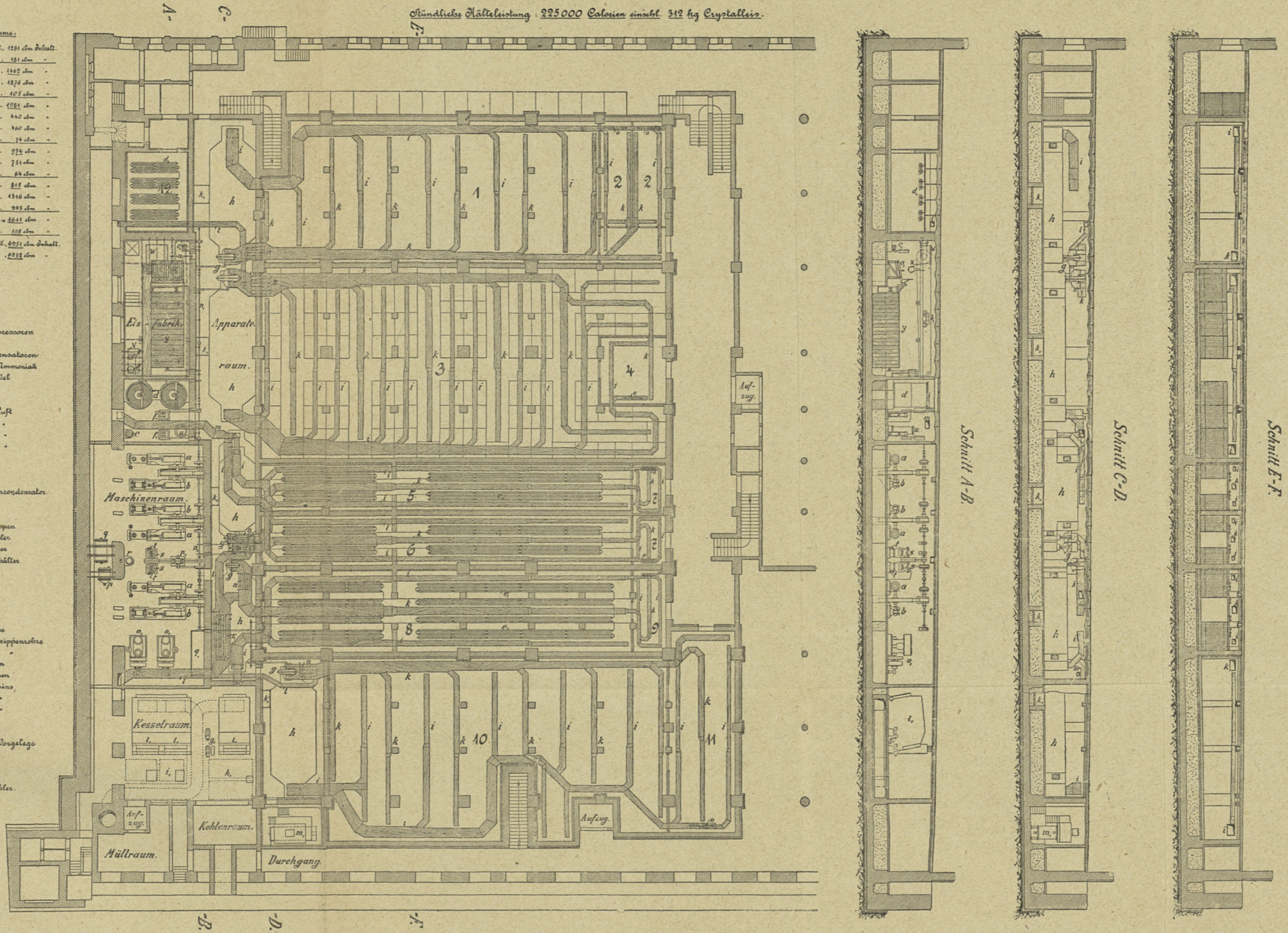
Tägliche Kälteleistung: 225000 Calorien einchl. 312 kg Crystalleis.

Kühl- u. Gefrierräume:

| | | |
|-------------------------------|-----------|------------------|
| 1 Kühlraum f. Bier | : 350 qm | 2181 cbm Inhalt. |
| 2 Ausbringräume | : 52 qm | 481 cbm |
| Zusammen | : 402 qm | 1462 cbm |
| 3 Kühlraum f. Fleisch | : 547 qm | 4876 cbm |
| 4 Vorräum | : 33 qm | 405 cbm |
| Zusammen | : 580 qm | 4281 cbm |
| 5 Gefrier f. Wild u. Geflügel | : 130 qm | 440 cbm |
| 6 | : 138 qm | 400 cbm |
| 7 Vorräume | : 24 qm | 74 cbm |
| Zusammen | : 292 qm | 914 cbm |
| 8 Gefrierraum f. Fische | : 923 qm | 754 cbm |
| 9 Vorräum | : 20 qm | 84 cbm |
| Zusammen | : 243 qm | 815 cbm |
| 10 Kühlraum f. Bier | : 433 qm | 4316 cbm |
| 11 Ausbringraum | : 89 qm | 905 cbm |
| Zusammen | : 522 qm | 4641 cbm |
| 12 Kühlraum f. Käse | : 36 qm | 408 cbm |
| Gesamt - incl. Vorräumen | : 2286 qm | 6251 cbm Inhalt. |
| Kühlräume ohne | : 1852 qm | 4638 cbm |

Bezeichnung:

- a Dampfmaschinen
- b Ammoniak-Compressoren
- c Oelabscieder
- d Ammoniak-Condensatoren
- e Sammelgefäße für Ammoniak
- f - - - - - Öl
- g Bauarbeiten
- h Lüftklappen
- i Leitung für kalte Luft
- k - - - - - warme
- l - - - - - feuchte
- m - - - - - Abtau
- n Treibschlangen
- o Treibkörper
- p Dampfreiniger
- q Dampf-Oberflächencondensator
- r Hochapparat
- s Luftpumpen
- t Gefrierwasser-Pumpen
- u - - - - - Mäbler
- v - - - - - Filter
- w - - - - - Behälter
- x Füllvorrichtung
- y Bingenator
- z Luftsauggefäß
- a Ballcockventil
- b Laufkan
- c Salzwasser-Pumpe
- d - - - - - Mischklappen
- e Ammoniak-
- f Kühlwasserpumpen
- g Speisewasser-Pumpen
- h - - - - - Wasser
- i Schmutzwasser
- k Sauerwasser
- l Dampfhebel
- m Wassereiniger
- n Steammission u. Vorlege
- o Dampf-Dynamo
- p Siemens-Dynamo
- q Schalttafel
- r Frischluft-Verhinder



ler entre elles et le sol et les isoler de la chaleur qui pénètre lentement d'en bas par la voûte.

b) Les observations ci-dessus s'appliquent toutes à la conservation des fruits d'exportation.

c) Le problème se complique lorsqu'il s'agit de mettre dans les grandes villes à la disposition des marchands de comestibles une installation frigorifique pour des denrées dont la nature varie avec les saisons. Il faut que les différentes salles puissent servir à plusieurs fins, et cela entraîne une sous-division en chambres plus petites, isolées les unes des autres et desservies soit séparément, soit en groupes, par un frigorifère spécial.

On augmente beaucoup la faculté d'adaptation en remplaçant la circulation artificielle de l'air par la circulation naturelle; c'est sur ce principe que sont établies toutes les nouvelles installations. Un seul frigorifère peut alimenter alors de l'air pur nécessaire, soit un groupe de salles, soit toute l'installation.

Si des grillages de bois ou de treillis métallique divisent l'intérieur des salles en compartiments, il faut laisser suffisamment de place entre les batteries du plafond et ces grillages, pour les rigoles d'eau de condensation des batteries ou pour permettre d'enlever la glace qui recouvre ces dernières.

Les figures 273 et 274 (planches) représentent deux installations dans lesquelles chaque salle ou groupe de salles a un frigorifère propre, avec circulation artificielle et appel d'air frais, préalablement refroidi.

Il faut suivre très strictement les règlements établis concernant la conservation des denrées; c'est malheureusement trop souvent le moindre souci des commerçants, locataires des établissements frigorifiques, de

sorte que, malgré le parfait fonctionnement de l'installation, une grande quantité de denrées se gâte.

Les observations faites plus haut concernant l'emballage et le déballage sont à répéter ici.

C'est précisément dans ce genre d'installations qu'une grande réserve de froid est nécessaire ; on la constitue de la meilleure façon par le revêtement en maçonnerie, déjà mentionné, de la couche isolante, parce qu'on ne sait en général pas d'avance quelle sera la nature des denrées à conserver et que les œufs, par exemple, sont extrêmement sensibles à la moindre variation de température.

Il est très important, lorsqu'on retire les denrées des salles frigorifiques, d'empêcher la condensation d'humidité provenant de l'air chaud du dehors ; on peut, pour cela, les placer dans un local spécial où la température est celle de l'extérieur mais où l'air est très sec. On y arrive en renouvelant l'air de ce local avec de l'air des salles frigorifiques préalablement chauffé (système breveté).

Lorsqu'on ne dispose pas d'une telle installation, il faut que l'emballage des denrées les mette à l'abri de l'air : s'il s'agit du transport d'un établissement frigorifique dans un autre, il sera nécessaire que l'emballage soit en même temps isolant.

C'est là une règle dont on ne tient pas assez compte ; on sort les denrées non emballées, on les expose en vente pendant quelques heures à l'air extérieur, on les rentre dans les salles frigorifiques... qu'on rend ensuite responsables des avaries de la marchandise.

66. Industrie laitière. — L'application du froid artificiel a fait de grands progrès dans cette industrie,

dès que des recherches sérieuses eurent démontré son utilité pour les opérations suivantes :

- 1° Refroidissement rapide du lait,
- 2° Congélation du lait,
- 3° Conservation du lait,
- 4° Révélotion du mouillage,
- 5° Préparation de la crème pour le beurre et fabrication du beurre,
- 6° Conservation du beurre,
- 7° Fabrication et maturation du fromage,
- 8° Conservation du fromage.

L'industrie laitière, fort compliquée, exige du constructeur des installations frigorifiques une étude préliminaire approfondie de l'industrie même et des recherches qui ont été faites concernant l'action du froid sur les différents produits (1).

Le froid agit :

- a) Sur le développement des ferments, des bactéries et sur la formation d'acide butyrique,
- b) Sur la composition chimique,
- c) Sur les conditions de mélange mécaniques.

Le refroidissement du lait s'opère généralement au moyen de réfrigérants spéciaux (fig. 259 et 263) avec circulation intérieure d'incongelable, ou avec détente directe. Le nettoyage de ces appareils est facile, et le contrôle de leur propreté aussi, pour un œil un peu exercé. Les appareils fermés exigent une surveillance extrême et doivent être, après chaque emploi, rincés suffisamment longtemps avec de l'eau à près de 100°.

Si le lait est refroidi, immédiatement après la traite,

(1) OTTO KASDORF. — *Eis und Kälte im Molkereibetrieb und andere.*

à 2° ou 4°, et maintenu à cette température, on peut le conserver jusqu'à sept semaines, à condition qu'il soit pur et les récipients stériles ; généralement la conservation ne dépasse pas quinze jours. Plus la durée demandée augmente et plus la température du lait doit se rapprocher de 0° à 0°,5. Le refroidissement à 0° ne modifie en rien la composition chimique du lait et à peine la répartition des éléments constitutifs.

Par la *congélation*, au contraire, il se produit une séparation très appréciable, qui sera d'autant moindre que la congélation aura été plus rapide. Il faut donc plonger les récipients dans un bain salé très froid et faire précéder la congélation d'un refroidissement par réfrigérant à ruissellement.

Le lait gelé se modifie peu à peu avec formation de flocons d'albumine ; c'est pourquoi on ne le conserve pas au delà d'un mois. Le point de congélation d'un lait normal est voisin de — 0°,55 ; il faut 135 frigories environ pour congeler un litre de lait.

On utilise le plus souvent le lait gelé pour le transport dans des wagons ordinaires ; on ajoute dans les cruches un morceau de lait gelé au lait déjà refroidi, et la température de celui-ci est maintenue par la lente fusion du lait gelé.

Le *point de congélation du lait mouillé* s'élève, avec le pourcentage d'eau, de la façon suivante :

| | |
|---------------------------|--------------|
| Avec 10 % d'eau | — 0,51 cent. |
| Avec 20 % d'eau | — 0,44 cent. |
| Avec 50 % d'eau | — 0,26 cent. |

Cela permet de constater les fraudes et leur importance ; l'aspect après congélation révèle aussi le mouillage.

La *fabrication du beurre* exige une crème d'excellente

qualité, et, dès qu'elle a été centrifugée, on la conserve à $+ 4^{\circ}$. Le barattage doit se faire entre 8° et 10° et on prétend que la teneur du beurre en eau augmente, si on dépasse cette température.

On conserve la crème soit en refroidissant le récipient, soit en y jetant de la crème gelée.

La *conservation du beurre* a lieu dans des salles frigorifiques à circulation d'air naturelle, à 0° et 80 à 85 %, au maximum, d'humidité. L'appel d'air frais, préalablement refroidi et séché, doit être suffisant; il faut éviter la congélation qui modifie le produit; on peut conserver le beurre 6 mois et plus à 0° . On préconise l'emballage dans des récipients en pierre à fermeture étanche, pour éviter la perte de poids et la moisissure.

Dans la *fabrication du fromage*, la conservation entre 2° et 10° a une influence sur la durée de la maturation et sur le goût, qui s'affine par une maturation lente. On maintient les fromages dans des salles avec batteries frigorifiques, à 4° au commencement, à 10° vers la fin de la maturation.

La *conservation du fromage* doit se faire à température très égale (variations de 1° au maximum) entre $- 2^{\circ}$ et $+ 2^{\circ}$ avec au maximum 85 % et au minimum 75 % d'humidité dans l'air.

Comme les crèmeries ou les fromageries sont souvent dans des contrées produisant des fruits et de la volaille d'élevage, il y a souvent lieu de prévoir en même temps des salles frigorifiques pour les fruits, œufs et autres produits agricoles.

67. Industrie minière. — Procédé de congélation du sol pour le fonçage des puits (1) :

(1) J. RIEMER. — *Das Schachtabteufen in schwierigen Fällen* (Freiberg i. S.).

On emploie ce procédé, appliqué pour la première fois par Petsch en 1886, lorsqu'il s'agit de foncer un puits à travers des couches de terres mouvantes et détrempées. On provoque au travers de ces dernières la formation d'un bloc de glace, compact et assez épais pour résister à la pression des terrains environnants et arrêter toute infiltration d'eau, jusqu'à ce que le fonçage soit terminé et qu'on ait pu pousser à travers toute la région dangereuse le revêtement en maçonnerie du puits ou un cuvelage en tôle de fer. La tuyauterie dont on se sert est composée d'un grand nombre de tubes doubles à axe commun, que l'on enfonce verticalement dans le sol, à 1 mètre de distance les uns des autres, sur le pourtour d'un cercle, dont le diamètre est de 1^m,5 plus grand que celui du puits. On y fait alors circuler une solution salée, refroidie dans le réfrigérant d'une machine frigorifique. Il est rare qu'on utilise dans ces tubes la détente directe du fluide intermédiaire, comme l'avait proposé Gobert. On ne peut naturellement mettre ces tubes en place qu'après avoir foré entièrement les trous dans lesquels on les place. Ces tuyaux sont en acier de première qualité ; le diamètre du tuyau extérieur est en général de 110 à 130 millimètres, celui du tuyau intérieur de 30 millimètres ; les parois ont une épaisseur de 7 et 4 millimètres ; la surface extérieure est de 0^m2,34 à 0^m2,41 par mètre courant. Les segments du tube extérieur sont assemblés au moyen de manchons intérieurs, tandis que c'est l'inverse pour le tube intérieur (fig. 275 et 276) ; les joints sont garnis de trèsses de chanvre goudronnées. Le tube intérieur est maintenu, tous les 30 millimètres environ, par un manchon muni de renforcements (fig. 276), fixé au tube extérieur ; il est fixé de même à la partie infé-

rieure, en bout arrondi, de ce dernier : c'est en ce point qu'il débouche. A la surface du sol, ces deux tubes sont munis de robinets R et R' et sont raccordés aux collecteurs C_a et C_s qui ont environ 200 millimètres de diamètre et (voir aussi fig. 277 et 278) communiquent avec le réfrigérant par un tuyau de retour. La solution saline descend par le tube intérieur et remonte dans le tube extérieur ; des thermomètres, dont l'un est placé avant l'entrée au collecteur, permettent de contrôler la marche. La vitesse du courant d'eau salée dans le tube extérieur ne dépasse pas $0^m,13$ à la seconde, pour éviter un échauffement dû au frottement contre les parois et pour utiliser complètement le froid qu'elle a emmagasiné. Comme il importe, d'autre part, que l'eau salée arrive le plus rapidement possible au point où elle doit être utilisée, elle passe par le tube intérieur à une vitesse de $1^m,50$ à $2^m,00$ à la seconde.

La température de la solution saline est, au début, de $- 40^{\circ}$

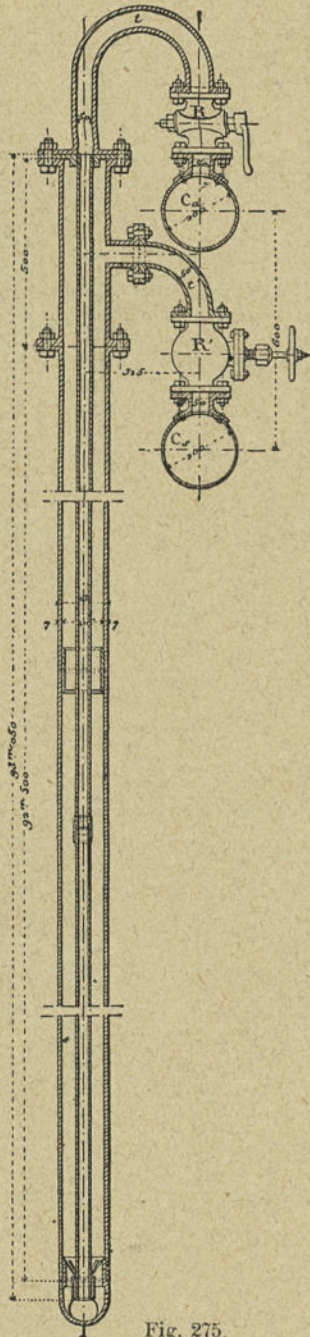


Fig. 275.

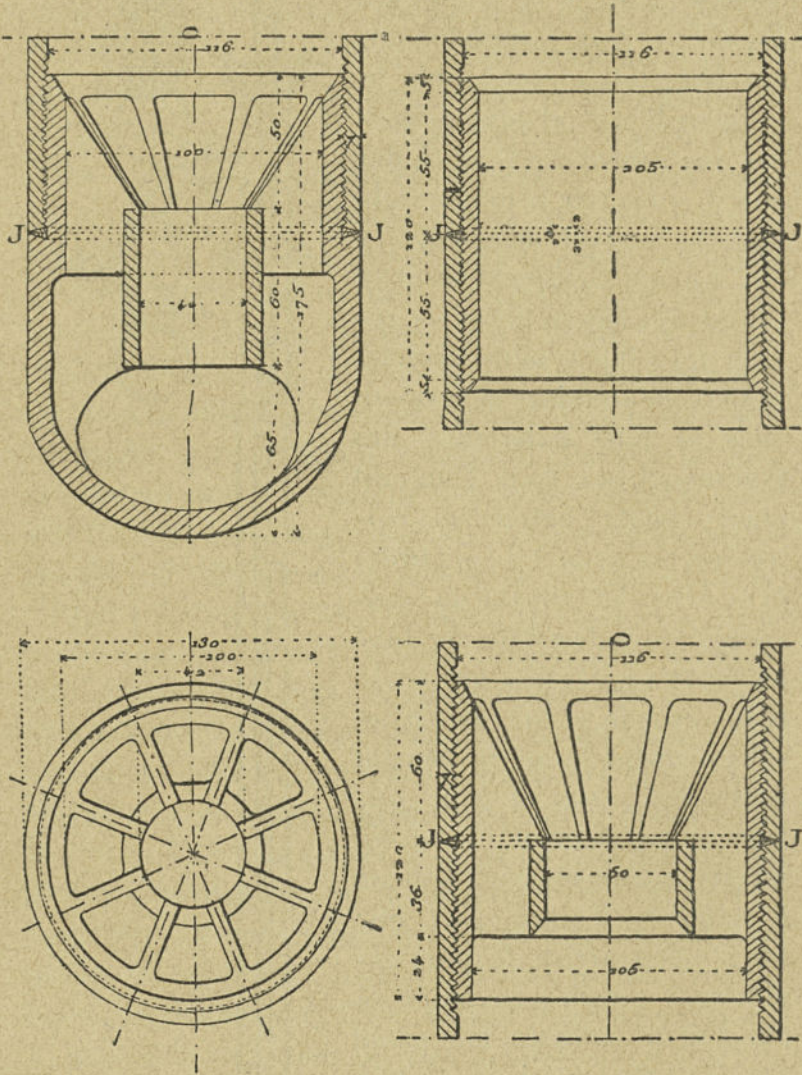


Fig. 276.

environ; à mesure que la congélation avance, elle s'abaisse jusqu'à $- 25^{\circ}$ environ.

La formation du bloc glacé a lieu de la manière sui-

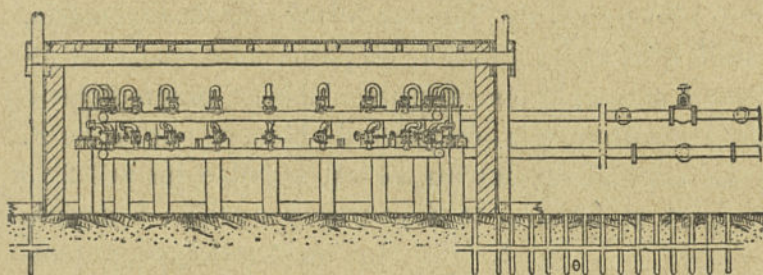


Fig. 277.

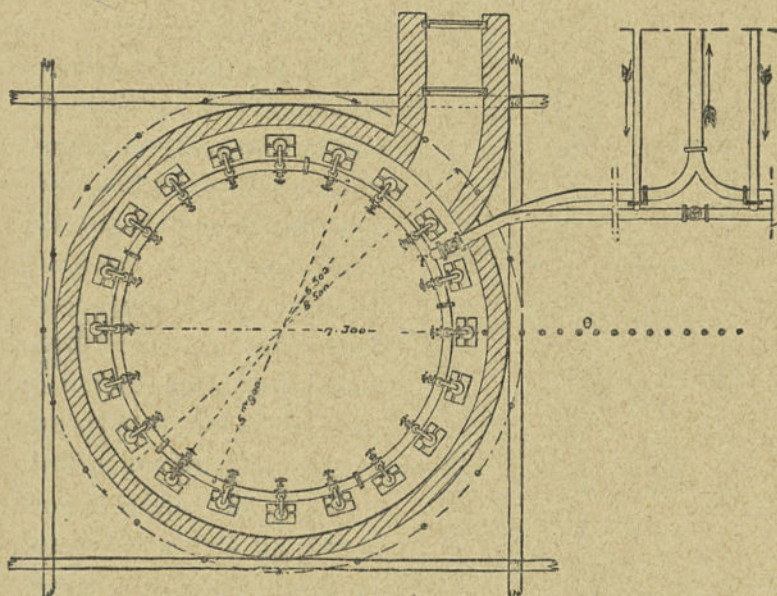


Fig. 278.

vante : la région avoisinant la tuyauterie est rapidement refroidie à 0° ; la glace commence alors à se former tout autour des tubes et s'étend peu à peu dans tous les sens, par anneaux concentriques, tandis que la température des couches plus éloignées s'abaisse si-

multanément de plus en plus ; les tuyaux transmettent 230 à 250 frigories par heure et mètre carré. On compte que la congélation se produit sur une épaisseur de 0^m,5 tout autour de l'anneau formé par la tuyauterie, tandis que, vers l'intérieur du puits, cette épaisseur atteint 1 mètre ; la température s'abaisse graduellement de la tuyauterie à la périphérie du bloc, où elle est de 0°.

Le refroidissement du sol est sensible jusqu'à 2^m,5 de part et d'autre de la partie congelée ; à mesure qu'on s'en éloigne, la température s'élève lentement de 0° jusqu'à la température du sol.

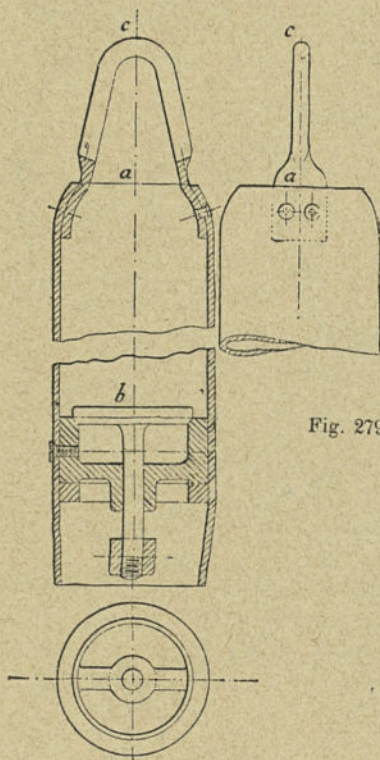


Fig. 279.

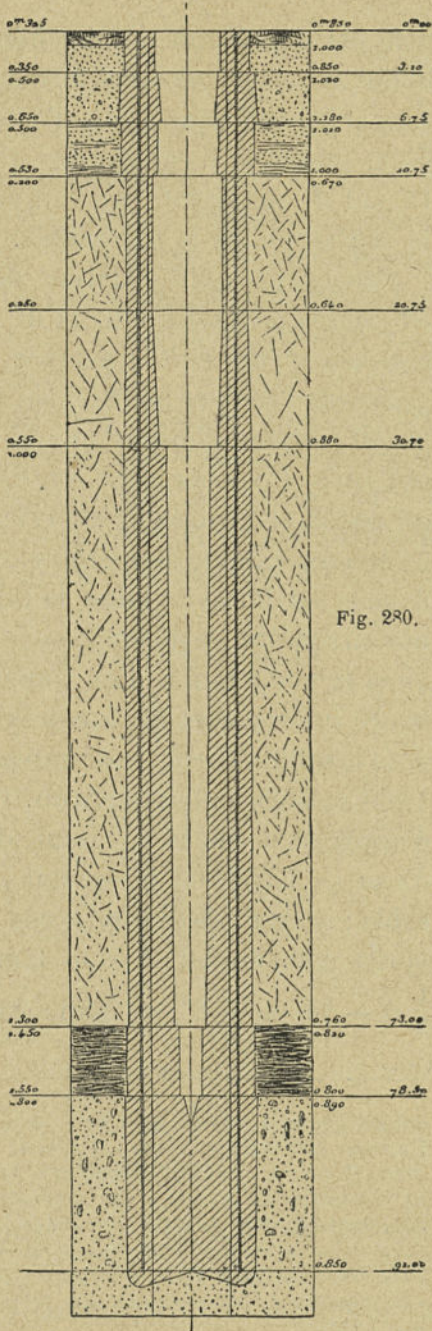
Une fois que le refroidissement a atteint ce point, l'installation frigorifique ne sert plus qu'à couvrir les pertes qui se produisent ; le nombre de frigories consommées pendant cette période, c'est-à-dire jusqu'à parachèvement de la maçonnerie ou du cuvelage, est cependant de 50 à 55 frigories par heure et mètre carré de surface interne et externe de l'anneau de glace. Ce n'est que lorsque ces tra-

voux sont terminés qu'on peut arrêter le fonctionnement de l'installation frigorifique et laisser les terrains se dégeler peu à peu.

On chasse la solution incongelable hors de la tuyau-

terie, on retire celle-ci et on comble les trous avec du béton. Si l'incongelable ne doit plus servir, on le chasse par un courant d'eau chaude, qui hâte le dégel des tubes. Dans le cas contraire, on le chasse par de l'air sous pression envoyé dans le tube extérieur, où il est puisé au moyen d'un tube de 2^m,50 de long environ, portant à sa base un clapet de retenue (fig. 279). Le diamètre extérieur de ce tube est de 15 millimètres plus petit que celui des manchons du tube intérieur.

On peut juger, dans la figure 280, des résultats obtenus par ce procédé, pour le fonçage des puits d'Anzin (1); l'anneau con-



gelé est représenté en hachures ; son épaisseur est différente dans chaque formation géologique ; dans sa partie inférieure, où l'action réfrigérante fut la plus intense, il ne forme qu'un bloc compact de 12^m,50 de diamètre ; on voit également dans la figure la disposition de la tuyauterie.

Supposons qu'il s'agisse de foncer un puits de 50 mètres de profondeur et de 4^m,50 de diamètre ; les couches qu'on doit traverser contiennent 250 kilogrammes d'eau par mètre cube, sauf une couche de sable de 10 mètres d'épaisseur qui en contient 500 kilogrammes. Le poids spécifique des différentes formations est de 2,3, celui du sable sec 1,4 ; leur chaleur spécifique à l'état sec 0,2 et la température du sol + 10°. On enfonce dans le sol une vingtaine de tubes frigorifères, suivant une circonférence de 6 mètres de diamètre, et on produit ainsi la congélation d'un anneau de 4 mètres de diamètre intérieur et de 7 mètres de diamètre extérieur, dont le volume sera, pour une profondeur de 50 mètres, 1 300 mètres cubes environ. Ce bloc se composera, d'après les données ci-dessus, de 390 000 kilogrammes d'eau et 2 656 000 kilogrammes de roches, terres et sable ; il s'agit de refroidir ces deux masses à 0°, puis après congélation à une température moyenne de $\frac{1}{2}(0 - 16) = - 8^\circ$, en supposant que la température

ont été foncés à travers les étages suivants : Humus et sable stratifié, 7 mètres ; grès argileux compact, 4 mètres ; terres crayeuses (eau de profondeur), 60 mètres ; argile plastique, grès vert, 97 mètres ; filon carbonifère. La tuyauterie fut poussée à une profondeur de 91 mètres. La publication mentionnée en tête de cette note donne les résultats d'une foule d'essais, auxquels on a emprunté la plupart des valeurs qui suivent. On trouvera aussi des indications intéressantes dans le travail de F. Schmidt (Paris), « L'Utilisation de la Congélation pour les puits de mines » (*Zeitsch. f. d. ges. K.-I.*, 1898).

s'élève progressivement de la tuyauterie (-16°) à la périphérie (0°). L'espace à l'intérieur de l'anneau, refroidi à $\frac{1}{2}$ ($0 + 10$) = 5° , contient 625 mètres cubes, soit en chiffre rond 188 000 kilogrammes d'eau et 1 325 000 kilogrammes de roches; l'anneau extérieur au bloc congelé et refroidi, également à une température moyenne de 5° , a un volume de 2 825 mètres cubes, soit 847 500 kilogrammes d'eau et 5 989 000 kilogrammes de roches et de sable.

Enfin, sous l'action du froid intense produit, les dernières couches, à l'intérieur de l'anneau de glace, sont également refroidies à 0° , puis congelées, sur une hauteur de 10 mètres; cela représente une masse de 38 000 kilogrammes d'eau et 265 000 kilogrammes de roches.

La quantité totale de froid consommé sera :

a) Refroidissement de 10° à 0° de l'anneau à congeler :

$$390\,000 \times 10 + 2\,656\,000 \times 10 \times 0,2 = 9\,212\,000 \text{ frig.}$$

b) Formation de glace à 0° :

$$390\,000 \times 80 = 31\,200\,000 \text{ frig.}$$

c) Refroidissement de l'anneau de glace de 0° à 8° :

$$390\,000 \times 8 \times 0,5 + 2\,656\,000 \times 8 \times 0,2 = 5\,809\,600 \text{ frig.}$$

d) Refroidissement du cylindre intérieur de $+10^{\circ}$ à 5° :

$$188\,000 \times 5 + 1\,325\,000 \times 5 \times 0,2 = 2\,265\,000 \text{ frig.}$$

e) Refroidissement de l'anneau extérieur de 10° à 5° :

$$847\,500 \times 5 + 5\,989\,000 \times 5 \times 0,2 = 10\,226\,500 \text{ frig.}$$

f) Refroidissement à 0° et congélation de la partie inférieure du cylindre intérieur :

$$38\,000 \times 5 + 265\,000 \times 5 \times 0,2 + 38\,000 \times 80 = 3\,495\,000 \text{ frig.}$$

Total des frigories à produire = 62 268 100 frigories.

La tuyauterie, ayant une surface de $0^{\text{m}^2},35$ par mètre courant, présente une surface totale d'échange de $20 \times 50 \times 0,35 = 350$ mètres carrés et ne peut fournir

que $350 + 230 = 80\ 500$ frigories à l'heure, de sorte que la durée totale de l'opération sera de :

$$\frac{62 \cdot 208 \cdot 100}{80\ 500} = 773 \text{ heures}$$

en chiffre rond, ou un peu plus de trente-deux jours.

Comme ces installations ne sont que provisoires, la déperdition de froid par rayonnement y est très considérable, surtout si les conduites au-dessus du sol ont une certaine longueur, de sorte qu'il faudra nécessairement monter une installation frigorifique de 100 000 frigories à l'heure.

On a pu, grâce à de nombreuses expériences, exprimer graphiquement la quantité de froid absorbée pour le forage du puits d'Anzin. Pour observer les températures, on avait fiché des thermomètres dans le sol, à environ $\frac{1}{3}$ de mètre les uns des autres et rayonnant autour de l'axe du puits. La courbe inférieure de la figure 281 indique les différentes températures dans le sol, le 16 juillet, jour de l'ouverture des travaux. On inscrit ensuite une seconde courbe, dont on obtient les ordonnées en multipliant le diamètre correspondant par π , par la différence entre la température du point considéré et 11° , température moyenne du sol, et par le produit de la hauteur des couches géologiques par leur chaleur spécifique. Enfin, dans la partie congelée, c'est-à-dire entre les deux points où la courbe des températures coupe l'axe 0° , on superpose une troisième courbe, distante de la seconde, d'une quantité égale au produit : $d \times \pi \times$ température moyenne de congélation du terrain.

La surface hachée, entre ces courbes, représente la chaleur totale absorbée jusqu'au commencement du forage.

Il est indispensable pour la réussite de l'opération que les tubes soient placés bien parallèlement les uns aux autres. Des dériviations un peu importantes, qui peuvent se produire bien facilement lorsqu'on fore à une grande profondeur, ont pour résultat, en augmentant trop l'écart de certains tubes, de laisser des places trop peu résistantes dans la couronne congelée.

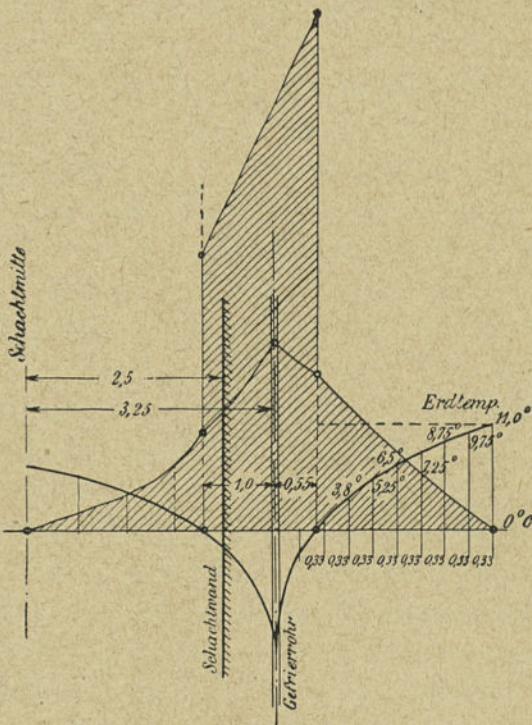


Fig. 281.

Le danger d'un forage oblique est très grand lorsque les couches ont une forte déclivité, mais on possède actuellement des méthodes assez sûres pour maintenir la direction verticale ; si l'on constate que certains trous ont une forte obliquité, il est nécessaire de forer tout à côté un nouveau trou vertical.

Cette difficulté du forage vertical empêche en général d'utiliser le procédé Poetsch au delà de 250 mètres. La présence d'un courant souterrain à la périphérie du puits rend le procédé tout à fait inutilisable ; le froid produit est emporté par le courant et il est impossible de provoquer la congélation du terrain. On ne découvre en général ces courants que quand toute l'installation est en plein fonctionnement et le fonçage déjà plus ou moins avancé.

Le procédé est également inutilisable lorsqu'on se trouve en présence d'eau fortement chargée de sel, dont le point de congélation est fort au-dessous de zéro ; la pression des roches semble en outre, dans ce cas, augmenter la difficulté de la congélation.

Les fuites des tubes constituent un grand danger, car l'eau salée qui pénètre dans les couches gelées, les fait dégeler et il s'ensuit une irruption d'eau dans le puits. Pour signaler rapidement ce danger, la maison Haniel et Lueg (brevet allemand, 158 412) munit chaque tube extérieur d'un déversoir, par où l'incongelable fait retour au collecteur ; la diminution du débit d'un tuyau signale la présence d'une fuite ; mais on ne s'en aperçoit vraiment que lorsqu'elle est déjà considérable. Une autre précaution de cette maison consiste à adapter, sur la conduite d'aspiration des pompes de circulation, un tube dont l'autre extrémité ne plonge que de 5 centimètres sous la surface de l'incongelable, dans le réfrigérant. Si, par suite d'une fuite, le niveau du liquide vient à baisser de plus de 5 centimètres dans le réfrigérant, les pompes aspirent de l'air et l'alimentation d'incongelable cesse ; ce cas ne s'est jusqu'ici jamais produit.

Le fonçage du puits de la mine *Schieferkante* mé-

rite une mention spéciale, parce que la Maison Haniel et Lueg y a appliqué pour la première fois un procédé de congélation fractionnée.

Outre 30 tubes répartis à la périphérie sur une circonférence de 9 mètres de diamètre, on a disposé 4 autres tubes à l'intérieur du puits futur, les tubes extérieurs descendus jusqu'à la profondeur définitive de 185 mètres, les 4 tubes intérieurs descendus à 100 mètres seulement.

La congélation ne fut d'abord pratiquée que sur une profondeur de 100 mètres, les 30 tuyaux d'arrivée d'incongelable n'ayant été provisoirement descendus qu'à cette profondeur; de cette façon, l'incongelable donnerait la plus grande partie de son froid dans les 100 premiers mètres de profondeur, provoquant assez rapidement la congélation de terrains très aquifères.

Les quatre tubes centraux avaient été construits de telle sorte que l'incongelable traversait très rapidement les 80 premiers mètres, pour circuler au contraire très lentement dans les 20 autres mètres, y abandonner la majeure partie de son froid et former ainsi à 80 mètres au-dessous du sol une sorte de plancher provisoire parfaitement congelé.

Ce plancher permit de commencer le fonçage du puits avant que la section entre 100 et 185 mètres fût prise elle-même. On n'abaisse les 30 tuyaux d'arrivée de l'incongelable à 125 mètres d'abord, à 185 ensuite, qu'après avoir poussé le fonçage jusqu'à 50 mètres et constaté que la dépense de froid dans l'anneau supérieur était devenue insignifiante. La deuxième section de 100 à 185 mètres se trouva parfaitement congelée au moment où le fonçage atteignait 100 mètres, de

sorte que celui-ci put être continué sans interruption au-dessous du plancher provisoire.

Cette manière de procéder a donc permis de commencer le fonçage beaucoup plus tôt que s'il avait fallu attendre la congélation complète sur toute la profondeur du puits, d'où économie de temps considérable.

La construction du puits lui-même marcha parallèlement au fonçage et cela avec la plus grande facilité ; chaque fois que le fonçage avait avancé de 1^m,50, un anneau de même hauteur était monté et boulonné à l'anneau précédent ; dans l'espace entre l'anneau et les parois de la fouille, on coulait immédiatement du béton, par des orifices spéciaux ménagés dans les anneaux, orifices qu'on matait ensuite.

On réalisait ainsi en même temps et le soutènement des parois de la fouille et la construction définitive avec une très grande rapidité, puisque tous les travaux de boisage étaient supprimés, de même que le montage et le démontage des planchers de travail.

Cette méthode semble parfaite pour le procédé de fonçage par congélation, puisque, grâce à elle, les parois de la fouille sont toujours étayées jusqu'au fond et qu'on supprime définitivement tout danger d'irruption d'eau par les parois. Cela augmente considérablement la sécurité du travail, car les mineurs ne sont plus exposés qu'à une irruption d'eau par le fond de la fouille et en dehors des bennes ils peuvent se sauver le long des parois mêmes, en s'accrochant aux boulons et aux saillies que forment les joints des anneaux.

Procédé Gayley de séchage de l'air. — Des essais exécutés dans des hauts-fourneaux américains (1)

(1) *Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing.*, 1904, p. 1897 ; 1905, p. 69. — *Stahl und Eisen*, 1904, 15 nov. — *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1909, p. 220.

ont donné, par l'emploi d'air sec, une augmentation sensible de rendement et une plus grande régularité de fonctionnement, en même temps qu'une économie d'air; le principal avantage est enfin de rendre les hauts-fourneaux indépendants de l'état atmosphérique.

L'air est refroidi et séché à -5° dans des frigorifères; les quantités à traiter étant considérables, la consommation en froid et en force est très grande. On pourrait récupérer au moins 50 % du froid en utilisant, avant qu'il arrive aux machines soufflantes, l'air refroidi (qui se réchaufferait), à refroidir en contre-courant l'air frais aspiré vers le frigorifère. Si l'on renonce à cette récupération, on a d'autre part l'avantage d'aspirer de l'air plus dense, ce qui diminue d'environ 9 % le travail des machines soufflantes; cela compense 80 à 90 % du travail dépensé en plus à la machine à glace.

Ces valeurs peuvent se calculer sans difficulté et les résultats obtenus auraient certainement implanté le procédé en Europe, si des doutes ne subsistaient pas sur la possibilité d'alimenter nos hauts-fourneaux d'air sec, sans inconvénients; il faut donc attendre le résultat des essais actuellement en cours en Allemagne et en Meurthe-et-Moselle.

Une autre série d'essais vise l'emploi d'air sec pour le procédé Bessemer; le succès ne paraît pas douteux, la vapeur d'eau étant certainement plus nuisible dans le convertisseur Bessemer que dans un haut-fourneau, où les conditions de combustion sont bien différentes.

68. Pistes de glace artificielle. — Les figures 282 à 285 représentent l'installation du palais de glace

de Berlin (par A. Borsig, à Tegel). Le problème se pose comme suit : glace lisse, horizontale, pas trop dure et surtout sèche, dans un local à 18° C., à cause des galeries, des salons et salles de restaurant qui donnent sur la piste ; température aussi élevée que possible au

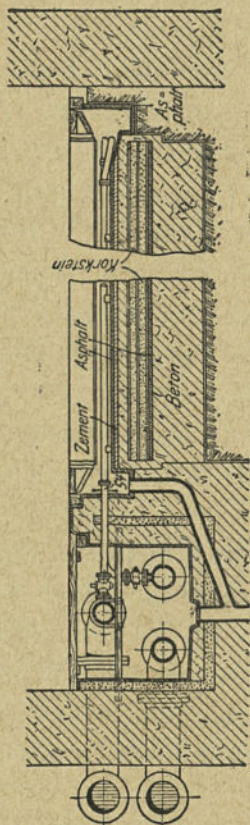


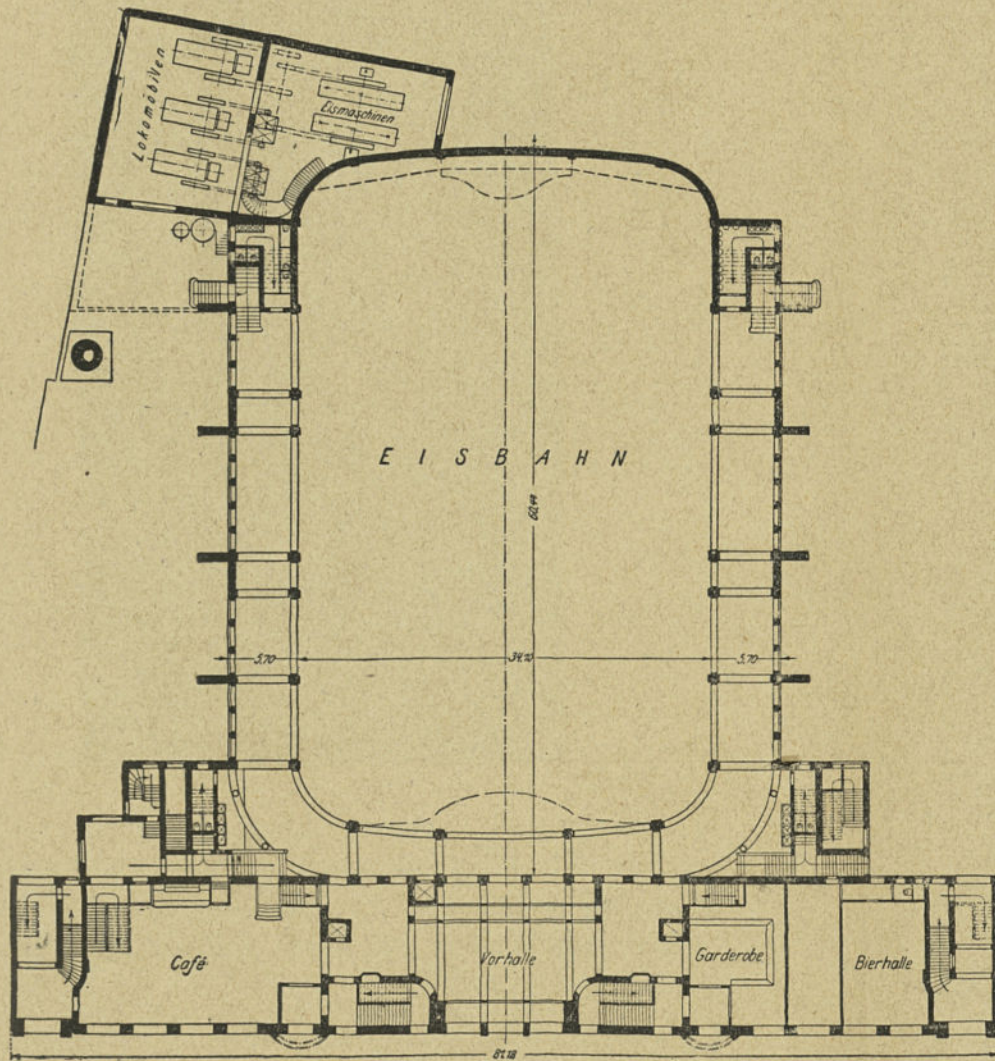
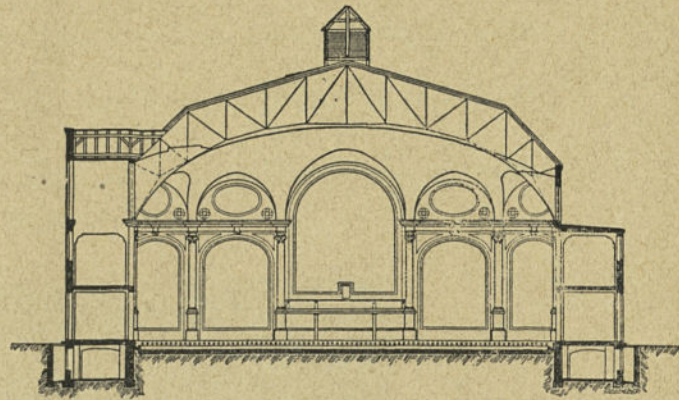
Fig. 282.

réfrigérant, c'est-à-dire production bon marché de la glace, et couche de glace mince pour permettre la mise en exploitation rapide.

La surface de la glace doit être assez froide pour que toute eau de condensation s'y congèle immédiatement ; cela n'est possible, si l'on veut travailler économiquement, c'est-à-dire avec une température relativement élevée de l'incongelable (et du réfrigérant), qu'en laissant la couche de glace très mince au-dessus du réseau frigorifique. Il faut donc utiliser des tubes sans brides rondes, des brides ovales étant permises et encore au bout seulement des tubes, pour raccorder les coudes (fig. 282) ; les tuyaux

sont assemblés par soudure autogène (fig. 283).

Lorsque la glace n'a que 3 centimètres d'épaisseur au-dessus des tubes, on peut la maintenir sèche avec une circulation d'incongelable à -8° . On rabote pendant la nuit l'épaisseur qui s'est ajoutée de jour, plus 1 ou 2 centimètres encore, soit 3 ou 4 en tout, et on répand une couche d'eau de 1 ou 2 centimètres qu'on fait geler,



LORENZ. — Machines frigorifiques, 23 Fig. 284.

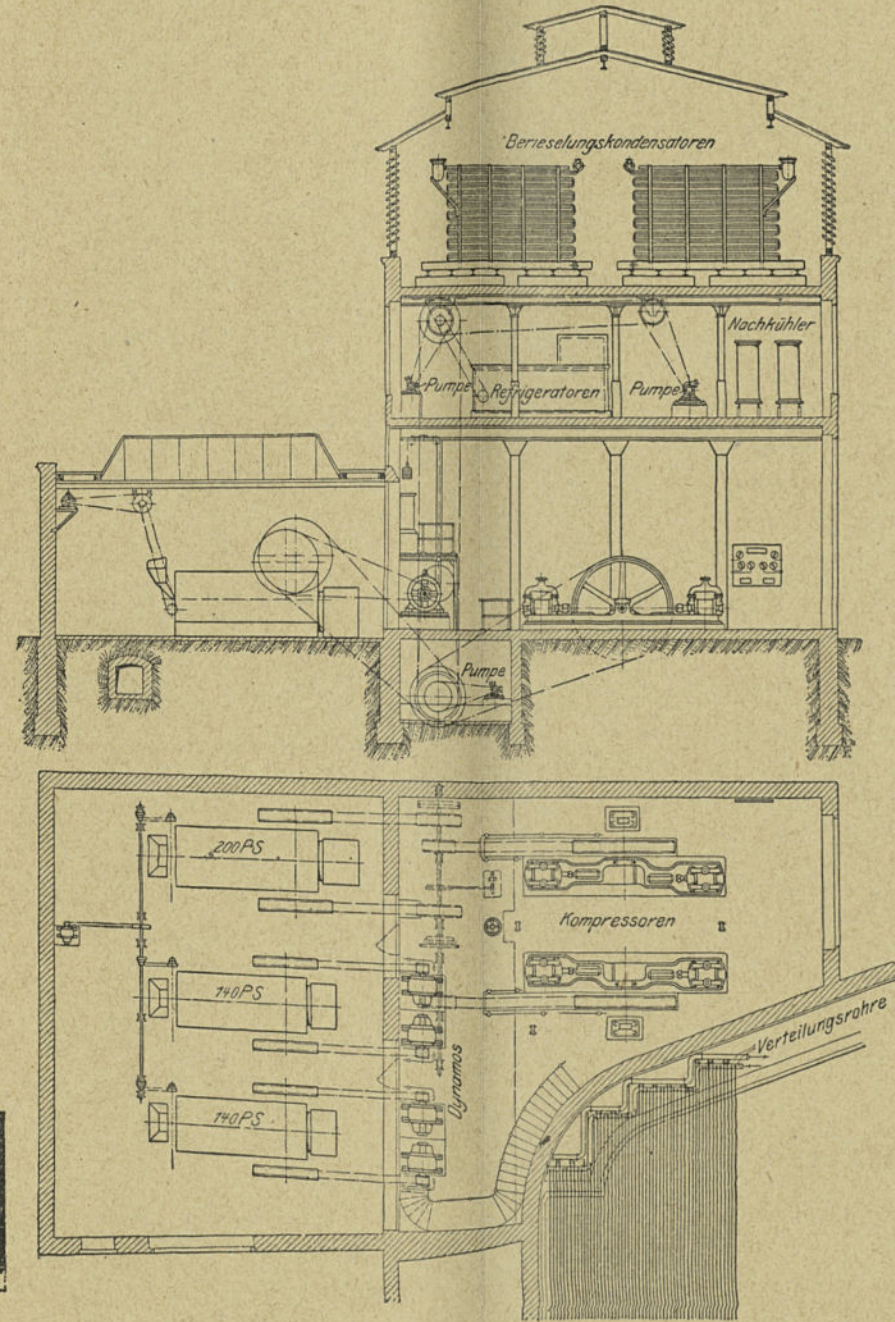


Fig. 285.

pour obtenir une surface parfaitement plane et unie.

L'air est maintenu à 18° par des calorifères ; on évite ainsi toute formation de buée.

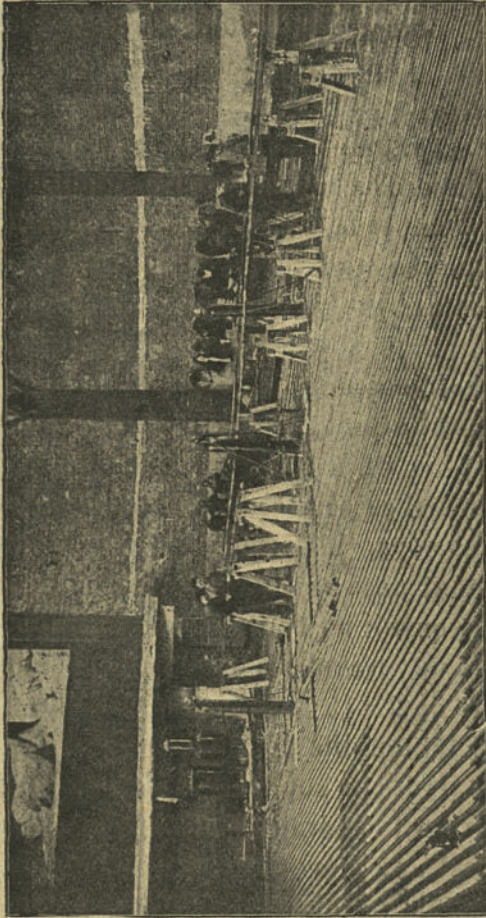


Fig. 283.

L'installation de Berlin comprend 4 compresseurs de 100 000 frigories ; deux fonctionnent de 4 heures du matin à 6 heures du soir et 3 de 6 heures du soir à minuit. La superficie, 56^m × 34^m, est en chiffre rond de

1 900 mètres carrés ; les 45 tubes de 54 millimètres de diamètre reposent sur des supports en fonte ; à l'une de leurs extrémités ces tubes, de 56 mètres de long, sont reliés entre eux par des coudes, l'autre extrémité communique avec les distributeurs et collecteurs ; des robinets en laiton permettent de régler chaque tube ; l'épaisseur totale de la glace est de 12 centimètres.

La piste est entourée d'une rigole asphaltée, recouverte de couvercles mobiles, par laquelle s'écoule le trop-plein d'eau et la glace rabotée. L'incongelable ne s'échauffe que de 1 à 2°, de façon que toute la piste ait une température uniforme.

69. Refroidissement et dessèchement de l'air pour les habitations, les salles de réunions et les ateliers (1). — On a étudié au chapitre ix les appareils dont il faut se servir et la façon dont on calcule leurs dimensions. Le problème se présente ici bien plus au point de vue du dessèchement, qu'à celui du refroidissement de l'air ; la science médicale admet que, pour un travail moyennement fatigant, une température de 20° C. et une humidité de 55 % sont suffisantes. L'humidité devrait diminuer si la température augmentait, elle pourrait être un peu plus considérable pour une température moindre. Pour maintenir dans un local une moyenne de 20° et de 55 % d'humidité, il faudrait rafraîchir l'air à 8° ou 10° ; il importe toutefois de savoir s'il n'y a pas un fort dégagement d'humidité dans le local même (ateliers de teinture).

(1) *Comptes rendus du premier congrès international du froid à Paris*, 1^{er} vol., p. 142. Conférence du professeur von Linde.

Il est nécessaire dans ce cas de refroidir l'air à 2° ou 4° ; on a la faculté de récupérer une partie de ce froid pour rafraîchir l'air frais qu'on envoie au frigorifère.

Il s'agit donc toujours de refroidir l'air jusqu'au dessous du point de condensation de l'humidité et on déterminera :

La quantité de chaleur qui pénètre par heure de l'extérieur, la quantité de chaleur produite dans le local même, la chaleur développée par le personnel occupé dans le local.

La distribution et l'appel d'air devront être étudiés avec le plus grand soin, de façon qu'il ne se produise nulle part de courant d'air désagréable ; la vitesse à la sortie des bouches d'aération ne doit pas dépasser 0^m,8 à la seconde.

On arrive au même résultat en refroidissant peu une grande quantité d'air, ou beaucoup une petite quantité. La première solution est préférable, parce que l'aération est beaucoup plus uniforme et parce que la machine travaille plus économiquement.

Voir pour des types d'exécution :

Zeitsch. f. d. ges. Kälte-Industrie, 1899, p. 101 ; 1905, p. 1. — *Ice and Refrigeration*, 1901 (déc.), p. 224 ; 1903 (juin), p. 232 ; 1904 (mars), p. 148, 298 ; 1901 (oct.), p. 135 ; 1905 (avril), p. 145 ; 1907 (oct.), p. 126.

70. Autres applications diverses. — a) *Instituts anatomiques et Morgues* (1). On se contente en général de températures de 0° à 2°. Il y a cependant des chambres qu'il faut pouvoir refroidir à — 15° ou — 20° pour y loger des cadavres dont on veut inter-

(1) *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1907, p. 161.

rompre la décomposition ; il y a aussi des préparations anatomiques à congeler (v. fig. 286-289, planche.)

b) Fabriques de chocolat. — Les installations pour le durcissement du chocolat par l'air froid sont souvent fort primitives et dépensent beaucoup de froid. Les armoires ou les locaux destinés à cette opération sont fréquemment pourvus de batteries à eau salée ou à détente directe ; il importe de les bien isoler et de les munir de portes étanches. Les armoires longues et étroites ne sont pas économiques quant à la consommation de froid ; le service en tout cas n'en devrait être fait que par un seul ouvrier, responsable de la déperdition de froid ; il est important d'avoir des moyens de transport commodes entre les ateliers et les séchoirs.

Les figures 290 à 293 (planche) représentent un séchoir grand modèle (1) (Escher Wyss et C^o).

Les plateaux garnis de pâte sont placés à l'une des extrémités de l'appareil, sur des toiles sans fin, tendues sur les rouleaux et qu'on fait avancer au moyen d'une manivelle, chaque fois qu'on a retiré à l'autre extrémité les plateaux avec le chocolat sec. Un frigorifère à circulation artificielle est placé au-dessus. On peut durcir dans ce séchoir 4 000 kilogrammes de chocolat en 10 heures avec de l'air à 10° ou 12° C.

On compte 40 frigorifères par kilogrammes de chocolat ; la vitesse du courant d'air ne doit pas dépasser 1^m,5 parce que sans cela des gouttelettes d'eau entraînées pourraient être projetées sur la pâte.

On ne pourrait pas employer de frigorifère à ruissellement ; ce n'est du reste pas nécessaire puisqu'on opère à des températures supérieures à 0°.

(1) *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1907, p. 91.

— Schnitt H. B. —

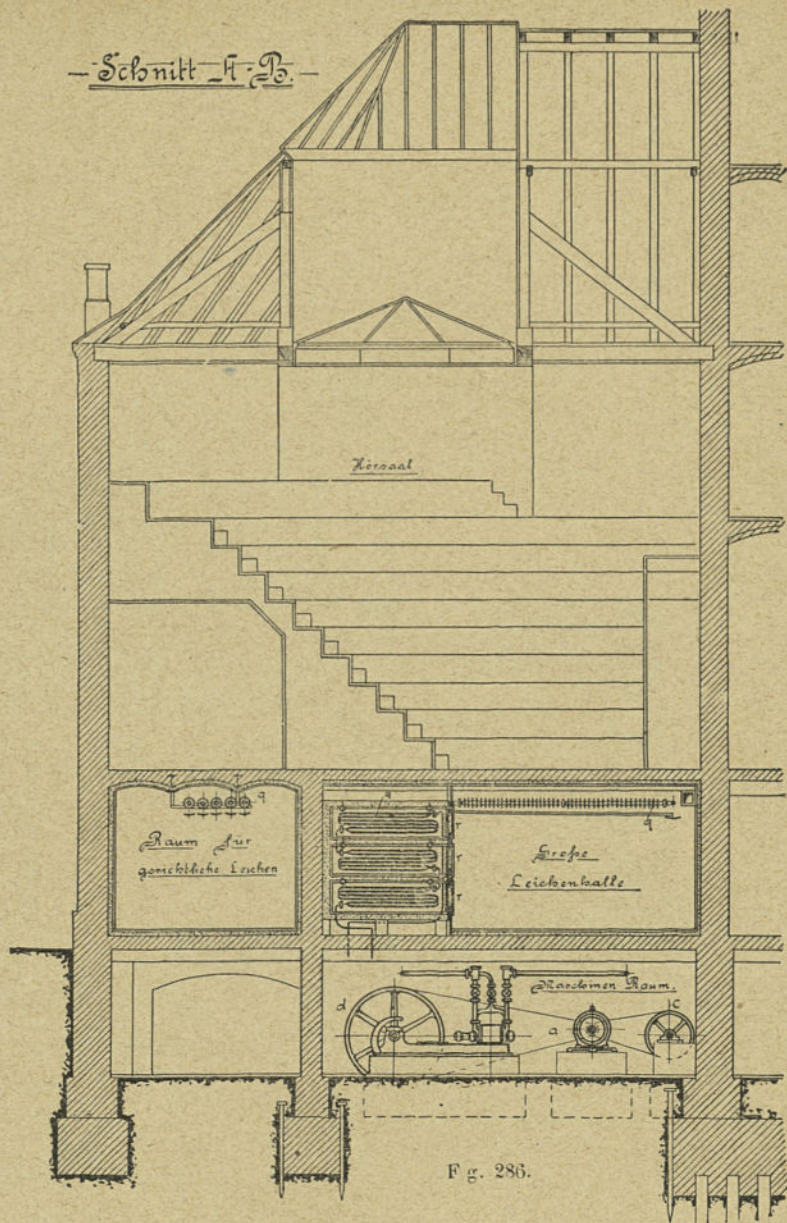


Fig. 286.

Präparaten-Raum mit Schrank.

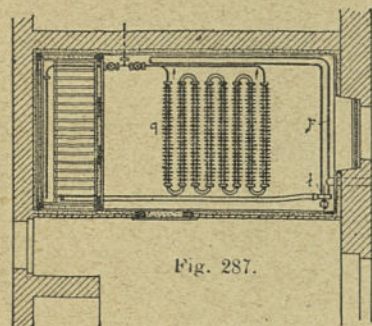
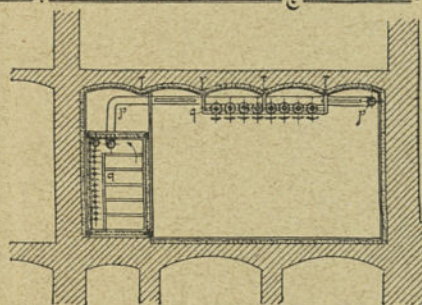


Fig. 287.

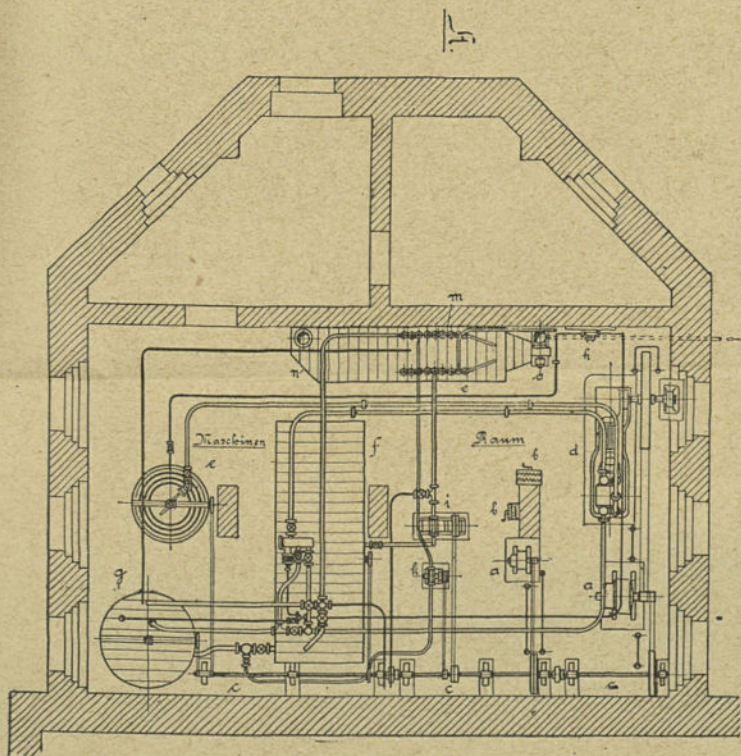


Fig. 288

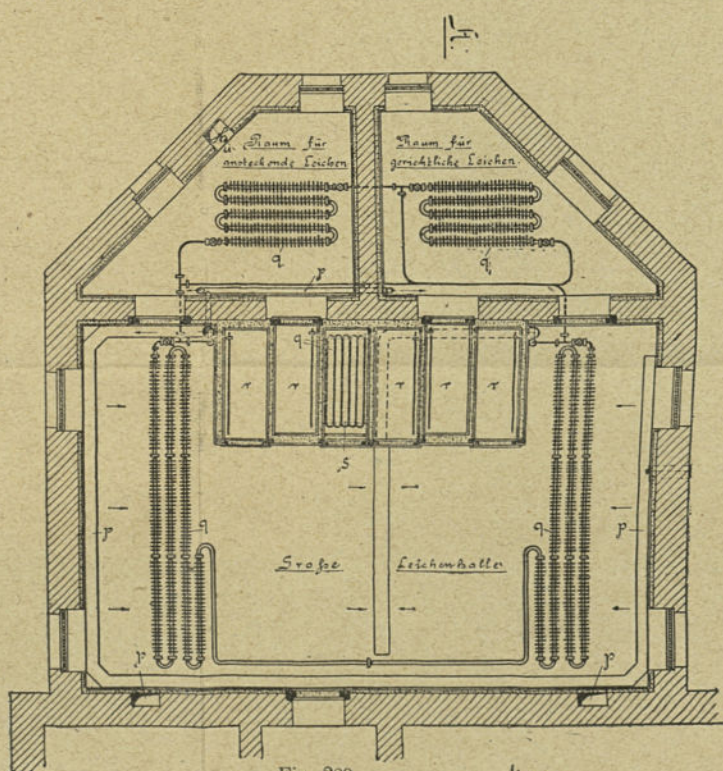


Fig. 289.

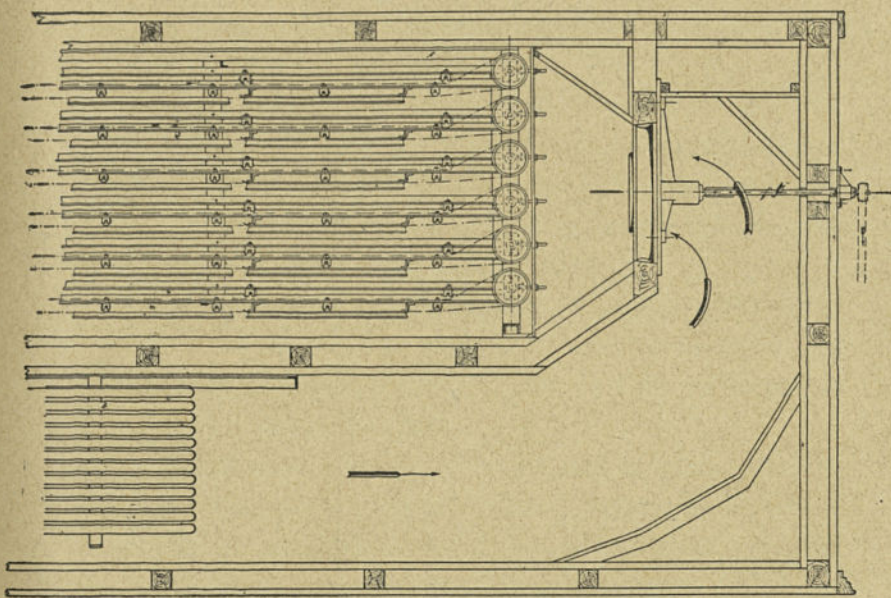


Fig. 290.

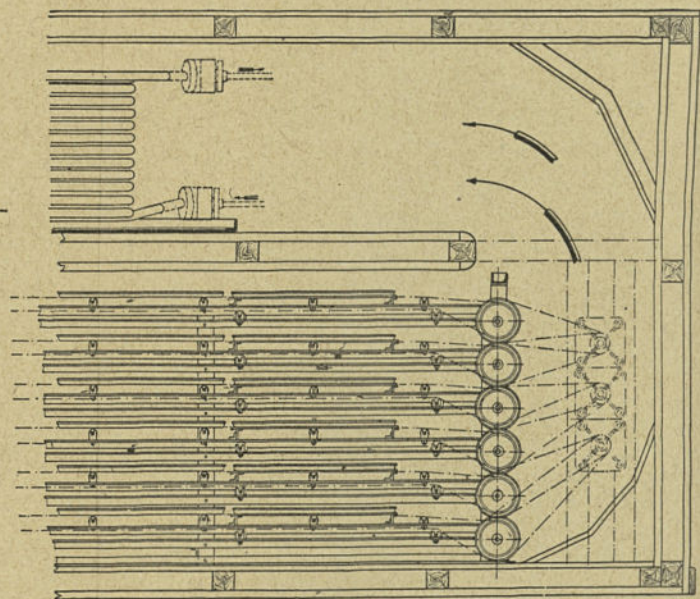


Fig. 292.

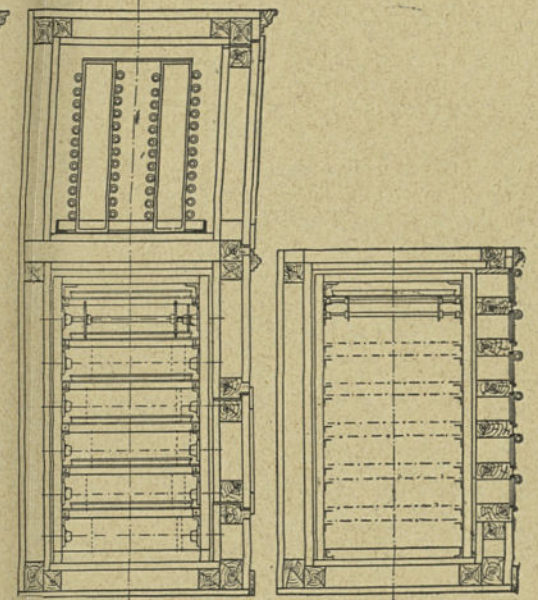


Fig. 291.

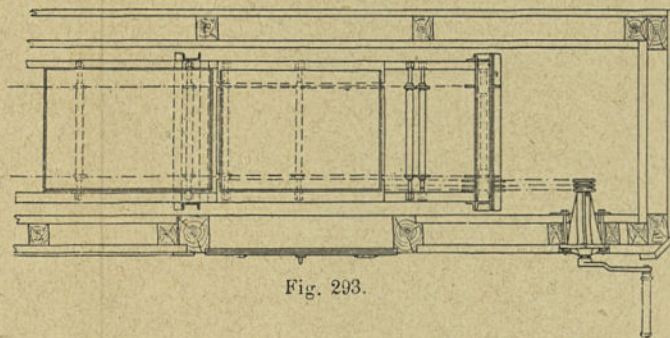


Fig. 293.

c) *Fabrication de la paraffine* (1). — L'huile brute, subit une distillation qui sépare les produits légers (benzine et pétrole). On tire la paraffine du résidu par refroidissement dans de grands bacs ; elle se dépose sur les parois refroidies de 0° à — 15° ; on la détache par grattage, et l'huile résiduelle s'écoule. On comprime ensuite la paraffine à 15 atmosphères pour en exprimer les restes d'huile.

d) *Fabrication des câbles isolés*. — On obtient un durcissement rapide de l'isolation, en la refroidissant par de l'eau glacée à 0° ou 1° C. Le câble glisse dans de longues rigoles, où l'eau glacée circule à contre-courant, pour revenir enfin au réfrigérant.

e) *Fabrication des plaques et papiers photographiques*. — On refoule, dans les locaux où sèchent les papiers et les plaques sensibilisés, de l'air séché par le froid, puis réchauffé à 20°.

La gélatine elle-même, versée après préparation dans des cuvettes plates, est solidifiée dans une salle à 0°.

Enfin on emploie le froid rayonnant pour solidifier sur le papier la couche sensible et empêcher qu'elle ne coule pendant que les papiers sont suspendus au séchoir.

L'air doit être absolument pur de poussières et d'eau salée.

f) *Bateaux et wagons-glacières* (1). — Les observations faites au sujet des établissements frigorifiques sont toutes applicables aux bateaux frigorifiques. Pour ceux qui naviguent sous les tropiques, il faudra apporter une attention plus spéciale encore à l'isolation et ne

(1) *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1909, p. 101.

(2) *Zeitsch. f. d. g. K.-I.*, 1907, p. 181.

pas oublier, en calculant la machine à glace, qu'elle aura à travailler souvent avec de l'eau très chaude.

Le peu de hauteur des entre-ponts ne permettant guère l'installation de grands ventilateurs et de canaux de distribution, on dispose en général dans les chambres-glacières des batteries réfrigérantes, avec circulation d'air naturelle; les ventilateurs servent uniquement à renouveler l'air et à en activer la circulation.

Il existe jusqu'ici très peu de trains-glacières. On distingue trois types :

1° Wagons-glacières avec réservoir de glace ou autre corps réfrigérant;

2° Wagons-glacières avec petite machine à glace spéciale, actionnée soit par l'essieu, soit par un moteur électrique;

3° Trains-glacières composés de wagons avec batteries d'eau salée et d'un wagon spécial pour la machine à glace, qui alimente tout le train.

1) On emploie depuis longtemps pour le transport de la bière des wagons avec réservoir de glace; ils ont de nombreux inconvénients : le réservoir prend beaucoup de place, la température monte dans le wagon à mesure que la provision de glace diminue, et il faut remplacer cette dernière au cours des transports à longue distance. Le wagon présente une très grande surface à l'action des rayons du soleil, et la transmission de la chaleur est favorisée par le violent courant d'air pendant la marche. Tout le wagon doit être soigneusement isolé par des plaques de liège. Les réservoirs à glace sont disposés sous le toit du wagon et il vaut mieux avoir plusieurs petits réservoirs, répartis sur la longueur, qu'un seul grand au milieu.

Si l'on doit maintenir dans le wagon une température

inférieure à zéro, il faudra prévoir des réservoirs remplis d'une solution faiblement salée, congelée à la température voulue.

Le wagon devant être encore frais à l'arrivée, il est nécessaire de mettre de la glace en excès, perdue par conséquent, à moins que le destinataire n'en puisse tirer parti.

On compte dans un wagon de 12 mètres de long 1500 kilogrammes de glace pour un voyage de vingt heures.

Il est nécessaire de refroidir le wagon et les marchandises, avant chargement; il faut donc compter encore, en sus, la glace nécessaire à ce refroidissement préalable. Les marchandises sortent en général des salles frigorifiques; au cas contraire, on doit également tenir compte de la quantité de glace à ajouter en plus au wagon pour les refroidir. Cela se présente pour des wagons de lait ou de fruits, mais c'est cependant l'exception, le refroidissement dans les salles frigorifiques étant plus avantageux.

2) Des wagons avec leur machine à glace propre circulent en France; le moteur est en général actionné par l'essieu, la commande par moteur électrique présentant des difficultés. Ces wagons sont particulièrement destinés aux trains omnibus ou aux trains de marchandises qui ne transportent que peu de marchandises à rafraîchir. La présence d'un réservoir de froid est indispensable, à cause des longs arrêts aux stations; l'effet frigorifique est du reste faible, dès que le train marche lentement; c'est l'inconvénient du système; il est en outre impossible d'utiliser la machine à glace au refroidissement préalable du wagon, avant chargement. Les wagons sont rangés dans des halls

frigorifiques spéciaux et possèdent dans le toit une ouverture par laquelle est refoulé de l'air froid, amené par des canaux fixés au plafond du hall. On peut aussi raccorder la batterie du wagon à une conduite d'incongelable, refroidir ainsi le wagon et lui constituer une réserve de froid ; il existe également des wagons avec moteur électrique, qu'on raccorde pendant l'arrêt en gare à un réseau fixe, et enfin on peut opérer le refroidissement préalable au moyen d'une réserve de glace.

Les batteries frigorifiques mentionnées plus haut peuvent baigner dans une solution peu salée, qui se congèle et forme réserve.

3) Les trains-glacières, avec wagon spécial pour la machine, n'ont de raison d'être que pour les transports à grande distance de quantités considérables de marchandises.

On ne connaît pas jusqu'ici de type d'exécution parfait, tant sont grandes les difficultés auxquelles on se heurte. La principale est la source de force motrice, qui doit être indépendante des arrêts du train ; le refroidissement du condenseur, la distribution du froid aux différents wagons et enfin le poids considérable du wagon de la machine en sont d'autres, graves aussi.

La force motrice ne peut être donnée que par un moteur à vapeur, actionnant un compresseur, tous deux à grande vitesse ; la vapeur est fournie par la locomotive. Il est donc nécessaire que le wagon du compresseur soit attelé directement derrière celle-ci, ce qui a de graves inconvénients pour la distribution du froid ; il serait préférable que la machine à glace fût au milieu du train ; on pourrait alors la faire accompagner

d'un wagon avec chaudière à vapeur, ou bien grouper sur un wagon, générateur, moteur et compresseur, sur un second wagon, condenseur et réfrigérant; la séparation est nécessaire, d'abord à cause du poids et de la place, ensuite parce que le voisinage des conduites de vapeur et de la chaudière serait nuisible au condenseur et au réfrigérant.

Le problème sera bien simplifié le jour où sera réalisée la traction électrique à grande distance. Il suffira d'avoir, dans le wagon-machine, des transformateurs fournissant au moteur le genre de courant et la tension les plus favorables; tous les appareils seront groupés dans le même wagon. L'installation continuera à fonctionner pendant tous les arrêts; on pourra choisir librement la meilleure place pour la voiture-machine et toute l'installation sera desservie par un seul employé. Enfin le poids mort serait supprimé, les réserves de froid dans chaque wagon devenant superflues.

La traction électrique facilitera aussi l'application des wagons isolés du type 2, avec commande par moteur électrique.

g) Refroidissement de l'huile de graissage. — La « Deutsche-Uberseeische Elektrizitäts-Gesellschaft » construit à Buenos-Aires une centrale qui comporte 10 turbo-générateurs de 11200 HP; l'huile de graissage des paliers de ces turbo-générateurs s'échauffe à 50° environ et doit être refroidie dans un serpentin par de l'eau douce. Comme on n'a pas d'eau fraîche à sa disposition, une machine à glace refroidit l'eau disponible de 28° à 18°.

La machine à glace à acide sulfureux (Borsig, à Tegel) comprend deux compresseurs doubles faisant ensemble 400000 frigories à l'heure, avec une température de

vaporisation de 0° ; l'eau est refroidie dans quatre réfrigérants à détente directe et refoulée par des pompes centrifuges dans les refroidisseurs d'huile.

Il est impossible d'épuiser la liste des applications du froid artificiel, mais tous les cas qui peuvent se présenter empruntent tantôt à l'un, tantôt à l'autre des types que nous avons spécifiés, les appareils décrits, dont le choix n'est pas difficile, dès que le but à atteindre et les conditions d'exploitation sont nettement définis.

CHAPITRE XIII

SURVEILLANCE ET ENTRETIEN DES MACHINES A COMPRESSION (1)

71. Compresseur. — Le bon fonctionnement et l'entretien de la manivelle et de la bielle sont d'une grande importance, à cause de l'espace nuisible qui devient gênant, si petit qu'il soit. Il est donc nécessaire qu'il soit très exactement réglé, autant que possible par des mesures micrométriques. On procède comme suit ; la manivelle est placée au point mort arrière et on mesure la distance a entre la tête de piston et la bride du presse-étoupe. On fait la même mesure b pour la position au point mort avant. On démonte ensuite la tête de piston et on repousse ce dernier jusqu'à ce qu'il touche le fond arrière ; la mesure effectuée, comme la première fois, donne une valeur inférieure à a ; on applique ensuite le piston contre le fond avant et on répète la mesure, qui donne une valeur un peu supérieure à b . Ces différences représentent l'espace nuisible.

Il faut intercaler, entre les coquilles de la tête de bielle et des paliers d'arbre de couche, des lamelles

(1) HEINEL. — *Bau und Betrieb von Kälte-Masch.-Anlagen.*

dont l'épaisseur doit être calculée assez exactement pour permettre un serrage élastique des boulons, sans qu'il y ait d'air entre le tourillon et les coquilles et sans que les coquilles serrent sur le tourillon. Si les boulons n'ont pas ce serrage élastique, ils s'allongent et se raccourcissent alternativement pendant la marche, le moteur tape et les coquilles s'usent énormément.

Des graisseurs compte-gouttes et un graisseur central pour la tête de bielle, alimentés d'huile bien pure, sont indispensables.

Le compresseur doit être tenu très propre, et il faut surtout éviter que de l'huile se répande sur le massif, car il peut arriver qu'il se désagrège lentement sous l'influence de l'huile et que le compresseur prenne un certain jeu.

Le presse-étoupe et la tige de piston réclament des soins spéciaux. L'huile de graissage doit être absolument pure d'eau et d'acide.

On ne peut employer que les lubrifiants suivants :

Pour les machines à ammoniacque, de l'huile minérale à point de congélation assez bas, dite huile pour compresseur ;

Pour les machines à acide carbonique, de la glycérine chimiquement pure ;

Pour les machines à acide sulfureux, de la vaseline pure.

La lunette du presse-étoupe doit être serrée bien parallèlement à l'axe du presse-étoupe, pour éviter tout coincement ; il faudra observer très soigneusement si la bride du presse-étoupe et celle de la lunette sont rigoureusement parallèles. Dans les cas où une circulation d'eau est nécessaire, il est très important de ne pas oublier de la faire fonctionner en même temps que

la machine ; il faut aussi, pour le contrôle, que l'écoulement de l'eau chaude soit visible.

On doit remplacer à temps les garnitures, dont la durée est limitée ; on peut, lorsque la machine fonctionne bien et ne chauffe pas du tout, se contenter de remplacer quelques fois de suite seulement les premiers anneaux.

Il faut par contre, au moins tous les trois mois ou chaque fois que la tige chauffe, sortir toute la garniture et visiter l'anneau de fond. Tous les anneaux des garnitures métalliques doivent avoir des trous filetés, permettant de les sortir facilement au moyen de baguettes filetées.

On ne doit pas passer la tige à l'émeri, car elle devient facilement ovale ; il faut la graisser pour la protéger contre la rouille et toujours faire retourner en fabrique une tige devenue ovale.

On a traité § 20 tout ce qui concerne l'ouverture du compresseur, pour remplacer les garnitures ; il ne faut pas abuser de ces dernières, mais en mettre de quoi remplir exactement le presse-étoupe, les anneaux étant légèrement comprimés à la main ; c'est une erreur de les forcer à coup de maillet.

Le séparateur d'huile doit être soigné en temps voulu et à intervalles réguliers, de manière que l'huile ne soit pas entraînée dans la tuyauterie. On doit contrôler par des pesées la quantité d'huile ajoutée au presse-étoupe et celle retirée du séparateur ; les deux poids doivent être égaux. Il est à désirer que le séparateur soit muni d'un indicateur de niveau : la figure 294 en reproduit différents types ; les vapeurs d'ammoniaque arrivent par le tube médian au haut de l'appareil, et l'huile entraînée est projetée dans le collecteur d'huile

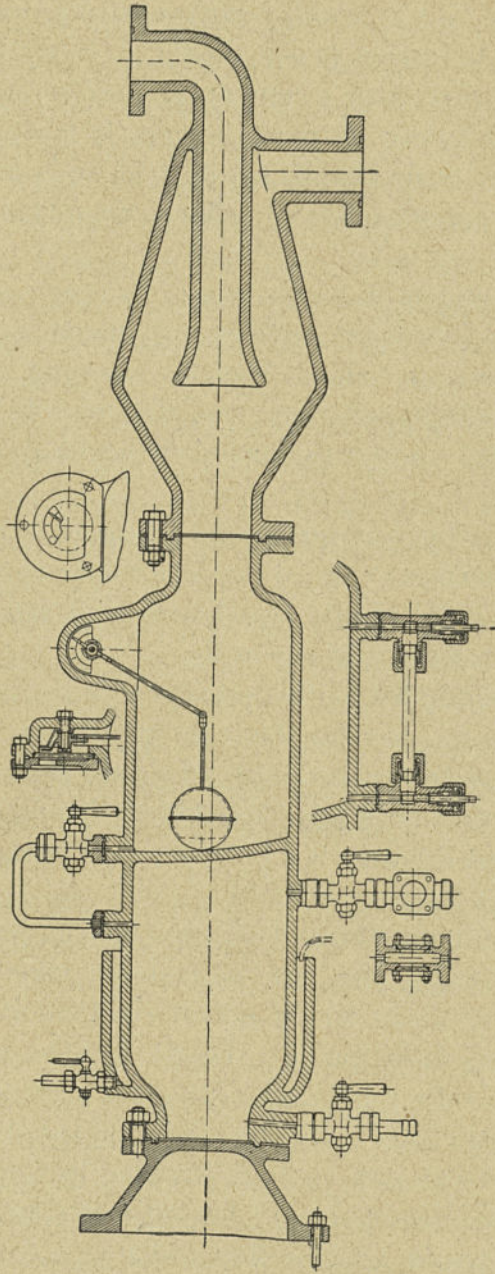


Fig. 294.

placé au-dessous du séparateur ; l'ammoniaque purifiée s'échappe par le tube latéral, avec une vitesse réduite.

On n'aime pas utiliser les tubes de niveau qui s'encrassent vite et qui constituent un danger sérieux en cas de rupture ; dans tous les cas, ils doivent être munis de robinets qu'on ouvre uniquement pour faire le contrôle.

On emploie de préférence un flotteur avec cadran visible, ou bien la construction figure 298 ; le tube extérieur contient l'huile, le tube intérieur est en communication avec l'aspiration et avec le condenseur.

La figure 294 montre également la combinaison du séparateur et de l'épurateur d'huile ; il faut vider ce dernier assez fréquemment, pour que l'huile ne pénètre jamais dans le tuyau d'aspiration d'ammoniaque. Le contrôle est facilité par un double regard placé sur cette conduite, qui ne doit jamais laisser apercevoir trace d'huile ; ce regard, placé entre deux robinets, peut être démonté et nettoyé à volonté.

A signaler le système A. Freundlich, Dusseldorf, marque déposée en Allemagne 275 123, à écoulement automatique d'huile par un robinet à flotteur (fig. 295).

Les garnitures des différents joints doivent être renouvelées chaque fois qu'on remonte le joint ; on ne doit jamais employer à nouveau de vieilles garnitures durcies.

En cas de fuite d'un joint, il faut d'abord rechercher si les brides ont été serrées bien parallèlement ou si la fuite provient d'un jeu de la conduite ou du compresseur, ou enfin d'une certaine élasticité des brides et de boulons trop faibles. Il est mauvais de serrer les boulons outre mesure, et il vaut mieux faire tourner les brides, de manière à avoir une garniture étroite,

supportant une pression spécifique élevée. On fait la rainure de la bride femelle plus large que la saillie de la bride mâle et on garnit avec un anneau assez épais.

Il est nécessaire de roder de temps en temps les soupapes du compresseur et les robinets-valves de commande. Il faut avant tout s'assurer que le guide est en

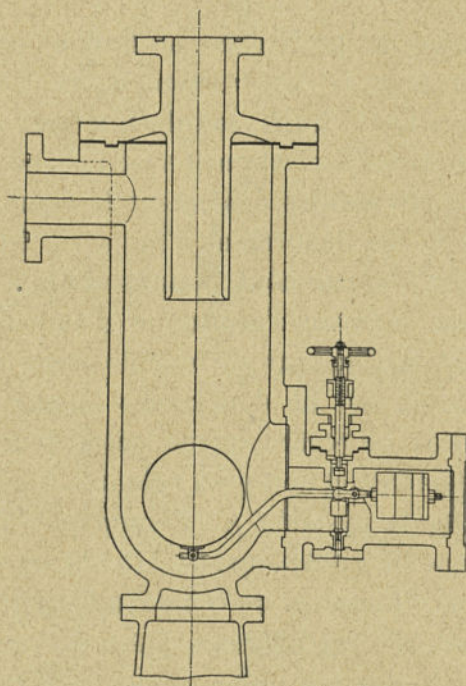


Fig. 295.

parfait état et, pendant le rodage, faire constamment tourner la soupape sur son siège, pour obtenir des surfaces bien circulaires. Les guides doivent être absolument propres et fonctionner légèrement, avec très peu de jeu ; le siège des soupapes doit être tout à fait propre, étanche et exactement concentrique à la boîte de soupape.

Les ressorts seront longs et enroulés assez plats pour

que leur tension n'augmente que très peu au moment où la levée de la soupape est complète ; ils sont en acier dur non trempé, et il y a tout avantage à les commander dans les maisons qui en font une spécialité.

Les surfaces placées d'appui, à chaque extrémité du ressort, doivent être exactement parallèles, pour empêcher tout mouvement de bascule du ressort, qui ferait coincer la tige dans le guide.

Le réglage des coussins d'air ne peut être fait qu'à l'indicateur, par un ingénieur ; on ne peut pas abandonner cela à la compétence du mécanicien.

Les garnitures des robinets de tous genres doivent être très soigneusement exécutées avec de bons matériaux ; on obtiendra ainsi une meilleure étanchéité que par un serrage excessif. Pour les robinets-valves de commande, il est important que la tige porte un cône qui vient appuyer, quand le robinet est ouvert en plein, sur une arête vive, formant joint sous le presse-étoupe figure 296 ; cela permet de refaire les garnitures pendant la marche.

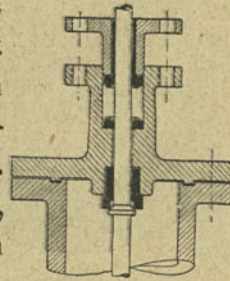


Fig. 296.

Il est indispensable que les tiges des robinets des conduites d'acide sulfureux soient entièrement à l'abri de l'humidité, car en cas de fuite le métal serait fortement corrodé.

72. Détendeur et robinets-valves de commande.

— Il est nécessaire que le réglage de marche, fourni avec chaque machine et d'après lequel le mécanicien doit se guider, indique si la machine doit fonctionner

avec aspiration humide, sèche ou surchauffée ; ce règlement précisera en même temps les indices révélateurs caractéristiques de ces différents fonctionnements et donnera la marche à suivre pour l'arrêt ou la mise en marche de l'installation. Ce règlement diffère légèrement

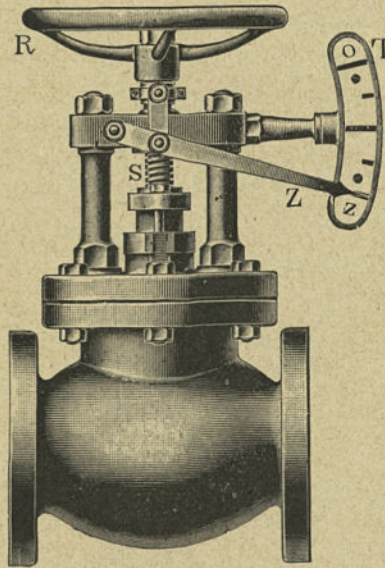


Fig. 297.

pour chaque machine ; on ne peut donc indiquer ici que les principes généraux.

Mise en marche. — Après avoir ouvert tous les graisseurs, on s'assure que le robinet de commande du tuyau de refoulement est ouvert en plein ; un indicateur spécial (fig. 297, Dreyer Rosenkranz et Droop) est fort utile pour cela. On ouvre ensuite les arrivées d'eau de condensation et

on met le compresseur lentement en marche, la conduite d'aspiration restant fermée.

Si on a lieu de croire qu'il y a beaucoup de fluide liquéfié dans le réfrigérant, on n'ouvre que partiellement la valve du tuyau d'aspiration de liquide.

A mesure que le tuyau de refoulement s'échauffe, on ouvre la valve d'aspiration ; c'est une erreur de ne pas l'ouvrir complètement, car cela provoque une forte dépression à l'aspiration du compresseur, entraînant une diminution dans la production du froid.

Il faut ouvrir à temps, c'est-à-dire avant que le compresseur s'échauffe trop, la communication entre le

condenseur et le réfrigérant ; il vaut mieux ne pas se servir pour cela du détendeur lui-même, mais d'un robinet accessoire placé tout à côté, de sorte qu'on n'a guère à modifier le réglage du détendeur. Ce réglage lui-même, qui s'opère toujours dans des limites assez étroites, sera continué jusqu'à ce qu'on ait atteint la température voulue à la compression et que les différents manomètres indiquent les tensions correspondant à la température de l'eau salée, de l'air et de l'eau de condensation.

A ce moment, on doit réaliser le rendement normal du condenseur, qu'on peut déterminer facilement si l'on connaît le volume d'eau de condensation employée et son échauffement.

Si les différentes indications ne concordent pas, c'est preuve qu'il existe quelque part un défaut, qu'une observation très attentive de toute l'installation devra faire découvrir (1).

Le manomètre du condenseur ne doit pas indiquer plus de 4° à 5° au-dessus de la température de l'eau de condensation à la sortie ; le manomètre du réfrigérant doit indiquer 7°-10° au-dessous de la température du bain salé.

73. Contrôle de la charge. — Les observations faites doivent pouvoir indiquer si la charge en fluide frigorigène d'une installation est trop petite ou trop grande et s'il y a de l'air quelque part dans les appareils.

Le remplissage doit se faire avec précaution ; la bouteille, après avoir été pesée, est reliée à la conduite

(1) HEINEL. — *Bau und Betrieb von Kälte-Maschinen-Anlagen*, p. 102.

allant au réfrigérant, après le détendeur R, qui est fermé (fig. 90). Après avoir fortement abaissé la tension au réfrigérant, on ralentit si possible la marche du compresseur et on ouvre le robinet de la bouteille et le robinet 9 (fig. 90). Lorsqu'on juge le remplissage suffisant (il vaut mieux un manque qu'un excès), on ferme la bonbonne et le robinet 9, on ouvre R, on revient au nombre de tours normal et on répète le contrôle de la charge.

Si le mauvais rendement paraît devoir être attribué à un mélange d'air (1), il faut faire le vide dans le réfrigérant, puis arrêter le compresseur pendant quelque temps en continuant le refroidissement du condenseur. On ouvre ensuite avec précaution le robinet de purge d'air du condenseur, et on répète toute l'opération plusieurs fois de suite jusqu'à ce qu'on n'ait plus d'indices de présence d'air dans les appareils. Pour les machines à ammoniaque, le contrôle est facile si l'on opère la purge d'air, comme cela a été déjà signalé dans un précédent chapitre, dans un baquet plein d'eau. Il ne faut pas craindre, pour purger à fond, de perdre un peu de fluide.

Pour indiquer la hauteur du liquide dans le condenseur, on a proposé entre autres l'appareil figure 298. Les deux extrémités du tube extérieur, en fer, communiquent l'une avec le haut, l'autre avec le bas du condenseur, de sorte que le niveau du liquide est le même dans le tube que dans les serpentins. Le tube intérieur, muni dans le bas d'un détendeur petit modèle, communique par cette extrémité avec le bas du condenseur, par l'autre avec la conduite d'aspiration. Chaque fois

(1) HEINEL. — *Ibid.*, p. 102.

qu'on veut contrôler le niveau du liquide, ou encore le petit détendeur, il se produit une évaporation intense dans le tube intérieur et par conséquent un refroidissement du liquide dans le tube extérieur à plusieurs degrés au-dessous de zéro, tandis que le gaz de la partie supérieure n'est pas susceptible d'un tel refroidissement, puisqu'il se condense auparavant. Il se produit donc, sur la face extérieure du tube, un dépôt de givre qui indique approximativement la hauteur du liquide. Il faut certainement quelque habitude pour se servir convenablement de cet appareil.

Une surveillance continue des épurateurs est indispensable (p. 130). Il est nécessaire en particulier de sortir et de nettoyer (de remplacer au besoin) le tamis quinze jours après la première mise en marche, puis pour la seconde fois trois semaines après, puis à partir de ce moment-là tous les six mois environ.

Si l'on constate que les garnitures du presse-étoupe du compresseur disparaissent rapidement, il y a lieu de supposer qu'elles sont aspirées à l'intérieur du cylindre et refoulées dans les tuyauteries. Il faut alors démonter aussi le séparateur d'huile pour le nettoyer; on contrôlera le tamis de l'épurateur et surtout on mettra dans le presse-étoupe un anneau de fond neuf, alésé très exactement au diamètre de la tige.

De petites négligences sous ce rapport ont entraîné

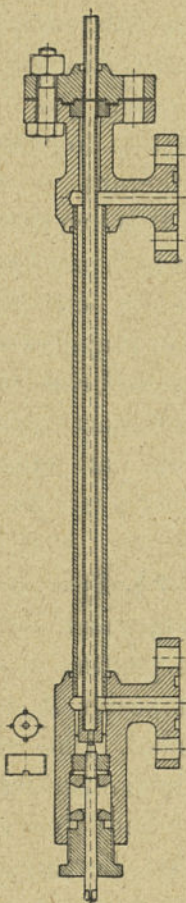


Fig. 298.

plus d'une fois des arrêts assez longs et un nettoyage à fond de toutes les tuyauteries ; la faute ne provient pas seulement d'anneaux de fond usés ou fendus, mais aussi d'un renouvellement insuffisant des garnitures qui finissent par s'effiloche.

On fera bien aussi de s'assurer si la machine ne contient pas d'eau (v. Ch. II, § 7), pour éviter la formation de bouchons de glace dans les serpentins du réfrigérant.

Il arrive que le condenseur soit un récipient étanche dans lequel l'eau passe sous pression ; c'est en général le cas pour les refroidisseurs ; l'écoulement de l'eau doit toujours se faire par le haut, pour qu'il ne puisse pas se former des chapelets de bulles d'air qui empêchent le contact entre les serpentins et l'eau de condensation. Cela fait monter la pression au condenseur comme s'il y avait réellement de l'air dans les serpentins.

74. Entretien extérieur du condenseur et du réfrigérant. — Il est indispensable de débarrasser les serpentins du condenseur de la boue qui s'y dépose, empêche la transmission de la chaleur et ronge le métal. Une eau chargée d'acide carbonique attaque violemment les serpentins qui sont parfois hors d'usage au bout d'un an ; d'autres acides produisent le même effet. Lorsqu'on n'est pas certain d'avoir de l'eau suffisamment pure, il est préférable d'employer des condenseurs à ruissellement. Pour protéger les serpentins, il faut les passer assez régulièrement à un enduit anticorrosif ; cela ne diminue que faiblement la transmission de chaleur.

Pour un nettoyage facile des serpentins du condenseur à immersion, il faut pouvoir, d'en haut, pas-

ser entre chaque serpentin avec des brosses à longs manches.

Les palettes des agitateurs doivent être toujours en bon état, les pignons d'angle suffisamment graissés et maintenus de façon que les dents engrènent toujours bien les unes dans les autres; sans cela leur usure est très rapide.

Les déversoirs mentionnés § 26, doivent être jaugés au moment de la première mise en marche.

Pour le réfrigérant il est surtout important que l'eau salée soit propre et suffisamment concentrée; le contrôle se fait à l'aréomètre (v. tableau XIX).

Il est nécessaire, dans de grandes installations et là où le bain s'affaiblit par absorption d'eau ou d'humidité, d'installer un séparateur (fig. 251) (Balduin Weisser, Bâle).

Il est également très important que les agitateurs des réfrigérants soient en parfait état; leur mauvais fonctionnement diminue le rendement.

CHAPITRE XIV

—

CONTROLE DU RENDEMENT DES MACHINES A GLACE

La concurrence industrielle intense des dernières années a fait réaliser des progrès considérables dans la construction des machines à glace, comme le prouve en particulier la facilité relativement grande avec laquelle le constructeur réalise les garanties données à la commande. C'est pourquoi on attache une importance de plus en plus considérable au contrôle de ces garanties à la livraison, contrôle qu'exécute en général un expert impartial.

Il a donc paru intéressant de présenter une étude critique des méthodes de contrôle employées; cette étude paraît d'autant plus nécessaire que l'essai doit être fréquemment adapté aux conditions pratiques d'une exploitation qui souvent ne peut pas être interrompue, même pour quelques heures.

Il est évident que l'exactitude des résultats obtenus doit souffrir de telles conditions; mais, avec des soins, de l'habileté et de l'expérience, on arrive à une approximation suffisante pour pouvoir contrôler la valeur des garanties données.

On a déjà étudié au § 20 le contrôle du travail du

compresseur ; il n'y a pas lieu de revenir sur la question.

Il ne s'agira dans la suite que *d'essais calorimétriques*, c'est-à-dire de la détermination du froid produit pendant l'unité de temps, pour des conditions déterminées de température.

75. Contrôle du rendement frigorifique au moyen de la production de glace. — Il semble que le procédé consistant à peser des corps solides, dont la chaleur de fusion à la pression atmosphérique (79 calories par kilogramme pour la glace) peut être considérée comme constante, soit le plus commode. Cependant, s'il est facile de déterminer la température de l'eau à congeler, il est déjà beaucoup moins aisé de fixer celle de la glace produite ; il ne faut pas oublier qu'on est obligé de peser un certain nombre de mouleaux seulement, car un temps très considérable serait nécessaire pour peser tous les châssis, d'abord vides puis pleins, d'une installation même peu importante. Enfin on ne peut peser des blocs isolés qu'après démoulage, c'est-à-dire après une perte par fusion ; on se contente par conséquent de peser un certain nombre de mouleaux choisis au hasard en apportant tous ses soins au remplissage parfaitement identique de tous les châssis et en calculant une perte par fusion de 5 à 10 %.

Il est clair que le résultat définitif est ainsi entaché d'une foule d'erreurs et qu'on peut à juste titre considérer cette méthode de contrôle comme la moins exacte de toutes.

On peut la perfectionner en déterminant d'avance un volume d'eau fixé une fois pour toutes et réparti chaque fois sur tous les moules d'un châssis ; on est

ainsi certain que tous les châssis contiennent exactement la même quantité de glace. Ce volume uniforme d'eau est fixé très simplement, par exemple, par la contenance de l'appareil de remplissage, si ce dernier est muni d'un déversoir ; il n'y a plus besoin de s'occuper du remplissage de chaque moule isolément ni de la perte au démoulage, mais il reste une sérieuse source d'erreur, provenant de la difficulté de déterminer la température moyenne vraie de la glace formée. Plus on laisse les châssis longtemps dans le bain et plus l'erreur diminue, mais elle subsiste toujours ; le séjour prolongé dans le bain tend en effet à égaliser la température entre la surface et le cœur des mouleaux, mais, étant donnée la mauvaise conductibilité de la glace, c'est un processus très lent. La chaleur spécifique de la glace étant inférieure à 0,5 et la température moyenne des bains salés d'environ -6°C. , le refroidissement des mouleaux de 0° à -6° représente une consommation de froid de 3 frigories par kilogramme. Si au contraire on démoule au moment où le cœur du mouleau vient de se congeler et n'est donc pas encore au-dessous de zéro, il faudra admettre une température moyenne du mouleau de -5° à -4° et une consommation de froid de 1,5 à 2 frigories seulement. L'erreur inévitable de ce procédé peut donc atteindre jusqu'à 1,5 frigorie par kilogramme.

Si la température de l'eau employée est de $+10^{\circ}$, la congélation de 1 kilogramme consommera $10 + 79 = 89$ frigories et, y compris le refroidissement du mouleau, 92 frigories ou 90,5 frigories. L'erreur ne dépasse pas 2 % et il faut bien dire que les autres procédés qu'on étudiera plus loin ne sont pas d'une exactitude beaucoup plus grande.

Ce procédé ne donne toutefois que le rendement net de l'installation frigorifique et l'on obtiendrait, pour une même dépense de force au compresseur, une valeur plus grande avec des machines dans lesquelles le froid serait absorbé et transporté par un bain salé (par exemple pour la réfrigération des caves de brasserie).

L'examen du bilan de chaleur résultant de la détermination du travail indiqué au compresseur et du rendement du condenseur donne l'explication du fait; en soustrayant de cette dernière valeur l'équivalent calorique du travail indiqué (n H. P. \times 632 calories), on obtient le rendement brut de la machine, qui est en général sensiblement supérieur au rendement net mentionné plus haut.

Si la température dans le condenseur ne diffère que peu de la température ambiante, on peut considérer comme négligeable l'action du milieu ambiant sur le condenseur, et dans ce cas la différence entre les deux rendements déterminés n'est autre que le total des pertes par rayonnement à la tuyauterie et au bac à glace. Les dimensions très considérables de ce dernier expliquent déjà suffisamment des déperditions de froid parfois très importantes.

Il importe enfin de noter qu'un contrôle sérieux du rendement n'est possible par ce procédé qu'à condition de réaliser l'état d'équilibre de la machine, c'est-à-dire à condition que, durant l'essai, la température du bain salé varie très peu et que, pour le moins, les températures initiale et finale soient identiques; cela évite des corrections plus ou moins exactes. On règle cette constance de température du bain, en activant ou en ralentissant l'extraction des mouleaux, tout en

veillant bien entendu, en cas d'extraction plus rapide, à ce que les mouleaux soient parfaitement congelés.

76. Contrôle par détermination du rendement au réfrigérant. — Si, faute de temps ou par suite des exigences de services auxiliaires (comme le refroidissement d'eau glacée et la production de glace dans les brasseries) qu'on ne peut interrompre longtemps, il est impossible de réaliser l'équilibre nécessaire à l'essai précédent, on se contente en général, après avoir supprimé toutes les sources extérieures de chaleur, de faire porter tout l'effet frigorifique, pendant un temps assez court, sur le refroidissement de l'eau salée contenue dans le réfrigérant; on mesure exactement l'abaissement de température obtenu. Si le réfrigérant sert en même temps de bac à glace, il faut sortir tous les mouleaux et compléter le volume d'eau salée jusqu'au niveau normal.

Il est nécessaire de mesurer la température fréquemment, environ toutes les 10 minutes, et en différents points du réfrigérant, pour obtenir une température exacte à chaque mesure.

Pour déterminer exactement la température à partir d'une certaine profondeur, il faut fixer le thermomètre dans un récipient en tôle, cloué à l'extrémité d'une latte de longueur voulue (fig. 299). Lorsqu'on retire le thermomètre pour la lecture, il reste plongé dans le liquide même dont on veut connaître la température, et l'erreur qui pourrait se produire est insignifiante si le thermomètre est remonté rapidement.

Si la paroi du réfrigérant est munie de gaines remplies d'huile ou d'incongelable, pour y placer les thermomètres (frigorifère de la Société Linde), il est né-

cessaire d'entourer la boule d'un morceau d'étoffe, pour qu'elle ne soit pas influencée par la température de l'air ambiant, lorsqu'on retire le thermomètre pour la lecture.

Avec ces quelques précautions, l'essai se fait sans difficulté aucune ; on ne doit pas manquer de prendre en même temps des diagrammes au compresseur et de déterminer le rendement du condenseur. En général on obtient au cours d'un essai de deux heures un refroidissement de 0 à -7° ou -8° .

En inscrivant dans un diagramme les températures moyennes mesurées, en fonction du temps, on obtient une courbe telle qu'elle est représentée figure 300. Si le nombre de tours du compresseur ne varie pas sensiblement pendant la durée de l'essai et s'il n'est pas intervenu d'autres causes de perturbation, le tracé de la courbe sera parfaitement régulier entre les deux températures extrêmes, le refroidissement, rapide d'abord, se ralentissant graduellement à mesure que la température s'abaisse. Ceci permet même de corriger après coup des lectures de températures inexactes, et c'est pourquoi il ne faut jamais négliger de construire la courbe tout en faisant l'essai ; on réalise ainsi le grand avantage de constater une perturbation gênante pour la bonne exécution de l'essai.

La courbe présente parfois une irrégularité constante, à une certaine température, par exemple à $-3,5^{\circ}$ dans le diagramme figure 301 ; il

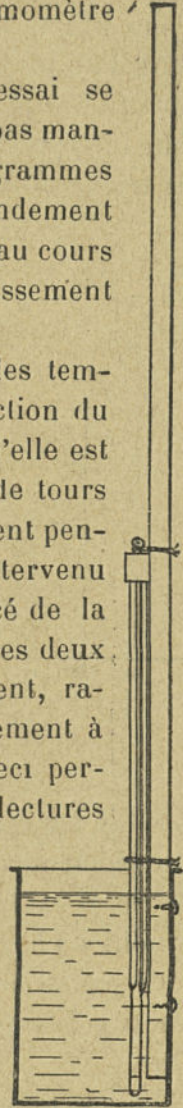


Fig. 299.

faut en conclure qu'une source de chaleur, qui jusque-là n'avait pas eu d'influence, entre en jeu. L'auteur a vérifié d'une façon constante qu'il s'agit toujours d'un précipité de glace et de sel sur les serpentins, par suite de la saturation insuffisante de l'eau salée; et cette interprétation est confirmée par la différence entre les températures dans le bain et à l'intérieur des ser-

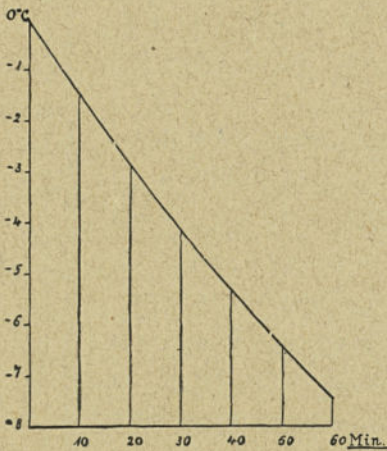


Fig. 300.
Courbe normale.

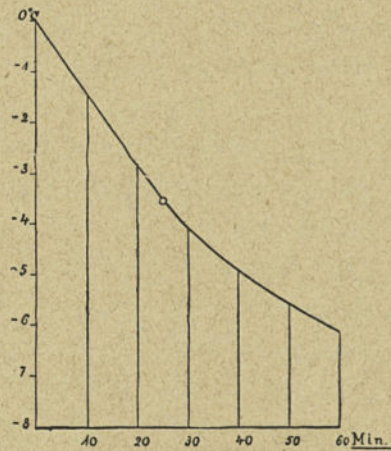


Fig. 301.
Précipitation du sel.

pentins du réfrigérant, cette dernière étant indiquée par le manomètre. La différence atteint en effet dans ce cas 8 et 10 degrés, contre 4 à 6 degrés dans les conditions normales.

Ce cas se présente en particulier fréquemment dans les frigorifères où l'eau salée absorbe l'humidité de l'air.

Le précipité de glace et de sel diminue considérablement le rendement frigorifique, et on voit qu'il ne suffit pas de se baser sur la température minimum qu'aura le bain salé pour en déterminer la concentration utile,

mais qu'on doit tabler sur une température très voisine de celle qui règne à l'intérieur des serpentins.

Pour se rendre compte de l'importance et de la nature des pertes par rayonnement, on complète souvent cet essai par l'essai inverse, c'est-à-dire que, le compresseur étant arrêté, on laisse le réfrigérant se réchauffer (l'agitateur étant toujours en mouvement), autant que possible jusqu'à la température initiale. Cela prendra d'autant plus de temps que la température ambiante, supposée constante, différera moins de celle dans le réfrigérant et que l'isolation sera meilleure. En reportant les valeurs obtenues dans un diagramme, on aura une courbe du genre de celle de la figure 302.

Si les serpentins sont recouverts d'un dépôt de sel ou de glace, le rayonnement fera tout d'abord fondre ce dépôt, de sorte qu'il pourra se passer un temps fort long avant que la température du bain monte. L'essai n'a alors aucune raison d'être, tout comme l'expé-

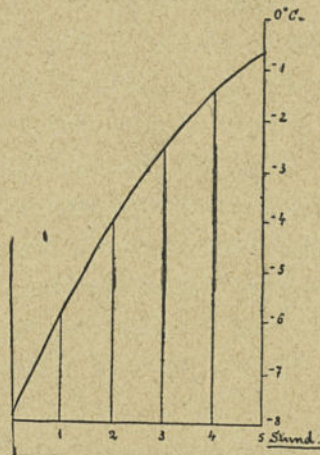


Fig. 302.

rience par mesure du refroidissement perd toute valeur au-dessous du point où le précipité de sel a commencé à se produire.

Pour calculer le rendement frigorifique au moyen des résultats ainsi obtenus, on procède comme suit :

Connaissant le volume de l'incongelable contenu dans le réfrigérant et le poids des parties métalliques, récipient et serpentins (indiqué en général sur la facture ou à déterminer d'après les plans de l'appareil), on

calcule, au moyen des chaleurs spécifiques respectives, la masse en eau W correspondant à la masse refroidie. L'isolation, dont on connaît aussi peu le refroidissement que le poids ou que la chaleur spécifique, n'entre pas en ligne de compte : on pense du reste trouver une compensation dans le fait qu'on admet pour le métal des serpentins seulement la température du bain, alors que leur température est certainement un peu inférieure ; c'est en ceci que réside le principal défaut de la méthode, défaut qu'on retrouve dans le procédé inverse d'échauffement.

La détermination du rendement du compresseur et du condenseur, qui donnent l'effet frigorifique théorique Q , constitue cependant un utile contrôle de l'exactitude plus ou moins grande des résultats obtenus.

Par exemple, si, dans la limite de l'intervalle des températures consigné dans la garantie du constructeur, on a constaté un refroidissement de t° à l'heure et d'autre part un réchauffement par rayonnement de Δt dans le même temps, il faudra que les valeurs trouvées satisfassent à l'équation :

$$(1) \quad Q = W(t + \Delta t).$$

Il faut se contenter d'une approximation jusqu'à 4 % entre le W calculé d'abord et le W donné par la formule ci-dessus. On peut alors désigner la valeur Wt comme *rendement frigorifique net*.

Bien que ce procédé soit donc d'une exactitude fort relative, il est très fréquemment employé, non seulement pour les raisons déjà indiquées, mais parce qu'il permet de fixer, toutes conditions égales d'ailleurs, la diminution du rendement frigorifique avec l'abaissement de la température au réfrigérant.

Il est assez difficile de déterminer un peu exactement la valeur W , en particulier lorsque la présence de condenseurs à ruissellement (avec évaporation d'une partie de l'eau de condensation) rend impossible la détermination de Q et le contrôle qui en dépend. On peut y remédier en faisant deux essais successifs, après avoir, pour le second, augmenté W d'une quantité telle que w , masse en eau d'une quantité connue et déterminée d'incongelable. On a dans ce cas, en appliquant la formule (1), pour un même rendement théorique :

$$(2) \quad Q = (W + w) (t' + \Delta t');$$

on tire de (1) et (2) :

$$(3) \quad W = \frac{w(t' + \Delta t')}{t - t' + \Delta t - \Delta t'}.$$

Le grand avantage de ce procédé est de permettre de déterminer la valeur w aussi exactement que l'on veut, en dehors du réfrigérant et sur un poids modéré ; cela est fort important, puisque toutes les erreurs commises ici faussent dans la même proportion la valeur de W , ainsi que le montre l'équation (3).

Si le premier essai a donné par exemple un abaissement de température $t = 3,5^\circ$ et un réchauffement $\Delta t = 0,2^\circ$ à l'heure, on aura :

$$Q = W \times 3,7.$$

On ajoute ensuite 1000 litres d'incongelable de chaleur spécifique $c = 0,9$, dont la masse en eau est donc 900, et le deuxième essai donne, par exemple pour le même rendement frigorifique, un abaissement de température $t' = 3,2^\circ$ et un réchauffement $\Delta t'$ de $0,2^\circ$ de nouveau. On aura :

$$Q = (W + 900) \times 3,4$$

et, en remplaçant :

$$W = \frac{900 \times 3,4}{3,7 - 3,4} = 10200.$$

L'exactitude de W dépend donc pour une bonne part du soin avec lequel on a relevé les températures, et c'est ici que se fait sentir l'utilité des diagrammes.

77. Détermination du rendement par condensation de vapeur dans un bain salé de température constante. — La détermination étudiée dans le paragraphe précédent n'est en général pas possible pour les frigorifères dont la garantie s'applique à une température donnée, soit -5° par exemple, ou bien elle donne alors des valeurs d'approximation grossière.

On emploie avec succès le procédé proposé par Presel, ancien ingénieur en chef de la Société Linde. Il consiste à utiliser le froid produit à la condensation de vapeur et à mesurer le rendement par la pesée de l'eau de condensation soigneusement recueillie. On détermine ainsi le rendement net, indépendamment de toute perte par rayonnement, par suite de la constance de température du bain salé, et l'on obtient en relativement peu de temps des résultats exacts. La pesée de l'eau de condensation obtenue nécessite il est vrai toute une série de précautions, sans lesquelles on ferait complètement fausse route.

On procède de la façon suivante :

Dans l'appareil à contrôler (frigorifère, etc.), on place perpendiculairement au courant d'incongelable une spirale en cuivre à paroi mince, mais résistante. La spirale doit être éprouvée au timbre du générateur, et son étanchéité doit être absolue (fig. 303 et 304) ; ses deux

extrémités, munies de brides ordinaires, émergent du liquide. L'une des extrémités porte une valve de vapeur munie d'un manomètre ; avant la valve on dispose un purgeur, réglé de telle façon qu'il permette l'écoulement de toute l'eau condensée dans la conduite de vapeur, et qu'il laisse encore échapper un fort jet de vapeur. On est certain de cette façon qu'il

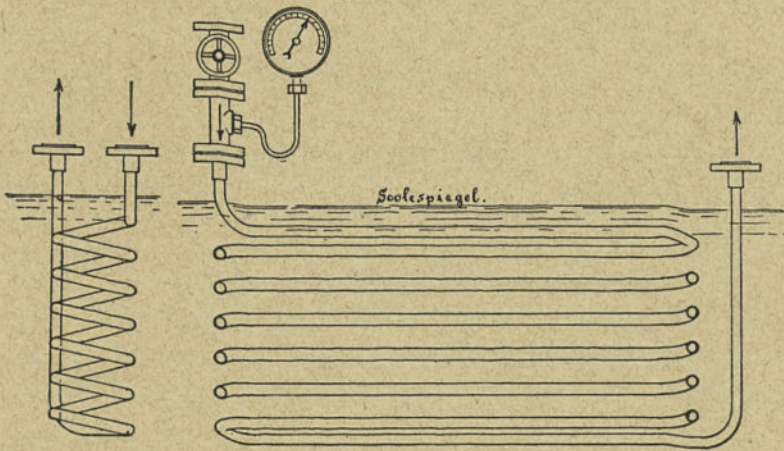


Fig. 304.

Fig. 303.

ne pénètre dans la spirale que de la vapeur parfaitement sèche, dont la température est déterminée par la tension qu'indique le manomètre. On n'ouvre parfois la valve que partiellement; l'étranglement ainsi produit provoque une légère surchauffe qu'on mesure par comparaison avec les indications du manomètre et celles d'un thermomètre intercalé dans la conduite immédiatement après la valve.

Pour maintenir dans la spirale une tension constante, l'autre extrémité est munie d'un robinet réglé de façon à ne laisser échapper que tout juste l'eau de condensation, chassée par la pression intérieure; cette

eau est amenée par un tuyau en caoutchouc dans un récipient placé sur une bascule, aussi près que possible de la spirale. Pendant toute la durée de l'essai, on règle les robinets de telle façon que le débit d'eau de condensation et la température du bain soient aussi constants que possible.

Les dimensions de la spirale sont déterminées par les considérations suivantes :

Il faut éviter à tout prix une formation de glace dans l'intérieur de la spirale; la conséquence en est que l'eau de condensation ne doit parcourir qu'une faible longueur de spirale et que la vitesse du courant doit toujours dépasser un certain minimum, que l'auteur a déterminé à $0^m,12$ à la seconde.

Pour un effet frigorifique prévu ou donné, cette vitesse détermine le diamètre intérieur de la spirale, tandis que sa longueur dépend de la transmission de la chaleur à l'heure par mètre carré de surface moyenne de chauffe.

Si l'on maintient la tension dans la spirale à 3 atmosphères (= + 143° température de la vapeur), et si la température constante du bain salé est de -5° , on peut admettre que pour une paroi polie des deux côtés, de $1\frac{1}{2}$ à 2 millimètres d'épaisseur, la transmission de la chaleur comportera 200 000 calories à l'heure par mètre carré, ce qui correspond à un coefficient $K = 1350$ calories par 1° de différence de température.

On peut escompter, pour une machine de 50 000 frigories à l'heure, une production de $0^l,028$ ou 28 centimètres cubes d'eau de condensation à la seconde, ce qui nécessite, pour un écoulement de 14 centimètres à la seconde, une section de 2 centimètres carrés ou un dia-

mètre $d = 15$ millimètres. Si l'épaisseur moyenne des parois est de $1^{\text{mm}},5$, la surface moyenne d'échange (moyenne entre la surface interne et la surface externe) est de $0^{\text{m}^2},055$ par mètre courant de sorte que la longueur immergée de la spirale devra être :

$$\frac{60000}{200000} \times \frac{1}{0,055} = 6 \text{ mètres.}$$

Il est extrêmement important que toute la spirale ait une pente suffisante jusqu'au col vertical et qu'il n'y ait nulle part de poche où l'eau ne circulerait pas et gèlerait certainement.

On commence par envoyer dans la spirale plus de vapeur que n'en a exigé l'essai, jusqu'à ce qu'on soit sûr qu'il ne se forme nulle part de bouchon de glace, puis on règle l'admission de façon à maintenir constante la température du bain et de manière aussi que l'eau de condensation qu'on recueille ne dégage plus aucune vapeur. Il est souvent nécessaire au début de modifier la longueur de la partie immergée de la spirale; si après cela l'une des extrémités qui émergent est trop longue, on la coupe.

On contrôle la température du bain toutes les 5 minutes et on porte les moyennes des lectures sur le diagramme représenté figure 305.

On obtient la courbe VV, dont les deux extrémités doivent être exactement à la même hauteur si l'on veut éviter des interpolations gênantes et inexactes; c'est du reste facile à régler par l'admission de vapeur. La hauteur moyenne de la courbe VV représente la température moyenne du bain pendant l'essai.

On porte au même diagramme les températures de la vapeur (données par les indications manométriques) et les températures de l'eau de condensation.

Bien que le tracé seul de ces courbes donne déjà une image très nette de l'état d'équilibre de la machine, il est bon de peser fréquemment, par exemple toutes les demi-heures, l'eau de condensation recueillie.

On calcule le rendement au moyen des températures moyennes relevées au diagramme.

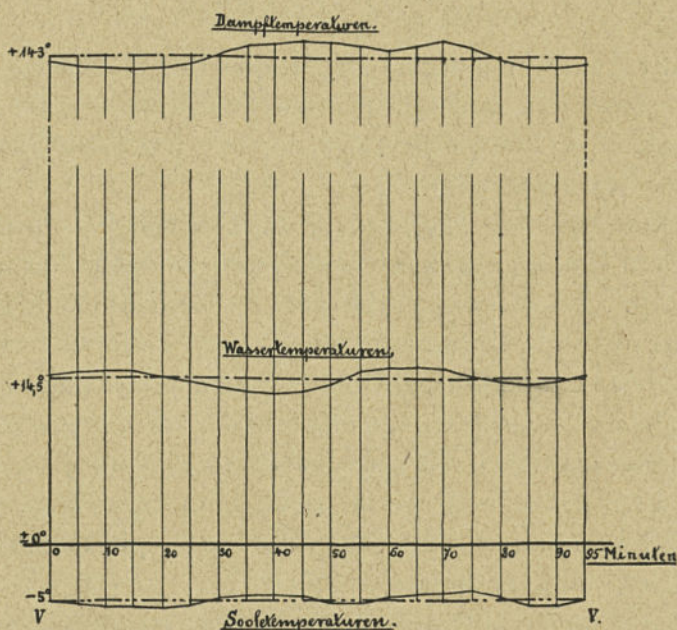


Fig. 305.

Si t_1 est la température de condensation, λ la chaleur totale correspondante de la vapeur, t_0 la température moyenne de l'eau de condensation, on aura, pour une production de G kilogrammes d'eau à l'heure, un rendement frigorifique net, sans correction aucune, de :

$$(4) \quad Q = G(\lambda - t_0).$$

Exemple : La tension moyenne au manomètre est de 3 atmosphères, la température correspondante t_1 est

143°, ce qui donne, d'après les tables de Zeuner, une valeur correspondante de $\lambda = 650$ calories. On condense en moyenne $G = 92$ kilogrammes à l'heure à une température moyenne $t^\circ = 14,5^\circ$. Le rendement net sera :

$$Q = 92(650 - 14,5) = 58466 \text{ frigories.}$$

78. Essai calorimétrique des installations avec pompe de circulation. — C'est par ce procédé qu'on obtient les résultats les plus exacts. Il suppose avant tout que, pendant toute la durée de l'essai, la température reste en somme constante ou, autrement dit, que dans l'unité de temps la quantité de chaleur absorbée par la machine, augmentée de l'équivalent calorique du travail du compresseur, est exactement égale à la quantité de chaleur abandonnée par la machine.

Il convient avant tout de mesurer très exactement les quantités du liquide qui absorbe de la chaleur, circulant dans toute l'installation pendant l'unité de temps (l'heure) et de mesurer leurs températures initiale et finale. La prise de diagrammes d'indicateur sert principalement de contrôle et permet d'établir le bilan de chaleur. La détermination la plus importante est naturellement celle de l'effet frigorifique, qu'on mesure toujours au moyen de l'incongelable.

Il faut donc que l'eau salée traverse un appareil de jauge, muni autant que possible d'orifices Poncelet (ouvertures circulaires à arêtes vives) et dans lequel on mesure, aussi fréquemment que possible, la hauteur du liquide. On le place à l'extrémité de la conduite de retour, immédiatement au-dessus du réfrigérant, de façon qu'au sortir de l'appareil l'eau salée tombe directement dans ce dernier. Il est nécessaire, pour avoir une surface du liquide parfaitement tranquille, de pla-

cer deux chicanes dans l'appareil, comme l'indique la figure 306. On mesure la hauteur du liquide au moyen d'un mètre ordinaire, en partant d'une marque fixe, dont la hauteur au-dessus du centre des orifices Poncelet a été déterminée avant le début de l'essai.

Si l'on se trouve dans la nécessité de faire exécuter l'appareil sur place, avec peu de ressources, il est nécessaire de jauger d'abord les orifices Poncelet pour

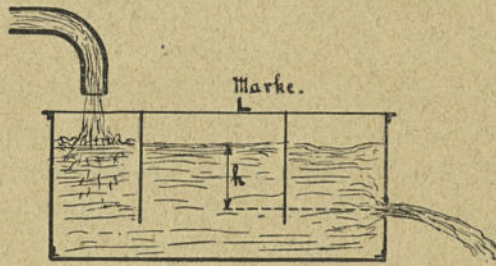


Fig. 306.

différents niveaux d'eau. Il faut éviter qu'il se forme des remous, qui fausseraient considérablement les résultats.

Le professeur E. Brauer (1) a proposé un appareil perfectionné, figure 307, dont le fond porte un grand nombre d'ouvertures relativement petites, de même diamètre, et disposées symétriquement par rapport à l'arrivée de l'eau. Un entonnoir T recueille l'eau qui s'écoule de l'un de ces orifices et l'envoie dans un récipient jaugé d'avance très exactement. L'observation du temps nécessaire pour le remplissage de ce récipient sera d'autant plus exacte que l'orifice au-dessus de l'entonnoir T sera plus petit et que, par conséquent, la quantité d'eau salée qui s'en écoulera sera moindre.

(1) Z. d. V. d. I., 1892.

Le tube de niveau permet des lectures répétées (toujours à intervalles réguliers) du niveau du liquide et si, pendant toute la durée de l'essai, on effectue, une fois pour chaque orifice, la mesure ci-dessus, on connaîtra pour tous les orifices les coefficients d'écoulement pour un niveau donné.

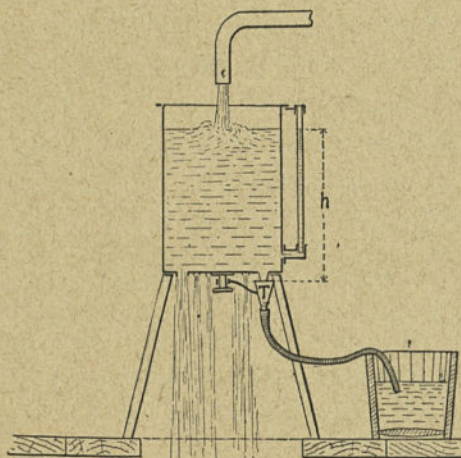


Fig. 307.

Le même appareil servira pour les mesures de l'eau de condensation ; on le place sur l'écoulement du condenseur.

Comme cette dernière détermination est plus facile que les autres et que, jointe à l'estimation approximative du travail au compresseur, la fixation du rendement du condenseur permet de tirer des conclusions quant au rendement de l'installation, la société Linde et d'autres munissent le déversoir du condenseur d'un orifice Poncelet (figure 123).

On tire parti des résultats d'essai de la façon suivante :

On se contente en général de déterminer la quantité

de liquide en circulation, d'après la moyenne arithmétique des niveaux observés, h_m , et l'effet frigorifique, d'après la moyenne des différences de température à l'entrée et à la sortie du réfrigérant, t_m . Il est toutefois nécessaire de se rendre compte d'abord des erreurs qu'on commet ainsi.

Soient c la chaleur spécifique du liquide, par litre, et φ le coefficient d'écoulement des orifices (1); ces deux valeurs peuvent être considérées comme constantes dans les conditions de la pratique. Soit en outre n le nombre des observations et F la section totale des orifices, l'effet frigorifique est déterminé par la formule :

$$(5) \quad Q = \frac{\varphi \cdot c \cdot F}{n} \Sigma(t \cdot \sqrt{2gh})$$

où t représente une des mesures de la différence des températures, h la lecture du niveau correspondant et où Σ exprime l'addition de n observations.

Si l'on pose ensemble :

$$t = t_m + \Delta t \quad \text{et} \quad h = h_m + \Delta h,$$

où Δt et Δh expriment la différence entre le résultat moyen et une mesure ayant fourni t et h , on aura :

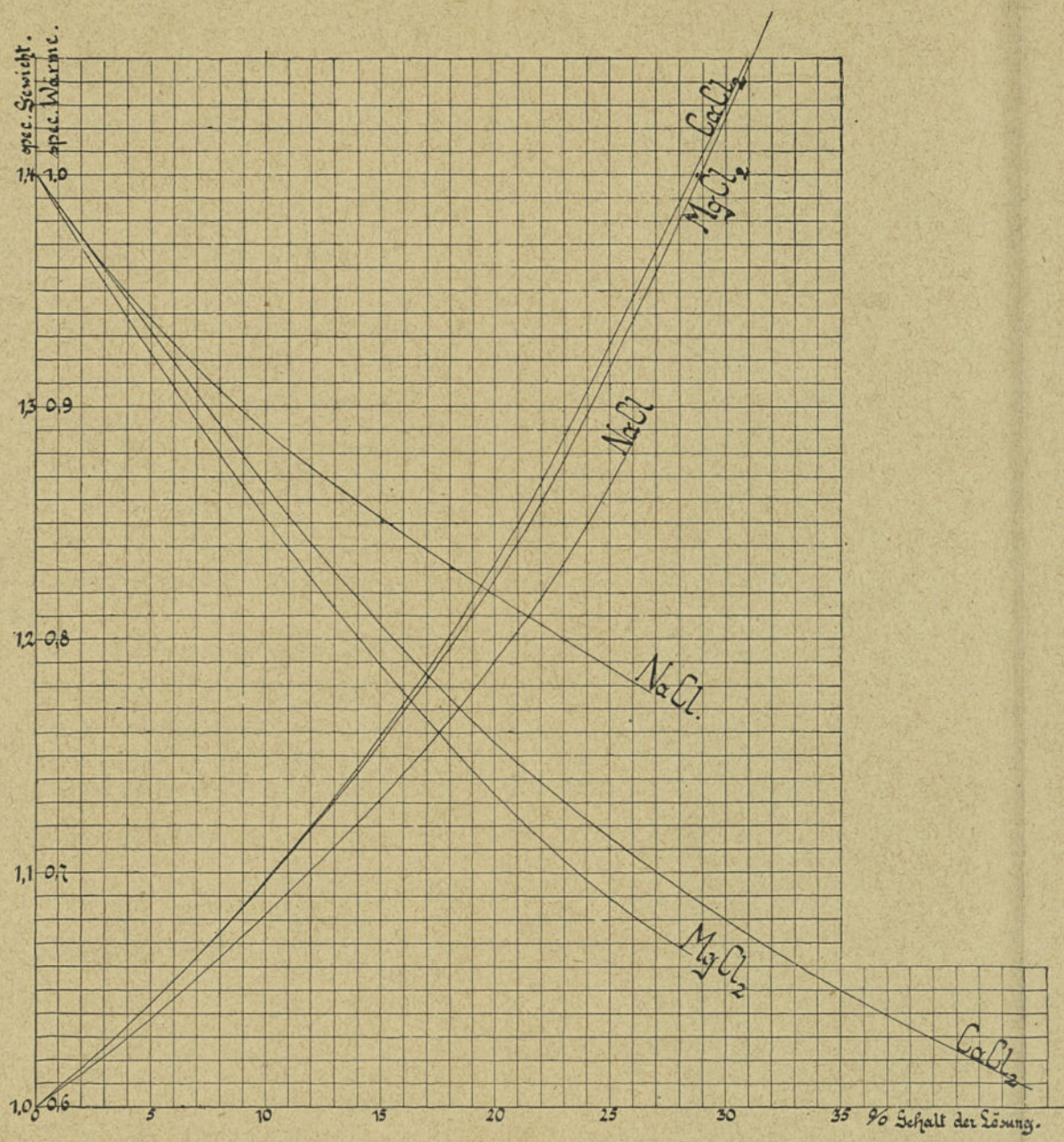
$$\begin{aligned} Q &= \frac{\varphi \cdot c \cdot F}{n} \sqrt{2g} \Sigma(t_m + \Delta t) \sqrt{h_m + \Delta h} \\ &= \frac{\varphi \cdot c \cdot F}{n} t_m \sqrt{2gh_m} \Sigma \left(1 + \frac{\Delta t}{t_m} \right) \sqrt{1 + \frac{\Delta h}{h_m}}. \end{aligned}$$

Si l'écart d'avec les valeurs moyennes est faible, on pourra écrire avec suffisamment d'approximation :

$$(6) \quad Q = \frac{\varphi \cdot c \cdot F}{n} t_m \sqrt{2gh_m} \Sigma \left(1 + \frac{\Delta t}{t_m} + \frac{1}{2} \frac{\Delta h}{h_m} \right),$$

(1) L'auteur a déterminé la valeur de φ à 0,620 — 0,635 pour des orifices Poncelet à arêtes vives, mais ces chiffres paraissent dépendre jusqu'à un certain point du diamètre des orifices.

On détermine la chaleur spécifique de l'incongelable d'après le tableau, figure 308 (planche), après avoir mesuré son poids spécifique à l'aide d'un aréomètre.



LORENZ. — Machines frigorifiques, 26.

Fig. 308.

Page 404.

formule dans laquelle le produit $\frac{\Delta t}{t_m} \times \frac{\Delta h}{2h_m}$, ainsi que toutes les puissances de $\frac{\Delta h}{h_m}$, sont négligés.

Mais comme t_m et h_m représentent des moyennes arithmétiques, on peut écrire :

$$\Sigma \Delta t = 0 \quad \text{et} \quad \Sigma \Delta h = 0;$$

par conséquent l'expression Σ se réduit pour n observations à :

$$\Sigma (1) = n$$

et la formule 6 devient :

$$(6^a) \quad Q = \varphi \cdot c \cdot F \cdot t_m \sqrt{2gh_m};$$

elle exprime que : *lorsque les variations des résultats d'observation s'écartent peu des valeurs moyennes (c'est-à-dire que l'état d'équilibre est à peu près constant), il est suffisant de déterminer l'effet frigorifique, Q, au moyen des valeurs moyennes.*

Si l'on n'est pas absolument certain que ce procédé soit suffisant, il reste à calculer, pour chaque observation, la valeur $t\sqrt{2gh}$ et à faire la somme des produits.

Pour permettre d'apprécier le degré d'exactitude de cette méthode, on va l'appliquer à une série d'observations consignées dans le tableau ci-dessous :

| h | \sqrt{h} | t | $t \cdot \sqrt{h}$ |
|-------------------|------------|-------------------------|--------------------|
| 249 mm | 15,78 | 2 ^o ,0 cent. | 31,56 |
| 221 » | 14,87 | 2 ^o ,3 » | 34,20 |
| 203 » | 14,25 | 2 ^o ,4 » | 34,20 |
| 217 » | 14,73 | 2 ^o ,3 » | 33,88 |
| 240 » | 15,49 | 2 ^o ,1 » | 32,53 |
| 232 » | 15,20 | 2 ^o ,1 » | 31,92 |
| Moyenne : 227 mm. | 15,05 | 2 ^o ,2 cent. | 33,05 |

La valeur $t_m\sqrt{h_m}$ devient, d'après les colonnes 1 et 3 ci-dessus :

$$2,2\sqrt{227} = 2,2 \times 15,07 = 33,15,$$

tandis que la moyenne des produits, colonne 4, n'est que 33,05, mais cette erreur n'est que de 0,3 % pour une série d'observations où les variations de h et de t atteignent jusqu'à 10 %. C'est une erreur négligeable, moindre certainement que celles des lectures.

Ceci démontre que le calcul du rendement sur la base des valeurs moyennes est juste, même pour un assez grand écart et, comme ce procédé est très généralement employé, l'étude critique qu'on vient d'en faire peut paraître superflue. Il a cependant paru nécessaire à l'auteur que tous ceux qui peuvent être appelés à appliquer ce procédé soient à même, dans chaque cas, de discuter la valeur réelle des méthodes d'observation et de tirer parti avec discernement des résultats obtenus. C'est une précaution qu'on n'observe pas toujours, et les conséquences en sont graves parfois.

Dans tous les cas, quand au cours d'un essai les valeurs de h , c'est-à-dire le niveau du liquide en jauge, ainsi que celles de t varient beaucoup (et cela est fréquent si les pompes de circulation fonctionnent irrégulièrement), l'emploi des valeurs moyennes n'est plus possible, et il est indispensable de déterminer toutes les valeurs de $t\sqrt{h}$. Ici aussi l'inscription graphique de toutes natures pendant l'essai assure un contrôle précieux.

L'appareil de jauge décrit plus haut devient inutilisable dès que le liquide mousse, cas que l'auteur a déjà rencontré ici et là, à moins qu'il n'existe un tube de niveau à l'abri de la mousse, pour les observations.

On peut parfois se servir aussi d'un flotteur, muni d'une tige dépassant la mousse, flotteur dont on détermine d'abord la hauteur d'immersion dans le même liquide au repos et sans mousse. Malheureusement, le dégagement souvent très fort de bulles d'air agite tellement le flotteur, qu'il est impossible de faire des observations sérieuses et qu'il faut trouver une autre manière d'opérer.

Le procédé le plus exact et le seul irréprochable consiste à peser l'incongelable dans deux récipients placés sur des balances. Toutefois, même pour de petites installations, les récipients sont de dimensions telles qu'il est presque toujours impossible de se les procurer, aussi bien que les balances.

L'auteur résolut donc, dans de nombreux cas de ce genre, de recueillir, à intervalles égaux, toutes les 20 minutes par exemple, une certaine quantité d'incongelable dans un récipient de section constante, en mesurant avec un compteur à secondes la durée du remplissage.

Dans les brasseries, où ces essais ont lieu le plus souvent, on trouve toujours le récipient voulu : ce sont les cylindres à houblon, qui tiennent environ 300 litres. On dispose le cylindre, muni dans son fond d'un robinet de vidange ordinaire, sur le couvercle du réfrigérant (fig. 309), au-dessous du tuyau de retour d'incongelable. On place sur cette conduite un robinet à trois voies, qui permet de faire couler l'incongelable soit directement dans le bac, soit dans le cylindre. Les observations sont faites par une personne munie du compteur et aidée par un ouvrier qui manœuvre au commandement le robinet à trois voies.

On peut mesurer pendant ce remplissage la tempéra-

ture de l'incongelable rentrant, tandis qu'il est préférable de déterminer sa température à la sortie du réfrigérant juste avant de commencer l'essai.

Pendant le temps où l'on supprime le retour au réfrigérant, pour remplir le cylindre à houblon, on rompt sans doute légèrement l'état d'équilibre de la machine; la température au réfrigérant doit baisser pendant ce court espace de temps, et on obtiendrait un résultat un peu majoré, si on mesurait la température à ce moment.

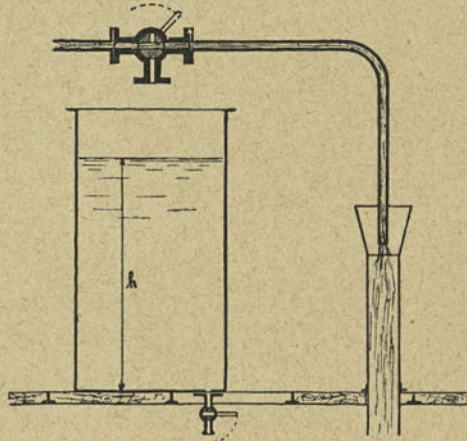


Fig. 309.

Une fois la surface du liquide tranquille et la mousse tombée à l'intérieur du cylindre à houblon, rien n'est plus simple que de mesurer la hauteur du liquide, h .

On détermine la contenance du cylindre pour la hauteur moyenne du liquide, par une pesée à vide et une pesée avec le liquide, les différentes valeurs de h , la section du cylindre, F , et les temps de remplissage

observés, τ , donnent le volume débité pendant l'unité de temps :

$$(7) \quad V = F \frac{h}{\tau}$$

ou, si l'on introduit de nouveau les valeurs des moyennes d'observation, h_m et τ_m :

$$h = h_m + \Delta h \quad \tau = \tau_m + \Delta \tau$$

(pour des variations Δh et $\Delta \tau$ assez faibles), on a :

$$(8) \quad V = F \frac{h_m}{\tau_m} \cdot \frac{1 + \frac{\Delta_m}{m h}}{1 + \frac{\Delta \tau}{\tau_m}} = F \frac{h_m}{\tau_m} \left(1 + \frac{\Delta h}{h_m} - \frac{\Delta \tau}{\tau_m} \right).$$

Si h_m et τ_m représentent les moyennes arithmétiques, les valeurs $\Sigma \Delta h$ et $\Sigma \Delta \tau$ sont nulles et il reste :

$$(8^a) \quad V = F \cdot \frac{h_m}{\tau_m},$$

c'est-à-dire que, pour de petites variations de la durée de remplissage et de la hauteur du niveau, on peut déterminer le volume à l'aide des moyennes d'observations.

Pour la différence des températures, force est de se contenter des moyennes des lectures, puisque, on l'a vu, la détermination des deux températures correspondantes ne doit pas se faire en même temps.

Soit c la chaleur spécifique de 1 livre d'incongelable, t_m la différence moyenne des températures, en centigrades; on trouvera, F étant exprimé en décimètres carrés, h_m en décimètres et τ_m en secondes, l'effet frigorifique à l'heure d'après la formule :

$$(9) \quad Q = F \cdot 3\,060 \cdot \frac{h_m \cdot t_m}{\tau_m} \cdot c,$$

sans introduction d'aucun coefficient.

Le tableau ci-dessous servira à montrer l'exactitude de la détermination :

| h | τ | $h : \tau$ |
|--------------------|-----------|------------|
| 7,38 dm. | 24,2 sec. | 0,3050 |
| 7,22 » | 23,6 » | 0,3059 |
| 7,10 » | 23,2 » | 0,3060 |
| 7,51 » | 24,4 » | 0,3078 |
| 7,45 » | 24,4 » | 0,3053 |
| 7,26 » | 23,8 » | 0,3050 |
| Moyenne : 7,32 dm. | 23,9 » | 0,3058 |

La constance du quotient révèle une grande régularité du travail de la pompe.

Le quotient $\frac{h_m}{\tau_m}$ donnerait 0,3063 au lieu de 0,3058, calculé, soit une différence de 0,17 % tout à fait négligeable.

Il y a lieu d'employer une méthode analogue pour déterminer le rendement du condenseur, lorsqu'il est impossible, pour un motif quelconque, de se servir d'orifices Poncelet. On se sert alors d'un réservoir placé au-dessus du condenseur, au besoin de la bêche à eau glacée. Après avoir arrêté l'arrivée d'eau dans ce réservoir, on y mesure à intervalles réguliers l'abaissement du niveau dans un temps donné, et on obtient ainsi une valeur moyenne suffisamment exacte. Avec deux réservoirs, placés autant que possible à la même hauteur et fonctionnant alternativement, on peut même mesurer la quantité totale d'eau de condensation employée. Il faut déterminer très exactement la section des réservoirs et régler soigneusement l'arrivée d'eau au condenseur à cause des variations de la hauteur de charge dans les réservoirs.

Lorsqu'on se trouve dans l'impossibilité de réaliser

l'équilibre de l'installation frigorifique, par suite d'une trop grande puissance du compresseur, on cherchera à neutraliser l'excès de froid produit, au moyen d'une source de chaleur complémentaire. Le procédé le plus simple est d'immerger dans le bain un serpentin de vapeur ou d'eau chaude.

On déterminera, si on le juge utile, l'excédent de froid neutralisé par la quantité d'eau chaude refroidie ou par la quantité de vapeur condensée, en tenant compte dans ce cas de la chaleur latente de vaporisation.

A défaut de serpentin, on pourra se contenter d'introduire un jet de vapeur directement dans le bain, à condition toutefois que le volume de ce dernier, y compris la contenance des tuyauteries, soit suffisant.

Comme la condensation de 1 kilogramme de vapeur absorbe plus de 600 frigories, il suffira en général d'une si petite quantité de vapeur que la chaleur spécifique de la totalité de l'incongelable en circulation n'éprouvera aucune variation. On peut du reste s'en assurer en déterminant les densités avant et après l'essai.

Si l'on introduit la vapeur, dont le débit est réglé très exactement par une valve, au milieu de l'appareil de jauge (fig. 306), il sera aisé de déterminer la quantité de chaleur ainsi fournie, en mesurant les températures de l'incongelable à l'entrée et à la sortie de l'appareil.

Il est difficile, il est vrai, de connaître exactement la consommation de vapeur, puisqu'on ignore la teneur de la vapeur en eau à son arrivée dans l'appareil. Il est superflu ici d'opérer la purge de la conduite de vapeur, comme dans le procédé Pressel.

ANNEXE

MACHINE FRIGORIFIQUE A ÉVAPORATION D'EAU (SYSTÈME WESTINGHOUSE-LEBLANC)

On a vu précédemment (p. 30) que la vapeur d'eau constitue un agent frigorifique supérieur à tous autres, à cause de sa très grande chaleur de vaporisation, mais que les essais faits jusqu'ici pour construire une machine pratiquement utilisable avaient échoué; le volume spécifique de la vapeur d'eau à très basse pression étant très considérable, il faudrait employer des compresseurs d'une énorme capacité et, d'autre part, si l'on absorbe la vapeur par l'acide sulfurique, on doit prévoir un dispositif permettant de concentrer cet acide lorsque sa dilution est devenue trop grande. Aussi Lorenz et Heinel concluent-ils à l'impossibilité actuelle d'utiliser la vapeur d'eau comme agent frigorifique. Depuis l'impression, une solution a été trouvée, et fort élégante, par M. Leblanc et nous croyons devoir donner, comme annexe, quelques indications sur cette nouvelle machine frigorifique, dont plusieurs types sont déjà en service industriel.

Cette machine a pour principe le refroidissement de l'eau par évaporation dans le vide; pour obtenir des températures de 0° ou au-dessous, dans la chambre d'évaporation, on est obligé de réaliser un vide très avancé, répondant à la tension de la vapeur d'eau à ces températures, soit par exemple un vide correspondant à 4^{mm},6 de mer-

cure pour avoir 0°, et 2 millimètres de mercure pour arriver à — 10°.

Ces vides ne sauraient être obtenus par des pompes à piston, à cause des énormes volumes de vapeur à évacuer, puisque la vapeur possède à ces températures une très faible densité.

La machine, que la Société pour l'exploitation des procédés Westinghouse-Leblanc a présentée au Congrès du Froid, était susceptible de produire 10000 frigories à l'heure et devait entraîner environ 1000 litres de vapeur à la seconde.

Cet entraînement est réalisé par un éjecteur à vapeur qui produit ou entretient le vide voulu; cet éjecteur débouche dans un condenseur Westinghouse-Leblanc donnant le meilleur vide possible, chose indispensable pour que l'éjecteur fonctionne dans de bonnes conditions.

L'appareil comprend deux colonnes verticales A et B (fig. 310), communiquant par une tubulure supérieure : la colonne A renferme l'éjecteur à vapeur dont l'entrée est en C; il débouche directement dans un éjecto-condenseur W.-L., qui est constitué par une chambre d'arrivée de vapeur et une turbine renversée à injection d'eau partielle par le centre; l'eau de condensation est évacuée par le diffuseur D.

La seconde colonne B, de grand diamètre, constitue la chambre d'évaporation où s'évapore la saumure qui arrive du bac G, par simple aspiration due à la pression atmosphérique; cette chambre communique, par le bas, avec la pompe centrifuge à circulation de saumure F; cette pompe est calée sur le même arbre que la turbine du condenseur, et les deux sont commandées directement par un moteur E à vapeur.

Le fonctionnement est le suivant : le condenseur étant mis préalablement en marche et donnant le vide nécessaire, la vapeur d'un générateur quelconque, à 5 kilogrammes effectifs par exemple, arrive dans le moteur E et lui fournit la puissance nécessaire à son fonctionnement; la vapeur d'échappement du moteur, à 2 kilo-

grammes effectifs, débouche en C dans l'éjecteur à vapeur; elle se détend dans les tuyères de l'éjecteur Laval I et acquiert à sa sortie une vitesse de 1200 mètres environ

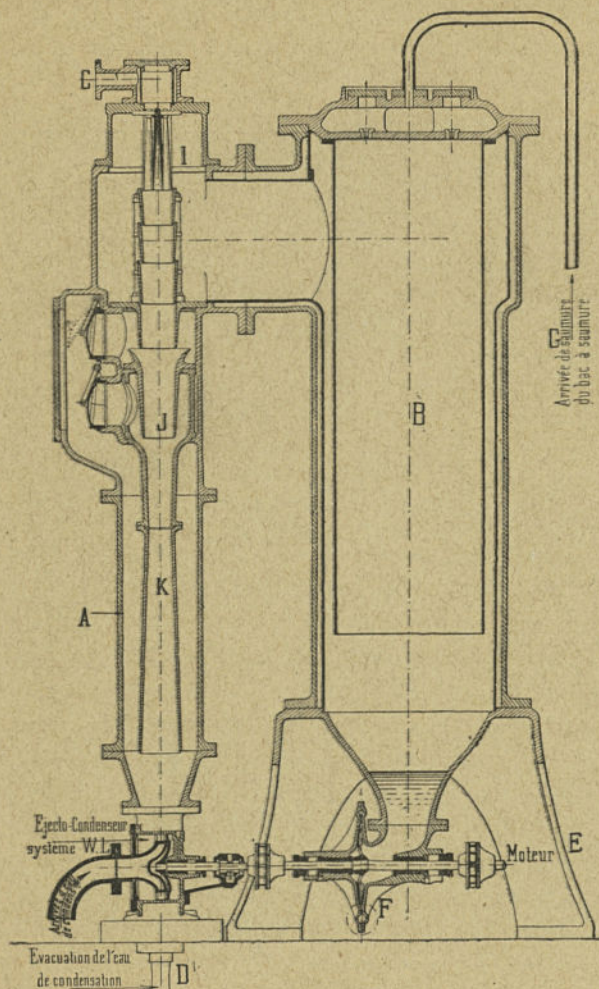


Fig. 310.

à la seconde. Cette vapeur entraîne, par friction, la vapeur d'évaporation de la saumure qui n'a qu'une vitesse égale à celle du son, se comprime dans le convergent-divergent J-K et acquiert ainsi une pression suffisante,

en diminuant de vitesse, pour vaincre la pression restante dans le condenseur. Cette vapeur se mélange alors à l'eau de condensation qui l'entraîne extérieurement.

Quand la vapeur dont on dispose n'a qu'une pression de 1 kilogramme, c'est-à-dire quand on veut utiliser les vapeurs d'échappement d'un moteur ordinaire, il suffit

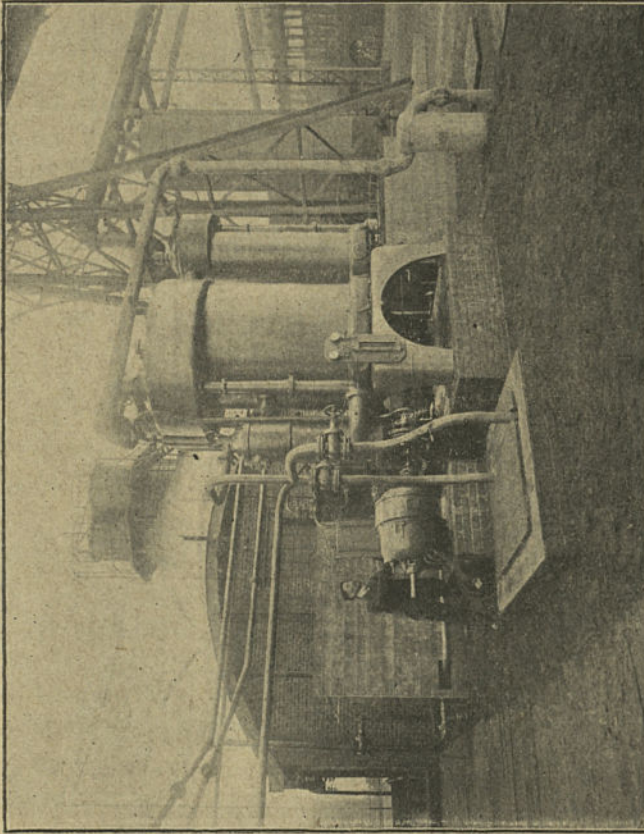


Fig. 311.

de commander les pompes par un moteur indépendant, mais il n'y a aucune difficulté à la bonne marche de la machine productrice de froid.

La pompe centrifuge F est calculée de façon à faire circuler la saumure dans les serpents de chambres froides que peut comporter l'installation.

On peut remarquer que la machine Westinghouse-Leblanc est très simple comme organes et ne comprend ni soupapes, ni clapets, et qu'elle peut fonctionner avec de l'eau de condensation très chaude, jusqu'à 32° par exemple.

Diverses applications de la machine ont été faites, no-

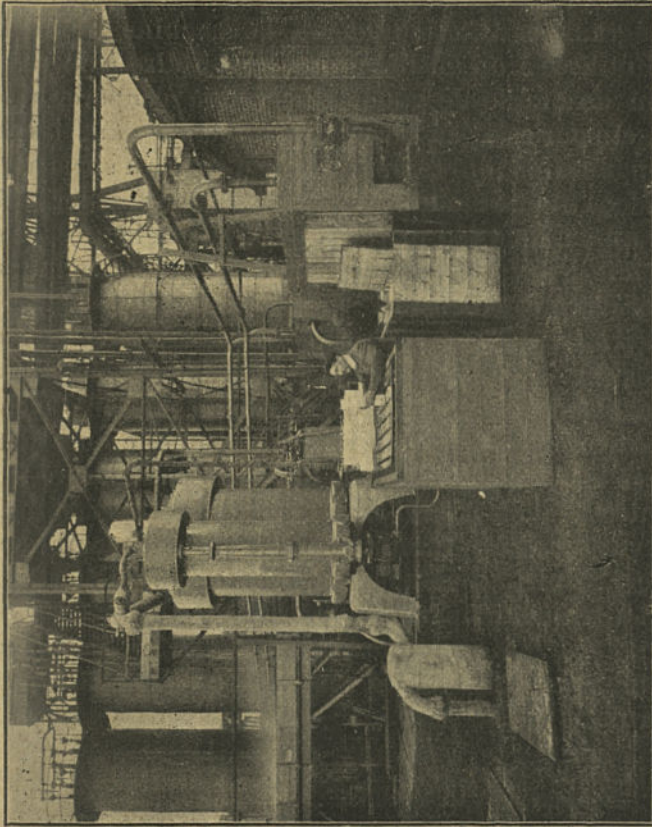


Fig. 312.

tamment aux mines de Béthune, puis sur un cuirassé pour la réfrigération des soutes à munitions, enfin dans une fabrique de colles et gélatines.

Mines de Béthune (fig. 311 et 312). — L'installation primitive était prévue pour refroidir les eaux ammoniacales, et celles-ci passaient dans les serpentins de deux bacs

échangeurs, l'un de 46000 et l'autre de 10000 frigories-heure, produites entre 5° et 7°; la machine était alimentée par de la vapeur d'échappement et les pompes commandées par un moteur électrique; en outre, une autre petite machine fournissait de la glace en mouleaux à raison d'environ 320 kilogrammes pour 12 heures de marche continue; la vapeur avait une pression d'environ 1 kilogramme. Ultérieurement, la machine la plus forte a été utilisée à un autre service, c'est-à-dire à la réfrigération de l'huile de goudron servant à récupérer la benzine, et pour cela les serpentins existants dans les bacs échangeurs ont été remplacés par d'autres à surface plus grande; l'huile de goudron arrive à 30° dans ces serpentins avec un débit de 180 mètres cubes en 24 heures et sort refroidie à 12°; de là, elle est envoyée dans les tours où elle se charge de benzine.

Machine marine pour le refroidissement des soutes à munitions (fig. 313). — L'air passe alternativement dans les soutes et dans les appareils dits «aéro-réfrigérants»; ceux-ci sont constitués par une série de plaques creuses ou de tubes à ailettes, dans lesquels circule de la saumure froide et entre lesquels passe l'air à refroidir; cette machine est pourvue d'un condenseur à surface et son encombrement est fort réduit; les pompes sont commandées électriquement à 1800 tours par minute.

Un essai fait sur une machine marine, devant une Commission officielle de recette, a donné les résultats suivants :

| | |
|---|------------------------|
| Puissance frigorifique | 37 000 frigories à 14° |
| Température de l'eau à l'entrée | 17°3 |
| » » à la sortie | 14° |
| Débit par heure | 11 000 litres |
| Température de l'eau de circulation au condenseur | 29° à 33° |
| Durée de mise en route | 15 minutes |
| Puissance prise par les pompes | 9 kilowatts-heure |
| Consommation de vapeur à 2 kilogrammes | 200 kilogr. à l'heure |
| Durée de l'essai | 2 fois 4 heures |

Dans un autre essai, en employant de la vapeur

à $8^{\text{kg}},75$, la dépense de vapeur a été de 135 kilogrammes pour une production de 39000 frigories, la température de la saumure était de $15^{\circ}4$ à l'entrée de l'évaporateur et de 10° à la sortie; le vide était de 743 millimètres au condenseur et de 760 millimètres à l'éjecteur.

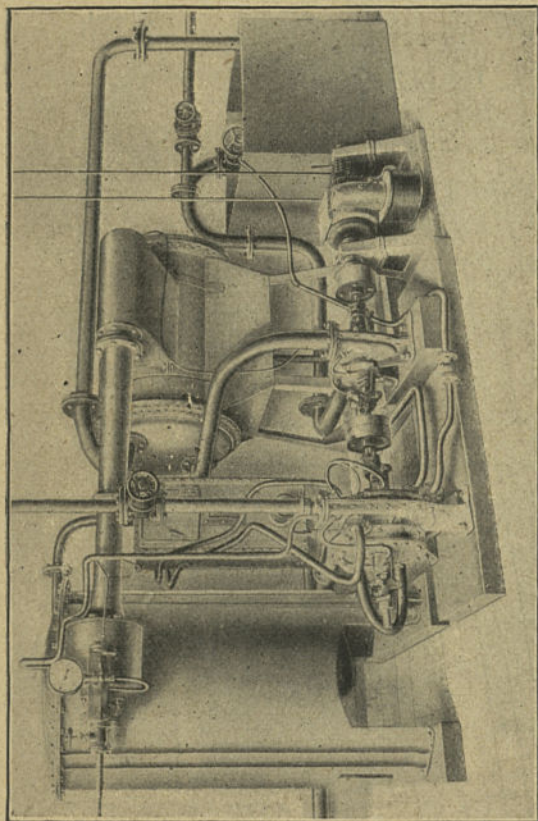


Fig. 313.

Colles et gélatines (fig. 314). — Le problème consiste à refroidir la gélatine plus ou moins pure, telle qu'elle est obtenue après décantation du bouillon afin de la faire prendre en gelée: la gélatine est étendue sur une longue table en couche mince pendant que des agitateurs mécaniques produisent une ventilation énergique, à l'aide d'air refroidi par des serpents où circule la saumure de

la machine frigorifique. Le condenseur de celle-ci est modifié; il est du type ordinaire à mélange, mais possède une pompe centrifuge d'extraction d'eau de condensation,

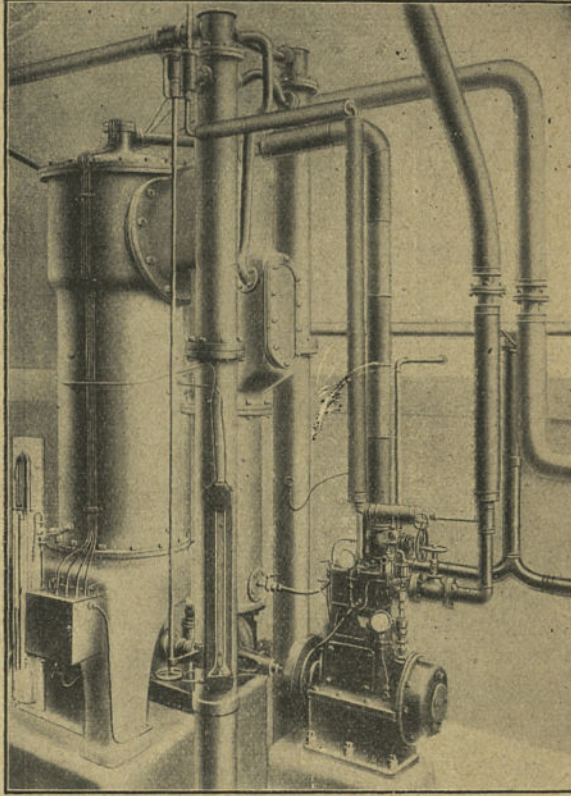


Fig. 314.

tandis que le vide y est entretenu par un petit éjecteur à vapeur que l'on distingue sur la figure.

Les deux pompes d'extraction et de circulation sont actionnées par un petit moteur à vapeur dont l'échappement se fait directement dans l'éjecteur à vapeur de la machine.

(Les Traducteurs).

TABLE ANALYTIQUE DES MATIÈRES

CHAPITRE PREMIER

Les principes de la théorie de la chaleur.

| | Pages |
|--|-------|
| 1. La température | 1 |
| 2. La chaleur | 4 |
| 3. Equivalence de la chaleur et du travail mécanique | 7 |
| 4. Valeur de transformation de la chaleur | 12 |
| 5. Conductibilité et rayonnement de la chaleur. | 17 |

CHAPITRE II

*Les méthodes de production du froid.
Energie qu'elles consomment.*

| | |
|---|----|
| 6. Méthodes de production du froid | 21 |
| 7. Propriétés chimiques des principaux agents frigorifiques. | 28 |
| 8. Propriétés physiques des principaux agents frigorifiques. | 32 |
| 9. Travail indiqué des machines à compression | 39 |
| 10. Travail total des machines à compression | 47 |
| 11. Consommation d'énergie des machines à absorption | 53 |
| 12. Désignation commerciale des machines frigorifiques d'après leur puissance. | 59 |

CHAPITRE III

Construction des compresseurs.

| | |
|--|----|
| 13. Le cylindre | 63 |
| 14. Cylindre des machines à ammoniaque | 65 |
| 15. Cylindre des machines à acide sulfureux. | 78 |
| 16. Compresseur à acide carbonique | 86 |
| 17. Diminution facultative de l'aspiration du compresseur pour réduire la production du froid | 93 |
| 18. Bâti, glissière, coussinet | 96 |

| | Pages |
|---|-------|
| 19. Appareillage spécial des compresseurs | 108 |
| 20. Revision des compresseurs | 112 |
| 21. Tuyauterie entre le compresseur, le condenseur, ou le réfrigérant | 121 |
| 22. Dispositions d'ensemble des tuyauteries | 128 |
| 23. Séparateurs d'huile des machines à ammoniaque | 136 |

CHAPITRE IV

Actionnement des compresseurs.

| | |
|---|-----|
| 24. Différents modes d'actionnement | 142 |
|---|-----|

CHAPITRE V

Condenseurs et réfrigérants.

| | |
|---|-----|
| 25. Action des condenseurs | 152 |
| 26. Condenseurs à immersion | 158 |
| 27. Refroidisseurs du fluide | 169 |
| 28. Condenseurs à ruissellement. | 170 |
| 29. Disposition des condenseurs à ruissellement et des appareils à récupération d'eau | 182 |
| 30. Les réfrigérants. | 187 |
| 31. Place de divers appareils et de leur tuyauterie | 198 |

CHAPITRE VI

Machines frigorifiques de petit modèle.

| | |
|--|-----|
| 32. Machines à moteur. | 200 |
| 33. Machines à glace fonctionnant à bras | 210 |

CHAPITRE VII

La machine à absorption.

| | |
|---|-----|
| 34. Construction des appareils | 218 |
| 35. Montage, mise en marche, fonctionnement | 224 |
| 36. Petite machine à absorption simplifiée | 228 |
| 37. Utilisation des machines à absorption. | 229 |

CHAPITRE VIII

Production de la glace.

| | Pages |
|--|-------|
| 38. Emplois de la glace | 232 |
| 39. Les bacs à glace. | 234 |
| 40. Fabrication de glace transparente | 252 |
| 41. Quantité de froid nécessaire à la production de la glace | 255 |
| 42. Bacs à glace pour petites installations. | 261 |
| 43. Autres applications diverses | 263 |

CHAPITRE IX

Refroidissement de l'air.

| | |
|---|-----|
| 44. Lois du refroidissement de l'air | 266 |
| 45. Classification des divers systèmes de refroidissement | 273 |
| 46. Refroidissement par circulation naturelle. | 274 |
| 47. Effet utile de refroidissement par circulation d'air naturelle. | 276 |
| 48. Dégel des batteries | 278 |
| 49. Répartition du froid | 279 |
| 50. Refroidissement par circulation d'air artificielle | 280 |
| 51. Les frigorifères | 287 |
| 52. Effet des installations à circulation artificielle | 300 |
| 53. Régénération du bain salé | 305 |
| 54. Aspiration d'air frais | 307 |
| 55. Calcul des appareils frigorifères. | 308 |
| 56. Système mixte de réfrigération | 309 |

CHAPITRE X

Refroidissement des liquides.

| | |
|---|-----|
| 57. Appareils pour le maintien des liquides à température constante | 311 |
| 58. Appareils pour le refroidissement des liquides | 315 |

CHAPITRE XI

Choix et utilisation des isolants.

| | |
|--|-----|
| 59. Propriétés des isolants usuels | 325 |
| 60. Isolation des tuyauteries | 328 |

| | Pages |
|---|-------|
| 61. Isolation des bacs et récipients divers | 329 |
| 62. Matériaux isolants pour constructions | 331 |

CHAPITRE XII

Les principales applications du froid artificiel.

| | |
|--|-----|
| 63. Industrie de la brasserie | 334 |
| 64. Industrie de la boucherie | 338 |
| 65. Glacières et frigorifiques divers | 341 |
| 66. Industrie laitière | 344 |
| 67. Industrie minière | 347 |
| 68. Pistes de glace artificielle | 361 |
| 69. Refroidissement et dessèchement de l'air pour les habitations, les salles de réunion et les ateliers | 364 |
| 70. Autres applications diverses | 365 |

CHAPITRE XIII

Surveillance et entretien des machines à compression.

| | |
|---|-----|
| 71. Compresseur | 372 |
| 72. Détendeur et robinets-valves de commande | 379 |
| 73. Contrôle de la charge | 381 |
| 74. Entretien extérieur des condenseurs et du réfrigérant | 384 |

CHAPITRE XIV

| | |
|--|-----|
| 75. Contrôle du rendement au moyen de la production de glace | 387 |
| 76. Contrôle par détermination du rendement au réfrigérant | 390 |
| 77. Détermination du rendement par condensation de vapeur dans un bain salé de température constante | 396 |
| 78. Essai calorimétrique à l'état d'équilibre des installations avec pompe de circulation | 401 |

ANNEXE

| | |
|---|-----|
| Machine frigorifique à évaporation d'eau (système Westinghouse-Leblanc) | 412 |
| TABLE ANALYTIQUE DES MATIÈRES | 421 |

INSTITUT INDUSTRIEL
DU NORD DE LA FRANCE

17. RUE JEANNE D'ARC
A LILLE

ENCYCLOPÉDIE DES TRAVAUX PUBLICS

(Suite)

OUVRAGES DE PROFESSEURS A L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DES MINES

- M. AGUILON. *Législation des mines, française et étrangère*, 40 fr. On vend séparément :
— *La Législation en France, dans les colonies et protectorats*, 2^e édit. (très augmentée). 1 très fort vol. (1011 pages) 25 fr.
— *Les Législations étrangères* 15 fr.
M. PELLETAN. *Levier des plans et nivellement souterrains*. (Voir ci-dessus : Durand-Claye).
M. CHESNEAU. *Lois générales de la Chimie*. 1 vol., avec 37 figures. 7 fr. 50
MM. VICAIRE et MAISON. *Cours de chemins de fer de l'École des mines*, 582 p., 493 fig. 20 fr.

OUVRAGE D'UN PROFESSEUR A L'ÉCOLE NATIONALE FORESTIÈRE

- M. THIÉRY. *Restauration des montagnes*, avec une Introduction par M. LECHALAS père. Volume de 442 pages, avec 173 figures. 15 fr.

OUVRAGES DE DIVERS AUTEURS

- M. CHARPENTIER DE GOSSIGNY, ingénieur civil des mines, lauréat de la Société des Agriculteurs de France. *Hydraulique agricole*. 2^e édit., 1 vol., avec 160 figures 15 fr.
M. DEGRAND, inspecteur général honoraire des ponts et chaussées. *Ponts en maçonnerie*. (Voir ci-dessus : J. Résal).
M. DONIOL, inspecteur général des ponts et chaussées en retraite. *Règlementation des chemins de fer d'intérêt local, des tramways et des automobiles*. 1 vol., avec figures 10 fr.
— *Complément à l'ouvrage ci-dessus* 3 fr.
M. le D^r DUCHESNE, ancien président de la Société de médecine pratique. *Hygiène générale et Hygiène industrielle*, ouvrage rédigé conformément au programme du *Cours d'hygiène industrielle* de l'École centrale. 1 vol. de 470 pages, avec figures 15 fr.
M. L. FARGUE, inspecteur général des ponts et chaussées en retraite. *Hydraulique fluviale. La forme du lit des rivières à fond mobile* 1 vol. de 187 pages, avec 15 planches hors texte et de nombreuses figures dans le texte 9 fr.
M. HENRY (Ernest), inspecteur général des ponts et chaussées. *Théorie et pratique du mouvement des terres d'après le procédé Bruckner*. 1 vol., 2 fr. 50. — *Ponts métalliques à travées indépendantes : formules, barèmes et tableaux*. 1 vol. de 639 pages, avec 267 figures, 20 fr. — *Traité pratique des chemins vicinaux*, volume de près de 800 pages. 20 fr.
M. MAURICE KOECHLIN, ingénieur. *Applications de la statique graphique*. 1 vol., avec 311 figures et 1 atlas de 34 planches, seconde édition, revue et très augmentée, 30 fr. — *Recueil de types de ponts pour routes* 1 vol. de 306 pages et 1 atlas 25 fr.
M. LALLEMAND, ingénieur en chef des mines. *Nivellement de précision*. (Voir ci-dessus Durand-Claye).
M. LAVOINNE. *La Seine maritime et son estuaire*. 1 vol., avec 49 figures. 10 fr.
M. LECHALAS père, inspecteur général des ponts et chaussées. *Hydraulique fluviale*. 1 vol., avec 78 figures, 17 fr. 50. — *Des conditions générales d'établissement des ouvrages dans les vallées*. (Voir ci-dessus : J. Résal et Degrand ; c'est l'introduction à leur *Traité des Ponts en maçonnerie*).
M. LECHALAS, ingénieur en chef des ponts et chaussées. *Manuel de droit administratif*. Tome I, 20 fr. ; tome II, 1^{re} partie, 10 fr. ; tome II, 2^e partie 10 fr.
M. LÉVY LAMBERT, ingénieur civil, inspecteur principal à la Compagnie du Nord. *Chemins de fer à crémaillère*. 2^e édit., 1 vol. de 479 pages, avec 137 figures, 15 fr. — *Chemins de fer funiculaires. Transports aériens* 1 vol., avec 150 figures 15 fr.
M. LEYQUE, ancien ingénieur auxiliaire des travaux de l'État, agent voyer en chef de la province d'Oran. *Chemins de fer. Notions générales et économiques* 1 vol. de 617 p., avec fig. 15 fr.
M. P. NIEWENGLAWSKI, ingénieur au corps des mines. *Précis d'électricité*. 1 vol. de 200 pages, avec 64 figures 6 fr.
M. E. PONZEX, ingénieur civil l'un des auteurs de *Les chemins de fer en Amérique*. *Procédés généraux de construction : Terrassements, tunnels, dragages et dérochements*. 1 vol. de 572 pages, avec 234 figures (médaille d'or à l'Exposition de 1900). 25 fr.
M. TARRÉ DE SAINT-HARDOUS, inspecteur général des ponts et chaussées, ancien directeur de l'École de ce corps. *Notices biographiques sur les ingénieurs des ponts et chaussées*. 1 vol. 5 fr.
M. N. DE TÊDESCO, ingénieur. *Recueil de types de ponts pour routes en ciment armé*. 1 vol. de 307 pages avec atlas 25 fr.

Chaque ouvrage se vend séparément (et aussi chaque volume des ouvrages qui en comprennent plusieurs). Il n'y a pas de numérotage général des volumes formant la collection

Les ouvrages entrant dans les *Encyclopédies des Travaux publics et industrielle* sont en vente chez Ch. Béranger et chez Gauthier-Villars.

ENCYCLOPÉDIE INDUSTRIELLE

Volumes grand in-8°, avec de nombreuses figures

- Exploitation technique des Chemins de fer**, par A. SCHÖLLER et A. FLEURBAEY, 1 vol. de 408 pages, avec 109 figures 12 fr.
- Calcul infinitésimal à l'usage des ingénieurs**, par E. ROUCHÉ et L. LÉVY, 2 vol. de 557 et 829 p. Chaque vol. 15 fr.
- Cours de géométrie descriptive de l'École centrale**, par C. BAISSÉ, professeur de ce cours, et H. PICQUET, 478 pages, avec 300 figures 17 fr. 50
- Construction pratique des navires de guerre**, par A. CRONEAU, 2 vol (996 pages et 664 figures) et 1 bel atlas double in-4° de 11 pl. dont 2 en 3 couleurs 33 fr.
- Verre et verrerie**, par Léon APPERT, et J. HENRIVAUX, 460 p., 130 fig. et 1 atl. 20 fr.
- Blanchiment et apprêts ; teinture et impressions, matières colorantes**, 1 vol. de 674 pages, avec 368 figures et échantillons de tissus imprimés, par GUIGNET, DOMMER et GRANDMOUGIN (de Mulhouse) 30 fr.
- Éléments et organes des machines**, par A. GOUILLY, 1 vol. de 410 pages, avec 710 figures 12 fr.
- Les associations ouvrières et les associations patronales**, par HUBERT-VALLEROUX, avocat, 1 vol. de 361 p. 10 fr.
- Traité pratique des chemins de fer (intérêt local) et des Tramways**, par P. GUÉDON 11 fr.
- Traité des industries céramiques**, par Emile BOURRY, 1 vol. de 775 pages, avec 349 figures ou groupes de figures et 1 pl. (Cet ouv. a été trad. en anglais) 20 fr.
- Le vin et l'eau-de-vie de vin**, par Henri de LAPPARENT, inspecteur général de l'agriculture, 1 vol. de 545 pages, 110 figures et 28 cartes 12 fr.
- Métallurgie générale**, par LE VERRIER :
Procédés de chauffage, 1 vol. de 370 pages, avec 171 figures 12 fr.
Procédés métallurgiques et étude des métaux, 1 vol. de 403 pages, avec 138 figures et 10 planches 12 fr.
- La Betterave agricole et industrielle**, par GESCHWIND et SELLIER, 1 vol., avec 129 figures (méd. d'arg. soc. nat. d'agr. et méd. d'or des agric. de France) 20 fr.
- Cours de chemins de fer de l'École des Mines**, par VICAIRE et MAISON, 582 pages, avec 493 figures 20 fr.
- Chimie organique appliquée**, par A. JOANNIS, professeur à la Faculté des Sciences de Paris, 1406 pages en 2 vol. 35 fr.
- Traité des machines à vapeur, à gaz, à pétrole et à air chaud**, par ALIBELIG et ROCHE, 2 vol., 1176 p., 693 fig. 38 fr.
- Chemins de fer. Superstr.**
E. DEHARME (Voir *Encyclopédie publiques*).
- Chemins de fer : Résistance. Traction**, par E. I. PULIN, ingénieur de la C^{ie} de pages, 95 figures et 1 planche.
- Chaudières de locomotives**, 130 figures et 2 plans.
- Locomotives : Mécanisme, de machines**, 1 fort vol. avec 118 pl., double in-4°, par les m.
- Electricité industrielle**, de 826 pages, 404 figures, Monnier, à l'École centrale).
- Machines frigorifiques**, HEINEL ; traduction de P. 2^e édit., VIII-424 p., 314 fig.
- Industries du sulfate d'**
des aluns et des sulfes
par L. GESCHWIND, 372 pages et Traduit en anglais
- Accidents du travail et contre ces accidents**, (méd. d'arg. Expos. 1900). pages
- Traité des fours à gaz et régénérée**, par TOLDT (t. 392 pages, 68 figures
- Résistance des matériaux de la théorie tique de l'élasticité**, trad. de E. HAHN, 489 p., 7
- Industries photographiques**, professeur FARRÉ, 662 p., 18
- La Tannerie**, par MEUNIER VIGNON (650 pages, 98 figures)
- Industrie des cyanures**, LENGLEN
- Traité des essais de ma**
A. MARTENS, traduction de P. de texte de 671 pages, avec un atlas de 31 grandes plan
- L'Energie hydraulique cepteurs hydrauliques** 1 vol. de 320 pages, avec 20
- Le Bois**, par J. BRAUVERIE, xi-1402 pages avec 485 fig. de la soc. nat. d'agric.
- Etude expérimentale armé**, par R. FERET, 78 195 figures
- Traité général des Aut pétrole**, par L. PLAISSE, près de 300 figures
- Les combustions indu Le contrôle chimique bustion**, par Henri ROUSPIER (263 pages, 68 figures)

COURS D'ÉCONOMIE POLITIQUE

Professé à l'École Nationale des Ponts et Chaussées, par C. COLSON.

Inspecteur général des Ponts et Chaussées — Conseiller d'Etat
Membre de l'Académie des Sciences morales et politiques

Ouvrage couronné par l'Académie des Sciences morales et politiques

LIVRE I : *Théorie générale des phénomènes économiques*. Un volume de 446 pages, 2^e édit. considérablement augmentée, 1901. — **LIVRE II** : *Le travail et les questions ouvrières*. Un volume de 344 pages, 1907. — **LIVRE III** : *La propriété des biens corporels et incorporés*. Un volume de 342 pages, 1902. — **LIVRE IV** : *Les entreprises, le commerce et la circulation*. Un volume de 444 pages, 1903, avec un appendice de 1909. — **LIVRE V** : *Les Finances publiques et le budget de la France*. Un volume de 466 pages, 2^e édition mise à jour, 1909. — **LIVRE VI** : *Les Travaux publics et les transports*. Un volume de 528 pages, 1907. Chaque livre
* Un SUPPLÉMENT contenant les chiffres relatifs au commerce international, au budget de la France, aux Travaux publics et aux Transports en France et à l'étranger paraît en 1908 (prix : 1 franc).