

蘇聯機器製造百科全書

第十二卷

第十三章 冷凍機的工作過程

第十四章 冷凍劑和傳熱劑

第十五章 冷凍機的各部分

第十六章 組合冷凍機

蘇聯機器製造百科全書編輯委員會編



機械工業出版社

目 次

第十三章 冷凍機的工作過程

[魏依別爾格(В.С.Вейнберг), 巴實里凱斯(И.С.Бадилькес)]

人工製冷法的原理.....	1	吸收式冷凍機.....	10
壓縮式冷凍機.....	1	參考文獻.....	13
蒸汽抽氣式冷凍機.....	8		

第十四章 冷凍劑和傳熱劑

(魏依別爾格)

冷凍劑的一般性能.....	1	二氧化碳.....	19
阿摩尼亞.....	4	水.....	21
二氧化碲.....	8	傳熱劑.....	21
氦利昂.....	8	參考文獻.....	22
碳氫化合物.....	16		

第十五章 冷凍機的各部分

(魏依別爾格、巴實里凱斯)

工業用活塞式壓縮機.....	1	吸收式冷凍機的各部分.....	巴實里凱斯 43
工業用蒸發器.....	17	冷凍機的輔助設備.....	45
工業用凝結器.....	25	管子系統和管子配件.....	49
空氣冷却器.....	33	參考文獻.....	53
小型冷凍機.....	37		

第十六章 組合冷凍機

[魏依別爾格、李哈烈娃(Н.В.Лихарева)]

活塞式組合冷凍機.....	1	工業用低溫冷凍層及冷藏櫃.....	22
透平壓縮機式組合冷凍機.....	3	工廠所生產的冷凍器具.....	34
家用冷藏櫃.....	7	參考文獻.....	32
冷凍機的自動化.....	14	中俄名詞對照表.....	33

第十五章 冷凍機的各部分

工業用活塞式壓縮機●

冷凍壓縮機的特點

在設計冷凍壓縮機時，應該考慮到下面的各點●。

1. 在冷凍機的壓縮機內，壓縮壓力，尤其是吸氣壓力不是固定不變的；壓縮比也不是固定不變的，有時可以達到很大的數值：在單級壓縮機內可以達到1~12，在兩級壓縮機內可以達到50~60。

2. 在壓縮衝程的終期——汽缸冷卻得很厲害時——可能有冷凍劑凝結在缸壁上，這種冷凍劑的水滴在活塞向相反方向行動時重新汽化，因此使體積效率 λ_c 和吸氣效率 λ_a 減少。

3. 壓縮機吸入的蒸汽，溫度很低，可能含有一部分沒有被汽化的冷凍劑，因此，在一般所用的阿摩尼亞冷凍設備裏，壓縮機汽缸內可能積有大量液態的冷凍劑。

4. 裝在住宅和公共建築物內的壓縮機必須在工作時不發噪音，並且要做到完全的動力平衡。

5. 在密封式壓縮機上，做定期檢修和維護工作是不可能的。

6. 許多冷凍劑特別要求使用特殊的機件材料。

7. 冷凍機的壓縮機絕對不容許有滲漏冷凍劑和吸入空氣的情形。

由於冷凍機的壓縮機上不容許有滲漏的情形，所以在壓縮機的構造方面出現了许多特殊的設計：帶曲軸箱的無十字頭式壓縮機，曲軸箱內充滿了在吸氣壓力下的冷凍劑蒸汽，在曲軸穿過曲軸箱的地方備有密封裝置；電動機放在冷凍劑蒸汽中的密閉式壓縮機式組合冷凍機。

在設計氟利昂壓縮機時，應該注意到氟利昂的特性。

1. 氟利昂的蒸汽比重很大，因此，在吸氣過程中增高了活門及汽缸進氣道內的壓力損耗，而這個時候，却正是氟利昂壓力很低的時候。所以在氟利昂壓縮機內，所有汽流通道的斷面，尤其是吸氣方面所用的，必須能保證假定的蒸汽流速；要盡可能的把汽缸蓋的體積增大。

2. 氟利昂蒸汽極易溶解在曲軸箱內的滑油中（成爲飽和溶液）；曲軸箱內滑油的黏度很低，主要看溶液中氟利昂的濃度而定。

3. 氟利昂蒸汽的壓縮溫度不高。

4. 氟利昂十分容易滲漏，不僅能從不嚴密的接縫漏出來，而且還能從生鐵鑄件的氣孔漏出來，零件接縫內的小粒滑油和天然橡膠的密封材料都會溶解在氟利昂內，因而造成嚴重的滲漏現象。

壓縮機的工作效率

工作效率用以確定某一壓縮機上的製冷能力 Q_0 ，仟卡/小時和有效功率 N_e ，仟瓦與它們在一部有同樣的活塞排氣體積 V_h ，公升/小時，並且按照一類似工作循環而工作的理想壓縮機上的數值相差多少。

在理想壓縮機內，死點空間，熱量交換現象，活門與汽缸進氣道內的摩擦現象和壓力損耗，都是不存在的。在類似工作循環內，壓縮過程爲絕熱的，於此，假定吸氣管接頭前方的蒸汽情況和壓氣管接頭後方的壓力都和實際壓縮機內所發生的完全相同。在冷凍機原理中所採用的壓縮機工作效率的定義如下：

進氣效率 λ_a 是某一壓縮機的壓氣能力（ G_a ，公斤/小時），以重量計算，與理想壓縮機的壓氣能力（ $G_{理想}$ ，公斤/小時）之比。

$$\lambda_a = \frac{G_a}{G_{理想}} = \frac{G_a v_1}{V_h}$$

式中 v_1 ——壓縮機所吸取的冷凍劑蒸汽的比容（公升/公斤）。

進氣效率 λ_a 由許多分效率合成：體積效率 λ_c ，節流效率 $\lambda_{節流}$ ，預熱效率 λ_w 和密接效率 $\lambda_{密接}$ ，密接效率說明活門和活塞環的不密接的程度：

$$\lambda_a = \lambda_c \cdot \lambda_{節流} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{密接} = \lambda_i \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{密接}$$

根據指示圖表（圖1）可以得到：

$$\lambda_c = \frac{S_1}{S} = \frac{S - S_c}{S};$$

$$\lambda_{節流} = \frac{S_2}{S_1} = \frac{S_1 - S_{節流}}{S_1}$$

上述效率的乘積，等於吸氣過程的指示效率：

● ‘工業用壓縮機’這個名詞一般用於製冷能力高於25000‘標準’仟卡/小時的單級壓縮機上，也可以用於傳動機構的尺寸與此相仿的多級壓縮機上。

● 這一部分乃是第十章‘活塞式壓縮機’的補充材料，講一些冷凍機中最常用的幾種活塞式壓縮機在設計時的特殊問題。

$$\lambda_i = \lambda_c \lambda_{\text{節流}} = \frac{S_2}{S} \circ$$

體積效率等於：

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{p_B}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right],$$

式中 c 是死點空間的體積，為汽缸體積的小數。 n_2 是多元反膨脹曲線的指數。

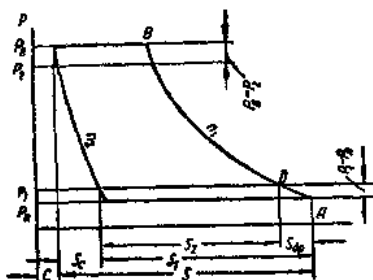


圖1 簡化的指示圖表： p_1 和 p_2 是壓縮機吸氣管口和壓氣管口的壓力， p_A 和 p_B 是吸氣和壓氣時汽缸內的壓力； S 是活塞的衝程； c 是死點空間的體積，以所佔活塞衝程的小數來表示； n_1 和 n_2 是多元壓縮曲線和多元反膨脹曲線的指數。

節流效率大致等於

$$\lambda_{\text{節流}} = 1 - \frac{(1+c)(p_1 - p_A)}{\lambda_c \cdot p_1} \circ$$

在圖2上轉載着阿摩尼亞壓縮機的 $\lambda_{\text{節流}}$ 值（在汽化溫度 $t_0 = -15^\circ\text{C}$ ，凝結溫度 $t_k = +30^\circ\text{C}$ ， $p_B - p_2 = 1.0$ 公斤/公分²，多元反膨脹曲線的指數 $n_2 = 1.1$ ）。

吸氣過程的指示效率等於

$$\lambda_i = \frac{p_A}{p_1} - c \left[\left(\frac{p_B}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_2}} - \frac{p_A}{p_1} \right] \circ$$

死點空間的體積 c 一般做成 0.01~0.10 的範圍以內（在採用圈狀薄片活門時為 0.04 到 0.07）。多元倒

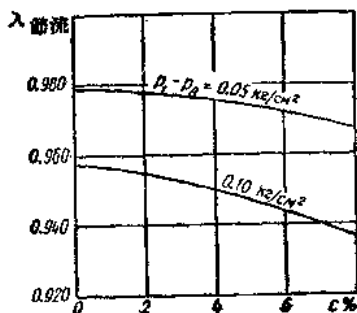


圖2 阿摩尼亞壓縮機的節流效率值 $\lambda_{\text{節流}}$ 。
kg/cm²—公斤/公分²。

膨脹曲線的指數 n_2 接近於1，在阿摩尼亞壓縮機上（ ≈ 1.1 ）要比氟利昂壓縮機上（ ≈ 1.0 ）高一些。壓力降 $p_1 - p_A$ 隨着壓縮機的轉數而增加，因此，使節流效率 $\lambda_{\text{節流}}$ 降低；吸氣壓力 p_1 降低時，效率 $\lambda_{\text{節流}}$ 也降低。

圖3為壓縮機內的理想壓縮過程和實際壓縮過程在 $T-S$ 圖表中的情形（圖中所用的代表字母，與圖1相同）。

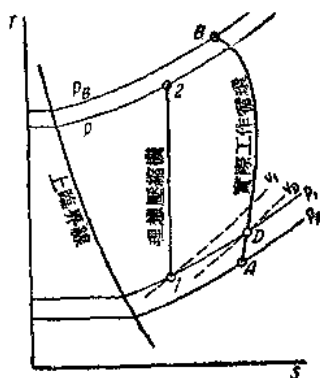


圖3 壓縮機內理想壓縮過程和實際壓縮過程在 $T-S$ 圖表中的情形。

預熱效率 λ_w 表示蒸汽溫度在點1和點D的差別，可以從熱量圖表上查出蒸汽在這兩點上的比容而把它計算出來：

$$\lambda_w = \frac{v_1}{v_D} \circ$$

預熱效率 λ_w 由於吸氣和壓氣時蒸汽溫度差的增加而降低；它在阿摩尼亞壓縮機內比在氟利昂壓縮機內低一些，在順流式壓縮機內 λ_w 的數值比在非順流式壓縮機高一些，壓縮機的轉數增高時，熱量交換現象減弱，因此使 λ_w 增高。在圖4上轉載着阿摩尼亞壓縮機的預熱效率和密接效率乘積的近似值。

每一隻壓縮機有一個最適合的轉數，在這個轉數之下， $\lambda_{\text{節流}} \cdot \lambda_w$ 的乘積為最大，而進氣效率 λ_a 的數值也因此最高。

密接係數 $\lambda_{\text{密接}}$ 與壓縮機的構造和製造的好壞有關，同時也與工作條件和使用時期的長短有關。 $\lambda_{\text{密接}}$ 的數值一般假定在 0.98~0.95 之間。

效率 λ_c 在計算效率 λ_a 的式子中與其他效率比較起來，數值最低，在壓縮機的工作條件有變動時，它的變動最大；所以就某一壓縮機而言， λ_a 的數值往往是壓氣壓力和吸氣壓力比值的函數。

指示壓力係數 ρ 乃是某一壓縮機的平均指示壓力

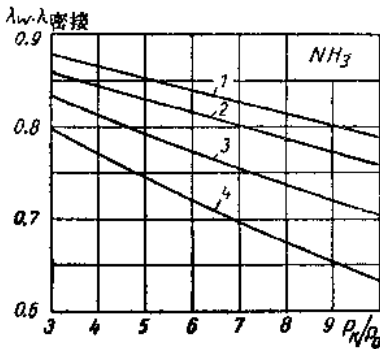


圖4 阿摩尼亞壓縮機預熱效率和密封效率乘積 ($\lambda_w \cdot \lambda_{\text{密封}}$) 的近似值: 1—直立順流式壓縮機; 2—直立帶十字頭的壓縮機; 3—雙向作用臥式高速壓縮機; 4—同上, 低速。

p_i 或指示功率 N_i 與理想壓縮機的平均指示壓力或指示功率的比值:

$$\rho = \frac{p_i}{p_{i\text{理論}}} = \frac{N_i}{N_{i\text{理論}}}$$

係數 ρ 用於選擇壓縮機的原動機, 可能大於或小於 1, 轉速減低, 死點空間的體積 c 增加, 以及壓力比 p_N/p_0 增加時, 係數 ρ 均減小。 ρ_i 理論的數值見第十三章‘冷凍機的工作循環’。

指示效率 η_a 乃是 1 公斤冷凍劑在理想壓縮機中和真實壓縮機中所消耗的能量 AL (仟卡/公斤) 之比。

$$\eta_a = \frac{AL_{\text{理論}}}{AL} = \frac{N_{i\text{理論}} \cdot v_1}{V_h} : \frac{Ga}{N_i} = \frac{\lambda_a}{\rho}$$

λ_a 和 η_a 的數值很是接近, 一般 λ_w 的數值小時, η_a 的數值也低。在冷凍機所用壓縮機的傳動機構內, 由於摩擦力而引起的能量損失與在類似型式的氣體壓縮機上相同。

〔壓縮機工作時的特性曲線〕 在圖 5 中顯示着壓縮機的製冷能力 Q_0 仟卡/小時和有效功率 N_e 仟瓦在兩種凝結溫度 t_K °C 之下, 隨着汽化溫度 t_0 °C 而改變的情形。如果在條件 A 之下的製冷能力和有效功率為已知, 那末在條件 B 之下:

$$Q_{0(B)} = Q_{0(A)} \frac{q_{v(B)} \lambda_{a(B)}}{q_{v(A)} \lambda_{a(A)}} \text{ 仟卡/小時,}$$

式中 q_v 仟卡/公尺³ 是進入壓縮機內的 1 公尺³ 蒸汽的製冷能力。

$$N_{i(B)} = N_{i(A)} \frac{p_{i(B)} \rho_{(B)}}{p_{i(A)} \rho_{(A)}} \text{ 仟瓦。}$$

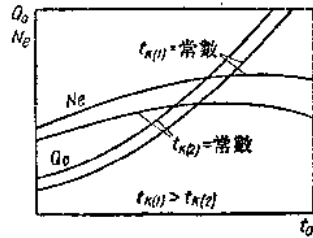


圖5 冷凍機所用壓縮機的工作特性曲線。

單級壓縮機

冷凍機所用單級壓縮機的主要型式為直立式和 V 字式順流壓縮機, 以及臥式雙向作用 (非順流的) 壓縮機。

順流式壓縮機 順流式壓縮機應用於任何大小的冷凍機和各種不同的冷凍劑。這種壓縮機有兩種主要的不同型式, 第一種型式 (圖 6) 的特點, 在於有一個雙拐的曲軸, 在兩個主軸承內轉動, 有時由一個軸承座支住。汽缸每兩件鑄成一塊 (有時與曲軸箱鑄成一體), 裝成直立的, V 形的和 W 形的樣子, 它們的連桿相應地排列起來, 裝在同一曲拐上。

這種輻射式裝置的汽缸塊可以用到 4 個 (汽缸中心成 60° 角) 和 5~7 個 (星形)。

第二種順流式壓縮機的型式 (圖 7), 有一排直立的分別鑄成的汽缸, 曲軸頸 (數量在四個以下) 分別用中間主軸承支住, 在若干情況下, 直立式壓縮機的汽缸也有為一排六個的。

有大量小汽缸的壓縮機, 在工作效率方面較雙缸壓縮式為差, 但是多缸壓縮機的動力平衡較好, 所需原動機的起動力矩較小, 沒有突出的最大轉矩, 轉數較高可以和電動機直接相聯。除此之外, 在多缸壓縮機上, 壓縮機的能力可以利用關閉汽缸或汽缸塊的方法來調節。壓縮機的發展方向是趨向多缸式的。

順流式壓縮機的優點: 由於蒸汽和汽缸壁之間的熱量交換現象很微弱, 所以預熱效率 λ_w 的數值很高; 由於活門的尺寸和活門進汽斷面大, 活門內蒸汽流速低, 壓力在其中下降很少, 所以節流效率 $\lambda_{\text{節流}}$ 的數值高; 轉軸的密封裝置比較雙向工作式壓縮機上的活塞桿密封裝置為可靠 (轉軸的密封裝置在工作時稍稍發熱, 在開車和停車時不必加以調整, 使壓縮機的開車可以自動化)。在所有新式的順流式壓縮機中, 設計最好

● 壓縮機的工作效率 λ_a 和 η_a 與冷凍機的工作效率 λ_0 和 η_0 很接近, 在某些條件下二者相等 (參閱第十三章‘冷凍機的工作循環’)。

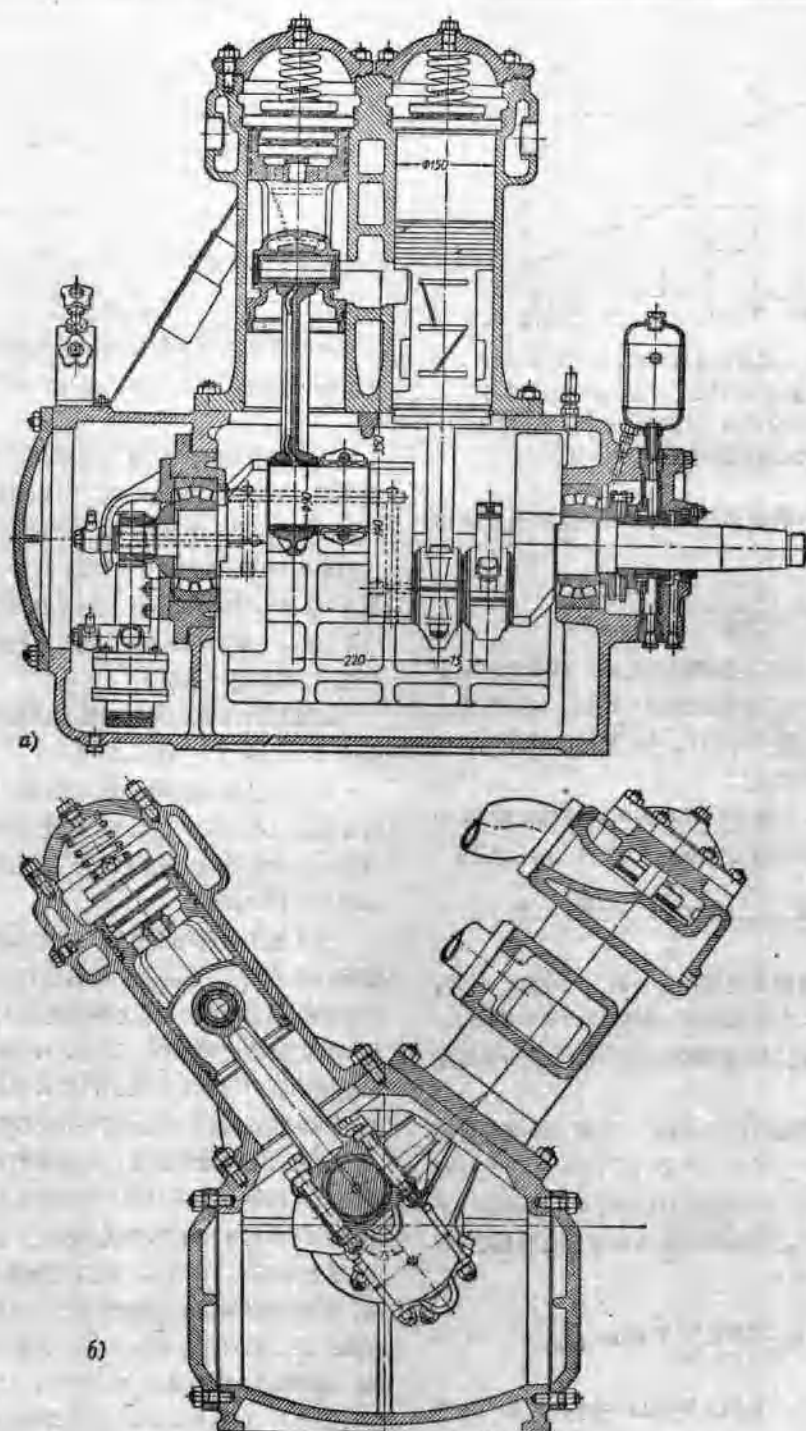


圖6 4AV-15 型阿摩尼亞V形順流式壓縮機：
 $D=150$ 公厘； $S=140$ 公厘； $n=720$ 轉/分； a —縱剖面， b —橫剖面。

的乃是氟利昂壓縮機。

阿摩尼亞壓縮機內，活塞行程與汽缸直徑的比例 S/D 一般近於 1.0；在氟利昂壓縮機內，這個比例等於 0.7~0.8。

在圖 8 上轉載着應用最廣的阿摩尼亞順流式壓縮機的轉速和活塞的平均速度。在蘇聯的新式阿摩尼亞

壓縮機上轉速和活塞平均速度都是很高的。

阿摩尼亞順流式縮機的工作效率隨着汽缸尺寸的增加而提高(圖 9)。在橫座標上為一個活塞的排氣體積，在工作條件改變時，死點空間愈大，工作效率改變得愈顯著。圖 10 上轉載着中型阿摩尼亞壓縮機的進氣效率 λ_a 的平均值。

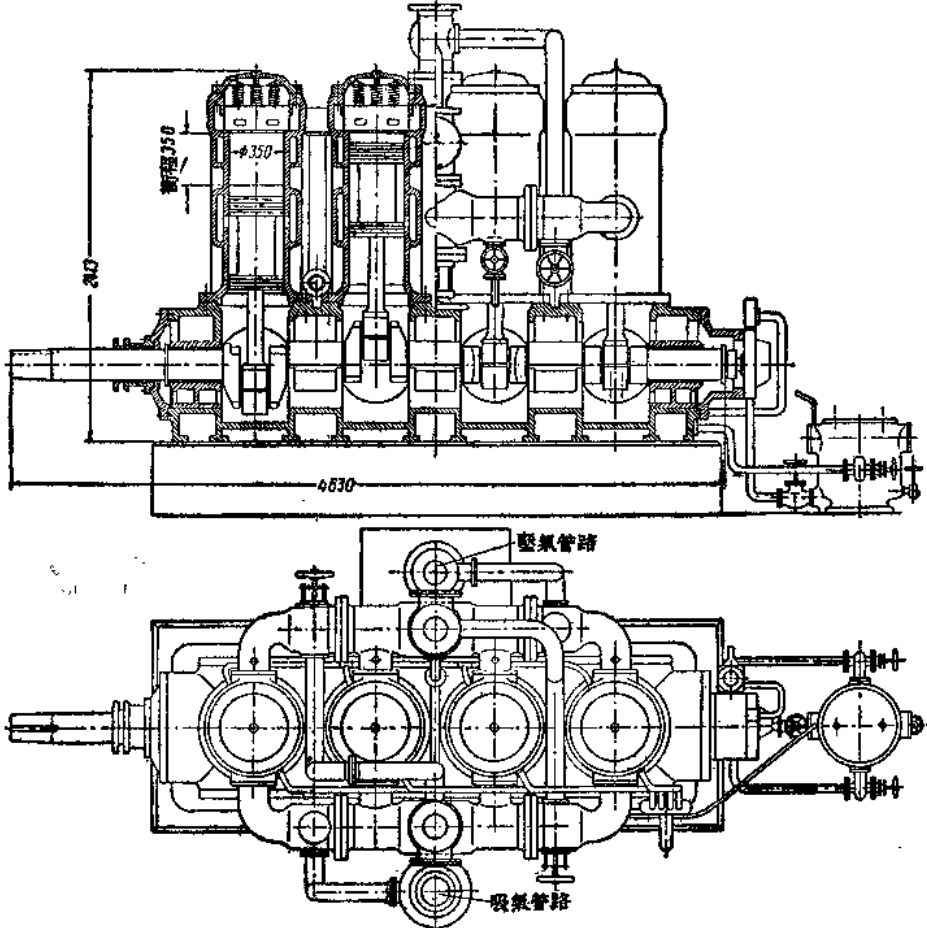


圖 7 5AB 型阿摩尼亞直立順流式壓縮機：
 $D=350$ 公厘； $S=350$ 公厘； $n=275$ 轉/分。

在表 1 中為許多標準阿摩尼亞和氟利昂壓縮機的主要尺寸，表中關於製冷能力 Q_0 的數字是以下列溫度條件為依據的(阿摩尼亞壓縮機是‘標準’溫度式；氟利昂壓縮機是‘零上’溫度式)。

溫度(°C)	阿摩尼亞	氟利昂-12
汽化溫度 t_0	-15	+5
壓縮機吸氣溫度 t_1 壓縮機	-10	+10
凝結溫度 t_k	+30	+35
過冷溫度 t_u	+25	+30

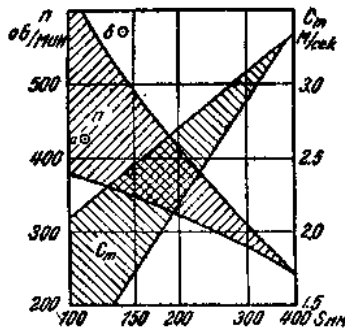


圖 8 阿摩尼亞順流壓縮機的轉數 n 和活塞的平均速度 cm ：
 a —表 1 中 1AB 型壓縮機中活塞的平均速度； b —2AB-15/720 和 4AV-15/720 型壓縮機中活塞的平均速度。
 $об./мин$ —轉/分；
 $м/сек$ —公尺/秒；
 $мм$ —公厘。

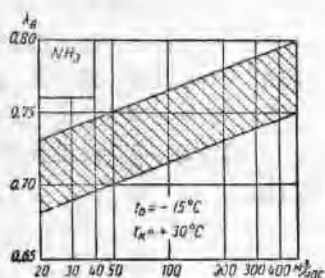


圖9 阿摩尼亞直立順流式壓縮機在‘標準’溫度情況下 ($P_K/P_0=4.95$) 的進氣效率 λ_a 的數值。
 m^3/min —公尺³/小時。

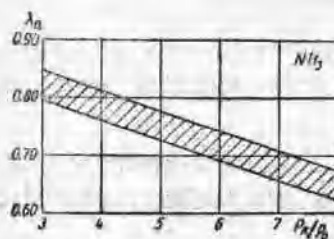


圖10 中型阿摩尼亞直立順流式壓縮機的進氣效率 λ_a 的數值 (在一隻 $V_h \approx 15.0$ 公尺³/小時的汽缸裏)。

這些壓縮機中，四缸的做成V字形，八缸的是兩部四缸壓縮機，由一隻轉軸的兩頭都伸出來的電動機帶

表1 順流壓縮機的主要規範

型 式	汽缸直徑 D (公厘)	活塞衝程 S (公厘)	汽缸數目 i	每分鐘轉數 n	活塞排氣體積 V_h (公尺 ³ /小時)	製冷能力 Q_0 (仟卡/小時)	重 量 (公斤)
阿 摩 尼 亞							
1 ABA ①	110	110	2	500	62.8	25 000	600
1 ABB ①	110	110	2	720	90.4	35 000	500
‘壓縮機’工廠							
2 AB-15/480	150	140	2	480	142	50 000	1135
2 AB-15/720	150	140	2	720	213	75 000	930
4 AY-15/480	150	140	4	480	284	100 000	1250
4 AY-15/720	150	140	4	720	426	150 000	1250
2-4 AY-15/720	150	140	8	720	852	300 000	2500
氟 利 昂							
‘壓縮機’工廠							
2 ФВ-19/480	190	140	2	480	228	100 000	950
2 ФВ-19/720	190	140	2	720	342	150 000	950
4 ФУ-19/480	190	140	4	480	456	200 000	1350
4 ФУ-19/720	190	140	4	720	684	300 000	1350
2-4 ФУ-19/720	190	140	8	720	1368	600 000	2700

① 肉類及乳類工業部佛拉台金機械製造工廠(莫斯科)。

動。

用於室溫調節設備的氟利昂壓縮機，必須小巧，沒有擾聲，完全做到動力平衡。所以汽缸多，轉速高，有時寧可把它的經濟性降低一些。

圖11是W形六缸順流式氟利昂壓縮機。這類汽缸排成V形和W形的壓縮機，其規格如下：

汽缸直徑 D (公厘)	活塞衝程 S (公厘)	每分鐘的轉數 n
95.25	76.20	1000
133.35	107.95	900
171.45	127.00	—

非順流式氟利昂壓縮機有一種構造，吸氣活門和

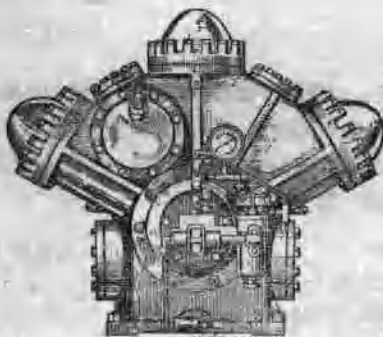


圖11 W形六缸氟利昂壓縮機。

壓氣活門都裝在汽缸蓋內，傳動機構與順流式壓縮機的第一種型式相似。

採用輕而短小的活塞，可以使壓縮機達到轉速高，小巧，動力平衡等要求（星形壓縮機的轉數有達到1750轉的）。非順流式壓縮機的缺點，就是工作效率較低，如果能吸入高度過熱的氟利昂蒸汽和降低蒸汽的壓縮溫度，可以把這種缺點消除一些。

順流式壓縮機的零件〔活門〕由於提高壓縮機的快速率和應用比重較高的冷凍劑（氟利昂），使壓縮機必須應用片狀活門，它們的構造各有不同。

在圖12上是2AB型阿摩尼亞順流式壓縮機的雙圓片狀活門。

最完善的是簧片式活門，這個活門的彈簧本身就是活門瓣，有蒸汽流過活門時就會變形。圖13是氟利昂壓縮機上的吸氣活門與壓氣活門的一種型式。活門瓣用高碳鋼經冷軋和拋光而製成，其厚度為0.1~0.3公厘。有時，除了工作瓣之外，還裝有幾個瓣片，作為彈簧之用，在直徑大的汽缸上，則裝有幾個活門。

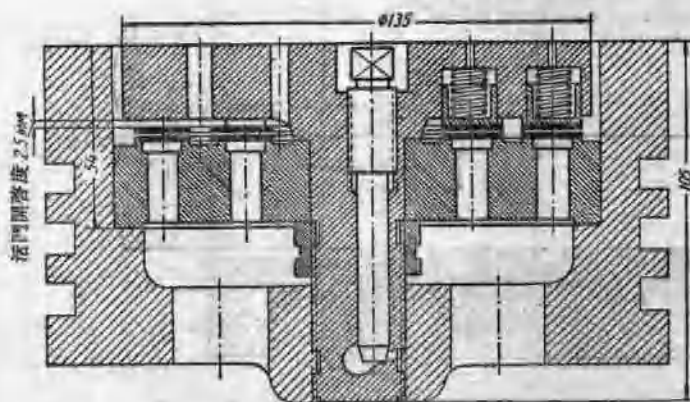


圖12 2AB型阿摩尼亞直立順流式壓縮機的雙圓片狀活門。比例—公厘。

為了避免在汽缸中積有相當數量的液態阿摩尼亞時活門瓣受到衝擊而折斷起見，阿摩尼亞壓縮機的活門都裝在一個假蓋裏，用彈簧頂在汽缸上（圖14）。在氟利昂壓縮機內，一般吸進去的乃是過熱蒸汽，壓氣活門裝在一塊活門板上，活門板固定在汽缸塊上。

對於裝在活塞上的活門，在設計時應該注意，使它在拆卸時不必把活塞從汽缸裏拿出來。

〔活門的計算〕在計算裝在活塞上的吸氣活門時，應該照顧到活門在上死點開放和在下死點關閉時，都會受到慣性力的作用。慣性力使裝在活塞上的圓狀活門瓣不必裝用彈簧，活門的其他計算與氣體壓縮機

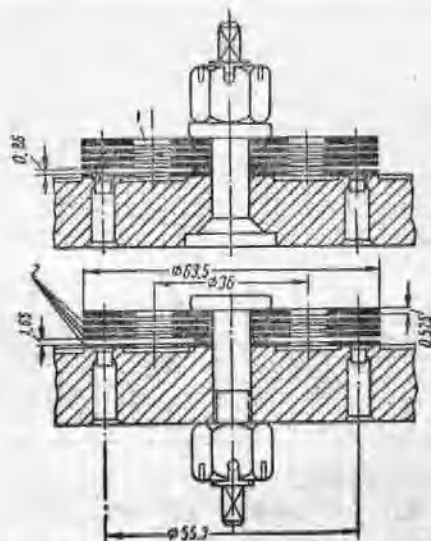


圖13 氟利昂壓縮機的吸氣活門（下面一個）與壓氣活門（上面一個）：

- 1—圓周上有直徑為11.1公厘的洞孔6個；
- 2—厚度0.265公厘。

內的活門計算法沒有什麼差別。

在初步計算吸氣活門（在活門瓣下面的縫隙內）的斷面時，可以從蒸汽汽流的連續性出發，在活塞的平均速度 c_m 和活門面積 F_n 之下：

$$f_{\text{活門}} = F_n \frac{c_m}{w_a} (\text{公分})^2,$$

式中蒸汽的平均流速 w_a 在阿摩尼亞為25~35公尺/秒，在氟利昂為15~20公尺/秒，壓氣活門的汽流斷面可以與吸氣活門的汽流斷面做成一樣大小，或者小15~20%。

假蓋的彈簧，根據汽缸內的壓力超過假蓋上的壓力3~5公斤/公分²時能將假蓋昇起來計算，假蓋完全昇起時（在20~30公厘之間），應該相當於彈簧力量增高20~50%。在計算時要顧到假蓋上面的受壓面積，比假蓋下面的為大，這兩個面積之差，等於假蓋支承表面的一半。

曲軸的密封裝置，在阿摩尼亞壓縮機中常常用棉布圈做成，為了減小填料和曲軸之間的摩擦和曲軸的

參閱第十章“活塞式壓縮機”和本章中“小型冷凍機”一節。

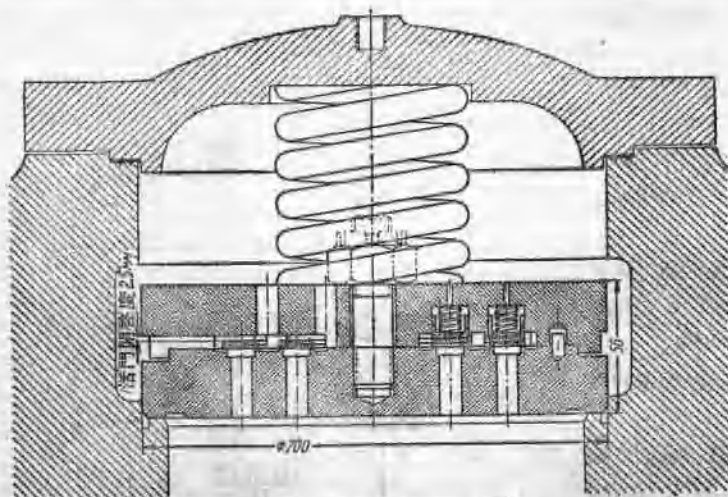


圖14 2AB型阿摩尼亞直立順流式壓縮機的汽缸假蓋。高度—公厘。

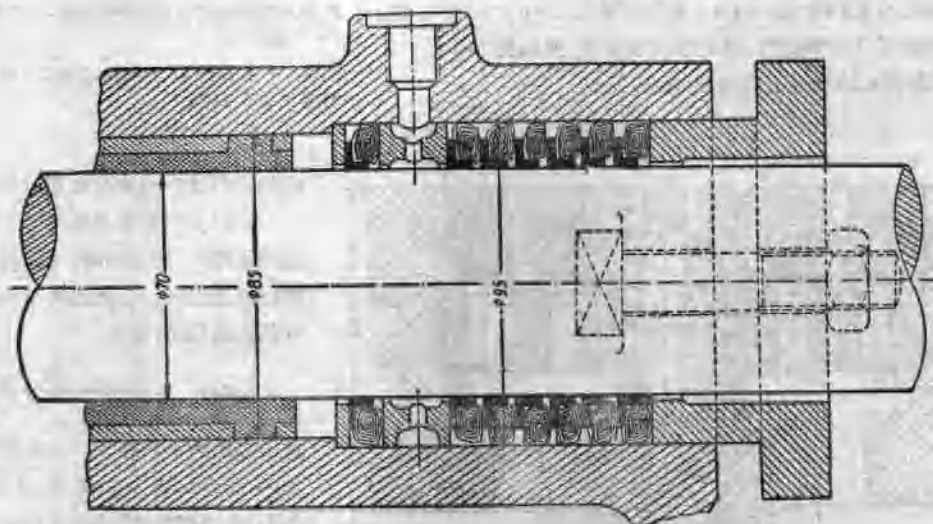


圖15 阿摩尼亞直立順流式壓縮機的填料函和棉布填料。

充滿滑油，以潤滑互相摩擦的表面，在採用滾動軸承時必須用一輔助薄膜，以形成充滿滑油的空間（圖17）。

薄膜式密封裝置的零件必須有高度的製造精確度，在裝合和選配密封材料的時候，必須使用量表，以測量薄膜的彎曲度。

〔汽缸的冷卻〕 汽缸是否需要冷卻裝置，決定於蒸汽的壓縮溫度。在氟利昂壓縮機內，汽化溫度很高，汽缸就不要冷卻裝置了。在汽化溫度低小或吸入的蒸汽有相當高的過熱度時，汽缸上裝用鋸形片，以使用空氣來冷卻。在阿摩尼亞壓縮機上，汽缸的冷卻裝置採用水冷式隔套，隔套遮住了汽缸作用部分的上半部。

〔壓縮機的潤滑〕 在工業用順流式壓縮機內，傳

磨耗現象，使用許多鉛質的隔片，夾住棉布的填料，同時又緊緊地和曲軸相密接。滑油由油泵從接頭圈上注入。圖15為阿摩尼亞順流式壓縮機上所用的一種典型填料函。

比較好的一種密封裝置是用拋光的密封圈構成的，由隨着曲軸一齊轉動的和固定的密封圈組成。這種密封裝置常用在氟利昂壓縮機上，圖16所示是這類（薄膜式）密封裝置中的一個很完善的構造。薄膜有一個圈狀的支承面，它的位置使固定的密封圈與轉動的密封圈不管曲軸箱內壓力的大小，都能互相貼緊。薄膜和軸承之間有一個空間，其中

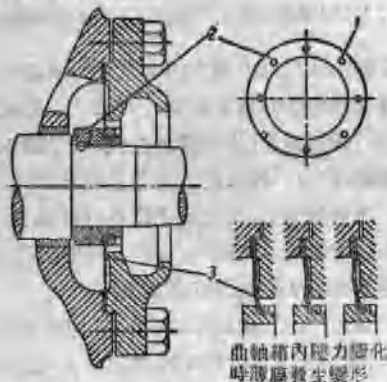


圖16 直立順流式壓縮機曲軸的薄膜式密封裝置：
1—滑油坑；2—密接面；3—支點。

動部分和汽缸的潤滑是用一個油泵來進行的。把滑油壓到曲軸頸、活塞銷和密封裝置上去。在若干重型壓縮機上，汽缸的滑油另外用一個加油杯供應。在採用滾動軸承時，一般必須裝用一個假的不受負荷的滑動軸承，以便把滑油打到與連桿相接的曲軸頸上去。

滑油的輸送多用齒輪式油泵，由曲軸的一端帶動，使用活塞式油泵的很少。在氟利昂壓縮機內，為了避免油泵進油管裏有氟利昂蒸汽從滑油裏分離出來而把油路截斷起見，油泵應該放在曲軸箱裏比油位為低的地方。‘壓縮機’工廠所出品的阿摩尼亞壓縮機和氟利昂壓縮機都使用像圖 18 所示的齒輪式油泵。

滑油過濾器裝在油泵的壓油管上。

〔傳動機構〕 壓縮機曲軸上曲拐的分佈位置，要使各汽缸不在同一時間內壓縮蒸汽為原則，在第一種壓縮機內，曲軸有兩個曲拐，由兩個軸承支持（一般用滾動軸承），曲拐的位置相互錯開 180°。在第二種順流式壓縮機內，主軸承先在曲軸箱外與曲軸裝配好，然後把曲軸連同軸承一起裝到曲軸箱裏，軸承座為圓柱形的（圓弧比半圓稍小的不完整的圓柱體）。在四缸排成一列的壓縮機內，汽缸壓縮蒸汽的程序為：1—3—2—4。在六缸排成一列的壓縮機內，曲軸應該以中央一個軸承為中心，成為對稱的形狀，以求達到壓縮機的完全動力平衡。這個時候，同一時間內就有兩個汽缸壓縮蒸汽了。一般所採用的活塞環數為：三個密封環在活塞的上部，一個刮油環在活塞的下部。

〔附件〕 除了關斷活門之外，壓縮機一般還備有兩個起動活門（圖 19）。在壓縮機開車時，將活門 1 和 4 打開；如果將活門 3 和 4 打開，壓縮機就會從凝結器吸入蒸汽，再把它們壓入蒸發器。有時，我們可以用一個活門 5 去代替起動活門 3 和 4。在中型壓縮機內，所有活門共同裝在一個活門體內（圖 20）。吸氣管接頭的直徑根據蒸汽在接頭內的流速去確定^⑤。在阿摩尼亞壓縮機內，蒸汽速度可以假定為 15—20 公尺/秒。壓氣管接頭的直徑等於吸氣管直徑的 0.7—0.8。

保險活門應當在壓氣管中的壓力超過某一規定限度時，使全部吸入壓縮機的冷凍劑由壓氣管回到吸氣管去，汽流經過保險活門時的汽流速度，與臨界速度很接近。

保險活門的斷面積可用下面的公式來計算

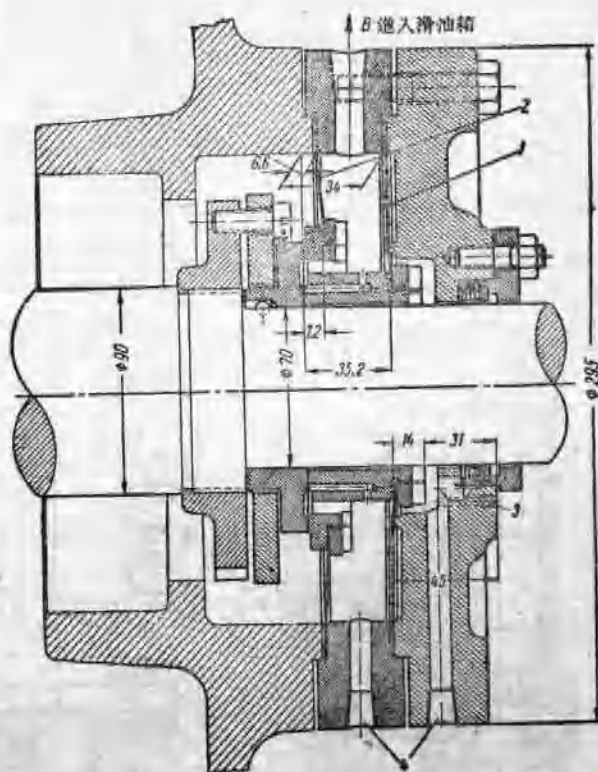


圖 17 直立順流式壓縮機裝用滾動軸承時曲軸所用的薄膜式密封裝置：

1—將氣體封住的薄膜；2—將滑油擋住的薄膜；3—配裝密封裝置時的校正孔；4—滑油出口。

$$f = 100 G \text{ 秒} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k+1}{2} \frac{v}{gk} \sqrt{\frac{v}{p}}} \\ = AG \text{ 秒} \sqrt{\frac{v}{p}} \text{ 公分}^2,$$

式中 壓力 p 以公斤/公分² 為單位，比容 v 以公尺³/公斤為單位，都是活門前面的蒸汽情況，而 k 是絕熱曲線的指數。

每秒鐘吸入壓縮機的蒸汽重量 G 秒可以根據壓縮機在最高的可能汽化溫度下（阿摩尼亞壓縮機為 0°C，氟利昂壓縮機為 +10°C）的製冷能力計算出來，乘積 A 在公式中為一常數，在阿摩尼亞等於 48；在氟利昂 -12 等於 50。

在阿摩尼亞壓縮機上保險活門的最小尺寸與製冷能力 Q_0 （按‘標準’溫度情況計算）的關係，像圖 21 所示。一般假定，保險活門在相當於 +50°C 凝結溫度的壓

⑤ 蒸汽的平均流速根據活塞的平均速度及活塞面積和接頭斷面積的比值計算出來。

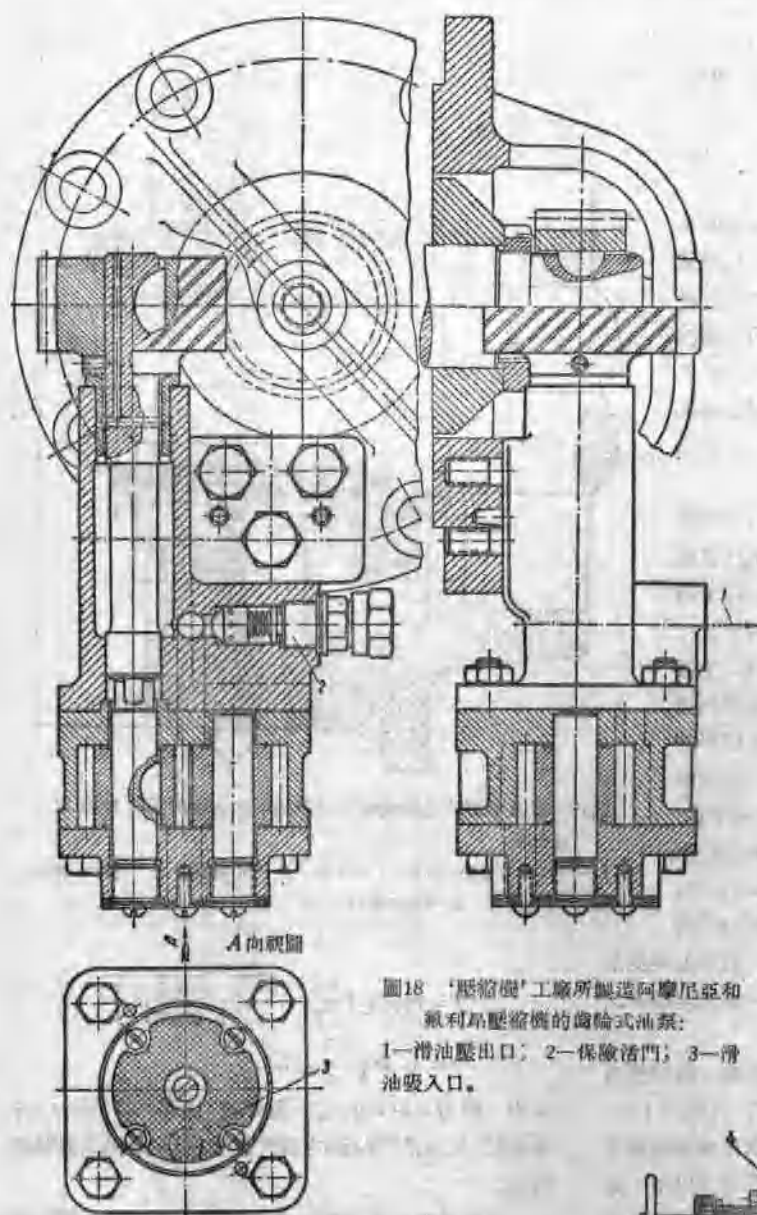


圖18 ‘壓縮機’工廠所製造阿摩尼亞和氟利昂壓縮機的齒輪式油泵：

1—滑油壓出口；2—保險活門；3—滑油吸入口。

力之下，就應該開始開放，或者在阿摩尼亞壓縮機上，吸氣管和壓氣管的壓力相差 17 公斤/公分^2 時，在氟利昂壓縮機上，吸氣管和壓氣管的壓力相差 9 公斤/公分^2 時，就開始開放。在壓力差相應地為 20 和 11 公斤/公分^2 時，彈簧式保險活門就應該完全開放了。保險活門可以做成彈簧式，也可以用生鐵或鐵板製造，當壓力增高到規定的大小時能發生破裂，比較好的方法是使用壓力控制器，當壓縮壓力太高時能把壓縮機停住，但是這種控制器應該和保險活門同時使用。

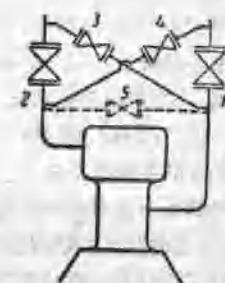


圖19 直立順流式壓縮機的閘斷活門和起動活門的分佈圖：
1和2—吸氣活門和壓氣活門；3和4—起動活門；5—用以代替活門3和4的起動活門。

順流式壓縮機的製冷能力調節法可採用分級式和連續式。分級調節法或者把壓氣端和吸氣端連起來，使整個汽缸或整排汽缸保持開放的狀態；或者利用旁通汽道，把汽缸內部和吸氣端連起來，使吸進汽缸的蒸汽在壓縮行程內活塞不遮住進氣口的一段時間內，能沿了汽道漏出來。在採用一級調節法時，旁通汽道的開口應在活塞行程的 $\frac{1}{2}$ 處；在採用兩級調節法時，應在行程的 $\frac{1}{3}$ 和 $\frac{2}{3}$ 處（圖22）。壓縮機製冷能力的連續調節法與一般氣體壓縮機所用的方法相同。

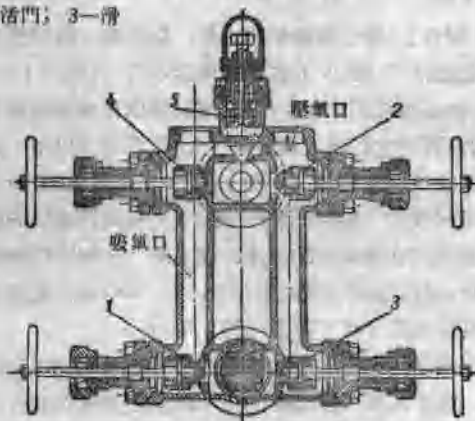


圖20 中型阿摩尼亞直立順流式壓縮機的活門：
1—吸氣活門；2—壓氣活門；3和4—起動活門；5—保險活門。

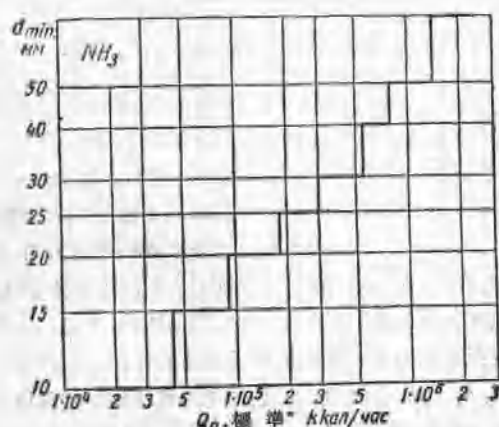


圖21 阿摩尼亞壓縮機保險活門的最小尺寸。
mm—最小；mm—公厘； $km^3/小時$ —千卡/小時。

臥式雙向工作壓縮機 臥式壓縮機已經被順流式壓縮機排擠掉了。目前製造的阿摩尼亞臥式壓縮機（圖23），製冷能力都是在250000‘標準’千卡/小時以上的，它的構造，在很多地方與氣體壓縮機相似。

新式阿摩尼亞臥式壓縮機的特徵如下：活門——薄片式；活塞桿的填料函——金屬式的；前填料函——裝用軟的填料；汽缸的潤滑和前填料函供油口上的滑油供應，都採用加油杯；汽缸上不設水冷裝置；備有起動省力裝置（把吸氣門打開）和壓縮機能力的調節裝置。

在圖24上轉載着阿摩尼亞臥式壓縮機的轉數 n 和活塞速度 c_m 。在圖25上是同一壓縮機的工作效率 η_a 和 λ_a 的平均值。

在同樣大小的壓縮機機架上，可以裝用各種直徑不同的汽缸。在凝結壓力預計很高的地方（所謂‘熱帶條件’），就要採用汽

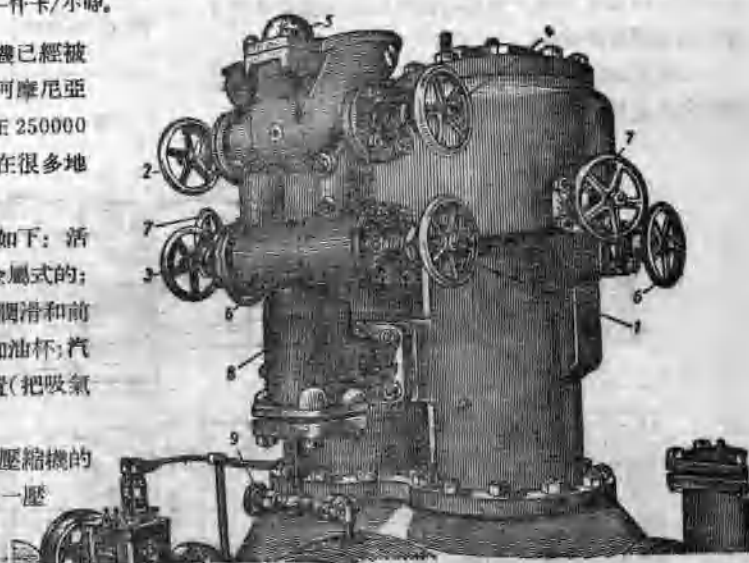


圖22 阿摩尼亞直立順流式壓縮機的附件和旁通汽道：
1—吸氣口斷斷活門；2—壓氣口斷斷活門；3和4—起動活門；5—保險活門；6—在活塞衝程 $\frac{1}{3}$ 處的旁通活門；7—在活塞衝程 $\frac{2}{3}$ 處的旁通活門；8—濾壓器；9—連接吸氣口和曲軸箱的活門。

表2 阿摩尼亞臥式壓縮機的主要規格

型 式	汽缸直徑 D (公厘)	活塞衝程 S (公厘)	活塞桿直徑 d (公厘)	轉數/分 n	活塞的排氣體積 V_h (公尺 ³ /小時)	製冷能力 Q_0 (千卡/小時)	重 量 (公斤)
1AГ	300	450	75	187	690	250 000	5245
2AГ	350	450	75	187	950	350 000	5830
3AГ	450	550	100	167	1710	600 000	9100
4AГ	2×450	550	100	167	3420	1200 000	17700

計算時所採取的凝結壓力和汽化壓力下的平均指示壓力（計算時所依據的第二條件）來決定。屬於第三類的是一些鑄件和其他須用壓力來試驗它們的強度和密

缸直徑較小的壓縮機，所以活塞行程和汽缸直徑的比例值變動很大（1.2~1.6）。如果幾個壓縮機做成雙子式，即合用一根曲軸，那末曲軸上的曲拐應該相差90°。

‘壓縮機’工廠所造阿摩尼亞臥式雙向工作壓縮機的主要規格，轉載於表2中。

單級壓縮機在計算時所依據的條件 在表3中轉載着單級壓縮機在計算時所依據的條件。為了進行強度和磨耗的計算，把壓縮機的所有組合部分和零件分為三大類。屬於第一類的是零件上的作用力係蒸汽在汽缸裏（傳動機構中）受到壓縮而發生的，作用力的大小根據計算時所採取的凝結壓力和汽化壓力（計算時所依據的第一條件）之差來決定。屬於第二類的是由於摩擦而磨損的那些零件（軸承）。作用力的大小根據在

● 表中所示壓縮機製冷能力是在‘標準’溫度條件下計算出來的，4AГ型為雙子式合用一根曲軸，由同一電動機轉子帶動，轉子裝在曲軸的中部。

封性能的那一些零件(計算時所依據的第三條件)。曲軸箱和汽缸塊上的兩頭螺絲依據第一,或第三條件來計算,看壓力試驗所採用的方法而定。

按照第一和第二計算條件,在計算時所依據的壓力,不管用哪一種冷凍劑(阿摩尼亞和氟利昂-12除外),都是根據汽化溫度和凝結溫度來選定的,見表3所列。試驗壓力則根據溫度在 $+(50^{\circ} \sim 60^{\circ})$ 和 $+(35^{\circ} \sim 45^{\circ})$ 時的飽和壓力來選定。

多級壓縮機

多級壓縮機的特點 冷凍機所用多級壓縮機與單級壓縮機的區別,在於吸氣壓力較低,可是壓氣壓力仍和冷凍機一般所用的相同。級數的多少,主要由被壓縮的蒸汽的溫度和壓縮機工作效率的容許變動範圍而定;有時,中間壓力的大小是根據要在幾個溫度水平下製冷的需要而決定的。

在壓縮機各級裏,壓縮着不同量的冷凍劑[●]。高壓級和低壓級活塞排氣體積的比例如下:

$$\frac{V_{h\text{高壓}}}{V_{h\text{低壓}}} = \frac{G_{\text{高壓}} \cdot \lambda_{\text{低壓}} \cdot v_{\text{高壓}}}{G_{\text{低壓}} \cdot \lambda_{\text{高壓}} \cdot v_{\text{低壓}}}$$

由於冷凍機經常用來冷卻發熱到周圍空氣溫度的設備,所以應注意其起動條件,使它具有:吸氣壓力能在壓氣壓力差不多保持同一水平的情況下逐漸減低(從接近凝結壓力的數值到計算時所用數值)的特點。

在圖26上為兩級阿摩尼亞壓縮機內作用力在差壓式活塞上變化的情形。力量的大小是以每1公分²低壓活塞面積為依據的。圖上有三組曲線,各代表每一汽缸內所受的力量和活塞上所受力量的總和。在汽化溫度 t_{02} 降低時,低壓汽缸內的作用力成比例地隨着中間壓力 p_{01} 和低壓 p_{02} 的壓力差而降低,高壓汽缸內的壓力成正比地隨着凝結壓力 p_k 和壓力 p_{01} 的壓力差而增加(由零開始)。

● 參考‘冷凍機的工作循環’一章。

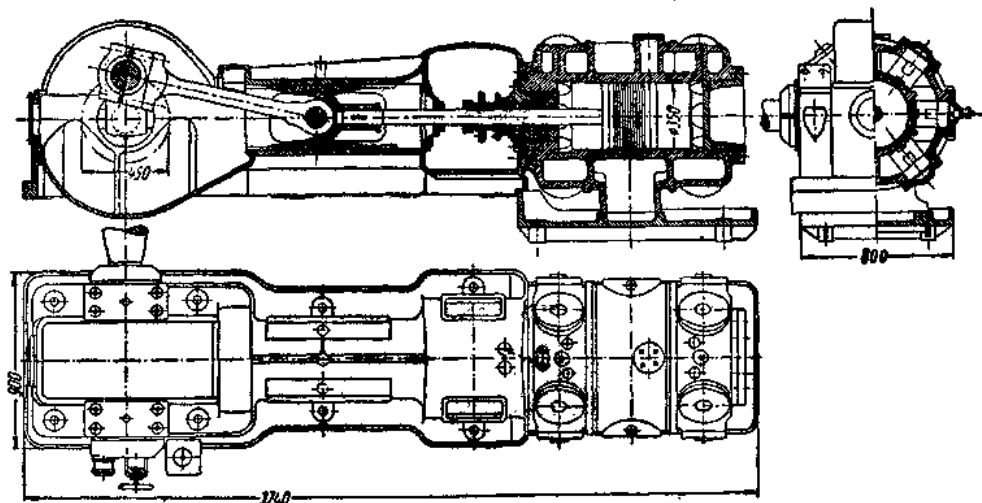


圖23 2AΓ型雙向作用臥式阿摩尼亞壓縮機。

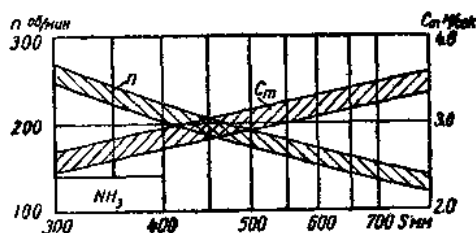


圖24 阿摩尼亞臥式雙向作用壓縮機的轉數 n 和活塞平均速度 cm 。
об/мин—轉/分; м/сек—公尺/秒; мм—公厘。

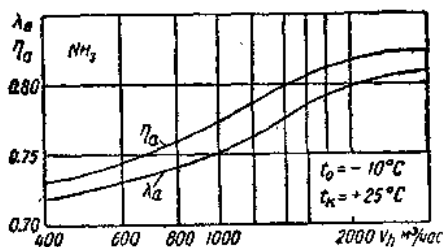


圖25 阿摩尼亞臥式雙向作用壓縮機在‘標準’溫度情況下的工作效率。
 $м³/час$ —公尺³/小時。

表3 單級壓縮機計算時所依據的條件

	冷凍劑名稱	
	阿摩尼亞	氟利昂-12
第一計算條件: $t_k = +35^\circ\text{C}; t_0 = -20^\circ\text{C}$ 計算所依據的工作壓力 (指示大氣壓) 計算所依據的壓力差 (公斤/公分 ²)	13.0 12.0	7.6 7.0
第二計算條件: $t_k = +35^\circ\text{C}; t_0 = 0^\circ\text{C}$ (阿摩尼亞) $t_0 = -5^\circ\text{C}$ (氟利昂-12) 計算所依據的平均指示壓力 (公斤/公分 ²)	5.6	3.4
第三計算條件: 試驗壓力(指示大氣壓): 用水(汽缸及壓氣端) 用空氣(汽缸及壓氣端) 用水(吸氣端) 用空氣(吸氣端) 用水(油管) 用水(水隔套) 保險活門的定壓(指示大氣壓): 開始開放時 完全打開時	24 16 16 10 6 6 17 20	24 16 16 10 6 6 9 11

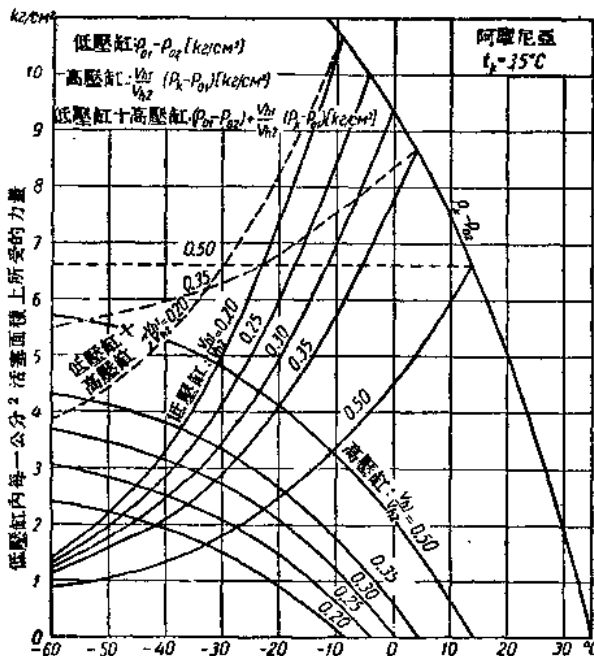


圖26 吸氣壓力降低時，兩級阿摩尼亞壓縮機內差壓式活塞上作用力變化的情形：H.D.—低壓缸；H.H.—高壓缸； V_{h1} 和 V_{h2} —高壓級及低壓級活塞的排氣體積。
kg/cm²—公斤/公分²。

如果汽缸體積的比例接近 0.5，那末活塞上的壓力之和在汽化壓力改變時差不多不起變動。但是這個時候各級壓縮程度的分配情形就不大合理了。

各壓縮機工廠的產品，根據各種不同的汽化溫度計算而成，各級體積比大約為 0.25~0.35。為了避免傳動機構受到太大的力量起見，低壓級（如為三級壓縮機，則為中壓級）都不可採用高的吸氣壓力。在圖 27 中轉載着兩級和三級壓縮機的各級活塞排氣體積的比例值。在開車時應該有一個備設，把吸氣活門長期壓開，或者有一個旁通活門把低汽缸和中壓汽缸連接起來，使得蒸汽的壓縮過程只在一個高壓汽缸內進行。當吸氣壓力降低到低於危險範圍以後，吸氣活門才能自如開合（或者旁通活門才行關閉），然後壓縮機才能執行多次壓縮。

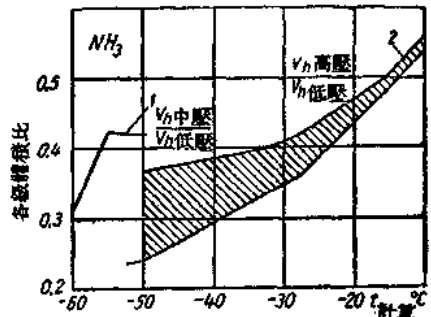


圖27 兩級和三級壓縮機各級活塞排氣體積的比例值：
1—三級壓縮；2—兩級壓縮。

如果壓縮機是為了要在很低的汽化壓力之下工作而設計的，那末在進氣活門的正常開啓度之下不可避免地要發生的壓力降，對於設計進氣壓力 P_0 而言，就顯得太大了，而節流效率 λ 就顯得很小。在這種情況下，壓縮機的轉數就要定得低一些，而活門的彈簧要換一個比較軟的。可調節式活門在此未見廣泛使用。

多級壓縮機的設計 冷凍機所用多級式壓縮機有很多式樣；它們可以分為直立的（或 V 形的）和臥式的。直立的與順流式單級壓縮機相似，臥式的乃是用單級壓縮機改造而成的。特別設計的任何其他型式的多級壓縮機，都很少見。多級壓縮機比單級壓縮機造得少。在設計多級壓縮機的過程中，很方便的方法，就是把幾部大量生產的單級壓縮機串聯起來，然後再採用下面幾種方法之一，稍加改變。

1. 設計成聯合壓縮機，那就是把兩部單級壓縮機聯合應用，一部作為低壓級（H.D.），另外一部

作為高壓級(В.Д.), 兩部壓縮機活塞的排氣體積根據所採用的工作循環來選定。臥式壓縮機可以共用一根曲軸, 順流式壓縮機可以用一部轉軸兩頭都伸出來的馬達帶動(圖28)。這個時候, 聯合式壓縮機的機身(曲軸箱)可以做成一樣的, 但是為了使兩個機身內有同樣大的活塞作用力起見, 低壓汽缸的直徑要用得大一些。在設計過程中選擇單級壓縮機的型式時, 要注意採用可能換用較大的汽缸直徑的那一種。

2. 利用四缸順流式壓縮機的一個汽缸作為高壓級, 其他汽缸用作低壓級。在曲軸箱裏的壓力為中間壓力, 這樣可以避免外面的空氣進入曲軸箱內。這時, 在低壓活塞的下部, 必須加一隻密封環, 或者把吸氣活門放在低壓汽缸的汽缸蓋上, 把壓氣活門裝在活塞上①。

3. 在普通的機身(曲軸箱)上裝用分級式汽缸和差壓式活塞, 每一排都由幾有各級的汽缸排列而成。

4. 把一隻臥式單級壓縮機換上較大的汽缸(作為低壓級), 與一隻裝用差壓式活塞的兩級臥式壓縮機(作中壓級及高壓級)連接起來。

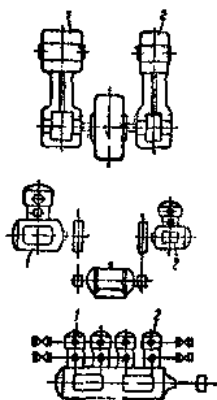


圖28 利用單級壓縮機改裝為兩級壓縮式:

1—低壓級; 2—高壓級。

多級壓縮機的差壓式活塞最好作成雙向工作式, 以降低作用力和轉動力矩的最大值。如果裝用差壓式活塞的汽缸裝在順流式壓縮機的曲軸箱上, 那末汽缸內部的構造, 必須能够使活塞上的作用力始終向下作用在轉軸上, 因為, 這種壓縮機的軸承和連桿是沒有根據向上的作用力加以計算的(圖29)。如果把差壓式活塞的汽缸裝在臥式壓縮機的身上, 那末應該設法把在

兩個死點位置上作用在活塞桿上的力量抵消掉(圖30)。

在以單級壓縮機為基礎設計裝用差壓式活塞的壓縮機時, 必須估計到差壓式活塞的壓縮機與作為原型用的單級壓縮機比較起來, 傳動部分的重量較大, 附性力也大。活塞桿上的作用力不可大於單級壓縮機在設計時所用的數字。

表1所列為‘壓縮機’工廠所造臥式聯合壓縮機的主要規格。

輔助壓縮機 輔助壓縮機的用途在於由低壓蒸發器吸取蒸汽, 將其壓縮後, 打入冷凍設備單級壓縮機的吸氣管內。輔助壓縮機有時也用作聯合壓縮機的低壓級。輔助壓縮機不是成批製造的對象, 它經常是以成批製造的單級壓縮機為基礎, 經過改裝而成。由於在順流式壓縮機的曲軸箱上換裝很大的汽缸, 並非總是可能的。因此, 在有幾種壓縮機上, 在汽缸塊和曲軸箱之間, 裝入一節裝有十字頭的機件(圖31)。這個時候, 汽缸依然為

圖29 直立式兩級壓縮機簡圖, 氣體在汽缸內所產生的作用力總是向下的; 在曲軸箱內為中間壓力。

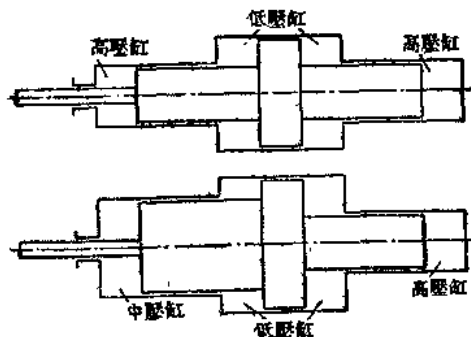


圖30 多級壓縮機簡圖, 以雙向作用的臥式壓縮機為基礎經改裝而成。

● 第二種方法最好用於急於要把單級壓縮機改裝為兩級壓縮機的時候。

表4 阿摩尼亞兩級聯合壓縮機的主要規格(以1AT壓縮機為基礎而改裝的)

型 式	汽缸直徑D (公厘)		活塞衝程S (公厘)	活塞桿直徑d (公厘)	每分鐘的轉數	活塞排氣體積 V_h (公尺 ³ /小時)		在汽化溫度下的製冷能力		重 量 (公斤)
	低 壓	高壓①				低 壓	高 壓	Q_0 (仟卡/小時)	$t_0(^{\circ}\text{C})$	
7AT	470	300	450	75	187	1730	692	275 000	-33	10 880
15AT	560	300	450	75	187	2462	692	150 000	-50	—

① 用普通的1AT型單級壓縮機作為高壓級。

順流的單作用式，但是有一個活塞桿的填料函，和不起作用的汽缸下部。

氟利昂壓縮機也可以用作阿摩尼亞的輔助壓縮機，只要把銅和銅合金的零件換成鋼的就行了；這個時候，壓縮機傳動機構的強度不能充分地加以利用。‘壓縮機’工廠所製造的阿摩尼亞輔助壓縮機（表1）就是這樣的。在壓氣壓力和吸氣壓力相差很小的情況下，也可以採用迴轉式的壓縮機作為輔助壓縮機。

多級壓縮機的工作效率 關於冷凍機所用多級壓縮機的工作效率，還沒有比較有系統的資料。高壓級的工作效率與在同樣的溫度條件下工作的單級壓縮機差不多。中壓級及低壓級所吸取的蒸汽，在溫度和壓力方面都較單級壓縮機所吸取的為低，所以在壓縮機的這兩級內，預熱效率和節流效率都比較低。此外，在裝用差壓式活塞的壓縮機內，從汽缸高壓部分和中壓部分到低壓部分的漏氣現象，對於工作效率的高低影響很大。

在三級壓縮機的低壓級內，進氣效率 λ_0 約為單級壓縮機的75%。在中壓級內（相當於兩級壓縮機的低壓級）約為85%。這部單級壓縮機的尺寸與低壓級的

尺寸完全相同。而且在同一壓氣和吸氣的壓力比之下工作。

壓縮機統一化的原則

把少數組零件和零件的型式尺寸統一起來，大量生產供各種用途和用於各種冷凍劑的標準尺寸壓縮機，乃是可能的。首先應該統一的，是機身（曲軸箱）和傳動機構（曲軸，連桿，軸承等）。用於各種冷凍劑上的各式壓縮機的汽缸組，如果它們是為了要裝在同樣的機身上而設計的，應該根據相同的活塞作用力來計算，此時，單級壓縮機的氟利昂-12汽缸的直徑與阿摩尼亞汽缸的直徑應該成為1.31:1.0（參考表3）的比例，阿摩尼亞汽缸和氟利昂-22的汽缸可以應用同樣的直徑。

最便於統一化的是採用V和W形的壓縮機，它們與單排式相互間的區別，只是曲軸箱、曲軸和附件而已。帶差壓式活塞的階級形汽缸可以裝在同樣的壓縮機機身上，以供不同的汽化溫度使用。

將壓縮機構成雙子式時，同樣的零件最多，這種壓縮機合用一根曲軸（臥式），或者由一台轉軸的兩頭都伸出來的電動機帶動（順流式），即可使壓縮機的製冷能力增加一倍。

在計算統一化的機身時，計算時所依據的條件不能太高，使強度的安全係數和零件的重量不致太大。如果壓縮機要在嚴重的條件（‘熱帶條件’）下工作，只要把汽缸的直徑定得小一些就行了。這種汽缸組也可以用於普通的工作條件下，不過壓縮機的製冷能力將因此稍低。

冷凍機的壓縮機上所用的滑油

對於用在冷凍機的壓縮機上的滑油，主要的要求是：凝固點低；渾濁點（由於石蠟的沉澱）低；黏度不因溫度的高低而起很大的變動；穩定度高；對於水的乳化作用有抵抗能力；乾燥無水；結焦值（康拉遜數）低。

滑油的閃點和起燃點乃是次要的，因為在冷凍機的壓縮機內壓縮溫度不高，同時冷凍劑在滑油有閃光現象時也不會燃燒起來。

在蘇聯，阿摩尼亞壓縮機用‘錠子油-2’（ГОСТ 1837-42）作為滑油。在溫度條件很嚴重的情況下，‘錠子油-2’的黏度在順流式壓縮機內顯得太低。1941年以前，曾製造過許多滑油，以供自動冷凍機之用，見表5所列：CAT-1號滑油是為家用冰箱XT3而製造的；CA-7號滑油是為‘紅火炬’工廠二氧化硫壓縮

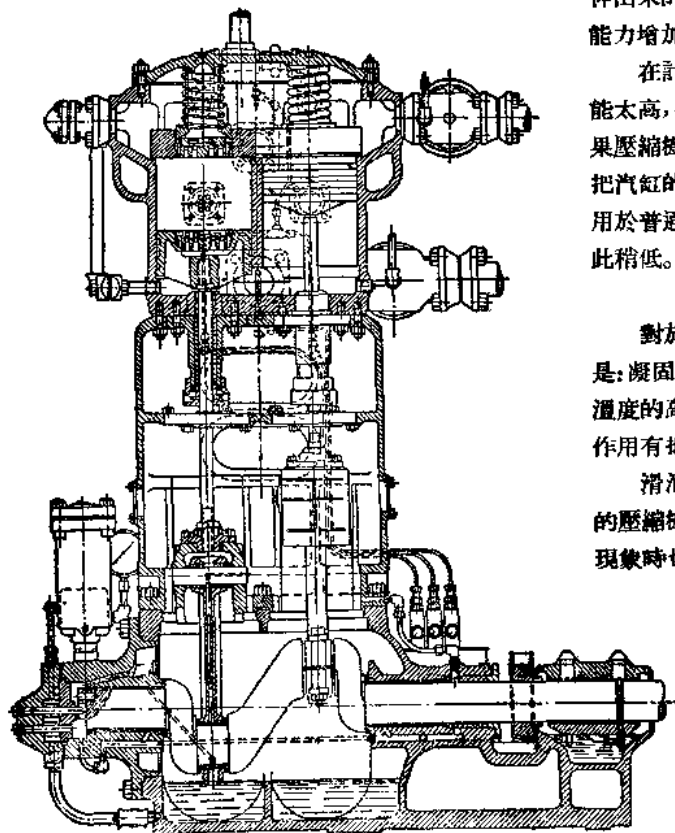


圖31 阿摩尼亞輔助壓縮機。