

声 明

本电子书由中国轻工业出版社出版 ,相关权利归中国轻工业出版社所有。读者、著作权人和 (或) 依法可以行使著作权的权利人如有疑问 , 请与中国轻工业出版社联系 :

地址 : 北京市东长安街 6 号

邮编 : 100740

电话 : 85119838

Email : xnxltm@yahoo.com.cn

中国轻工业出版社

中等专业学校教材

制冷原理及设备

戚长政 主 编

何 源 副主编

 中国轻工业出版社

图书在版编目 (CIP) 数据

制冷原理及设备/戚长政主编.-北京:中国轻工业出版社,1999.5

中等专业学校教材

ISBN 7-5019-2312-4

I. 制… II. 戚… III. ①制冷-理论-专业学校-教材
②制冷-设备-专业学校-教材 IV. TB6

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (1999) 第 04205 号

责任编辑:龙志丹 责任终审:滕炎福 封面设计:赵小云
版式设计:赵益东 责任校对:燕杰 责任监印:胡兵

*

出版发行:中国轻工业出版社(北京东长安街6号,邮编:100740)

印刷:中国人民警官大学印刷厂

经销:各地新华书店

版次:1999年5月第1版 1999年5月第1次印刷

开本:787×1092 1/16 印张:18

字数:426千字 插页:3 印数:1—3000

书号:ISBN 7-5019-2312-4/TP·050 定价:30.00元

·如发现图书残缺请直接与我社发行部联系调换·

前 言

本书是根据全国轻工中专家用电器专业建设指导委员会 1997 年 5 月广州会议确定的“家用电器专业”系列教材出版规划,按照“制冷原理及设备”课程教学大纲编写的。

本书较详细地叙述了蒸气压缩式制冷基本原理;活塞式制冷压缩机、制冷换热器及辅助设备等的性能及工作过程;对冷库、空调用冷水机组,吸收式制冷等基础知识亦作了一定介绍。

本书可作为全国中等专业学校制冷与空调专业教材,也可供从事制冷空调工程人员学习参考。本书授课时数为 90 学时左右。

参加本书编写的人员有:广州轻工业学校戚长政高级讲师(第三章);何源讲师(绪论、第四、五、六、七、八、十一、十二章);张钊锋讲师(第一、二章);徐华良讲师(第九、十章)。本书由戚长政主编,何源副主编,由万雍然高级讲师主审。

由于编写人员水平有限和经验不足,书中不妥之处,希望读者批评指正。

编 者

1998 年 5 月

绪 论

一、制冷技术的发展概况

制冷技术作为一门科学技术是为了适应人们对低温条件的需要而产生和发展的。所谓制冷，就是人工制取低温，利用人为的科学技术手段来制取低于周围环境的温度，以满足人类社会的种种需要。

机械制冷中所需机器和设备的总和称为制冷机。制冷机中使用的工作介质称为制冷剂。制冷剂在制冷机中循环流动，不断从被冷却对象中吸取热量，并向环境介质排放热量。制冷剂在制冷机中经历的一系列状态变化过程称为制冷循环。为了实现制冷循环，必须消耗能量。该能量可以是机械能、电能、热能、太阳能及其他形式的能。

按照制冷所能达到的低温范围，制冷可分为：

环境温度至 120K 的范围属普通制冷，采用的制冷剂为氨、氟利昂和碳氢化合物；

120K 至 0.3K 的范围属低温制冷，常用的低温制冷剂有甲烷、氮、氢、氦、氙、氡等；

0.3K 以下为超低温制冷。

现代制冷技术是 19 世纪中后期发展起来的。

1834 年美国工程师波尔金斯制成第一台用乙醚为工质的制冷机，它是现代蒸气压缩式制冷机的雏形。

1844 年美国医生约翰高里试制了用空气作为工质的封闭循环制冷机。

1860 年法国人卡列发明了氨水吸收式制冷系统。

1874 年卡尔·林德设计成功氨蒸气压缩式制冷机，是举世公认的制冷机始祖。

1913 年美国工程师拉森制造出世界上第一台手操纵家用电冰箱；1926 年美国奇异公司研制成功世界上第一台全封闭式制冷系统自动电冰箱。

空调器最早在 1920 年由美国开利公司制造出来，它是开启式压缩机组装的卧式柜式空调器。

近十几年来，对混合工质进行了大量研究，并开始使用共沸混合工质，为蒸气压缩式制冷机的发展开辟了新的道路。

现在世界制冷技术的发展，主要表现在：

(1) 新型制冷工质的研究 由于 CFCs 对臭氧层的破坏，研制新的纯工质（如 R134a），寻找共沸或非共沸混合工质（R22/R142a，R22/R152a）来代替有害工质 R12，已成为近期内制冷剂的主要研究方向。

(2) 新型制冷原理与系统的研究 吸收式制冷系统的完善与发展已达相当高的水平。磁制冷的研制使其成为最有竞争力的制冷方式之一。

(3) 制冷设备规模不断扩大，机器的种类和型式不断增多。

(4) 电子计算机在制冷技术上的应用 应用主要包括计算机辅助设计、辅助测试、自动控制、生产管理等方面，由于计算机迅猛发展，为制冷技术展现了更为广阔的前景。

二、制冷技术的应用

制冷技术发展到今天，其应用已渗透到人们生活和生产活动的各个领域。

1. 食品的冷加工、冷藏和冷藏运输

食品从生产、贮运到销售形成一条冷藏链。采用的制冷装置有冷库、冷藏汽车、冷藏船及冷藏列车、冷藏销售柜等。

2. 空气调节工程

为保证必要的恒温恒湿的工作条件，对纺织、冶金、印刷、精密仪表、电子工业等工厂，某些有特殊要求的实验室、计量室等需要进行空气调节。此外，影剧院、医院、饭店等建筑，以及飞机、列车、汽车等交通工具都日益广泛应用空调装置。

3. 工业生产

机械制造中，对钢进行低温处理（ $-70\sim-90^{\circ}\text{C}$ ），改变其金相组织，使奥氏体变成马氏体，提高钢的硬度和强度；在机器的装配过程中，利用低温实现过盈配合。

化学工业中，借助制冷，可使气体液化、石油裂解、有机合成（橡胶、塑料等）。

4. 现代农业

现代农业中，浸种、育苗、微生物除虫，良种的低温贮存，低温贮粮等都要求运用制冷技术。

5. 建筑工程

利用制冷可实现冻土法开采土方。在挖掘矿井、隧道，或在泥沼、沙水处掘井时，可采用冻土法使工作面不坍塌，保证施工安全。或用制冷的办法使大型混凝土构件充分散热，避免产生内应力和裂缝等缺陷。

6. 国防工业

飞机及航天器的乘员舱及设备舱需要空调制冷设备，高寒条件下工作的发动机、汽车、坦克、大炮及火箭、导弹等的环境模拟试验，都需要制冷以提供实验的环境条件。

7. 医疗卫生

如血浆、疫苗及某些特殊药品的低温保存；低温麻醉，低温切片等均需要制冷技术。

此外，在微电子技术、能源、新型材料、生物技术等尖端科学领域，制冷技术也有重要的应用。

第一章 蒸气压缩式制冷的热力学原理

蒸气压缩式制冷是人工制冷技术中应用广泛而又经济的方法之一。如图 1-1 所示,蒸气压缩式制冷系统包括四大部件:压缩机 I、冷凝器 II、节流机构 III 和蒸发器 IV,蒸发后的低温低压制冷剂蒸气 1,被压缩机吸入并经压缩成为高温高压气体 2,进入冷凝器内被常温的水或空气冷却成高压液体 3,然后流经节流机构转变为干度很低的低温低压湿蒸气 4,并送入蒸发器内,从周围的物体中吸取汽化热蒸发成低温低压气体,从而达到制冷的目的。这种制冷剂不断经历蒸发(沸腾汽化)→压缩(升压升温)→冷凝(液化)→节流(降压降温)→再蒸发的循环称为蒸气压缩制冷循环。

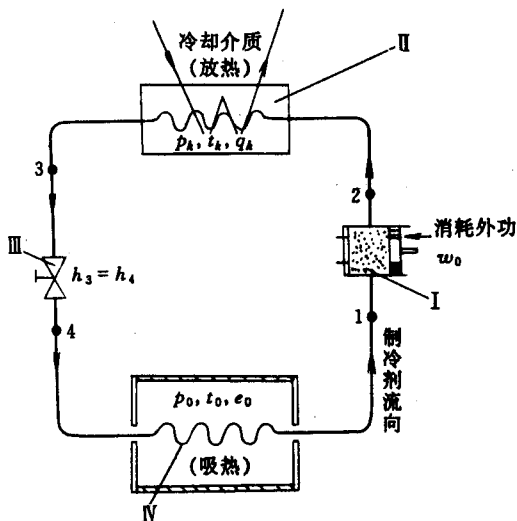


图 1-1 蒸气压缩制冷装置示意图

I—压缩机 II—冷凝器 III—节流机构 IV—蒸发器

第一节 理想制冷循环

热力学将封闭的热力过程称为热力循环,简称循环,循环分为正向循环和逆向循环,正向循环又称为热机循环或动力循环,它将热能转化为机械能对外作功。

逆向循环又分为制冷循环和热泵循环,如图 1-2 所示,工质从低温热源吸收热量 q_2 向高温热源放出热量 q_1 ,同时消耗外功 w ,根据热力学第一定律应有:

$$w = e_1 - e_2 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (1-1)$$

制冷循环的经济性指标为制冷系数 ϵ ,它指单位质量耗功量 w 所能制得的冷量 e_2 ,制冷系数越大,循环经济性越高。

$$\epsilon = \frac{e_2}{w} = \frac{e_2}{e_1 - e_2} \quad (1-2)$$

理想的制冷循环为逆卡诺循环,是由两个可逆绝热过程和两个可逆定温过程组成。图 1-3 (a) 表示按逆卡诺循环工作的空气压缩式制冷装置,由绝热压缩机、冷凝器、绝热膨胀机和蒸发器组成。设高低温热源温度恒定,工质在冷凝器和蒸发器中与外界热源无传热温差,工质流经各个设备无内部不可逆损失。其热力状态的变化过程在 $T-s$ 图上的表示见图 1-3 (b)。由于所有的过程只能在湿蒸气区进行,所以也称为湿蒸气区的逆卡诺循环。

制冷剂按照逆卡诺循环的四个热力过程分为:

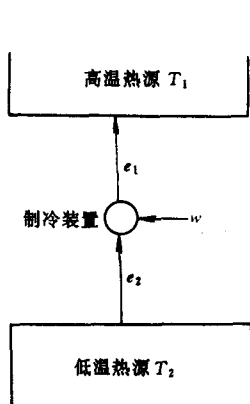


图 1-2 制冷装置与外界的关系

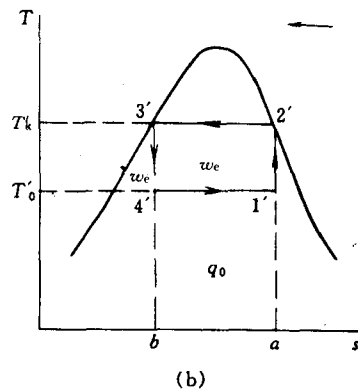
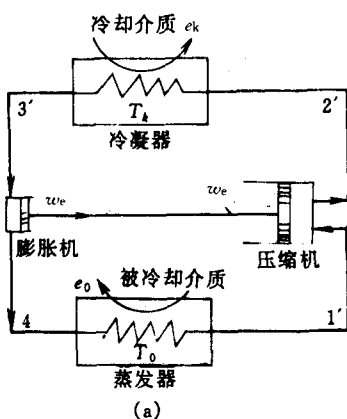


图 1-3 逆卡诺循环过程

绝热压缩过程 1'—2'，制冷剂的温度由 T_0 升至 T_k ，外界输入功 w ；

等温冷凝过程 2'—3'，制冷剂在等温 T_k 向高温热源放出热量 e'_k ；

绝热膨胀过程 3'—4'，制冷剂的温度由 T_k 降至 T_0 ，膨胀机输出功 w_e ，并为压缩机所利用；

等温蒸发过程 4'—1'，制冷剂在等温 T_0 吸收低温热源中的热量 e'_0 。

单位量制冷剂在每一次循环中从低温热源吸收的热量为：

$$e'_0 = T_0(s_a - s_b) = T_0\Delta s \quad (\text{kJ/kg})$$

向高温热源放出的热量为：

$$q_k = T_k(s_a - s_b) = T_k\Delta s \quad (\text{kJ/kg})$$

外界输入压缩机的功为：

$$\begin{aligned} w &= w_c - w_e = e'_k - e'_0 = (T_k - T_0)(s_a - s_b) \\ &= (T_k - T_0)\Delta s \quad (\text{kJ/kg}) \end{aligned}$$

逆卡诺循环制冷系数为：

$$\epsilon_c = \frac{e'_0}{w} = \frac{T_0\Delta s}{(T_k - T_0)\Delta s} = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (1-3)$$

从式 1-3 可知，逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 仅与高、低温热源温度 (T_k 和 T_0) 有关，而与制冷剂的物理性能无关。当 T_0 升高， T_k 降低时， ϵ_c 增大，这意味着单位耗功量所能制取的冷量增加，提高了制冷循环的经济性。

由于逆卡诺循环不考虑各种损失，而且压缩机利用了膨胀机对外输出的功，因此，在恒定的高、低温热源区间，逆卡诺循环的制冷系数 ϵ_c 最大，在该温度区间进行的其他各种制冷循环的系数均小于 ϵ_c 。所以逆卡诺循环制冷系数可用来评价其他制冷循环的热力完善程度。

如果在逆卡诺循环中考虑冷凝器和蒸发器的传热温差（外部不可逆）各为 ΔT_k 和 ΔT_0 。（见图 1-4），则该循环多消耗的功可用面积 2'233'2' 和面积 11'4'41 表示，减少的制

冷量为面积 $11'4'41$ 。同理可得具有传热温差的逆卡诺循环制冷系数 ϵ_c 为：

$$\epsilon'_c = \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{T'_0 - \Delta T_0}{(T'_k - \Delta T_k) - (T'_0 - \Delta T_k)} = \frac{T'_0 - \Delta T_0}{(T'_k - T'_0) + (\Delta T_k + \Delta T_0)} < \epsilon_c = \frac{T'_0}{T'_k - T'_0} \quad (1-4)$$

显然 $\epsilon'_c < \epsilon_c$ ，这表明具有传热温差的不可逆循环制冷系数，总小于相同热源温度时的逆卡诺循环制冷系数，而且随传热温差 ΔT_k 和 ΔT_0 的增大而降低。而且，从图 1-4 和式 (1-4) 可知，蒸发器传热温差 ΔT_0 对制冷系数 ϵ'_c 的影响将大于冷凝器传热温差 ΔT_k 。一切实际制冷循环都是不可逆循环，因此实际循环的制冷系数总小于相同热源温度时的逆卡诺循环制冷系数。相同热源温度时这两种循环制冷系数的比值，可用来表示实际循环的热力完善度。即

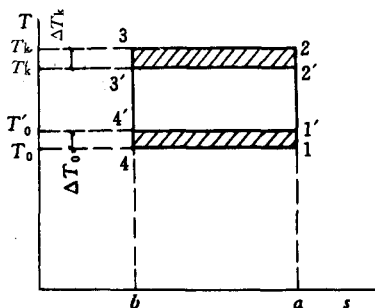


图 1-4 具有传热温差的逆卡诺循环

$$\eta = \frac{\epsilon'_c}{\epsilon_c} \quad (1-5)$$

热力完善度的大小反映实际制冷循环接近逆卡诺循环的程度。

实际上，蒸气压缩式制冷采用逆卡诺循环是不可能实现的，因为：

(1) 无温差传热是不可能的，因为无温差传热就意味着需要无限大的传热面，所以实际循环只能使制冷剂的蒸发温度低于外界温度，冷凝温度高于冷却剂的温度。

(2) 压缩过程在湿蒸气区中进行的危害性很大。在湿蒸气区的压缩称湿压缩。由于液体的不可压缩性，湿压缩可能会引起液击现象而损坏压缩机，而且，消耗的压缩功也很多，不经济。

(3) 状态点 $1'$ 难于控制。因为等压下的汽化过程温度保持不变，而干度有变化，干度很难检测。

(4) 膨胀机比压缩机的尺寸小得多，不易制造。这是因为状态 $3'$ 是液体，其比体积比蒸气的比体积小几十倍，而系统中循环的质量流量各处都是一样的，则要求膨胀机的气缸做得很小。这种膨胀机的机械损失可能占了膨胀获得的功的大部分，得不偿失。

所以说，逆卡诺循环难于实现，但是它们给实际制冷循环指明了改进的方向。例如，设计中应选择适当的传热温差、使蒸发温度不要过低、冷凝温度不要过高；又如，大力开发高效能热交换器，以提高制冷装置的经济性，节约能源等。

第二节 理论制冷循环

一、蒸气压缩式制冷的理论循环

前面已分析了逆卡诺循环是一种理想制冷循环，很难实现。实际上蒸气压缩式制冷是采用理论制冷循环（见图 1-1）进行分析的。理论制冷循环是由两个定压过程和两个绝

热过程组成，它与理想制冷循环的区别在于：

- (1) 制冷剂在蒸发器和冷凝器中按等压过程进行，并有传热温差；
- (2) 制冷剂用膨胀阀（节流机构）绝热节流，代替膨胀机；
- (3) 制冷剂在蒸发器中汽化成干饱和蒸气被压缩机吸入（称为干压缩），而不是湿蒸气的压缩。

理论制冷循环的 $T-s$ 图如图 1-5 所示。

1—2 是压缩机中的绝热压缩过程，在过热蒸气区压力由蒸发压力 p_0 提高到冷凝压力 p_k ，压缩后温度 $T_2 > T_k$ ；

2—3 是冷凝器中的等压冷凝过程，蒸气温度由 T_2 降到 T_k ，凝结成饱和和液体；

3—4 是膨胀阀中的绝热节流过程，节流后压力由 p_k 降到 p_0 ，温度由 T_k 降到 T_0 ；

4—1 是蒸发器中的等压汽化过程，由湿蒸气蒸发成饱和和蒸气，温度保持不变。

由于理论制冷循环中蒸发器和冷凝器的出口均控制在饱和状态，因此也称为蒸气压缩式饱和循环（或称简单循环）。饱和循环是蒸气压缩式制冷中最基本的制冷循环。

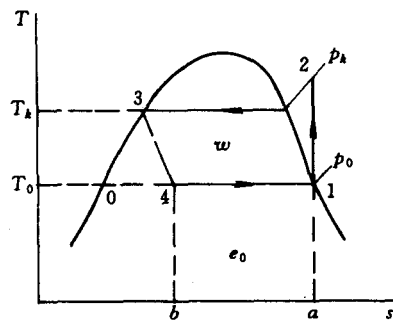


图 1-5 理论制冷循环的 $T-s$ 图

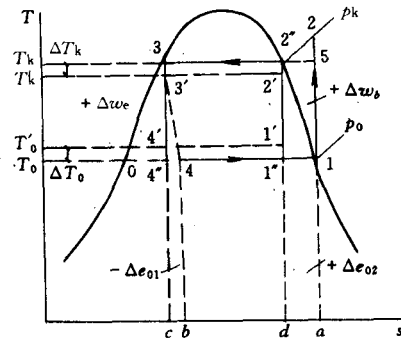


图 1-6 理想制冷循环和理论制冷循环的 $T-s$ 图

由于理论制冷循环不同于理想制冷循环，所以在制冷量、耗功量和制冷系数等方面也受到各种因素的影响，我们可以在这些制冷循环的 $T-s$ 图（图 1-6）上进行分析，1'2'3'4' 是理想制冷循环，1'2'3'4' 是具有传热温差理想制冷循环，1234 是理论制冷循环。

采用膨胀阀代替膨胀机后，损失了膨胀功 $W_e = h_3 - h_4''$ （面积 34''03），减少了制冷量 $\Delta e_{01} = h_4 - h_4''$ （面积 4''4bc4''）。因为绝热节流前后焓值相等 $h_3 = h_4$ ，故 $w_e = \Delta e_{01}$ 。说明制冷剂在绝热膨胀中的作功能力全部用于克服节流时的各种损失（如摩擦和涡流），这些损失最终转化为热量，被部分流过膨胀阀的制冷剂吸收，使之汽化而干度增加（ $x_4 > x_4''$ ），从而降低了制冷能力（即 ϵ 减少）。我们把由于用膨胀阀代替膨胀机而造成耗功增加，制冷量减少和制冷系数下降的损失称为节流损失。

在理论制冷循环中，压缩机吸入饱和和蒸气，并将压力提高到 p_k 。这样，状态 1'' 的湿蒸气在蒸发器中将继续吸热汽化，增加了制冷量 Δe_{02} （面积 1''lad1''），同时也增加了耗功量 ΔW_b （面积 122''1''1）。增加的制冷量 Δe_{02} 若按具有传热温差的逆卡诺循环进行，则用相当于面积 152''1''1 的功量就能进行补偿（这仅是假设，在过热区无法实现 5—2''过程）。但

是,当吸入饱和蒸气时,增加的 Δe_{02} 必须比具有传热温差的逆卡诺循环多消耗相当于面积 522''5 的功量才能取得。这样必然引起制冷系数降低,这一损失,称为过热损失。

节流损失、过热损失都与制冷剂的性质(如液体和气体的比热、汽化潜热等)有关。如图 1-6 所示,制冷剂的液体比热容越大,则剂饱和和液体线越平坦,当制冷循环的 $(T_k - T_0)$ 增大时, W_e 和 Δe_{01} 越大,这种制冷剂的节流损失越大。制冷剂的汽化潜热越小(或越接近临界状态),节流后制冷剂的干度越大,节流损失也越大。反之则越小。同理,饱和蒸气线越平坦,则压缩终点状态 2 离饱和线越远,排气温度 T_2 越高,面积 522''5 越大,过热损失也越大。因此,选用合适的制冷剂对节约能量非常重要。

二、改善蒸气压缩式制冷循环的措施

蒸气压缩制冷理论循环,由于存在节流损失和过热损失,其制冷系数比理想循环小,因此,可以采用节流前过冷、吸气过热和回热制冷循环来减少节流损失,采用多级压缩减少过热损失,从而提高理论制冷循环制冷系数。

1. 节流前过冷对制冷循环的影响

图 1-7 中将膨胀阀前的液体制冷剂进一步冷却成为未饱和液体(过冷液体),这时的温度称为过冷温度 T_3 , 饱和温度 T_k 与过冷温度 T_3 的差值称为过冷度 $(T_k - T_3)$ 。过冷液体的节流比饱和液体节流增加了制冷量 Δe_{03} , Δe_{03} 随过冷度的增加而增加,但没有增加压缩机的耗功量(面积 $1'2'3'01'$), 因此,液体过冷能提高循环制冷系数,即

$$\epsilon = \frac{e_0 + e_{03}}{w} > \frac{e_0}{w} \quad (1-6)$$

实现过冷的办法有:

- 制冷剂与冷却介质按逆流方式传热,提高传热效果;
- 适当增加冷凝器的传热面积,使一部分面积用于过冷;
- 在节流前增设专门的过冷设备(如过冷却器);
- 采用回热换热器(下面介绍)。

当然,过冷度越大,制冷系数越大,但制冷系统的投资费用也增大,一般只在大型系统中(如大型低温冷库)增设过冷却器,小型系统只加大冷凝器来实现少量的过冷,一般比冷凝温度低 5°C 左右。

2. 吸气过热对制冷循环的影响

图 1-7 中可以看出,压缩机吸气不是饱和蒸气 $1'$, 而是过热蒸气 1, 其温度为 T_1 , 这种现象称为吸气过热, $(T_1 - T_0)$ 称为吸气过热度。吸气过热能增加制冷量 Δe_{04} , 也增加了压缩机耗功量 Δw 。若 $\Delta e_{04}/\Delta w$ 能大于理论制冷循环制冷系数 e_0/w , 则能提高制冷能力, 否则则降低, 应该明确, 吸气过热增加的制冷量 Δe_{04} 是否是有效制冷量。造成压缩机吸气过热的现象可能是:

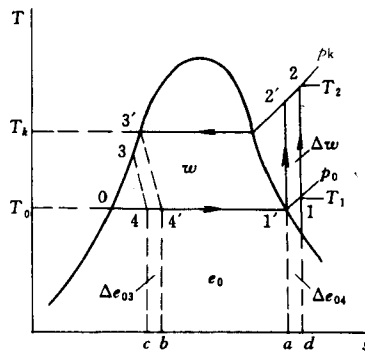


图 1-7 液体过冷和吸气过热循环

- (1) 在蒸发器中汽化后的饱和蒸气继续吸热而过热；
- (2) 在蒸发器到压缩机间的吸气管中吸热而过热；
- (3) 利用吸气回热去过冷节流前的液体而过热。

如果 Δe_{04} 是吸气管吸入周围环境热量而产生, 则是无效制冷量, 这种吸气过热称为有害过热。由于无效制冷量不能被利用, 即使 $\Delta e_{04}/\Delta w$ 能够大于 e_0/w , 也使制冷系数下降。因此, 压缩机的吸气管应该有良好的绝热措施, 尽量减少有害过热。

$\Delta e_{04}/\Delta w$ 值的大小还与制冷剂的性质有关。理论计算和实验均可证明, 对于氟利昂 12 等制冷剂采用吸气过热可以提高制冷系数, 而对氨、氟利昂 11、氟利昂 22 等制冷剂则会降低制冷系数。但是, 实际制冷循环是否采用吸气过热并不完全取决于对制冷系数的影响, 还必须观察吸气过热后对其他参数和循环效果的影响。

当压缩机吸气过热度增加时, 它的排气温度 T_2 也随之上升, 过高的排气温度不但使润滑油的粘度变稀, 影响摩擦件的润滑, 损坏机件, 而且会使润滑油炭化, 阀片表面积碳, 影响阀片的启闭和压缩机的正常运行。因此, 吸气过热即使对制冷系数有利的制冷剂, 它的过热度也应控制在一定范围之内。

对于使用氟利昂的低温制冷系统, 适当增加吸气过热度能使润滑油较顺利地返回压缩机。同时, 吸气少量过热可以保证压缩机不会吸入液滴、防止气缸产生液击现象, 有利于压缩机安全运行和提高效率。因此, 吸气过热即使对于会降低制冷系数的制冷剂, 仍然应保持一定的过热度, 其过热度可控制在较小范围之内, 例如氨, 一般控制在 5°C 之内。增大吸气过热度能提高制冷系数的制冷剂, 其过热度范围可以大一些, 例如氟利昂 12, 根据其蒸发温度的高低, 过热度可控制在 $10\sim 40^\circ\text{C}$ 之内, 或者采用回热循环进行制冷。

3. 回热制冷循环

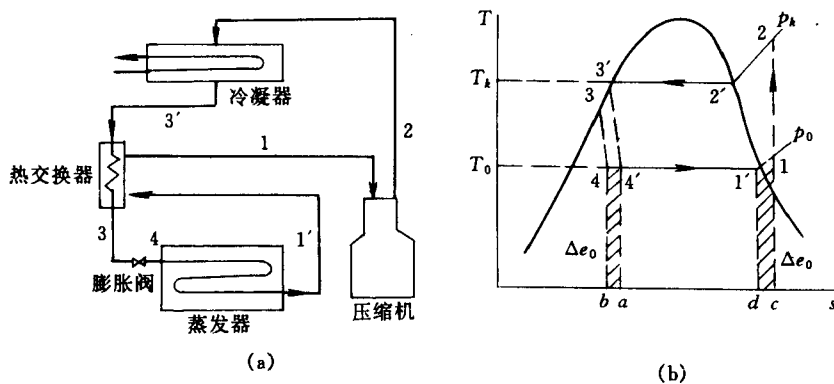


图 1-8 回热制冷循环及其 $T-s$ 图

回热制冷循环及其在 $T-s$ 图上的表示如图 1-8 所示。

在该循环中, 制冷剂节流前过冷和吸气过热是利用流出蒸发器的低温饱和蒸气与流出冷凝器的饱和液体通过回热器的传热过程而产生。由于制冷剂的蒸发温度 T_0 远低于冷凝温度 T_k , 所以回热循环的制冷剂过冷度和吸气过热度不受冷却介质和被冷却介质温度

的限制,能使制冷剂获得较大的过冷度和过热度,所以回热循环特别适用于增加吸气过热度能提高其循环制冷系数,绝热压缩后排气温度较低的制冷剂,例如氟利昂 12。对于氨制冷剂,因为提高吸气过热度后会降低制冷系数,就不采用回热循环。

4. 多级压缩制冷循环

为了减少过热损失,可以采用具有中间冷却的多级压缩制冷循环,如图 1-9 中的制冷循环 $12'2''2'''2341$ 。低压饱和蒸气 1 从压力 p_0 先被压缩至中间压力 p_1 ,经冷却后,再被压缩至中间压力 p_2 ,再经冷却,最后被压缩至冷凝压力 p_k 。这种多级压缩可使 $2'-2''-2'''-2$ 这段压缩过程接近定温压缩(级数越多越接近),它不但降低了压缩机的排气温度,同时,可以减少过热损失,减少压缩机的总耗功量。

采用具有中间冷却的多级压缩制冷循环,虽然可以提高循环制冷系数,却要增加压缩机等设备的投资,一般只有当压缩比 p_k/p_0 大于 8~10 时才采用,这将在第五节进行较详细的讨论。

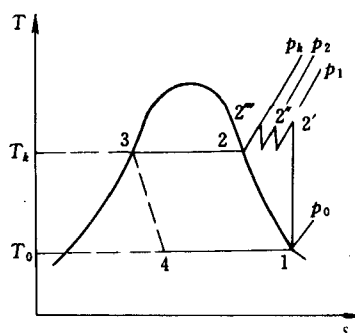


图 1-9 多级蒸汽压缩式制冷循环

第三节 理论制冷循环的热力计算

一、制冷剂的压-焓图(即 $\lg p-h$ 图)

我们知道,温-熵图($T-s$ 图)是示热图,所以前面研究蒸汽压缩制冷循环时,用温-熵图中热力过程线下的面积表示该过程所传递的热量,很直观,便于分析比较。在制冷循环的热力计算中,常采用制冷剂的 $\lg p-h$ 图(也称莫里尔图),因为压力和焓值是热力计算中使用最多的参数。

$\lg p-h$ 图以焓 h 为横坐标,压力 p 为纵坐标。为了缩小图形的尺寸,使低压部分线条清晰,常采用对数坐标,即 $\lg p-h$ 绘制(注意,图上查得的是绝对压力,而不是压力的对数值)。如图 1-10 所示,共由八条线构成:①饱和液体($x=0$)线;②干饱和蒸气($x=1$)线;③定干度(x)线;④定压(p)线;⑤定温(t)线;⑥定焓(h)线;⑦定熵(s)线;⑧定容(v)线。

$\lg p-h$ 图中有两条比较粗的曲线:左边一条为饱和液体($x=0$)线,右边一条为干饱和和蒸气($x=1$)线。两条曲线向上延长的交点 C,叫做临界点。由于一般的制冷循环均在远离临界点以下区域进行,故在制冷剂的 $\lg p-h$ 图中未画出临界点 C。 $x=0$ 线和 $x=1$ 线把 $\lg p-h$ 图分成三个区域: $x=0$ 线的左边是过冷液体区; $x=1$ 线的右边是过热蒸气区;介于两条曲线之间的区域是湿蒸气区。湿蒸气区的定温线与定压线重合,平行于横坐标轴;过冷液体区的定温线几乎为垂线;过热蒸气区内的定温线逐渐与定焓线趋向一致。

常用制冷剂如氨、氟利昂 12 和氟利昂 22 的压-焓图见附图。

蒸汽压缩理论制冷循环在 $\lg p-h$ 图上的表示如图 1-11 所示。与图 1-5 比较,由于两图的坐标参数不同,同一制冷循环在 $\lg p-h$ 图和 $T-s$ 图上的循环曲线也不一样,但是各个

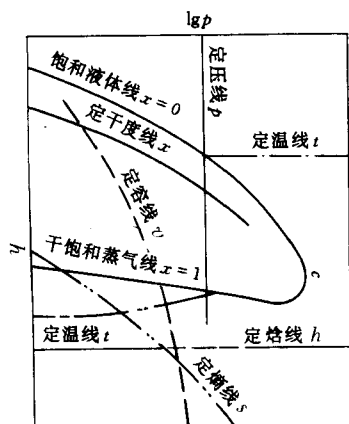


图 1-10 制冷剂的 $\lg p-h$ 图

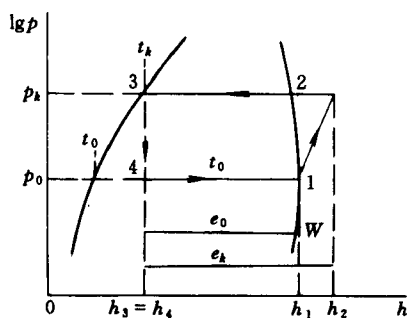


图 1-11 蒸气压缩制冷理论循环的 $\lg p-h$ 图

热力过程和状态点的参数是相同的。1—2 线为压缩机的绝热压缩过程，2—3 线为冷凝器的等压冷凝过程，3—4 线为膨胀阀的绝热节流过程，4—1 线为蒸发器的等压蒸发过程。

在下面介绍的热力计算中可以发现，制冷量 e_0 ，冷凝放热量 e_k 和压缩机耗功 w 均可简便地在 $\lg p-h$ 图中用线段形式表示。

二、蒸气压缩制冷理论循环的热力计算

根据稳定流动能量方程式可得：

单位质量制冷剂在蒸发器中的制冷量

$$e_0 = h_1 - h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (1-7)$$

单位质量制冷剂在压缩机的耗功量

$$w = h_2 - h_1 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (1-8)$$

单位质量制冷剂在冷凝器中的放热量

$$e_k = h_2 - h_3 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (1-9)$$

制冷剂节流前、后的焓值不变

$$h_3 = h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (1-10)$$

单位体积制冷剂的制冷量 e_v 指压缩机每吸入 1m^3 制冷剂蒸气所产生的制冷量

$$e_v = \frac{e_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad (\text{kJ/m}^3) \quad (1-11)$$

式中 v_1 ——压缩机吸入蒸气的比体积 (m^3/kg)

理论制冷循环热力计算的内容还包括：

1. 制冷剂的质量流量 (质量循环量) q_m

$$q_m = \frac{Q_0}{e_0} \quad (\text{kg/s}) \quad (1-12)$$

式中 Q_0 ——制冷循环的总制冷量 (kJ/s 或 kW)

2. 制冷剂的体积流量 q_v ：即压缩机每秒吸入气态制冷剂的容积量

$$q_v = q_m \cdot V_1 = \frac{Q_0}{e_v} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (1-13)$$

3. 冷凝器的热负荷 Q_k

$$Q_k = q_m e_k = q_m (h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (1-14)$$

4. 压缩机的理论耗功率 P : 即压缩机每秒所消耗的功

$$P = q_m W = q_m (h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad (1-15)$$

5. 理论制冷系数 ϵ

$$\epsilon = \frac{Q_0}{P} = \frac{q_0}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1-16)$$

6. 循环的热力完善度 η

$$\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_c} \quad (1-17)$$

例 某制冷循环的总制冷量为 40kW , 循环工况为: 冷凝温度 $t_k=40^\circ\text{C}$, 蒸发温度 $t_0=5^\circ\text{C}$, 膨胀阀前的液体过冷温度 $t_3=35^\circ\text{C}$, 压缩机的吸气温度 $t_1=10^\circ\text{C}$, 试分别对氟利昂 12(R12)、氟利昂 22 (R22)、氨 (R717) 进行制冷循环的热力计算。

解: 将循环表示在 $\lg p-h$ 图上, 并分别从 R12、R22 和 R717 的压焓图上查取 h_1, h_2, h_3, v_1 值, 汇入下表中。

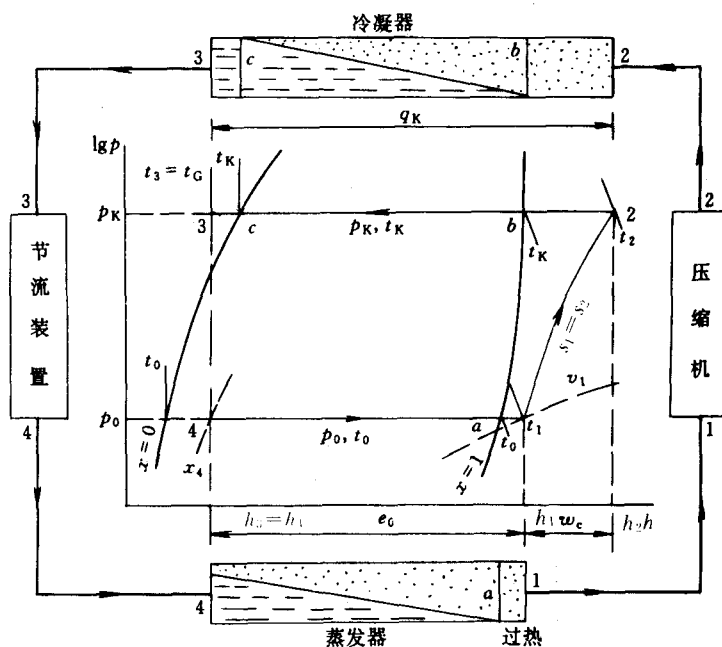


图 1-12 例 1-1 的制冷循环 $\lg p-h$ 图

计算公式及结果

序号	查 $\lg p-h$ 图 $h/(\text{kJ/kg})$ $v_1/(\text{m}^3/\text{kg})$ $h_3=h_4$	R12	R22	R717
计算公式		$h_1=357 \quad h_2=377$ $h_3=234 \quad v_1=0.05$	$h_1=412 \quad h_2=440$ $h_3=243 \quad v_1=0.04$	$h_1=1779 \quad h_2=1940$ $h_3=662 \quad v_1=0.25$
1	单位质量制冷量 $e_0=h_1-h_4 \quad \text{kJ/kg}$	$357-234=123$	$412-243=169$	$1779-662=1117$
2	单位体积制冷量 $e_v=\frac{e_0}{v_1} \quad (\text{kJ/kg})$	$\frac{123}{0.05}=2460$	$\frac{169}{0.04}=4225$	$\frac{1117}{0.25}=4468$
3	制冷剂质量流量 $q_m=\frac{Q_0}{e_0} \quad (\text{kg/s})$	$\frac{40}{123}=0.325$	$\frac{40}{169}=0.237$	$\frac{40}{1117}=0.036$

续表

序号	计算公式	R12	R22	R717
		$h_1=357 \quad h_2=377$ $h_3=234 \quad v_1=0.05$	$h_1=412 \quad h_2=440$ $h_3=243 \quad v_1=0.04$	$h_1=1779 \quad h_2=1940$ $h_3=662 \quad v_1=0.25$
4	制冷剂体积流量 $q_v=q_m v_1 \text{ (m}^3/\text{s)}$	$0.325 \times 0.05 = 0.016$	$0.237 \times 0.04 = 0.009$	$0.036 \times 0.25 = 0.009$
5	冷凝器热负荷 $Q_k=q_m (h_2-h_3) \text{ (kW)}$	$0.325 (377-234)$ $=46.5$	$0.237 (440-243)$ $=46.7$	$0.036 (1940-662)$ $=46.1$
6	理论耗功率 $P=q_m (h_2-h_1) \text{ (kW)}$	$0.325 (377-357)$ $=6.5$	$0.237 (440-412)$ $=6.64$	$0.036 (1940-1779)$ $=5.8$
7	理论制冷系数 $\epsilon = \frac{Q_0}{P} = \frac{h_1-h_4}{h_2-h_1}$	$\frac{40}{6.5} = 6.15$	$\frac{40}{6.64} = 6.02$	$\frac{40}{5.8} = 6.90$
8	理想制冷系数 $\epsilon_c = \frac{T_0}{T_k - T_0}$	$\frac{273+5}{(273+40) - (273+5)}$ $=7.94$	7.94	7.94
9	热力完善度 $\eta = \frac{\epsilon}{\epsilon_c}$	$\frac{6.15}{7.94} = 0.77$	$\frac{6.02}{7.94} = 0.76$	$\frac{6.90}{7.94} = 0.87$

第四节 实际制冷循环

前面讨论的蒸汽压缩制冷理论循环忽略了以下三方面的影响：

- (1) 制冷剂在压缩机被压缩的过程中，气体与气缸壁之间的摩擦，气体内部的摩擦，气体与外部的热交换；
- (2) 制冷剂流经压缩机进气阀和排气阀的节流损失；
- (3) 制冷剂通过管道、冷凝器和蒸发器等设备时与壁面之间的摩擦以及与外部的热交换。

蒸汽压缩制冷的实际循环存在着上述三个方面的影响，故而比理想循环复杂得多，我们可以如图 1-13 所示具体分析理论循环和实际循环的差别。在图中 12341 所组成的是蒸

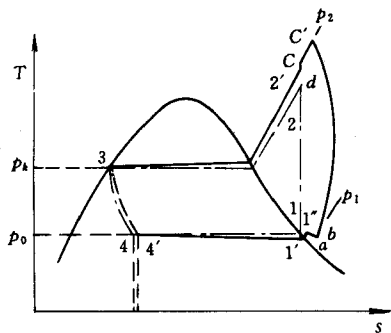


图 1-13 蒸汽压缩式制冷的实际循环

发压力为 p_0 、冷凝压力为 p_k 的蒸汽压缩制冷理论循环。1'1''abc'd2'34'1' 所组成的是蒸发器入口的制冷剂压力仍为 p_0 ，冷凝器出口制冷剂的状态仍为点 3 的实际循环。

1'—1''线 压缩机吸气管内的制冷剂由于沿途摩擦阻力、局部阻力以及吸收外界的热量，使压力有所降低，温度有所升高；

1''—a 线 制冷剂通过压缩机进气阀时被节流，压力降至 p_1 ；

a—b 线 制冷剂进入气缸后至被压缩前(即压

缩机的吸气过程), 由于气缸壁 (包括进气阀) 温度较高, 制冷剂吸收气缸壁的热量, 使温度有所上升, 而压力仍为 p_1 ;

b—c' 线 制冷剂在压缩机中的实际压缩过程线。开始被压缩时, 由于制冷剂内部和制冷剂与汽缸之间有摩擦, 而制冷剂的温度低于气缸壁的温度, 所以, 制冷剂处于吸热压缩过程, 熵有所增加。当制冷剂被压缩至高于气缸壁的温度时, 将向气缸壁散热, 变为放热压缩过程, 熵有所减小, 直到压力升至 p_2 ;

c'—c 线 对于氨压缩机, 由于气缸头部被冷却水冷却, 排气过程中高压气体被进一步冷却, 制冷剂的熵会减少得更多;

c—d 线 制冷剂从压缩机排气阀排出时被节流, 焓基本不变, 但压力有所降低;

d—2' 线 压缩机到冷凝器的排气管内的制冷剂由于沿途存在摩擦阻力和局部阻力, 以及对外散热, 使压力和温度均有所降低;

2'—3 线 制冷剂在冷凝器内冷凝流动过程中有摩擦和涡流等流动阻力, 所以冷凝过程并不是定压过程, 根据冷凝器型式不同, 其压力有不同程度的降低;

3—4' 线 液态制冷剂通过膨胀阀减压、降温, 由于减压后温度大幅度降低, 尽管该段管道有保温, 制冷剂还会从外部吸收一些热量, 所以, 制冷剂的焓稍有增加;

4'—1' 线 制冷剂经过蒸发器时吸热变成气态, 由于流动途中存在摩擦和涡流等流动阻力, 所以蒸发过程也不是定压过程, 随蒸发器型式不同, 压力有不同程度的降低。

综上所述, 由于存在摩擦、涡流等流动阻力, 以及与外界有热量交换, 蒸气压缩式制冷的实际循环与理论循环相比, 实际能够获得的制冷量稍有减少, 而实际所消耗的功率有所增加, 因此, 实际循环的制冷系数将小于理论循环的制冷系数。

由于蒸气压缩制冷的实际循环比较复杂, 难于细致计算, 所以在实际计算中, 一般均以理论循环作为计算基准, 然后再进行修正。比如在选择压缩机及其配用的电动机; 确定制冷剂管道直径; 计算蒸发器和冷凝器的传热面积以及进行机房设计时, 都应考虑这些因素, 以保证实际需要, 并尽量减少制冷量的损失和耗功率的增加, 提高系统的实际制冷系数。

第五节 双级和复叠式压缩制冷循环

单级压缩制冷循环采用环境条件下的空气或水冷凝制冷剂时, 能获得的最低蒸发温度约为 $-20 \sim -30^\circ\text{C}$, 当需要更低的温度时, 如图 1-14 所示, 单级压缩循环会出现以下现象:

(1) 节流损失和过热损失增大, 制冷系数下降。如图, 当蒸发温度由 t_0 降至 t'_0 , 制冷剂节流后的干度增大 ($x'_4 > x_4$), 吸气比体积增加 ($v'_1 > v_1$), 单位质量制冷剂的压缩功也增加, 这意味着制冷剂的单位制冷量下降, 因而降低了循环的制冷系数;

(2) 压缩机的排气温度上升 ($t'_2 > t_2$)。过高的排

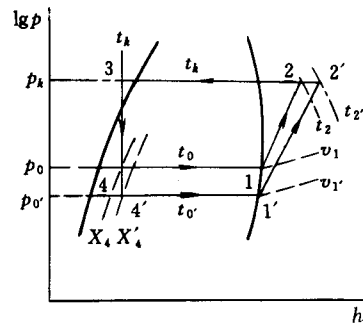


图 1-14 蒸发温度降低对单级制冷循环的影响

气温度不但影响润滑,而且会损坏机件。因此,压缩机的最高排气温度规定在 $130\sim 150^{\circ}\text{C}$ 以下。

(3) 压缩机运行时的压力比增大 ($\frac{p_k}{p_0} > \frac{p_k}{p_0}$), 容积效率下降。容积效率 η_0 是压缩机实际吸气量 V_R 和活塞排量 V_h 的比值 ($\eta_0 = \frac{V_R}{V_h}$), 它的大小反映了气缸容积的有效利用程度, 对于活塞式制冷压缩机, 当压力比接近 20 时, 容积效率将接近于零, 即压缩机吸不进蒸气。

为了解决获得低温制冷时出现的这些问题, 应采用双级或复叠式压缩制冷循环。

一、双级蒸气压缩制冷循环

双级蒸气压缩制冷循环有多种形式, 选用哪一种取决于制冷剂的性质、用冷温度以及压缩机的类型。如采用活塞式压缩机, 当压缩比大于 $8\sim 10$ 时, 一般采用双级压缩。当制冷剂为氨, 用冷温度低于 -25°C 时, 或制冷剂为氟利昂 12 和氟利昂 22, 用冷温度低于 -30°C 时将采用双级压缩制冷。

1. 一次节流、完全中间冷却的双级压缩制冷循环

图 1-15 为一次节流、完全中间冷却的双级压缩制冷循环。它的特点是, 采用盘管式中间冷却器, 使来自低压级压缩机的过热蒸气完全冷却至饱和状态, 故称为完全中间冷却。这个循环主要用于氨制冷系统。

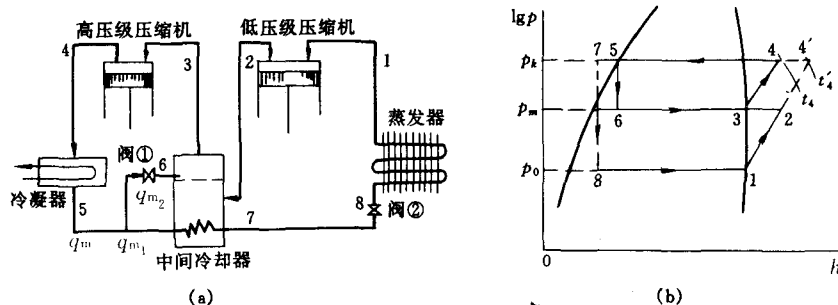


图 1-15 一次节流、完全中间冷却的双级压缩制冷循环

(1) 循环过程 质量流量为 q_{m1} 的制冷剂在蒸发压力为 p_0 的蒸发器中吸热, 制取冷量 Q_0 后以状态 1 被吸入低压级压缩机, 绝热压缩到中间压力为 p_m 的状态 2, 然后排入中间冷却器, 受到来自膨胀阀①节流后质量流量为 q_{m2} 状态 6 的低温湿蒸气的冷却, 直到饱和状态 3, 再被吸入高压级压缩机, 绝热压缩到冷凝压力 p_k 的状态 4, 排入冷凝器冷凝成状态 5 的饱和液体。状态 5 的高压饱和液体质量流量 q_m ($q_m = q_{m1} + q_{m2}$) 分为两路, 一路经膨胀阀①节流至状态 6 进入中间冷却器, 另一路通过中间冷却器内的盘管, 被再冷至状态 7, 然后经膨胀阀②节流至状态 8, 进入蒸发器冷却。

由图可知, 双级压缩制冷循环可以降低压缩机的排气温度; 降低压力比; 减少节流

损失和过热损失。

(2) 热力计算 在进行热力计算前, 应确定主要的工况参数, 然后根据经验公式和一定的计算程序确定其他参数, 再在 $\lg p-h$ 图上画出循环曲线, 确定状态点进行计算。已知需要的制冷量为 Q_0 , 冷凝温度为 t_k (冷凝压力 p_k), 蒸发温度为 t_0 (蒸发压力 p_0), 则该循环的热力计算如下 (各状态点参照图 1-15)。

①中间压力 p_m 在循环中可以看到, 低压级压缩机的排气压力等于高压级压缩机的吸气压力, 这个压力就是中间压力 p_m 。合理地选择中间压力, 能使高压级和低压级压缩机耗功量的总和最小, 双级压缩循环才具有较高的经济性。中间压力可按热力学中推导的高、低压比例中项确定。

$$\text{即 } p_m = \sqrt{p_k p_0} \quad (\text{MPa}) \quad (1-18)$$

②中间冷却器过冷后的液体温度 t_7

$$t_7 = t_6 + \Delta t \quad (^\circ\text{C}) \quad (1-19)$$

式中 Δt ——传热温差, 约为 5°C

③通过蒸发器 (或低压级压缩机) 的制冷剂质量流量 q_{m_1}

$$q_{m_1} = \frac{q_0}{h_1 - h_8} \quad (\text{kg/s}) \quad (1-20)$$

④通过膨胀阀①的制冷剂质量流量 q_{m_2} 、 q_{m_2} 可由中间冷却器的热平衡方程决定

$$q_{m_1}(h_2 - h_3) + q_{m_2}(h_5 - h_7) = q_{m_2}(h_3 - h_6)$$

$$\text{即 } q_{m_2} = q_{m_1} \frac{(h_2 - h_3) + (h_5 - h_7)}{h_3 - h_6} = q_0 \frac{(h_2 - h_3) + (h_5 - h_7)}{(h_1 - h_8)(h_3 - h_6)} \quad (\text{kg/s}) \quad (1-21)$$

⑤高压级压缩机吸入的制冷剂质量流量 q_m 由于 $h_5 = h_6$, $h_7 = h_8$, 故

$$\begin{aligned} q_m &= q_{m_1} + q_{m_2} = q_{m_1} + q_{m_1} \frac{(h_2 - h_3) + (h_5 - h_7)}{h_3 - h_6} \\ &= q_{m_1} \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} = q_0 \frac{h_2 - h_7}{(h_3 - h_6)(h_1 - h_7)} \quad (\text{kg/s}) \end{aligned} \quad (1-22)$$

⑥冷凝器的热负荷 q_k

$$q_k = q_m(h_4 - h_5) \quad (\text{kW}) \quad (1-23)$$

⑦低压级压缩机的理论耗功率 P_1

$$P_1 = q_{m_1} k_1 (h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad (1-24)$$

⑧高压级压缩机的理论耗功率 P_2

$$P_2 = q_m (h_4 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (1-25)$$

⑨双级循环压缩机的总耗功率 P

$$P = P_1 + P_2 \quad (\text{kW}) \quad (1-26)$$

⑩理论制冷系数 ϵ

$$\epsilon = \frac{q_0}{P_1 + P_2} = \frac{(h_3 - h_6)(h_1 - h_7)}{(h_3 - h_6)(h_2 - h_1) + (h_2 - h_7)(h_4 - h_3)} \quad (1-27)$$

2. 一次节流、不完全中间冷却的双级压缩制冷循环

图 1-16 为一次节流、不完全中间冷却的双级压缩制冷循环。它的特点是, 制冷剂主

流 q_{m1} 先经盘管式中间冷却器冷却，又在回热器再冷却；低压级压缩机的吸气有较大的过热度以及排气没有完全冷却到饱和状态。显然这个循环适用于氟利昂 12 和 22 等制冷系统，绝不能用于氨系统。

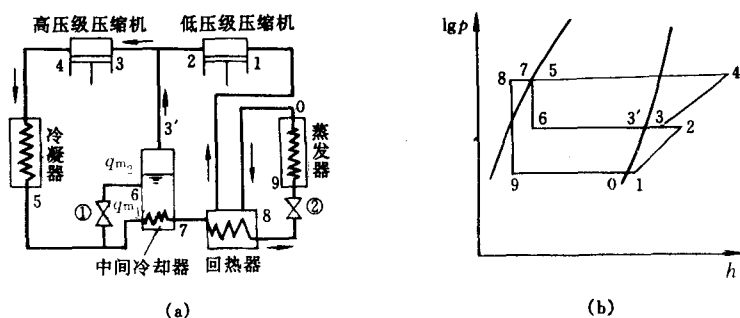


图 1-16 一次节流、不完全中间冷却的双级压缩制冷循环

(1) 循环过程 一次节流、不完全中间冷却的双级压缩制冷循环、与完全中间冷却的主要区别在于低压级压缩机排出的状态 2 过热蒸气直接与来自中间冷却器的状态 3' 饱和蒸气混合，再被吸入高压级压缩机压缩，同时，为了提高低压级压缩机的吸气过热度，增设了回热器，使流出蒸发器的低温蒸气由 t_0 升至 t_1 ，而流出中间冷却器的状态 7 过冷液体被进一步过冷至状态 8，进入蒸发器制冷。

(2) 热力计算 一次节流、不完全中间冷却的双级制冷循环的热力计算，与完全中间冷却的热力计算基本相同。

①中间压力 p_m

$$p_m = \sqrt{p_k p_0} \quad (\text{MPa})$$

②中间冷却器过冷后的液体温度 t_7

$$t_7 = t_6 + \Delta t \quad (^\circ\text{C})$$

③低压级压缩机吸入蒸气温度 t_1

$$t_1 = t_0 + \Delta t' \quad (^\circ\text{C}) \quad (1-28)$$

式中 $\Delta t'$ —— 低压级压缩机的吸气过热度，取 $20 \sim 50^\circ\text{C}$ 。

④进入蒸发器的制冷剂焓 h_8 由回热器的热平衡决定

$$h_1 - h_0 = h_7 - h_8$$

即

$$h_8 = h_0 + h_7 - h_1 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (1-29)$$

⑤通过蒸发器（或低压级压缩机）的制冷剂质量流量 q_{m1}

$$q_{m1} = \frac{q_0}{h_0 - h_8} = \frac{q_0}{h_0 - h_9} \quad (\text{kg/s})$$

⑥通过膨胀阀①的制冷剂质量流量 q_{m2} 由中间冷却器的热平衡决定

$$q_{m2}(h'_3 - h_6) = q_{m1}(h_5 - h_7)$$

即

$$q_{m2} = q_{m1} \frac{h_5 - h_7}{h_3 - h_6} = q_0 \frac{h_5 - h_7}{(h_0 - h_9)(h'_3 - h_6)} \quad (\text{kg/s})$$

⑦高压级压缩机吸气焓 h_3 由流出中间冷却器的饱和气体 $3'$ 和低压级压缩机排气 2 相混合的热平衡决定

$$q_{m_1}h_2 + q_{m_2}h'_3 = q_m h_3$$

即
$$h_3 = \frac{q_{m_1}h_2 + q_{m_2}h'_3}{q_m} \quad (\text{kJ/s}) \quad (1-30)$$

⑧冷凝器的热负荷 q_k

$$q_k = q_m(h_4 + h_5) \quad (\text{kW})$$

⑨压缩机的总耗功率 P

$$P = P_1 + P_2 = q_{m_1}(h_2 - h_1) + q_{m_2}(h_4 - h_3)$$

⑩理论制冷系数 ε

$$\varepsilon = \frac{q_0}{P_1 + P_2} = \frac{(h'_3 - h_6)(h_0 - h_9)}{(h_2 - h_1)(h'_3 - h_6) + (h_4 - h_3)(h'_3 - h_7)} \quad (1-31)$$

二、复叠式蒸气压缩制冷循环

采用单一制冷剂的蒸气压缩制冷循环,虽然可以用双级或多级压缩制取较低的温度,但是,由于受到制冷剂本身物理性质的限制,难以得到更低的温度。因为:

(1) 蒸发温度必须高于制冷剂的凝固点,否则无法进行制冷,如氨的凝固点为 -77.7°C ,不能制取更低的温度。

(2) 任何制冷剂当蒸发温度降低时,其蒸发压力也必然降低。实验证明,当蒸发压力低于 0.015MPa 时,制冷剂蒸气将无法克服压缩机吸气阀片的阻力而进入气缸。以 0.015MPa 作为极限,常用的中压制冷剂 R12 的最低蒸发温度约为 -67°C , R22 为 -75°C , R717 为 -65°C 。而且蒸发压力过低时,外界空气极易渗入系统,破坏制冷循环的正常进行。若使用高压制冷剂,虽然可以克服因压力过低造成的困难,但是高压制冷剂在冷凝器中用环境条件下的水或空气冷凝时,必然使制冷系统产生难以承受的冷凝压力,而且高压制冷剂的临界温度通常较低。例如: R13 的临界温度为 28.8°C ,显然,这样低的临界温度在夏季用水或空气都难以冷凝。

(3) 当蒸发温度很低时,气态制冷剂的比容很大,过大的比容必然增大了压缩机吸气体积量,使制冷压缩机的体积增加。

因此,为了降低冷凝压力,就必须附设人造冷源,使制冷剂冷凝。采用复叠式蒸气压缩制冷循环,既能满足在较低蒸发温度时有合适的蒸发压力,又能满足在环境温度下冷凝时有适中的冷凝压力。

复叠式蒸气压缩制冷循环是由两个(或两个以上)独立制冷循环组成,并且各自使用不同的制冷剂,如图 1-17 所示,左端为高温级制冷循环,制冷剂用 R22,右端为低温级制冷循环,制冷剂用 R13。蒸发冷凝器既是高温级的蒸发器,

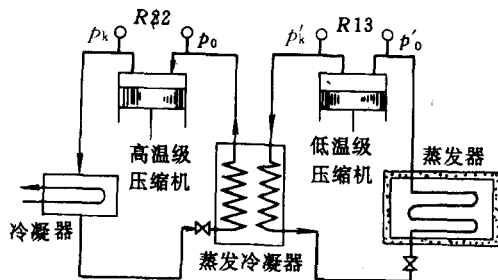


图 1-17 复叠式蒸气制冷循环

又是低温级的冷凝器，采用该复叠式制冷循环，可在低温级蒸发器获得 -80°C 左右的低温。

高温级采用 R22 制冷剂

冷凝温度 $t_k=35^{\circ}\text{C}$ 冷凝压力 $p_k=1.35\text{MPa}$

蒸发温度 $t_0=-30^{\circ}\text{C}$ 蒸发压力 $p_0=0.16\text{MPa}$

则高温级的压力比为：

$$\frac{p_k}{p_0} = \frac{1.35}{0.16} = 8.43$$

低温级采用 R13 制冷剂，考虑 R22 和 R13 两种制冷剂在蒸发冷凝器中的传热温差为 5°C ，则

冷凝温度 $t'_k=-25^{\circ}\text{C}$ 冷凝压力 $p'_k=0.99\text{MPa}$

蒸发温度 $t'_0=-80^{\circ}\text{C}$ 蒸发压力 $p'_0=0.11\text{MPa}$

则低温级的压力比为：

$$\frac{p'_k}{p'_0} = \frac{0.99}{0.11} = 9.0$$

上述参数表明，只要选用两种合适的制冷剂，由两个独立循环组成复叠式制冷循环，就能在合适的冷凝温度、蒸发温度和压力比条件下正常运行。显然，在复叠式制冷循环中，高温级也可以采用两级循环，为低温级提供更低的冷凝温度，这样就能使蒸发温度进一步降低，获得更低的制冷温度。常用的制冷剂组合见下表。

复叠式蒸发气压缩制冷常用制冷剂组合形式

温度范围/ $^{\circ}\text{C}$	制冷剂组合
$-60 \sim -80$	R22 与 R13 复叠
$-80 \sim -100$	R22 双级与 R13 复叠
$-100 \sim -130$	R22 单级与双级 R13 或 R14 复叠

复叠式制冷循环中间温度的确定原则：使系统的制冷系数最大；各级压缩机的压缩比大致相等。由于中间温度在一定范围内变化，制冷系数改变不显著，所以按照各级压缩机压缩比大致相等的原则确定中间温度比较合理。

蒸发冷凝器的传热温差的大小，不仅影响到传热面积和装置容量，而且影响到整个系统的经济性，一般取 $5 \sim 10^{\circ}\text{C}$ 。

由于低温级制冷剂在常温下压力很高，为了保证复叠式制冷装置的安全可靠，应在低温级附设膨胀容器，以便在停机时使低温级系统中充灌的液态制冷剂不但全部蒸发为气态，而且使系统的压力有可能低于相应环境温度下的饱和压力，以保证系统的安全。

由于低温级蒸发温度较低，对于润滑油的分离和回油应特别注意。可在低温级装设油分离器，尽量减少进入蒸发器中的油量，以免在节流机构或蒸发器中凝固，影响制冷剂的流动。另外，进入蒸发器中的少量润滑油，也应保证能返回压缩机，为此，必须提

高压压缩机的吸气过热度，不使润滑油温度过低而影响它的流动性。

第六节 热 泵 循 环

热泵循环和制冷循环的热力学原理是相同的，只是工作目的不同，工作温度范围不同而已。如图 1-2 所示，制冷循环以自然环境作为高温热源，从用冷物体或空间吸取热量传给自然环境，使用冷物体或空间温度低于自然环境温度；热泵循环则以自然环境作为低温热源，从自然环境吸取热量传给用热物体或空间，使用热物体或空间温度高于自然环境温度。制冷循环以制冷系数 ϵ 为经济性指标，热泵循环则以制热系数 ϵ' 作为经济性指标，则

$$\epsilon' = \frac{q_1}{w} = \frac{w + e_2}{w} = 1 + \epsilon \quad (1-32)$$

制热系数 ϵ' 恒大于 1，说明热泵向用热物体或空间的放热量始终大于耗功量。也就是说，热泵供热比直接用电能供热要经济得多，是一种省能的供热方法。但与直接使燃料燃烧、蒸汽供热等方式比较，则应考虑生产、输配电能的效率等条件进行分析。

按照循环特点的不同，热泵可分为蒸气压缩热泵、吸收式热泵和热电式热泵等形式。常见的蒸气压缩式热泵是利用制冷液体，在蒸发器内温度较低的物体吸热汽化，然后经压缩机提高压力进入冷凝器，向温度较高物体放热而冷凝，冷凝液经节流阀节流降压又进入蒸发器，如此不断循环，使热量从低温物体不断传给高温物体。如在这种热泵上增设转换装置，既可用于供热又可用于制冷。

在我国，热泵已在空气调节、采暖和工业加热与干燥等方面获得实际应用。

思 考 题

1. 为什么说逆卡诺循环是理想制冷循环？既然难以实现又为什么要进行分析？
2. 在分析具有传热温差的逆卡诺循环中得出了什么重要结论？
3. 制冷循环的制冷系数和热力完善度有什么区别？
4. 理论制冷循环与逆卡诺循环有哪些区别？
5. 什么是节流损失？什么是过热损失？与哪些因素有关？
6. 试述液体的过冷温度、过冷度，吸气过热温度、过热度。
7. 增加吸气过热度对哪些制冷剂有利，对哪些制冷剂不利？有害过热为什么肯定使制冷系数降低？
8. 改善蒸气压缩式制冷循环有哪些措施？
9. 为什么回热制冷循环仅适用于某些制冷剂？
10. 试比较理论制冷循环在 $T-S$ 图和 $\lg p-h$ 图上的区别。
11. 在进行制冷循环热力计算时，首先应确定哪些工况参数？计算通常包括哪些内容？
12. 双级蒸气压缩式制冷循环与单级有何区别？有何优点？

13. 为什么一次节流、完全中间冷却通常用于氨制冷剂,而不完全中间冷却常用于氟利昂制冷剂?

14. 在复叠式蒸气压缩制冷循环中,为什么一定要采用两种制冷剂,高温级和低温级对制冷剂有何要求?

习 题

1. 在逆卡诺循环中,被冷却介质的温度恒定为 5°C ,冷却介质的温度恒定为 35°C ,求该循环的制冷系数。若冷凝器和蒸发器的传热温差均为 3°C 和 5°C 时,试求这两种情况下具有传热温差的逆卡诺循环制冷系数和热力完善度,并进行比较。

2. 氟利昂 22 (R22) 制冷循环,其冷凝温度 $t_k=40^{\circ}\text{C}$,蒸发温度 $t_0=-3^{\circ}\text{C}$,膨胀阀前的制冷剂为饱和液体,压缩机吸入饱和蒸气,试求该理论制冷循环的制冷系数。若膨胀阀前的液体制冷剂为过冷液体,其过冷温度为 35°C ,其他条件不变,试求该循环的制冷系数,并比较液体过冷后制冷系数提高了多少。

3. 氟利昂 12 (R12) 回热制冷循环,当制冷量为 10kW ,冷凝温度为 36°C ,蒸发温度为 -20°C ,吸气过热度为 25°C ,试求该循环的液体过冷温度,并将循环过程画在 $\lg p-H$ 图上,表明冷凝压力 p_k 、蒸发压力 p_0 和各状态点的焓值及温度,然后进行热力计算。

4. 氨 (R717) 制冷循环的工况参数为冷凝压力 $p_k=1.55\text{MPa}$,蒸发压力 $p_0=0.35\text{MPa}$,液体过冷温度为 36°C ,压缩机吸气温度为 0°C ,制冷量 $q_0=100\text{kW}$,试求该循环中制冷剂的 t_k 和 t_0 ,并进行热力计算。

第二章 制冷剂 and 载冷剂

制冷剂又称为制冷工质，是在制冷系统中完成制冷循环的工作介质。制冷剂在蒸发器内吸取被冷却物体或空间的热量而蒸发，在冷凝器内将热量传递给周围介质而冷凝成液体，制冷系统借助制冷剂状态的变化来达到制冷的目的。

载冷剂又称为冷媒，是在间接供冷系统中用以传递冷量的中间介质。载冷剂在蒸发器中被制冷剂冷却后，再去冷却被冷却物体或空间，以达到制冷的目的。

第一节 制冷剂的种类

常用的制冷剂种类可以根据其化学组成成分和使用温度范围来划分。国际上统一规定用字母“R”和它后面的一组数字作为制冷剂的代号，“R”表示制冷剂，“R”后的数字是根据制冷剂的分子组成按一定的规则编写的。

一、根据制冷剂的化学成分分类

制冷剂按化学成分可分为无机化合物、氟利昂、共沸混合物和碳氢化合物等四大类。

1. 无机化合物

无机化合物制冷剂在 1870 年开始使用，主要有氨、水、二氧化碳等。氨和水仍是当前常用的制冷剂，二氧化碳是制造干冰的原料。其代号“R”后的第一位数字是 7，后面的数字是该物质相对分子质量的整数。如氨(NH₃)，相对分子质量整数 17，代号为 R717。无机化合物制冷剂热力性质见表 2-1。

表 2-1 无机化合物制冷剂热力性质

制冷剂 代 号	制冷剂	化 学 分子式	相 对 分子质量	标准大气压 下沸点/℃	临界温度 /℃	临界压力 $p/10^{-5}\text{Pa}$	临界比体积 $v/(m^3/kg)$	凝固温度 /℃	绝热指数
R717	氨	NH ₃	17.032	-33.35	132.4	115.2	4.13	-77.7	1.30
R718	水	H ₂ O	18.016	100.0	374.12	221.2	3.0	0.0	1.33
R744	二氧化碳	CO ₂	44.011	-78.52	31.0	73.8	2.456	-56.6	1.30
R764	二氧化硫	SO ₂	64.066	-10.01	157.5	78.8	1.92	-75.2	1.26

2. 氟利昂

氟利昂制冷剂是 1930 年开始使用，种类很多，热力性质差别较大，可用于不同要求的制冷系统。氟利昂是饱和碳氢化合物的卤族衍生物的总称。目前用作制冷剂的主要是甲烷和乙烷的衍生物，这些衍生物是用氟、氯和溴的原子代替原来化合物中的一部分或全部氢原子。性质随所含氟、氯、溴的原子数而变化。

饱和碳氢化合物的化学分子式为 C_mH_{2m+2} 。氟利昂的化学分子式为 $C_mH_nF_xCl_yBr_z$ ，其原子数 m 、 n 、 x 、 y 、 z 之间应符合下列关系

$$2m + 2 = n + x + y + z$$

氟利昂的代号“R”后的数字依次为 $\boxed{m-1}\boxed{n+1}\boxed{x}$ ，若化合物中含有溴原子，则再在后面加上“B”和溴原子数，例如下表：

化合物名称	分子式	代 号
二氟二氯甲烷	CF_2Cl_2	R12 [$m-1=0, n+1=1, x=2$]
二氟一氯甲烷	$C_2H_3F_2Cl$	R142 [$m-1=1, n+1=4, x=2$]
三氟一溴甲烷	CF_3Br	R13B1 [$m-1=0, n+1=1, x=3, z=1$]

氟利昂的优点是：无毒，不燃烧，对金属不腐蚀；绝热指数小，因而排气温度低，具有较大的相对分子质量，适用于离心式制冷压缩机。其缺点是：部分制冷剂（如 R12）的单位体积制冷量较小，因而制冷剂的循环量大；密度大，流动阻力较大；吸水性能差，所以系统必须保持干燥；价格较贵，极易渗漏又不易被发现。

最常用的氟利昂制冷剂有 R12，R22，R11 和 R13 等。其热力性质见表 2-2。

表 2-2

氟利昂制冷剂

制冷剂 代 号	制冷剂	化 学 分子式	相 对 分子质量	标准大气压 下沸点/℃	临界温度 /℃	临界压力 $p/10^{-5}Pa$	临界比体积 / (m^3/kg)	凝固温度 /℃	绝热 指数
R10	四氯化碳	CCl_4	153.8	76.7	283.14	45.6	1.792	-22.9	1.18
R11	一氟三氯甲烷	$CFCl_3$	137.39	23.7	198.0	43.7	1.805	-111.0	1.13
R12	二氟二氯甲烷	CF_2Cl_2	120.92	-29.8	112.04	41.2	1.793	-155.0	1.14
R13	三氟一氯甲烷	CF_3Cl	104.47	-81.5	28.78	38.6	1.721	-180.0	—
R13B1	三氟一溴甲烷	CF_3Br	148.9	-58.7	67.5	40.5	1.343	-143.2	1.116
R14	四氟甲烷	CF_4	88.01	-128.0	-45.5	37.5	1.580	-184.0	1.22
R21	一氟二氯甲烷	$CHFCl_2$	102.92	8.90	178.5	51.66	1.915	-135.0	1.16
R22	二氟一氯甲烷	CHF_2Cl	86.48	-40.8	96.0	49.86	1.905	-160.0	1.16
R23	三氟甲烷	CHF_3	70.01	-82.2	25.9	47.7	1.905	-160.6	1.19
R30	二氯甲烷	CH_2Cl_2	84.94	40.7	245	60.7	2.12	-96.7	1.18
R40	氯甲烷	CH_3Cl	50.49	-23.74	143.1	66.8	2.70	-97.6	1.20
R113	三氟三氯乙烷	CF_3-CCl_3	187.39	47.68	214.1	34.15	1.735	-36.6	1.09
R114	四氟二氯乙烷	CF_2Cl-CF_2Cl	170.91	3.5	145.8	32.75	1.715	-94.0	1.107
R115	五氟一氯乙烷	CF_2Cl-CF_3	154.48	-38.0	80	32.4	1.680	-106.0	1.09
R142	二氟一氯乙烷	CH_3-CF_2Cl	100.48	-9.25	136.45	41.5	2.349	-130.8	1.135
R143	三氟乙烷	CH_3-CF_3	84.04	-47.6	73.1	37.76	2.305	-111.3	—
R152	二氟乙烷	CH_3-CHF_2	66.05	-25.0	113.5	44.9	2.740	—	—
R160	氯乙烷	CH_3-CH_2Cl	64.52	12.2	187.2	52.46	3.030	-138.7	1.16
R218	八氟丙烷	C_3F_8	188.03	-36.7	71.9	26.79	1.59	—	—

3. 共沸混合物

共沸混合物制冷剂是将两种以上的不同制冷剂按一定比例混合而成。混合物的性质近似于另一种物质，其沸点相同，气、液两相的组成比例不变。

应用共沸混合物是制冷剂发展的方向之一。它具有一些明显的优点：在标准大气压下的蒸发温度比组成其组分的蒸发温度低；在同一蒸发温度下，它的蒸发压力比组成其组分的蒸发压力高，如使用同一制冷压缩机，可提高制冷量；可降低压缩机排气温度，改善工作条件，但价格较贵，仅在 $-40\sim-45^{\circ}\text{C}$ 的封闭式制冷机组中使用。

共沸混合物代号 R 后的第一个数字是 5。目前常用的有 R500、R502 等。其热力性质见表 2-3。

表 2-3 共沸溶液制冷剂

制冷剂代号	相对分子质量	标准大气压下沸点/ $^{\circ}\text{C}$	组 分	组分的质量分数
R500	99.3	-33.3	R12/R152	73.8%/26.2%
R502	111.6	-45.6	R22/R115	48.8%/51.2%
R503	87.5	-88.7	R23/R13	59.9%/40.1%
R504	79.2	-57.2	R32/R115	48.2%/51.8%

4. 碳氢化合物

碳氢化合物制冷剂有甲烷、乙烷、丙烷、正丁烷、乙烯和丙烯等，主要用于石油化工工业。其优点是易获得、价格低、凝固温度低等，但安全性差，易燃易爆。它的热力性质可见表 2-4。

表 2-4 碳氢化合物制冷剂

制冷剂代号	制冷剂	化学分子式	相对分子质量	标准大气压下沸点/ $^{\circ}\text{C}$	临界温度/ $^{\circ}\text{C}$	临界压力/ $p/10^{-5}\text{Pa}$	临界比体积/ (m^3/kg)	凝固温度/ $^{\circ}\text{C}$	绝热指数
R50	甲烷	CH_4	16.04	-161.5	-82.5	46.2	—	-182.8	—
R170	乙烷	C_2H_6	30.06	-88.6	32.1	49.33	4.7	-183.2	1.25
R290	丙烷	C_3H_8	44.1	-42.17	96.8	42.56	4.46	-187.1	1.13
R1150	乙烯	C_2H_4	28.05	-103.7	9.5	50.6	4.62	-169.5	—
R1270	丙烯	C_3H_6	42.08	-47.7	91.4	46.0	4.28	-185.0	—

二、根据制冷剂的使用温度范围分类

制冷剂按使用温度范围可分为高温、中温和低温等三大类。见表 2-5。

表 2-5 制冷剂的分类

类 别	制 冷 剂	标准大气压力下沸点/ $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$ 时的 冷凝压力/MPa
高温制冷剂（低压制冷剂）	R11, R21, R113, R114 等	>0	≤ 0.3
中温制冷剂（中压制冷剂）	R717, R12, R22, R502 等	$-60\sim 0$	0.3~2
低温制冷剂（高压制冷剂）	R13, R14, R23, R503 等	≤ -60	2~7

高温制冷剂主要用于空调和热泵；中温制冷剂广泛应用于冷藏、空调，一般的单级和双级压缩机，以及复叠式压缩的高温级；低温制冷剂只能用于复叠式压缩机的低温级。

第二节 对制冷剂的要求

制冷剂对制冷系统的组成及运行的经济性具有很大的影响，我们可以从热力学、物理化学、安全性等方面认识制冷剂应具备的条件。

一、热力学性质

1. 适中的制冷剂蒸发压力 p_0 和冷凝压力 p_k

制冷剂在一定的蒸发温度下，蒸发压力最好稍高于大气压力。如果蒸发压力低于大气压力，空气就容易渗入制冷系统中。制冷系统渗入空气后，将会引起：

- (1) 空气本身热阻较大，将影响蒸发器和冷凝器的传热效果；
- (2) 对于氟利昂制冷系统，由于空气中含有水分，有可能造成制冷系统的“冰塞”（冰塞即是在膨胀阀或毛细管中因温度下降而结冰的现象），同时，水和空气会对金属发生腐蚀，缩短设备使用寿命；

(3) 空气是不凝结气体，进入系统会造成压缩机排气压力升高，压缩机的耗功量增加。

另外，蒸发压力高于大气压力，一旦系统发生制冷剂泄漏，则容易检查和堵漏。

制冷剂在常温下的冷凝压力不要过高，一般不要超过 1.2~1.5MPa。如冷凝压力太高，将会引起：

- (1) 处于高压下工作的压缩机，冷凝器等设备强度要求高，导致壁厚增加，投资增大；
- (2) 制冷剂容易泄漏；
- (3) 增大压缩机的耗功量。

表 2-6 列举了常用制冷剂在冷凝温度/蒸发温度分别为 45℃/5℃、30℃/−15℃、10℃/−40℃、−50℃/−100℃时相应的蒸发压力与冷凝压力。从表 2-5 和表 2-6 可以反映出常用制冷剂的各种使用范围的差别。

表 2-6 常用制冷剂的蒸发压力与冷凝压力

制冷剂	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	蒸发压力/10 ⁵ Pa	冷凝压力/10 ⁵ Pa
R113	−15	30	0.0713	0.5603
	5	45	0.1965	0.9576
R11	−15	30	0.2077	1.3020
	5	45	0.5127	2.1116
R114	−15	30	0.4813	2.6324
	5	45	1.1044	4.1199
R12	−40	10	0.6638	4.3701
	−15	30	1.8917	7.6814
	5	45	3.7450	11.1691

续表

制冷剂	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	蒸发压力/10 ⁵ Pa	冷凝压力/10 ⁵ Pa
R717	-15	30	2.4419	12.0526
	5	45	5.3287	18.4057
R22	-40	10	1.0903	7.0836
	-15	30	3.0803	2.2909
	5	45	6.0795	7.8121
R502	-40	10	1.3517	7.9510
	-15	30	3.6102	13.5167
	5	45	6.8739	19.2720
R13	-100	-50	0.3435	4.3438

2. 适当的制冷剂单位体积制冷量 e_v

制冷剂的单位体积制冷量 e_v 越大,当要求产生的制冷量 Q_0 一定时,制冷剂的体积循环量越小,可以减小压缩机的尺寸。一般来说,对于大中型压缩机希望缩小尺寸,宜选用单位体积制冷量 e_v 大的制冷剂;但对于小型活塞式压缩机或离心式压缩机,则要求选用单位体积制冷量 e_v 较小的制冷剂,以免引起压缩机尺寸过小,带来制造上的困难。

表 2-7 是常用制冷剂在 t_0 为 -15°C , t_k 为 30°C ,节流阀前过冷度为 5°C 时的单位体积制冷量。从表中可以看到各种制冷剂的 e_v 具有较大的差别。

表 2-7 常用制冷剂单位体积制冷量 e_v

制 冷 剂	R717	R11	R12	R22	R502
单位体积制冷量/kJ/m ³	2214.9	210.6	1331.5	2160.5	2243.5
比率(以氨为1)	1.0	0.095	0.60	0.98	1.01

3. 较高的制冷剂临界温度

制冷剂的临界温度高,便于用一般冷却水或空气进行冷凝。此外,可使制冷循环的工作区远离临界点,制冷循环越接近逆卡诺循环,节流损失越小,制冷系数越高。

4. 较低的制冷剂凝固温度

凝固温度较低的制冷剂,可以得到较低的蒸发温度。

5. 较小的制冷剂绝热指数

制冷压缩机从蒸发器吸入低压气态制冷剂,并把它压缩到足以在常温下冷凝的压力。由于压缩过程进行的时间非常短,可以认为是绝热压缩,压缩功变为热,传给气体,使气体温度升高。压缩终了温度 T_2 为

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2-1)$$

式中 $k = \frac{c_p}{c_v}$ 称绝热指数, k 值是一个重要常数。

表 2-8

常用制冷剂的绝热指数、压缩比和排气温度

制冷剂	R717	R12	R22	R502
压缩比	6.13	4.92	4.88	4.5
绝热指数	1.31	1.136	1.184	1.132
排气温度/℃	110	40	60	36

注：蒸发温度为 -20°C ，冷凝温度为 30°C 。

由此可见，压缩终了温度 T_2 、压缩比 p_2/p_1 和绝热指数 k 值有关。绝热指数越小，或压缩比越小，压缩机排气温度越低；反之，排气温度越高。排气温度太高，则使压缩机的容积效率降低，并且容易引起制冷剂及润滑油的分解，分解的制冷剂同润滑油起作用，除了生成酸及水外，还使润滑油中的碳游离，在机件上生成积炭。因此排气温度一般要控制在 150°C 以下。表 2-8 列出了常用制冷剂的绝热指数、在相同温度条件下的压缩比和排气温度。从表中可以看出，氨压缩机绝热压缩时排气温度比氟利昂压缩机要高得多。这样，对于氨压缩机，应在气缸顶部设水套，以防气缸过热。

二、物理化学性质

1. 制冷剂与润滑油的溶解性

制冷剂在润滑油中的可溶性是一个重要的特性。根据制冷剂与润滑油的互溶性程度，可以把制冷剂分为三类：

(1) 难溶解或微溶解润滑油的制冷剂 这类制冷剂几乎不溶解于润滑油，它们与润滑油混合时，有明显分层现象，油比较容易从制冷剂中分离出来，属于这类制冷剂的有 R717、R13、R115 等。

(2) 无限溶解润滑油的制冷剂 这类制冷剂与油溶解成均匀的溶液，无分层现象。属于这类制冷剂的有 R11、R12、R113 等。

(3) 有限溶解润滑油的制冷剂 这类制冷剂在高温时与油无限溶解，而在低温时，制冷剂与油的溶解分为两层——贫油层和富油层。属于这类制冷剂的有 R22、R114、R502 等。

有限溶解与无限溶解可以互相转化，这与溶液温度、润滑油种类有关，图 2-1 表示了三种氟利昂制冷剂与润滑油的临界溶解温度曲线。在曲线以上，制冷剂可以无限溶解润滑油，曲线下面所包括的区域为有限溶解层，即出现制冷剂与润滑油溶液分贫油层和富油层现象。例如，图中 A 点含油浓度为 20%，润滑油完全溶解在三种制冷剂中；含油浓度不变，但温度下降至图中 B 点，对 R114 和 R12 来说，仍处于无限溶解状态，而 R22 则处于有限溶解状态，制冷剂与润滑油溶液分两层——贫油层（状态 B'）和富油层（状态 B''）；温度下降到 C 点，R12 也转变为有限溶解。由于 R12 在 -40°C 条件下，仍呈无限溶解状态，因此，在单级制冷系统中，认为 R12 与润滑油是无限溶解的。图 2-2 为 R22 与不同种类润滑油的临界溶解温度曲线，从图中可看出，R22 易溶于环烃族润滑油中，其临界温度低于石蜡族润滑油。另外，无限溶解润滑油的制冷剂在饱和状态下，溶液的浓

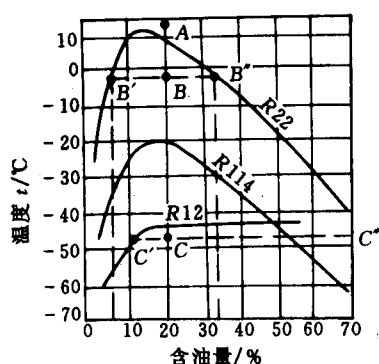


图 2-1 三种氟利昂溶油的临界溶解温度曲线

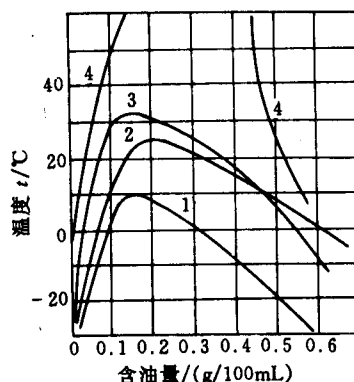


图 2-2 R22 溶油的临界溶解温度曲线
1、2—环烷基润滑油 3—环烃-石蜡润滑油
4—石蜡族润滑油

度与压力-温度有关。图 2-3 是 R12 和润滑油饱和溶液的压力-浓度图。从图中可以看出，在相同压力下，R12 含有润滑油时，蒸发温度将有所提高。

溶解润滑油的制冷剂，在换热器表面上不会形成油膜，避免了油膜对传热的不利影响；润滑油溶解在制冷剂中，可随制冷剂一道渗透到压缩机各个部件，形成良好的润滑条件；溶解使润滑油的凝固点降低，有利于低温制冷系统。但是，溶解使油变稀，粘度降低，导致润滑表面油膜太薄或形不成油膜，而影响润滑作用，因此，应选用粘度较高的润滑油。

当制冷剂中含有较多润滑油时，会引起蒸发温度升高造成制冷量减少，制冷量减少的另一个原因是由于气态制冷剂和油滴一起从蒸发器进入压缩机，遇到热的气缸后，溶于油中的制冷剂从油中蒸发出来，因此，这部分制冷剂不但没有产生有效的制冷量，还将引起压缩机有效进气量减少。为了减少这部分损失，可以采用回热式循环，使蒸发器出来的气态制冷剂和油的混合物先进入回热器，被来自冷凝器的液态制冷剂加热，使油中溶解的液态制冷剂气化，同时使高压液态制冷剂再冷，减少节流损失。这也是 R12 制冷装置采用回热式循环的原因之一。此外，溶解润滑油的制冷剂沸腾时泡沫多，使蒸发器的液面不稳定。

2. 制冷剂与水的溶解性

制冷剂的溶于水也是值得注意的一个特点。

氨吸水性很强，能以任意比例与水互相溶解组成氨水溶液，即使在低温下，水也不会从氨中析出而冻结，即不会出现所谓“冰塞”现象。但是氨液中有水后，使系统制冷能力下降，一般要求液氨中含水量不得超过 0.12%。

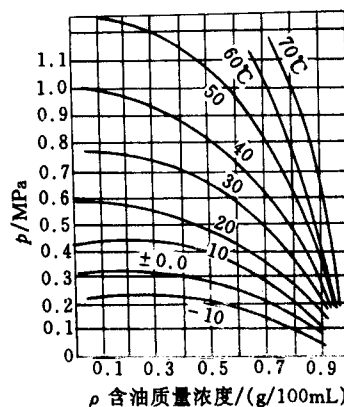


图 2-3 R12 润滑油饱和溶液的压力-浓度图

氟利昂溶水性很差,经实验得知,水在 R11 中的溶解度,0℃时为 0.0026% (质量分数) 30℃为 0.012%;而水在 R22 中的溶解度,0℃时为 0.06%,30℃为 0.15%。因此,氟利昂系统容易发生“冰塞”现象。为了避免发生“冰塞”现象,氟利昂制冷系统中应装有干燥器。

3. 较高的制冷剂导热系数

制冷剂导热系数高,可以提高热交换设备的传热系数,减少传热面积。

4. 较小的制冷剂密度和粘度

制冷剂的密度和粘度小,可以减小在管道中的流动阻力,缩小管道直径,降低压缩机的耗功率。

5. 制冷剂对材料的腐蚀性

纯氨对钢铁几乎无腐蚀,对铝、铜或铜合金有轻微的腐蚀作用。但如果氨中含有水时,则对铜及铜合金(磷青铜除外)有强烈的腐蚀作用。

纯氟利昂几乎对所有金属(镁和含镁 2%以上的铝合金除外)无腐蚀作用,但氟利昂中含有水分时,同水缓慢地反应,发生水解作用,生成酸,这种酸与油起反应,使油质劣化,生成沉淀物,同时发生对金属材料的腐蚀现象和“镀铜”现象。所谓“镀铜”现象,是指在氟利昂制冷系统中,制冷剂不解产生的酸,腐蚀铜和铜合金,然后生成物沉积在部件上,形成一层铜膜,这种“镀铜”现象随着水分含量的增加和温度的升高而加剧。“镀铜”会破坏轴封处的密封,影响气缸与活塞的间隙,对压缩机产生不利的影响。氟利昂很容易溶解天然橡胶和树脂;对高分子化合物,虽不溶解,但能使它们变软、膨胀和起泡。因此氟利昂设备中的密封材料和电器绝缘材料,不能使用天然橡胶、树脂化合物,而要用耐氟利昂的材料,如氯丁乙烯、氯丁橡胶、尼龙或耐氟塑料。

6. 制冷剂在高温下应不分解

三、安 全 性

制冷剂的安全性极其重要,包括对人体的毒性和刺激性、燃烧性和爆炸性等。

1. 毒性

制冷剂的毒性等级见表 2-9。毒性等级是美国保险商试验后制订的,分六级,从一级至六级,毒性递增。由表可见,氨的毒性很大,氟利昂毒性极小,故不必担心引起中毒和麻醉。氟利昂中氯的数量多毒性稍强,而氟的数量越多,毒性越小。然而,当空气中氟利昂气体的浓度增大时,有可能出现因缺氧而引起窒息的危险。

制冷剂在使用时,除了毒性外,还要考虑刺激性。氨在 53 μ L/L 时,已可嗅到臭味,在 700 μ L/L 时会使人受到刺激。氟利昂类制冷剂在体积比达 20%时,还几乎嗅不到臭味。

2. 燃烧性和爆炸性

常用氟利昂制冷剂无燃烧爆炸危险。而氨在空气中的体积分数在 15.5%~27%范围(爆炸极限)内时,遇明火会发生爆炸。在爆炸极限范围以外时,遇明火不发生爆炸,但是上限以上的混合气体中,遇火源可以燃烧,在燃烧过程中又可能突然发生爆炸,这是因为在燃烧时,氨气的含量又达到爆炸极限。氨与空气的混合物爆炸时达到的最高压力达 0.0442MPa,持续时间 0.175s。

表 2-9

制冷剂的毒性等级

毒性等级	制冷剂气体或蒸气的 体积分数/%	停留时间 /min	危害程度	制冷剂举例
1	0.5~1	5	死亡或重伤	SO ₂
2	0.5~1	30	死亡或重伤	NH ₃
3	2~2.5	60	死亡或重伤	R20
4	2~2.5	120	死亡或重伤	R40、R21、R113
5	20	120	有一定危害	CO ₂ 、R11、R22、R502、R290、丁烷
6	20	120	不产生危害	R12、R13、R114、R13B1、R503

另外, 制冷剂还应具有良好的电气性能, 不仅要有良好的电绝缘性, 而且当电流通过时不应改变制冷剂的特性。再之, 制冷剂应价廉易得, 目前国内氟利昂较贵, 氨比较便宜。

总而言之, 要选择十全十美的制冷剂是不可能的。实际选用时应根据用途和工作条件, 首先保证主要要求, 不足之处采用其他措施进行改善。

第三节 常用制冷剂及其性质

一、常用制冷剂

常用制冷剂的使用范围可见表 2-10。一般来说, 氨主要用于冷藏制冷和制冰; 氟利昂类制冷剂主要用于空调和家用制冷; 水供溴化锂吸收式制冷机用。

表 2-10

常用制冷剂的使用范围

制冷剂	适 用 范 围		
	温度/℃	制冷压缩机型式	特 点 和 用 途
R717	10~-60	活塞式、回转式、离心式	压力适中, 用于制冰、冷藏、化学工业及其他工业, 由于有毒, 人多的地方最好不用
R11	10~-5	离心式	沸点较高 (23.7℃), 无毒、不燃烧, 用于大型空调及其他工业
R12	10~-60	活塞式、回转式、离心式	压力适中, 压缩终温低, 化学性能稳定, 无毒, 用于冷藏、空调、化学工业及其他工业, 从家用电冰箱到大型离心式制冷机都适用
R13	-60~-100	活塞式、离心式	沸点低, 临界温度低, 低温下蒸气比容小, 无毒、不燃烧, 用于低温化学工业和低温研究, 适用于复叠式制冷装置的低温部分
R14	-60~-120	活塞式	
R21	10~-20	活塞式、离心式、回转式	即使在 70℃, 冷凝压力也不高。用于空调、化学工业、小型制冷机, 特别适用于高温车间, 起重机控制室的风冷式降温设备
R22	0~-80	活塞式、离心式、回转式	压力和制冷能力与 R717 的相当, 制冷能力和排气温度均比 R12 高, 广泛用于冷藏、空调、化学工业及其他工业

续表

制冷剂	适 用 范 围		
	温度/℃	制冷压缩机型式	特 点 和 用 途
R113	10~0	离心式	相对分子质量大, 运输和储存方便(可装在铁桶中)。主要用于小型空调离心式制冷机中
R114	10~-20	离心式、回转式、活塞式	沸点为 3.6℃, 比 R21 低, 介于 R12 和 R11 之间, 主要用于小型制冷装置。当用作高温车间或起重机控制室的风冷式降温设备时, 其电气性能比 R21 优越
R500	10~-60	活塞式、离心式	它是氟利昂的共沸混合物, 无毒、不燃烧, 制冷能力比 R12 高。用于空调、冷藏
R502	10~-80	活塞式、离心式	它是氟利昂的共沸混合物, 热力学物性比 R12 好, 压力和制冷能力与 R22 差不多, 电气性能和 R12 一样优良, 排气温度比 R22 低, 无毒、不燃烧, 是一种良好的制冷剂, 特别适用于封闭式制冷装置
R50	-60 以下	活塞式、离心式	可燃烧, 有爆炸危险, 用于低温化学和低温研究, 作为复叠式制冷装置低温部分的制冷剂
R170			
R290	-40~-60	活塞式、离心式	可燃烧, 有爆炸危险, 用于低温化学和低温研究

1. R717

早在 1870 年, 氨就应用于制冷, 现在依然是我国广泛应用的中温制冷剂之一。使用氨的蒸发温度范围是 $-70\sim 5^{\circ}\text{C}$, 冷凝压力一般控制在不超过 1.5MPa。

氨制冷剂的优点: 标准沸点为 -33.4°C , 蒸发压力和冷凝压力适当; 系统发生泄漏现象(即使是轻微的渗漏)易被发现(可用石蕊纸检查); 汽化潜热大, 单位体积制冷量大, 导热系数大; 节流损失小, 流动阻力小; 在低温下也能以任何比例与水互溶(规定氨液中的水含量不得超过 0.2%), 但几乎不能溶于冷冻机油; 价格低廉, 货源充足。

氨制冷剂的缺点: 有毒, 有强烈的刺激性气味, 当空气中氨的体积浓度达 0.5%~0.6%时, 人在其中 30min 即会中毒。当含有水分时, 对铜及其合金(磷青铜除外)有腐蚀作用, 故不能用于封闭式压缩机。与空气相混合, 含量占空气的 13.1%~26.8%时, 遇明火即有爆炸的危险。

对于氨(和氟利昂)压缩机房, 严禁用火。在氨压缩机房内, 应配备防毒面具、防护手套和急救药品。还应设置紧急泄氨器, 以便在紧急情况下, 通过它把氨放入下水沟内。大量喷水也可将泄放到空气中的氨吸收掉。

2. R12

R12 是一种对人体危害最小的制冷剂, 无色、无臭, 可用于大、中、小型活塞式制冷压缩机。

R12 不燃烧、不爆炸, 在 53.5°C 下也不分解。只有与水或氧气混合、加热时才分解, 产生对人体有害的光气。无水时对金属无腐蚀性。

R12 的标准沸点为 -29.8°C 。因此, 在一般的工作条件下, 蒸发压力高于大气压, 冷凝压力不超过 1.5MPa。但是, 单位体积制冷量较小, 流动阻力较大。

R12 极易溶于冷冻机油, 因此, 为了保证润滑安全可靠, 必须使用专门的高粘度冷冻机油。R12 与水的亲和力很小, 规定水的含量不得超过 0.0025%。

R12 的渗透能力很强, 能透过机器的极其细微的结合缝隙 (不易被发现), 因此, 要求制冷装置具有较高的密封性能。

R12 能溶解多种有机物质, 故不得使用一般橡胶制造的密封垫片, 以防发生泄漏事故。

R12 是一种价格较贵的制冷剂。其理化指标是: 外观是无色、透明; R12 的含量不得低于 98.5%, R11 的含量不得超过 1.5%; 非挥发性残渣不得超过 1%; 不含酸。

R12 对金属没有腐蚀作用, 但含有水分时, 将腐蚀铁并生成 HCl 和 HF 两种酸, 生成 CO₂ 等不凝性气体和发生“镀铜”现象。因此, 必将增大压缩机的耗电量和降低制冷能力, 甚至会发生破坏制冷装置的恶性现象。为了防止 R12 制冷系统中混有水分, 通常采取如下办法:

在 R12 灌入制冷系统之前, 应对系统中的设备和管路进行烘干, 确保其内无水分。因为空气中含有水分, 故要严防空气渗入系统。

制冷系统要安装干燥器 (其内充装硅胶或分子筛等), 用来吸收氟利昂中的水分。

3. R22

R22 主要用于活塞式制冷压缩机和小型回转式制冷压缩机, 也可用于多级离心式制冷压缩机。在蒸发温度为 -70~-40℃ 的范围时, 采用 R22 比采用 R12 好。

R22 的显著特点是: 标准沸点较低, 为 -40.8℃; 在低温下, R22 溶解水分的能力约比 R12 大 8 倍; 在相同的制冷能力条件下, R22 的循环体积比 R12 较小。

R22 的主要缺点与 R12 大致相同, 价格比 R12 还贵。

4. R11

在标准大气压下, R11 的蒸发温度为 23.7℃, 常温常压下呈液态, 毒性比 R12 稍大。

R11 的溶水性、与润滑油的溶解性以及金属的作用与 R12 相似。R11 的相对分子质量大, 单位体积制冷量小。目前, 在空调用单级离心式冷水机组中使用较多。

5. R13

R13 是一种低温制冷剂, 适用于复叠式制冷系统中的低温部分。R13 的标准蒸发温度为 -81.5℃, 可用在 -70~-110℃ 的低温系统中。R13 不燃烧、不爆炸、无毒, 比 R12 更为安全。在低温下, R13 蒸气比体积很小, 单位体积制冷量大。

R13 与润滑油相互不溶解, 而在水中的溶解性与 R12 大致一样, 也是很小的。对金属不起腐蚀作用。它与 R12 一样具有良好的电气绝缘性能, 也适用于封闭式压缩机。

6. R114

R114 在大气压力下蒸发温度为 3.55℃。冷凝压力很低, 冷凝温度达 60℃ 时, 其饱和压力只有 0.6MPa。所以适用于高温环境中, 不便使用冷却水的空调或降温用制冷系统, 如吊车用空气调节机组。除 R114 以外, R142 也有类似特点。

7. R502

R502 是氟利昂制冷剂的一个新品种, 是 R12 和 R115 按混合质量比 (48.8/51.2) 构成的共沸混合物, 因此, R502 具有 R12 和 R115 的混合性质。R502 的汽化潜热大、气体

密度大、制冷剂循环量大，比 R12 用作低温制冷剂更为理想。

R502 也是无毒、无腐蚀性、不燃烧的制冷剂。当用于制冷和宽调时，R502 兼有 R12 和 R22 的优点，压缩机的排气温度与 R12 相同，制冷量比 R22 大。尤其在较低的蒸发温度范围内，R502 增加制冷量的程度更为显著，仍可以获得较大的制冷系数。R502 比 R22 的电动机温升大约低 28~33℃。

8. R134a

R134a 是一种新型制冷剂，其标准沸点为 26.5℃，它的主要热力性质与 R12 相似，可认为是比较理想的 R12 替代制冷剂。

二、制冷剂的饱和液体及饱和蒸气热力性质表

在制冷循环的热力计算中，运用热力性质表能够快而准（指工程精确度）地把制冷循环的状态变化，用数值表示出来。

通用的热力性质表包括如下内容：温度 t (°C)、 T (K)；压力 p (Pa)；比体积 v 、 v'' (m^3/kg)；密度 ρ' 、 ρ'' (kg/m^3)；比焓 h' 、 h'' (kJ/kg)；汽化潜热 r (kJ/kg)；比熵 s' 、 s'' [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]。

表中列出的饱和液体各参数 v' 、 p' 、 h' 、 s' 的数值，相应于压-焓图上 $x=0$ 线上的数值；饱和蒸气各参数 v'' 、 p'' 、 h'' 、 s'' 的数值，相应于压-焓图上 $x=1$ 线上的数值； $r=h''-h'$ 。

对于过冷液体和过热蒸气的参数 v 、 h 、 s 的数值，可用专门的热力性质表或在压-焓图上查出，也可用热力学公式计算。对于湿蒸气参数 x 、 v_x 、 h_x 、 s_x 可通过下式计算或直接在压-焓图上查出。

$$\left. \begin{aligned} v_x &= xv'' + (1-x)v' = v' + x(v'' - v') & \text{m}^3/\text{kg} \\ h_x &= xh'' + (1-x)h' = h' + x(h'' - h') & \text{kJ}/\text{kg} \\ s_x &= xs'' + (1-x)s' = s' + x(s'' - s') & \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \\ u_x &= h_x - pu_x & \text{kJ}/\text{kg} \\ x &= \frac{h_x - h'}{r} \end{aligned} \right\} \quad (2-2)$$

制冷剂 R717、R12 和 R22 的饱和液体及饱和蒸气热力性质表列于本书附录中。

第四节 氯氟碳化合物 (CFC) 的禁用及对策

氟利昂 (Freon) 原是国外一生产厂家的商业名称。该类物质分为三种类型：含氯氟化碳，用 CFC 表示；含氢、氯氟化碳，用 HCFC 表示；含氢无氯氟化碳，用 HFC 表示。

一、CFC 的禁用

氯氟碳化合物含氯无氢，是氟利昂的一大类。如大量使用，当它们扩散至上层大气，将被紫外线光解分裂成自由的氯原子，同温层中的臭氧就会被氯催化而破坏，使臭氧层减薄或消失，导致地球表面紫外线增强，造成人类皮肤癌发病率增加、生物细胞受损伤而

引起农作物及渔业减产等不利影响。研究表明，氟利昂中含有氢元素时，它在大气中的寿命显著减短，一些常用的氟利昂在大气中的寿命分别为：HCFC22（即 R22）为 20 年，CFC11（R11）为 65 年，CFC12（R12）为 120 年，CFC13（R13）为 400 年，CFC114（R114）为 180 年。由此可见，CFC 在大气层中具有相当长的寿命，同时会对臭氧层起明显的破坏作用。

1987 年 9 月 14 日在加拿大的蒙特利尔召开专门的国际会议，签署了《关于消耗臭氧层物质的蒙特利尔议定书》，其中对 8 种物质进行了限制，CFC 类有 R11、R12、R113、R114、R115，另外三种是作灭火剂用的。1989 年 5 月在赫尔辛基召开的国际环保会议上，有 80 个国家同意在 2000 年前禁止生产和使用氯氟化合物。1990 年 6 月在伦敦召开了《蒙特利尔议定书》第三次缔约国会议，修改了议定书的内容，扩大受控物质的种类，即 R13、R14、R111、R112、R211、R213、R214、R215、R216、R217、四氯化碳（CCl₄）、甲基氯仿等共 12 种，并进一步加快了对 CFC 类物质逐步停用的时间表。1991 年 6 月，我国政府在该议定书上签字，向世界承诺，和其他发展中国家一样，禁止期限为 2010 年，力争在 2005 年提前实现这一目标（发达国家为 1996 年 1 月 1 日）。因此，我国制冷、化工等部门必须加快开展新型制冷剂的开发应用，以迎接面临的 CFC 类物质的转换替代。

二、禁用 CFC 的对策

CFC 的禁用，对制冷、空调工业产生巨大的影响。不少国家正在积极研究有关的 CFC 替代剂应用方面的技术问题。目前，除混合制冷剂外，已逐步明确 HCFC123 和 HGC134a 分别是替代 R11 和 R12 最有希望的制冷剂。

表 2-11 一些制冷剂的 ODP 值与 GWP 值

制冷工质	ODP	GWP
CFC11	1.0	1.0
CFC12	0.9~1.0	2.8~3.4
CFC13	1.0	
CFC113	0.8~0.9	1.3~1.4
CFC114	0.6~0.8	3.7~4.1
CFC115	0.3~0.5	7.4~7.6
GCFC22	0.04~0.06	0.32~0.37
HCFC123	0.013~0.022	0.017~0.020
HCFC124	0.016~0.024	0.092~0.10
HFC125	0	0.51~0.65
HFC134a	0	0.24~0.29
HCFC141b	0.07~0.11	0.084~0.097
HCFC142b	0.05~0.06	0.34~0.39
HFC143a	0	0.72~0.76
HFC152a	0	0.026~0.033

注：本表数值取自联合国环境署技术方案专家组报告。

HCFC123 (R123) 替代 R11, 其分子式为 $C_2HF_3Cl_2$, 相对分子质量 152.9, 标准蒸发温度 $27.9^{\circ}C$, 凝固温度 $-107^{\circ}C$, 临界温度 $183.6^{\circ}C$, 临界压力 $3.67MPa$, 绝热指数 1.09 (温度 $20^{\circ}C$ 、压力 $103.25kPa$)。25 $^{\circ}C$ 时饱和液体和饱和气体的导热系数、比定压热容、动力粘度分别为 9.4×10^{-3} 、 $0.1 \times 10^{-3} W/(m \cdot K)$; 0.95 、 $2.65 kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$; 450×10^{-6} 、 $11 \times 10^{-6} Pa \cdot s$ 。HCFC123 标准蒸发温度比 R11 高, 因此在相同蒸发温度下, HCFC123 的饱和压力低于 R11 的饱和压力, 故采用 HCFC123 代替 R11 消耗的功耗有增加, 而消耗臭氧潜能值 (ODP) 只为 R11 的 $0.013 \sim 0.022$, 温室效应 (GWP) 能力仅为 R11 的 $0.017 \sim 0.020$, 所以 HCFC123 是 R11 较理想的替代物质。

HFC134a (R134a) 替代 R12, 其分子式 $C_2H_2F_4$, 相对分子质量 102.0, 标准蒸发温度 $-26.2^{\circ}C$, 凝固温度 $-101.0^{\circ}C$, 临界压力 $4.06MPa$, 绝热指数 1.11 (温度 $20^{\circ}C$ 、压力 $103.25kPa$)。25 $^{\circ}C$ 时饱和液体的导热系数、比定压热容、动力粘度分别为 $88.2 \times 10^{-3} W/(m \cdot K)$; $1.4 kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$; $190 \times 10^{-6} Pa \cdot s$ 。25 $^{\circ}C$ 时饱和蒸气的导热系数、比定压热容、动力粘度分别为 $19.5 \times 10^{-3} W/(m \cdot K)$; $1.07 kJ/(kg \cdot K)$; $12.4 \times 10^{-6} Pa \cdot s$ 。HFC134a 的标准蒸发温度比 R12 高, 在相同蒸发温度下, 其饱和蒸气压力比 R12 低, 因此耗电比 R12 大。但 HFC134a 的 ODP 值为 0, GWP 为 $0.024 \sim 0.29$, 所以 HFC134a 是 R12 较为理想的替代物质。

我国正大力推进环保, 努力实现 CFC 替代战略, 无氟冰箱的开发等, 具有十分积极的意义。但是, 我们也应该看到, 根据我国国情, 目前还存在着 CFC 替代技术还不成熟, 制冷设备生产线的改造资金还未到位, 维修网络尚未上马, 产品成本较高等问题。因此中国家用电器协会一方面建议厂家努力创造替代条件, 一方面忠告人们科学看待 CFC 的替代过程。

在寻求 CFC 替代剂的同时, 可以采取一些措施, 如提高制冷系统的密封性、减少机器故障、回收制冷剂, 以降低 CFC 向大气的扩散。从国际制冷学会最近汇总的调查结果表明, 如采取各种措施, 有可能降低 $30\% \sim 50\%$ 的 CFC 扩散。

第五节 载 冷 剂

载冷剂和制冷剂一样, 都是传递热量的物质, 它吸收制冷物体或空间的热量, 传递给制冷剂。

一、载冷剂必须具有的条件

- (1) 在使用温度范围内不凝固, 不汽化;
- (2) 无毒, 化学稳定性好, 对金属不腐蚀、不燃烧、不爆炸;
- (3) 比热容大, 输送一定冷量所需流量小, 以减少输送载冷剂的循环泵功率;
- (4) 密度小、粘度小, 可减少流动阻力;
- (5) 导热系数大, 以减少热交换设备的传热面积;
- (6) 价格低廉, 易于购买。

二、常用的载冷剂

1. 水

水作为载冷剂除了具备载冷剂所必须的条件外，还能直接用来加湿空气，调节空气的温度和湿度，因此，在空调系统中得到广泛的应用。但由于水在常压下的凝固温度为 0°C ，只能用作制取 0°C 以上的载冷剂。

2. 盐水

常用的盐水载冷剂有氯化钠(NaCl)和氯化钙(CaCl_2)溶液，适用于中、低温制冷系统。

盐水溶液的性质与溶液中盐的浓度有关，如图 2-4 所示。

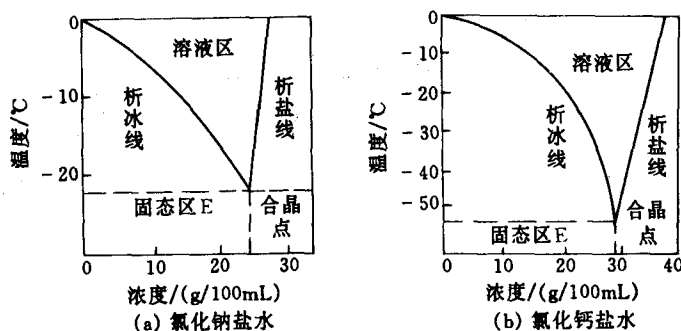


图 2-4 盐水溶液温度-浓度图

图中曲线为不同浓度盐水溶液的析冰线和析盐线，盐水溶液的浓度较低时，凝固温度随浓度的增加而降低，溶液降温凝固时析出冰；当浓度高于 E 点所对应的浓度时，凝固温度随浓度的增加反而升高。E 点称为冰盐合晶点。处于合晶点的盐水溶液，其温度和浓度称为合晶温度和合晶浓度。当温度降至合晶温度时，全部溶液冻结成固体。氯化钠溶液的合晶温度为 -21.2°C ，合晶浓度为 231g/L ；氯化钙溶液的合晶温度为 -55°C ，合晶浓度为 299g/L 。

盐水溶液的浓度越大，密度也越大，流动阻力将增大；同时，浓度大，其比热容减小，输送一定冷量所需盐水溶液的流量将增加，造成泵消耗的功增大，因此，配制盐水溶液时，只要使其浓度所对应的凝固温度不低于系统中可能出现的最低温度即可，一般使凝固温度比制冷剂的蒸发温度低 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$ ，浓度一定要小于合晶浓度。运行时盐水溶液会吸收空气中的水分，使浓度降低，所以要定期补充盐量，以维持要求的浓度。

盐水溶液对金属有腐蚀性，特别是略带酸性并与空气相接触的盐水溶液，其腐蚀性更强。为了降低盐水对金属的腐蚀作用，可在盐水溶液中加入一定量的防腐剂，或称缓蚀剂，一般采用氢氧化钠(NaOH)和重铬酸钠($\text{Na}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$)。通常做法是： 1m^3 的氯化钙溶液中加入 1.6kg 的重铬酸钠和 0.432kg 的氢氧化钠； 1m^3 氯化钠溶液中加入 3.2kg 的

重铬酸钠和 0.864kg 的氢氧化钠。加防腐剂的盐水应呈弱碱性 ($\text{pH}=8.5$)。重铬酸钠对皮肤有腐蚀作用, 调配时需加注意。

氯化钠和氯化钙盐水溶液的物性值见本书附录。

3. 有机化合物

在某些不允许使用有腐蚀性载冷剂的场合, 可采用有机化合物。

甲醇、乙醇、乙二醇、丙二醇、丙三醇等水溶液均可作为载冷剂。例如, 丙二醇是极稳定的化合物, 其水溶液无腐蚀性, 无毒性, 可与食品直接接触, 是良好的载冷剂。乙二醇水溶液特性与丙二醇相似, 虽略带毒性, 但无危害, 其粘度和价格均低于丙二醇。

此外, 二氯甲烷 ($\text{R}30$) 和氟利昂 11 ($\text{R}11$) 在大气压下沸点较高, 分别为 40.3°C 和 23.77°C , 且凝固点均在 -100°C 左右, 所以, 它们不但是制冷剂, 也可作为低温载冷剂, 优点是低温下粘度较小。

表 2-12 列出几种载冷剂物理性质的比较。

表 2-12 几种载冷剂物理性质的比较

使用温度 ($^\circ\text{C}$)	载 冷 剂 名 称	质量浓度 / (g/L)	密度 / (kg/m^3)	比热容 / $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	导热系数 / $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	粘度 $\times 10^3$ / $\text{Pa} \cdot \text{s}$	凝固点 / $^\circ\text{C}$
0	氯化钙水溶液	120	1111	3.462	0.528	2.5	-7.2
	甲醇水溶液	150	979	4.1868	0.493	6.9	-10.5
	乙二醇水溶液	250	1030	3.831	0.511	3.8	-10.6
-10	氯化钙水溶液	200	1188	3.035	0.500	4.9	-15.0
	甲醇水溶液	220	970	4.061	0.461	7.7	-17.8
	乙二醇水溶液	350	1063	3.559	0.472	7.3	-17.8
-20	氯化钙水溶液	250	1253	2.809	0.475	10.6	-29.4
	甲醇水溶液	300	949	3.810	0.387	—	-23
	乙二醇水溶液	450	1080	3.308	0.441	21	-26.6
-35	氯化钙水溶液	300	1312	2.638	0.441	27.2	-50
	甲醇水溶液	400	963	3.496	0.326	12.2	-42
	乙二醇水溶液	550	1097	2.973	0.372	90.0	-41.6
	二氯甲烷 ($\text{R}30$)	1000	1423	1.147	0.204	0.80	-96.7
	三氯乙烯	1000	1549	0.996	0.150	1.13	-88
	三氯一氟甲烷 ($\text{R}11$)	1000	1608	0.816	0.131	0.88	-111
-50	二氯甲烷	1000	1450	1.147	0.190	1.04	-96.7
	三氯乙烯	1000	1578	0.729	0.171	1.90	-88
	三氯一氟甲烷	1000	1641	0.812	0.136	1.25	-111
-70	二氯甲烷	1000	1478	1.147	0.221	1.37	-96.7
	三氯乙烯	1000	1590	0.456	0.195	3.40	-88
	三氯一氟甲烷	1000	1660	0.833	0.150	2.15	-111

思 考 题

1. 制冷剂如何分类? 对制冷剂有什么要求?
2. $\text{R}717$ 、 $\text{R}12$ 、 $\text{R}22$ 的性质有哪些不同? 使用时应注意哪些事项?
3. 为什么要禁用 CFC ? 有何对策?

4. 制冷剂 and 载冷剂有何异同点？常用的载冷剂有哪几种？
5. 载冷剂应具备哪些条件？
6. 如何选择盐水的浓度？

第三章 制冷压缩机

在蒸气压缩制冷系统中，压缩机是把热力变化后的蒸气制冷剂吸入并压缩提高温度及压力后排出，推动制冷剂在制冷系统中循环流动的机器。它是制冷系统中的心脏。

压缩机对制冷剂压缩做功，就需要给压缩机提供动力，目前最普遍的动力为电动机。由此可知，人工制冷需要消耗功，才能推动制冷剂在制冷系统中循环流动，从而把冷源中的热量吸入并传送到高温热源中去，达到制冷的目的。

制冷压缩机根据其工作原理可分为体积型和速度型两大类。若压缩过程是靠工作腔内体积的变化强迫制冷剂蒸气体积缩小、密度增大、压力升高而获得高压气体的称为体积型压缩机。属于这类压缩机的有活塞式压缩机和回转式压缩机，前者是目前用得最广的一种压缩机。若压缩过程是靠高速旋转的离心力，强迫制冷剂蒸气的流速不断提高而获得高压气体的称为速度型压缩机。属于这类压缩机的有离心式和轴流式压缩机，目前常用离心式压缩机。图 3-1 为制冷压缩机的分类及部分压缩机的结构示意图。

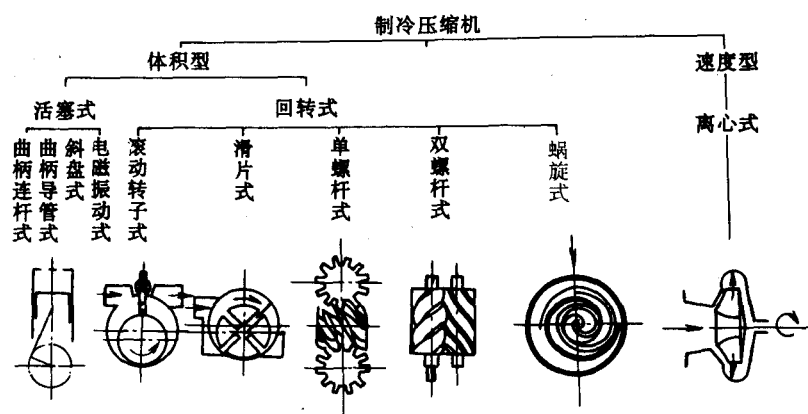


图 3-1 制冷压缩机分类和结构示意图

不同结构特点及工作原理的制冷压缩机，其最佳制冷范围也不同，因此，当使用的冷量和条件不同时，应选择不同形式的压缩机，以获得最佳工作效果。

第一节 活塞式压缩机的分类和特点

活塞式压缩机又称为往复式压缩机，它在各类型压缩机中问世最早，几乎和机械制冷方法同时出现，已经历了 100 多年的发展和考验，是至今还被广泛应用的一种较理想机型。它具有以下优点：

- (1) 压力范围和制冷量范围适应较广；
- (2) 热效率较高，单位耗电量较少；
- (3) 对材料要求不太高，大部分为普通钢材，加工较容易，造价低；
- (4) 技术上较为成熟，生产中已积累了丰富的经验。

活塞式压缩机的上述优点使它在各种制冷设备中得到广泛应用，特别是在中小制冷量范围内，成为制冷机中应用最广、生产批量最大的一种机型。活塞式压缩机也有以下不足之处：

- (1) 转速受到限制，机器较笨重；
- (2) 结构复杂，易损件多，维修工作量大；
- (3) 运转时震动大；
- (4) 输气不连续，气体压力有波动等。

活塞式压缩机的种类很多，结构形式各异。下面根据不同特点对活塞式压缩机进行分类。

一、按压缩机与电动机的组合形式分类

按压缩机与电动机组合形式，可分为开启式、半封闭式和全封闭式三种。

(一) 开启式压缩机

开启式压缩机主要特点是：压缩机与电动机分成两体，中间用 V 带或联轴器传动。其优点是制造、维修工艺比较简单，添加制冷剂及冷冻油较方便。故仍被用于商用冰箱、小型冷库中。其缺点是结构笨重、消耗材料多，转速低 ($n \leq 1440 \text{r/min}$)，噪声大，轴封处易渗漏制冷剂与冷冻油。因此，它逐步被半封闭式压缩机所代替。图 3-2 为活塞开启式压缩机结构图例。

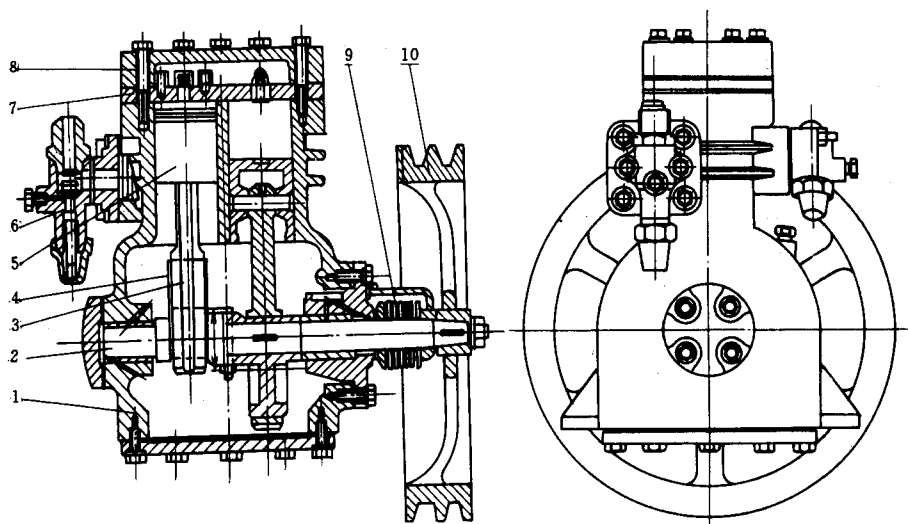


图 3-2 活塞开启式压缩机结构图

1—机体 2—直轴 3—偏心 4—连杆 5—活塞 6—截止阀 7—阀板 8—气缸盖 9—轴封 10—传动轮

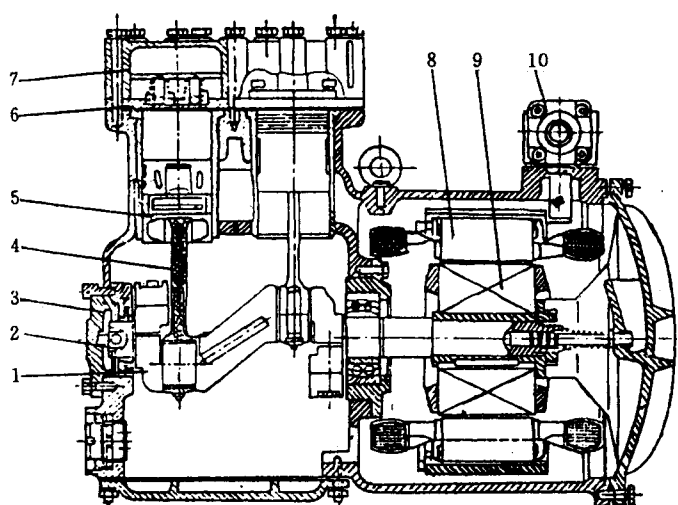


图 3-3 活塞半封闭式压缩机结构图

- 1—曲轴 2—油泵 3—机体连气缸 4—连杆 5—活塞 6—阀板
7—气缸盖 8—电机定子 9—电机转子 10—截止阀

同一轴，使装配难度增大。图 3-3 为半封闭式压缩机的结构图例。

(三) 全封闭式压缩机

全封闭式压缩机的主要特点是：压缩机与电动机由同一根垂直安装的轴联成整体机组，再利用弹簧将机组悬吊在机壳（常称泵壳）中，机壳采用焊接密封。机壳用 3~4mm 厚的钢板冲压成两个圆柱型或方形壳体，两个壳体合成一个机壳。压缩机机体与电动机定子座为一体，常用合金铸铁浇铸而成。机壳底座设有弹性胶垫，通过弹簧和胶垫两次减振装置来降低压缩机的振动和噪声。从外形上看，全封闭式压缩机机壳上只有引出的三根铜管（即吸气管、排气管、工艺管）和电动机的电源接线盒。全封闭式压缩机与开启式、半封闭式压缩机相比，结构更紧凑，质量更轻，体积更小，噪声更小，密

(二) 半封闭式压缩机

半封闭式压缩机主要特点是：压缩机与电动机机座用合金铸铁铸成一体，压缩机的曲轴与电动机轴为一体，曲轴箱与电动机内腔直接相通。其优点是省了传动装置和轴封装置，使结构更紧凑，整机重量减轻，外形尺寸缩小，克服了开启式压缩机密封不严，易发生泄漏的缺点。运行噪声也比开启式压缩机稍低，转速可提高到 1440r/min。因此，一些小型冷库与冷藏箱都选用半封闭式压缩机。不足之处是由于曲轴与电动机为

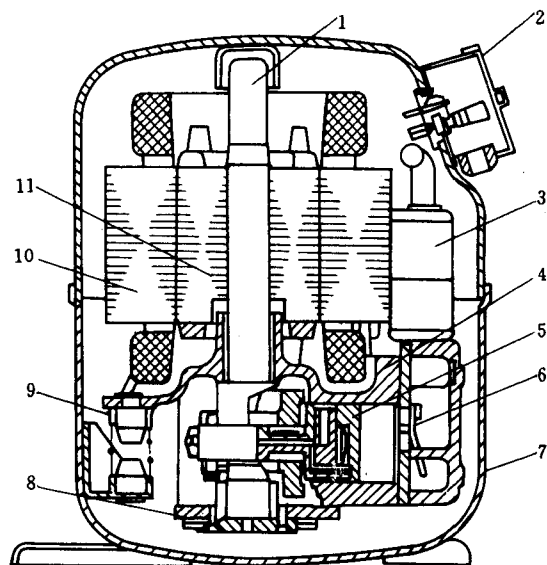


图 3-4 活塞全封闭式压缩机

- 1—主轴 2—接线盒 3—消声器 4—机体组件 5—活塞
6—阀板组件 7—外壳 8—轴承座组件 9—减振弹簧
10—定子 11—转子

封性更好,无制冷剂泄漏,转速可达 2880r/min,制冷效率很高。它是目前家用制冷装置中较为理想的压缩机,也是国内外产量最大的压缩机。全封闭式压缩机的缺点是检修麻烦,当更换压缩机内部零件时,必须把机壳切开,取出压缩机后才能修理。但由于这种压缩机产量大,历史也较长,生产工艺相当成熟,其质量好,损坏率相当低,故一旦损坏,一般采用更换一台新压缩机的办法来解决。图 3-4 为活塞全封闭式压缩机的结构图例。

二、按压缩机气缸分布形式分类

按压缩机气缸分布形式,可分为以下几种:

直立型。这种类型压缩机气缸轴线呈垂直位置。气缸数可以是单缸或双缸。由于这种结构形式不够紧凑,平稳性差,现代制冷压缩机中已很少采用。

图 3-5 是气缸分布形式为 V 型(气缸中心线夹角为 90°)、W 型(气缸中心线夹角为 60°)、Y 型(气缸中心线夹角为 120°)、S (扇)型(气缸中心线夹角为 45°)压缩机。这四种形式的压缩机结构紧凑、平衡性好、运转平稳。现代高速多缸活塞式压缩机大多采用这几种结构形式。V 型压缩机有 2 缸和 4 缸, W 型压缩机有 3 缸和 6 缸, S 型压缩机有 4 缸和 8 缸。活塞式压缩机的型号用一定数字和符号表示(见表 3-1),以便用户选用。

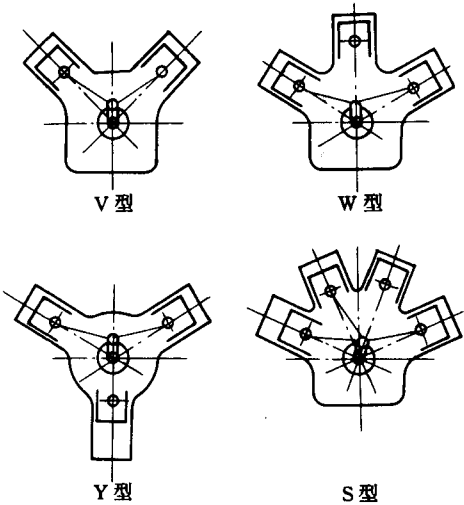


图 3-5 活塞式制冷压缩机气缸分布形式

表 3-1 活塞式制冷压缩机型号表示法

压缩机型号	气缸数/只	制冷剂	气缸排列形式	气缸直径/cm	结构形式
8AS12.5 型	8	氨 (A)	S 型 (扇形)	12.5	开启式
6FW10B 型	6	氟利昂 (F)	W 型	10	半封闭式 (B)
3FY5Q 型	3	氟利昂 (F)	Y 型 (星形)	5	全封闭式 (Q)
8FS10 型	8	氟利昂 (F)	S 型 (扇形)	10	开启式

三、按蒸气在气缸内的流动方式分类

根据蒸气在气缸内从吸气到排气的流动方向,压缩机可分为顺流式和逆流式两类。

所谓顺流式,是指制冷剂蒸气的运动从吸气到排气都沿着一个方向进行。这种形式的压缩机的吸气阀和排气阀为分开设置,使得气阀位置比较宽裕,有利增大流通面积,减少流动阻力,这就有利于提高压缩机的体积效率和指示效率,但活塞的结构复杂、质量大、长度较长,使运转时的惯性和振动增大,限制了转速提高。这种形式适用于氨制冷压缩机,但目前已较少采用。

所谓逆流式，是指制冷剂蒸气在压缩机气缸内运动时，方向是变化的。这种形式的压缩机的吸、排气阀都放在气缸的顶部，吸、排气时蒸气的进出，流动方向相反。这种压缩机的特点是活塞结构简单、体积小、质量轻、运转平稳性好，可实现较高转速。但因吸、排气阀同在顶部，使气阀流通面积减少，流动阻力增大，吸入蒸气与气缸壁的温差大，吸入蒸气预热引起的损失也较大。

四、按使用的制冷剂种类分类

压缩机按使用的制冷剂种类可分为氨制冷剂压缩机、氟利昂制冷剂压缩机、二氧化碳制冷剂压缩机、乙烯制冷剂压缩机等。目前常用的有氟利昂和氨制冷剂压缩机。

五、按传动机构的结构分类

(一) 曲轴连杆活塞式压缩机

曲轴连杆活塞式压缩机中活塞的运动由曲轴、连杆传动。压缩机中的运动部件受力均匀、磨损小，振动和噪声也较小，使用寿命长。但零件较多，加工精度要求较高，制

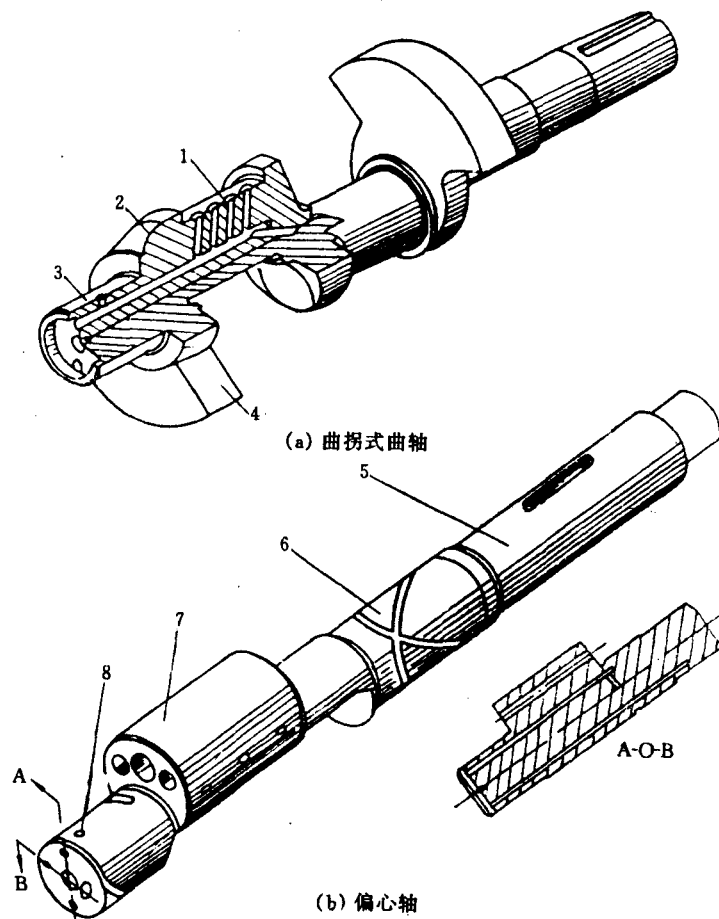


图 3-6 曲轴类型

1—曲柄销 2—曲柄 3—主轴颈 4—平衡块 5—电机转子轴颈 6—上主轴颈 7—偏心销 8—下主轴颈

造比较复杂。

曲轴是曲轴连杆活塞式压缩机中的重要部件,常采用的结构有曲拐式和偏心式两种,如图 3-6 (a)、(b)。曲轴连杆活塞式压缩机的主轴为双臂支撑。

(二) 曲柄连杆活塞式压缩机

曲柄连杆活塞式压缩机的结构与曲轴连杆活塞式压缩机基本相同,只是主轴简化为曲柄形。曲轴与曲柄之间的差别如图 3-7 (a)、(b) 所示。

曲柄连杆活塞式压缩机的主轴为单臂支撑,所以它的承受力比曲轴连杆减少,只适用于输出功率在 300W 以下的压缩机组中。

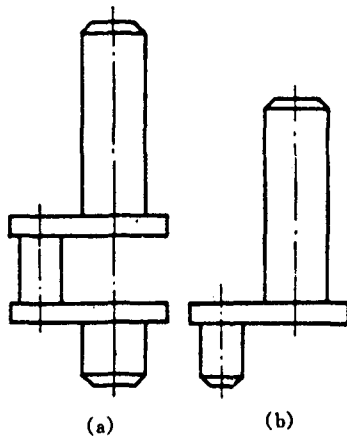


图 3-7 曲轴与曲柄
(a) 曲轴 (b) 曲柄

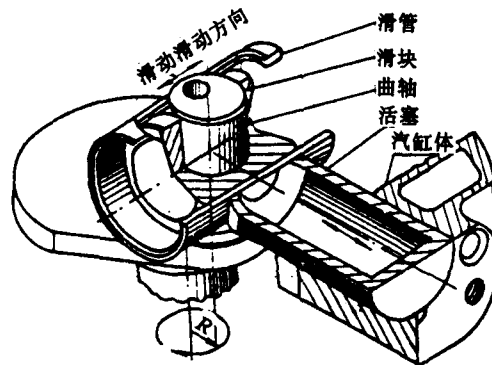


图 3-8 滑管滑块结构

(三) 曲柄滑管式压缩机

为简化结构,缩小传动机构体积,采用图 3-8 所示的滑块式结构来代替传统的连杆组件,这就是曲柄滑管式压缩机,简称滑管式压缩机。

在滑管滑块结构中,中空的筒形活塞与滑管焊接成相互垂直的丁字形整体。滑块是一个在滑管内滑行的圆柱体,在它腰部中心开有一个圆孔。曲柄轴上的曲柄销穿过滑管管壁上下的导槽垂直插入这个圆孔中形成一副轴承。当曲轴旋转时,滑块一面绕曲轴中心旋转,一面在滑管内前后滑行,并带动整个滑管活塞在气缸内作左右往复运动。

与连杆式压缩机相比,滑管式压缩机具有结构简单、零件少、形位偏差要求不严、工艺比较简单等优点。缺点是动力性能较差,运转时活塞对气缸壁的侧向分压力较大,动平衡性能较差。因此,其主轴中心必须与气缸中心偏移适当的距离。活塞行程越大,侧向分压力越大,因此输出功率超过 250W 的压缩机不宜采用滑管式结构。家用电冰箱及小型制冷设备中的 100W 左右的压缩机,还广泛采用滑管式结构。

第二节 活塞式制冷压缩机的工作原理及结构

一、活塞式压缩机的工作原理

活塞式压缩机主要是靠气缸、活塞、曲柄连杆和进、排气阀等所组成的机构来实现

其吸气、压缩和排气的功能。需要经过压缩、排气、膨胀和吸气四个过程才能完成一次工作循环。

工作过程是这样的：

(1)压缩 当气缸内充满低压蒸气时，如图 3-9 (a) 所示，活塞从下止点开始往上移动，气缸容积逐渐变小，气缸内蒸气受到压缩，压力及温度均随之上升，吸气阀片因受到较高蒸气压力而关闭，排气阀片则因此时蒸气压力还未超过排气腔内蒸气压力，继续保持紧闭状态。这样，蒸气的压缩过程将持续进行，直到活塞上行至气缸内的蒸气压力开始等于排气腔的压力时为止。

曲柄转动时，带动连杆作平面运动，使与连杆小头相连接的活塞在气缸中作上下直线运动，当活塞下移至最低位置时，那就是活塞的下止点位置，如图 3-10 (b) 所示。当活塞上移至最高位置时，那就是活塞的上止点位置，如图 3-10 (a) 所示。图中还示意出了行程 S 、气缸直径 D 和曲柄半径 R 等。

(2)排气 压缩过程之后，由于曲轴和连杆的作用，活塞继续向上移动，被压缩的蒸气压力就会比排气腔压力高。当蒸气压力稍高于排气阀片本身的质量和弹簧力时，排气阀片被顶开，于是气缸内的高压高温蒸气开始被上行的活塞推出，并进入排气腔内，如图 3-9 (b) 所示，直至活塞上行至上止点时，排气过程才告结束。

当活塞移动到上止点位置时，为防止活塞对阀板、阀片的撞击，活塞顶面与阀板底面之间要留有一定间隙，其直线距离称作直线余隙。活塞顶面和阀板底面之间所包含的空间（包括吸气阀孔的容积等）称为余隙容积，均如图 3-10 (a) 所示。余隙容积是不可避免的，它会使压缩机的实际输气量减少。在排气终了时，余隙容积里依然残留着一小

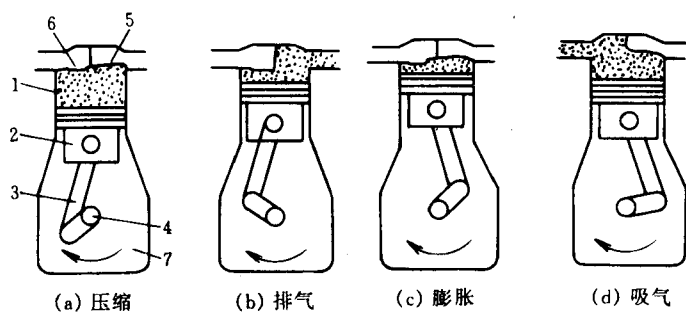


图 3-9 活塞式压缩机的工作过程

1—气缸 2—活塞 3—连杆 4—曲轴 5—排气阀 6—吸气阀 7—曲轴箱

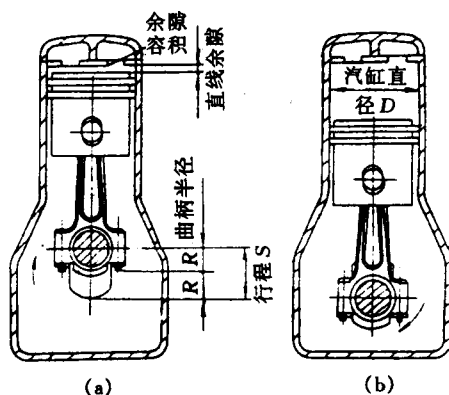


图 3-10 上止点和下止点位置图

(a) 上止点 (b) 下止点

部分蒸气无法排出，这些蒸气的压力与排气腔压力相等。这时，排气阀靠本身重力和弹簧力的作用下落，盖住阀口，排气阀片关闭，把残留的一小部蒸气封在气缸里。

(3) 膨胀 活塞从上止点开始向下移动，气缸容积逐渐变大，残留在余隙容积中的蒸气就会膨胀，如图 3-9 (c) 所示。温度和压力也随之下降，直到蒸气压力降到与吸气腔压力相等时，膨胀过程才结束。这个过程中，吸、排气阀均处于关闭状态。

(4) 吸气 活塞在曲轴（柄）连杆带动下继续向下移动，气缸内蒸气压力开始低于吸气腔的压力。当其压力差足以打开吸气阀片时，吸气过程便开始了，如图 3-9 (d) 所示，直到活塞移动至下止点时，吸气过程才结束。

由上可知，活塞在气缸中每往复运动一次，即相当于曲轴（柄）每旋转一圈，就要依次进行一次压缩、排气、膨胀和吸气过程。压缩机在电动机驱动下连续运转，活塞便在曲轴（柄）和连杆作用下不断地在气缸中作往复运动。于是，压缩机就循环不断地进行着上述四个过程，达到持续不断地压缩、排气、膨胀和吸气的目的，完成气体的压缩和输送工作，使制冷剂蒸气在系统中实现循环。

二、活塞式压缩机的结构

活塞式压缩机的种类很多，结构各异，但它们之间也有很多共同之处。下面通过解剖一种压缩机来了解这类压缩机的结构特点，以便正确地认识、使用和维护压缩机。图 3-11 为 8FS10 型开启式活塞式压缩机的总体结构图。

压缩机的主要零部件可分为以下几个部分。

（一）机体

机体是用于支撑和安装压缩机的主体，通常为整体铸造。图 3-12 为 8FS10 型压缩机机体图。它由上下隔板分成三个空间：下部是曲轴箱，箱内设有用来安装曲轴的轴承座，并盛放着冷冻润滑油；中部是进气腔，与进气管相通，低压制冷蒸气从此处经进气阀片进入气缸；上部是排气腔，排气腔下面是气缸套，高压气体经排气阀片进入排气腔内，由排气管向外排出。

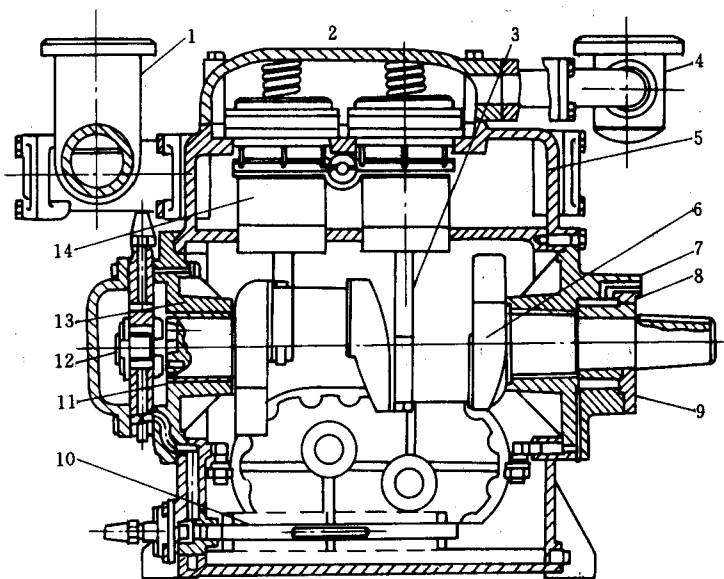


图 3-11 8FS10 型活塞式压缩机总体结构图

- 1—吸气管 2—假盖弹簧 3—连杆 4—排气管 5—气缸体 6—曲轴
7—前轴承 8—油封 9—前轴承盖 10—油过滤器 11—后轴承
12—油泵 13—后轴承盖 14—气缸

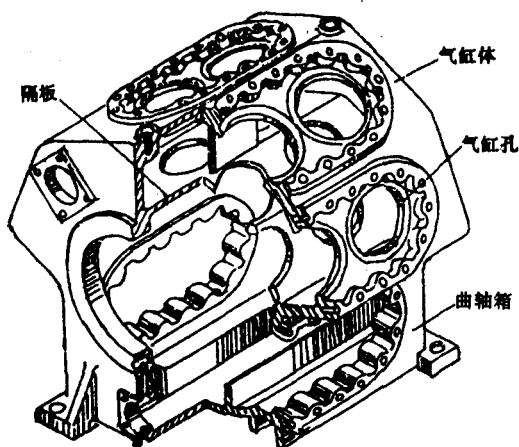


图 3-12 8FS10 型压缩机机体

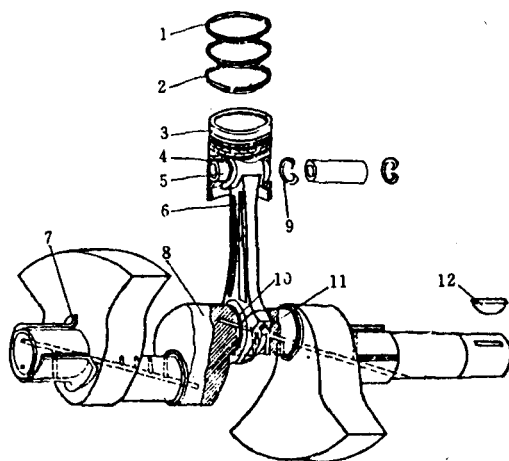


图 3-13 八缸压缩机的传动机构

1—活塞环 2—刮油环 3—活塞 4—连杆小头 5—活塞销
6—连杆 7—主轴承 8—曲轴 9—活塞销挡圈 10—连杆
大头 11—连杆螺栓 12—键

(二) 机内传动机构

机内传动机构如图 3-13 所示。它由曲轴、活塞与连杆等组成。其作用是传递动力，对蒸气做功。

曲轴是传递动力的主体，靠前后轴承安装在曲轴箱内，轴后端与油泵相连带动油泵工作；轴前端与联轴器或带轮连接，将动力传送进来。多数曲轴都做成曲拐式，只有在小型压缩机中才用偏心轴。曲轴如前面图 3-6 (a) 所示，曲轴的曲柄销（即轴颈）与连杆大头连接。曲轴上有两块平衡块，用以平衡运动部件的惯性力和惯性力矩，以减少压缩机运行时的振动。曲轴内有油道，从油泵来的润滑油通过油道送到前后主轴颈、曲柄销及每个连杆的油道内。曲轴一般用 40、45 或 50 号优质碳素钢锻造或用球墨铸铁锻造而成。

活塞如图 3-14 所示，是直接对蒸气做功的部件。活塞呈圆筒形，顶部形状与气缸上部的阀座相吻合。活塞上部（环部）装有两个活塞环（气环），靠环的弹力与气缸壁紧贴，实现对高压蒸气的密封作用。气环的断面为矩形，是一个开口圆环（如图 3-15）。自由状态时，气环外圆直径大于气缸直径。当装在活塞的气环槽内时，靠弹力与气缸壁贴紧。气环下面装有一个油环，油环也是开口圆环，其断面形状

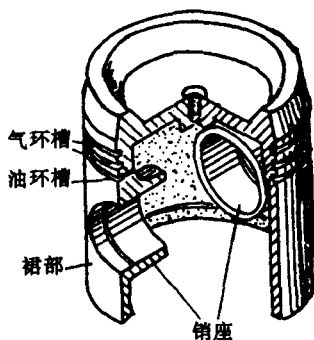


图 3-14 活塞

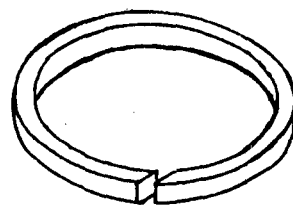


图 3-15 气环

及刮油作用如图 3-16 所示，上、下有两个狭窄的刮油工作面，环上均布排油槽。气缸上的油在刮油环的作用下通过排油槽和活塞上的泄油孔返回曲轴箱。活塞下部（裙部）在气缸中起导向作用，还可降低对气缸壁的侧压力。裙部上有销座，用于安装活塞销，通过它与连杆相连接。

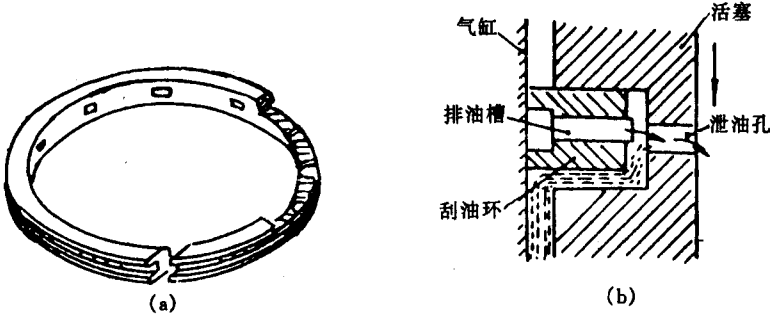


图 3-16 油环及其刮油作用
(a) 油环 (b) 油环的刮油作用

连杆是把动力从曲轴传到活塞的杆件，图 3-17 为连杆结构图。连杆由连杆大头、连杆小头、连杆体三部分组成。连杆小头通过活塞销与活塞相连接。小头装有耐磨衬套，衬套材料一般用锡磷青铜、青铜合金或在钢背上浇铸锡铈铜合金等。

连杆大头有部分式和整体式两种，如图 3-17 所示。装在曲拐形曲柄销上的大头连杆均用剖分式结构。剖分式连杆大头盖用螺钉固定。连杆大头内孔装有薄壁轴瓦。薄壁轴瓦是在低碳钢的钢背上覆以轴承合金制成的。连杆中间部分是连杆体，一般是工字型截面，也有椭圆形、长方形的。连杆体内钻孔，

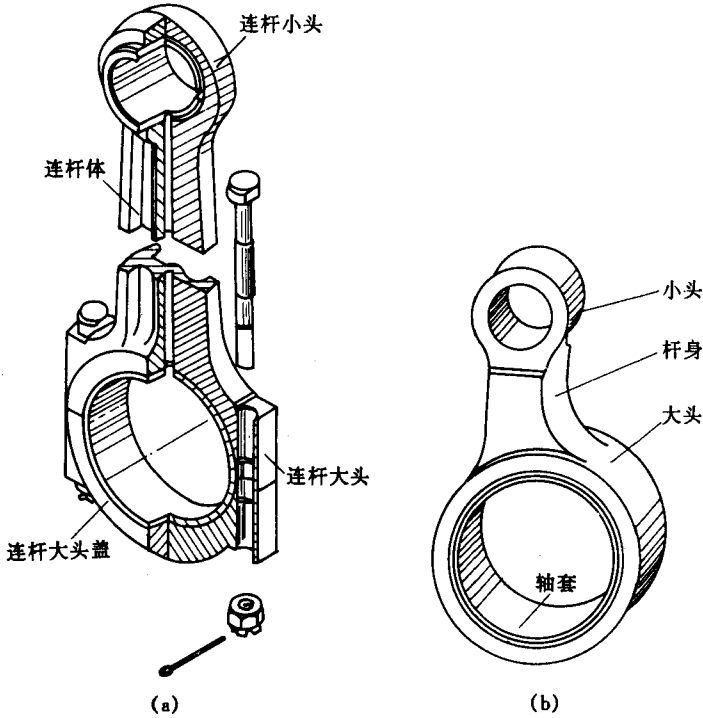


图 3-17 剖分式和整体式连杆
(a) 剖分式 (b) 整体式

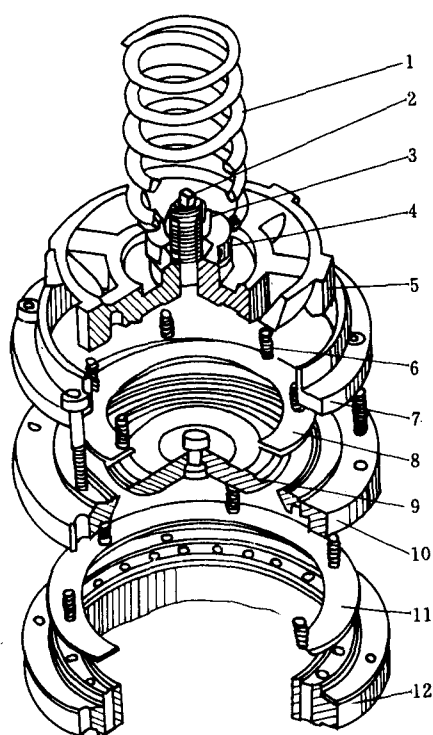


图 3-18 环状阀总成图

- 1—假盖弹簧 2—螺钉 3—槽形螺母 4—套圈
5—假盖 6—气阀弹簧 7—导向环 8—排气阀片
9—排气内阀座 10—排气外阀座 11—吸气
阀片 12—气缸套

排气阀也采用环状阀，它的两圈密封阀线分别安在内、外阀座上，一边各一圈。排气阀片上也压有 6 个气阀弹簧，它的升程限制器就是假盖。在正常运转时，假盖和排气内阀座一起是靠强有力的假盖弹簧紧紧地压在排气外阀座上，只有在发生液击现象时，假盖才会被抬起，让液体及时排出，防止损坏事故的发生。排气阀的环形通道与活塞顶的形状相吻合，当活塞达到上止点位置时，盆形活塞顶伸入到环形通道内，使气缸具有较小的余隙容积，这就是排气阀座分为内、外阀座的原因。

环状阀结构紧凑，加工方便，工作比较可靠，便于采用顶开吸气阀的办法来进行压缩和排气量的调节。但其阀片质量大、工作时冲击性强，因而只能适用于 1500r/min 以下的压缩机。

2. 簧片阀

簧片阀的阀片像弹簧片一样，是用具有弹性的薄钢片制成，其厚度一般在 0.5~0.25mm 之间。阀片的一端固定在阀座上，另一端呈自由状态。工作时它像口琴中的簧片那样上下跳动。图 3-19 为簧片阀的总成图。簧片阀的吸气阀片呈舌形，它的一端是靠销钉定位而夹紧在阀板和气缸体之间；另一端是自由端，它的舌尖部分是插在气缸一面的

以输送润滑油。连杆材料可用球墨铸铁、可锻铸铁，也可用 35 号、40 号优质碳素钢或铝合金等。

(三) 气阀

气阀是保证压缩机实现吸气、压缩、排气过程的配气部件。它包括吸、排气阀片、阀板、气阀弹簧等。气阀有多种结构形式，它随阀片构造而异。下面介绍几种较为普遍使用的结构形式。

1. 环状阀

环状阀是目前应用最广泛的一种气阀。我国中小型压缩机系列中，凡缸径在 70mm 以上的都采用环状阀。

图 3-18 为 8FS10 型压缩机的环状阀总成图。它的吸气阀座是安在气缸套的凸缘上，形成两圈凸出宽度为 1.5mm 的密封面，又称为阀线。环状阀片在气阀关闭时就落在这两圈阀线上。阀线之间构成一环形凹槽，槽中有 30 个均匀分布的吸气孔与吸气腔相连通。吸气阀片上有六个气阀弹簧，排气时阀座的下端面就是吸气阀片的升程限制器。

排气阀的阀座分内、外阀座两部分。外阀座用螺钉与气缸套一起紧固在机体上，内阀座则用螺钉和槽形螺母与假盖固定在一起。

凹槽中，凹槽的深度限制了簧舌的升程，是吸气阀片的升程限制器，如图 3-20 所示。

簧片阀的排气阀片多呈月牙形(马蹄形)，它的升程由一片形状和它相似、安装在一起的升程限制器(见图 3-19)给予限制。

簧片阀的阀片形状随阀板上气流通道和阀片固定位置而异。图 3-21 为几种常见的阀片形状。图中上排为排气阀片，下排为吸气阀片，虚线所示为阀口通道位置。

簧片阀的特点是：结构简单、阀片质量轻、惯性小、启闭迅速、噪声小，但对阀片的材料和工艺要求较高。簧片阀阀片采用 UHB₂O 瑞典阀片钢或 T10A 碳素工具钢。阀片和阀座表面不应有裂痕、毛刺、麻点等，其表面粗糙度在 0.2 以下。目前，高转速的小型全封闭式压缩机都采用这种阀片结构。

3. 带有能量调节装置的气阀

当压缩机在运行过程中需要调节制冷量时，对小型制冷压缩机，可以通过温度继电器直接控制电动机和压缩机停开。但是，由于中、大型制冷压缩

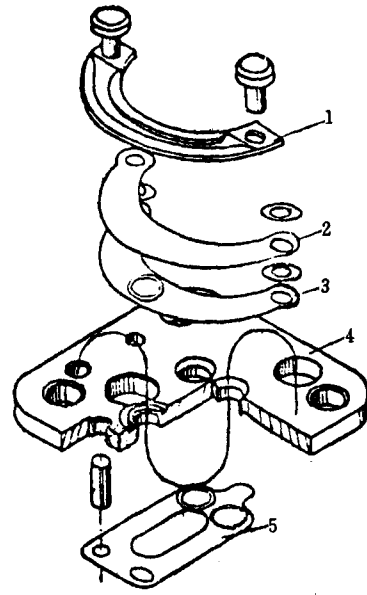


图 3-19 簧片阀总成图
1—升程限制器 2—弹簧片 3—排气阀片
4—阀板 5—吸气阀片

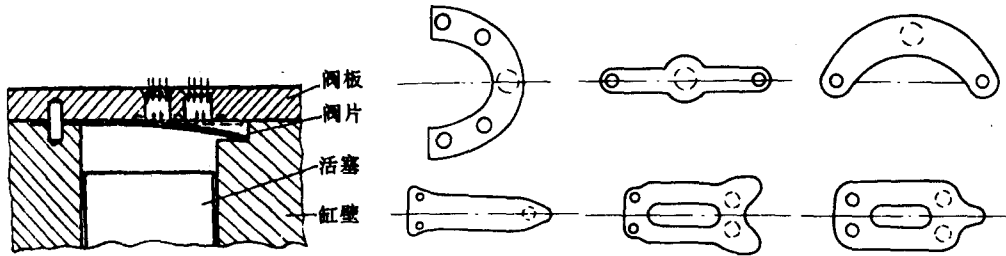


图 3-20 簧片阀工作示意图

图 3-21 常见阀片形状

机的电机容量较大，停机后启动过程较复杂，而且会因启动电流过大对整个供电线路带来不良影响。因此，中、大型制冷压缩机只能在不停机的条件下对其制冷量(实际上为压缩机的吸气量)进行调节。目前常使用的调节方法是采用顶开部分气缸的吸气阀片，使这部分气缸的吸气量为零(称为气缸卸载)，这样，制冷系统中的制冷剂循环量就减少，从而使制冷量得到调节(或称能量调节)。

顶开吸气阀片调节制冷量的调节方法，其原理是：用顶杆将吸气阀片顶起，使吸气阀常开，在活塞进行压缩过程中，压力不能升高，吸入蒸气又通过吸气阀排回吸气侧。因此，这个气缸无排气量。顶开吸气阀片的能量调节装置由以下三部分组成。

(1) 顶杆式执行机构 在吸气阀片下设有 6 根顶杆(见图 3-22)，当顶杆升起时，可

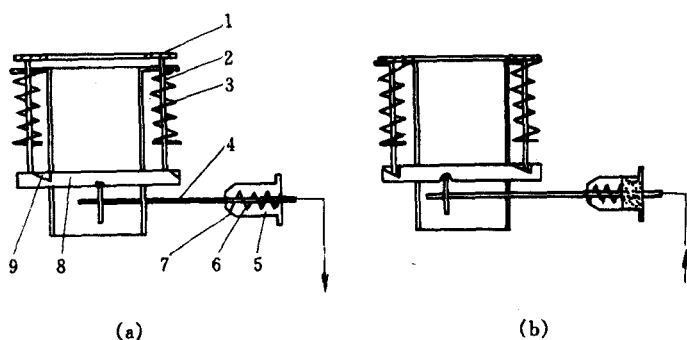


图 3-22 能量调节装置

(a) 卸载 (b) 工作

1—吸气阀片 2—顶杆 3—顶杆弹簧 4—推杆 5—油活塞
6—弹簧 7—油缸 8—转动环 9—斜槽

载,如图 3-22 (a) 所示。当油缸中有油压时,油活塞向左移动,推杆推动转动环转动一角度,顶杆在顶杆弹簧作用下滑到斜槽最低点,吸气阀片下落到阀座,气缸正常工作。如图 3-22 (b) 所示。

(3) 油分配机构 油缸中的油是通过油分配机构来控制的。油分配机构分为自动和手动两类。自动方式可以用电磁阀或自动调节阀来控制油路。手动方式可以用油分配阀来控制油路。图 3-23 为油分配机构(阀)结构示意图。从油泵来的有压油进入阀芯右侧,而卸载时油缸内的有压油从阀芯左侧卸回曲轴箱。根据冷负荷的大小,转动调节手柄来改变阀芯隔板的位置,就可以控制有压油接通的油缸数,实现能量调节的目的。

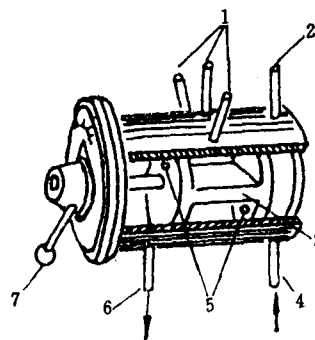


图 3-23 油分配机构

1—接油缸 2—接油压表 3—阀芯隔板
4—有压油接口 5—过油孔 6—回曲
轴箱 7—调节手柄

(四) 润滑系统

润滑是保证压缩机正常运转的必要条件,对压缩机的工作可靠性和使用寿命有很大影响。润滑条件恶化(一般为油路不通或断油),往往导致轴承抱轴而咬死,使轴瓦或活塞等表面受到损坏。在压缩机中,润滑主要有以下作用:

把润滑油输送到运动部件的摩擦面,使摩擦表面形成一层油膜,摩擦面在油膜上滑动,可降低压缩机的摩擦功和摩擦热、减少机件的磨损量,提高压缩机的机械效率、可靠性和耐久性。

润滑油可带走摩擦热,降低摩擦件的温度。

润滑油充满于活塞与气缸的间隙和轴封的摩擦面之间,不仅起着润滑作用,还有阻挡制冷剂蒸气泄漏的作用。

在各摩擦副之间循环流动的润滑油还可以不断带走磨屑、净化磨损面、改善摩擦副

的工作状态。

根据润滑油输送到各摩擦副的不同方式，润滑系统的供油方式可分为两种。

1. 用机械油泵供油的润滑系统

它是利用各种机械式油泵抽吸和压送润滑油。对大中型和带有能量调节机构的制冷压缩机，因其油道较长，阻力较大，推动能量调节机构中油活塞的动作也需要较高压力油，故一定要用机构油泵供油。

图 3-24 为 8FS10 型制冷压缩机的润滑系统。图中的油泵实际上是装在曲轴的右端（即后轴承处），与曲轴相连接，由曲轴带动旋转。曲轴箱中的润滑油经过过滤器过滤掉杂质后，经三通阀进入油泵。由油泵出来的润滑油分三路送出。一路从曲轴后端进入曲轴油道，润滑后轴承、连杆大、小头轴承；一路直接送到轴封，再进入曲轴油道，润滑轴封、前主轴承及连杆大、小头轴承；还有一路经油分配阀，控制能量调节装置。当卸载时，能量调节装置的油缸中的油经分配阀返回曲轴箱中。以上三路润滑油最后都回到曲轴箱中，气缸与活塞间润滑靠连杆轴承流出的油在旋转中甩到壁面上来实现。

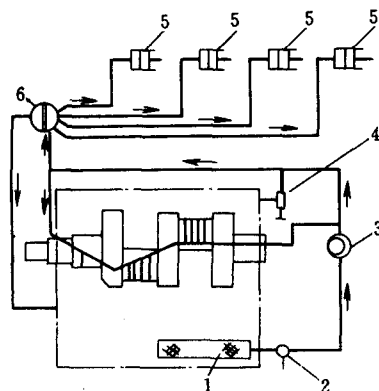


图 3-24 润滑系统

1—油过滤器 2—油三通阀 3—油泵
4—油压调节阀 5—油缸 6—油分配阀

润滑油吸收了大量摩擦热而使油温升高。小型压缩机是靠曲轴箱壁面自然散热，冷却；而大中型压缩机是靠曲轴箱中设置冷却器，用水来冷却。

润滑系统中的主要部件是油泵。目前压缩机中常用的油泵有两种形式：即月牙型内啮合齿轮油泵和内啮合转子油泵。

月牙型内啮合齿轮油泵如图 3-25 所示。它由外齿轮（被动齿轮）、内齿轮（主动齿轮）、月牙体、油泵体、油泵盖所组成。当内齿轮在曲轴带动下逆时针转动时，带动里面

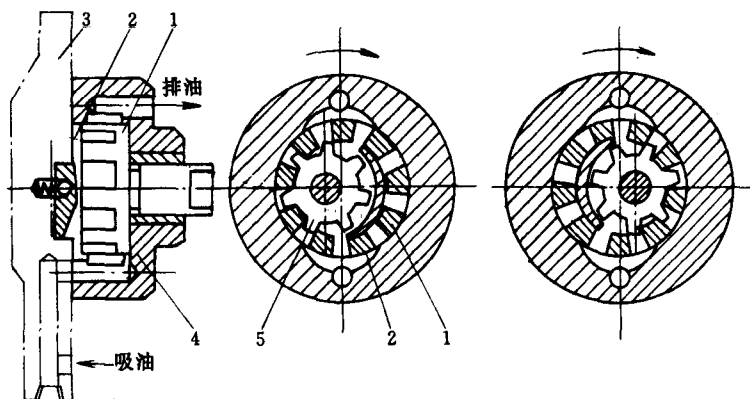


图 3-25 月牙型内啮合齿轮油泵

1—内齿轮 2—带月牙体的圆盘 3—泵盖 4—泵体 5—外齿轮

的外齿轮旋转。月牙体位于外齿轮的右侧。内外齿轮与月牙体之间的空间所贮存的油将随着齿轮的旋转由吸油口送到排油口。由于内外齿轮偏心啮合，齿轮啮合空间在吸油口处由小变大，在排油口处由大变小，从而完成了吸油和排油过程。当内齿顺时针转动时，内齿轮会带动在偏心位置的外齿轮及月牙体作 180° 的转动，这时月牙体位于左侧，从而保证了仍然从下部吸油、从上部排油。月牙体圆盘的背面有一限位销，它只能在泵盖上的半圆槽内作 180° 的回转运动，从而保证当曲轴转向变动时，月牙体位于正确的位置。月牙型内啮合齿轮的优点是结构紧凑、正反转都能供油，流量大；但加工精度要求高。

内啮合转子泵的工作原理如图 3-26 所示。其中内转子（外齿轮）是主动转子，它靠和外转子啮合而旋转。外转子偏心安装。在转子的后端面设有吸油孔和排油孔。当内转子顺时针转动时，内外转子的齿间容积跟着变化和位移，使油从吸油孔输送到排油孔（见图中的过程 1~8）。当内转子逆时针转动时，由于偏心作用，内转子带动外转子和油泵座转动 180° ，使偏心位置也变化 180° ，从而保证仍从吸油孔吸油，向排油孔排油。油泵座上的定位销只能在泵盖上半圆槽内运动，保证了泵座只能旋转 180° 。内啮合转子泵的结构简单、紧凑、加工简单、正反转都能供油。在大中型压缩机中得到广泛应用。

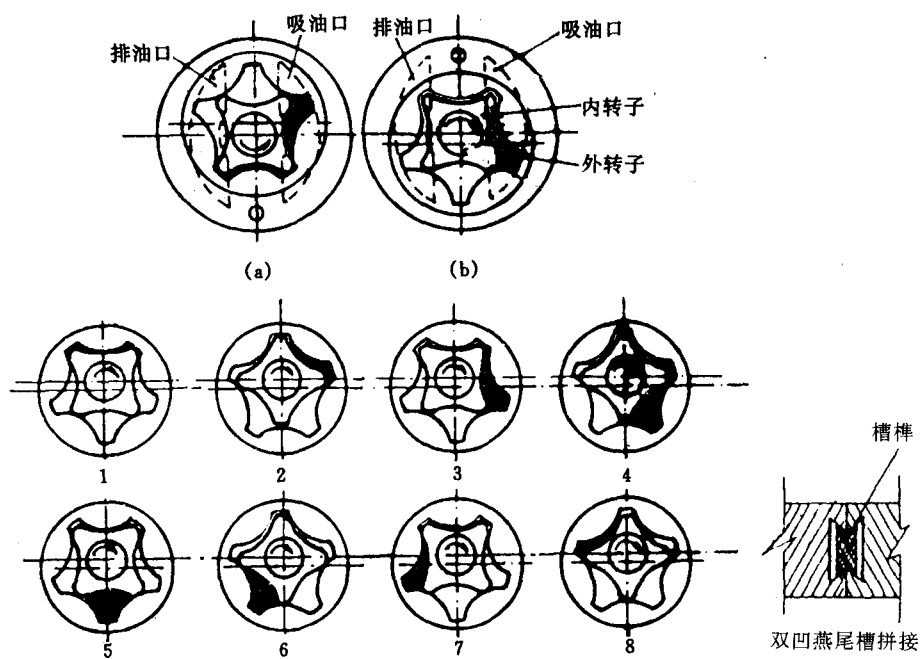


图 3-26 内啮合转子泵的工作原理

(a) 逆时针转 (b) 顺时针转

2. 用离心油泵供油的润滑系统

离心油泵的主要优点是构造简单、加工容易、无磨损、无噪声。它是依靠压缩机主轴高速旋转产生的离心力将润滑油输往各个摩擦面的，输油压力较低，一般仅有几百到数千帕。目前主要用于曲轴呈垂直安装、高转速的小型全封闭压缩机。离心油泵常见形式有吸管式、叶片式、偏心式三种。

(1) 吸管式离心油泵 图 3-27 为吸管式离心油泵示意图。这是一种最简单、也是应用最广泛的形式。它只有一个吸油管装在主轴末端，油管浸入油池中。当主轴高速旋转时，吸油管内的润滑油被甩向管壁，管中心的压力变低，油被吸入并继续甩向管壁，油沿管壁上升，当上升至主轴时，又借助主轴上螺旋油槽继续向上输送至各摩擦面，从各摩擦面排出的油又回到机壳底部的油池，从而形成润滑油的循环。吸油管上部侧面设有排气孔，排气孔设在管内凸出的内壁上，以防止沿内壁上升的润滑油从此处甩出。而从油中逸出的制冷剂蒸气则可从此孔排出，以防油路中进入气体而降低输油和润滑性能。

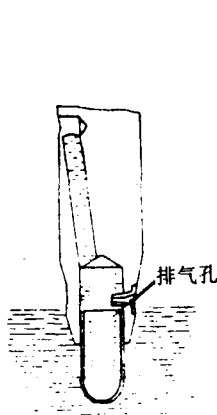


图 3-27 吸管式离心油泵

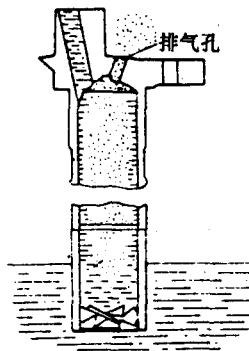


图 3-28 叶片式离心油泵

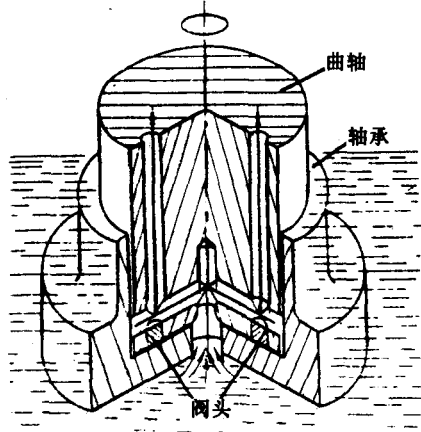


图 3-29 偏心式油泵

(2) 叶片式离心油泵 图 3-28 为叶片式离心油泵示意图。它的主轴末端装有一个类似风扇叶的叶片。当主轴高速转动时，借助叶片的推力和离心力向上输送润滑油，达到润滑、散热和清洗摩擦面的目的。排气口设在主轴上端，从油中逸出的制冷剂蒸气从此处排出。

(3) 偏心油泵 图 3-29 为偏心油泵。曲轴顶端的中心孔浸没在润滑油中，其高速旋转时，偏心油道里的润滑油在离心力作用下，连续地从偏心油道排至各摩擦面。这种形式的油泵适用于功率较大的全封闭式压缩机。

(五) 轴封装置

开启式压缩机的曲轴均伸出机体（曲轴箱）外与动力机械连接，由于曲轴箱内充满了低压制冷剂蒸气，因此在曲轴伸出曲轴箱的部位要设置轴封装置（简称轴封），以防止制冷剂泄漏或在运行过程中因曲轴箱内压力过低而使外界空气进入制冷系统。

图 3-30 为目前广泛使用的弹簧式轴封装置结构图。装置由托板、弹簧、紧套在轴上的橡胶

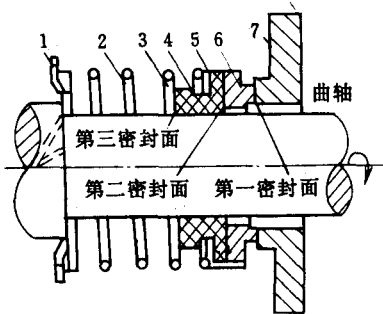


图 3-30 弹簧式轴封装置

1—托板 2—轴封弹簧 3—轴封橡胶圈
4—紧圈 5—钢壳 6—石墨环
7—轴封外盖压板

圈、石墨环（密封摩擦环）以及轴封外盖压板等零件组成。整个轴封装置安装在伸出机体的曲轴段上，轴封外盖压板用螺栓紧固在机体上，使弹簧处在被压缩状态。轴封装置有三个密封面，保证了曲轴与机体之间的良好密封性。第一密封面是石墨环与外压盖板之间的密封，因石墨环随曲轴一起旋转，所以它是一个动密封面。第二密封面为石墨环与橡胶圈端面之间靠弹簧压紧的密封面。第三密封面是密封橡胶圈与主轴颈形成可相对移动的轴向动密封面。橡胶圈用紧圈箍紧。其箍紧程度要适当，如箍得太紧而不能在轴上移动，则径向的动密封面和静密封面要失效。如箍得太松，则轴向密封面处会有渗漏。

第三节 活塞式制冷压缩机的性能

活塞式制冷压缩机的运行性能主要指它的容积效率、吸气量、制冷量、耗功率以及能耗指标等，这些性能参数对一台压缩机而言，均不是定值，而是随着所用的制冷剂性能和运行工况等许多因素而变化。熟悉和掌握制冷压缩机运行性能的变化规律，对正确选用压缩机以及运行工况分析和故障排除等十分重要。

一、活塞式制冷压缩机的理论吸气量 V_h

活塞式制冷压缩机的曲轴每转一圈，压缩机即进行一次吸气、压缩和排气过程，每只气缸吸入的低压气体的体积常称为气缸工作容积，用 V_g 表示。

$$V_g = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (\text{m}^3) \quad (3-1)$$

式中 D ——气缸直径 (m)

S ——活塞行程 (m)

若压缩机的气缸数为 Z 转速为 n (r/min)，则压缩机每秒钟吸入的低压气体体积为 V_h 。

$$V_h = \frac{V_g \cdot n \cdot Z}{60} = \frac{\pi D^2}{240} \cdot S \cdot n \cdot Z \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3-2)$$

V_h 称为理论吸气量或称为活塞排量。该值仅与制冷压缩机的结构参数有关，而与制冷压缩机的运行工况和制冷剂的性能无关。

二、活塞式制冷压缩机的容积效率

压缩机的实际工作过程比理想工作过程复杂，它的实际吸气量 V_r 总是小于理论吸气量 V_h ，两者之比称为压缩机的容积效率 η_v 。

$$\eta_v = \frac{V_r}{V_h} \quad (3-3)$$

显然，容积效率总是小于 1，它的大小反映了压缩机的气缸容积的有效利用程度。影响压缩机容积效率的因素主要有四个方面。

(1) 气缸余隙容积 V_c 大小的影响。余隙容积是指活塞在排气过程结束时与阀板及排气孔之间形成的空隙容积。余隙容积 V_c 越大，压缩机的实际吸气就越少，即容积效率就

越低。

(2) 吸、排气压力以及吸、排气阀片阻力的影响。压缩机的吸气压力 p_1 与排气压力 p_2 相差越大或吸、排气阀片阻力越大, 压缩机的实际吸气量就越小, 即容积效率就越低。

(3) 吸入气缸的低温制冷剂蒸气遇到热的气缸壁所引起的热膨胀的影响, 也会使压缩机的实际吸气量减少, 而使容积效率降低。

(4) 气缸内部泄漏的影响。活塞对气体进行压缩时, 总会有少量被压缩的高压气体向低压区泄漏, 造成实际吸气量的减少, 使容积效率降低。

可见, 压缩机的容积效率 η_v 不但与其本身结构有关, 而且与运行工况以及它所用的制冷剂的性质等因素有关。故在实际应用中, 压缩机的实际吸气量 V_r 很难准确定出, 按式 (3-3) 常常难于确定一台压缩机的容积效率 η_v 。但是, 为了能计算压缩机的理论制冷量, 目前常用下面的经验公式来计算开启式制冷压缩机容积效率:

$$\eta_v = 0.98 - 0.085 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (3-4)$$

式中, m 为制冷剂的多变指数, 对于 R12, $m=1.13$; R22, $m=1.18$; R717, $m=1.28$ 。 p_2 和 p_1 为压缩机的排气和吸气压力。

在 η_v 按式 (3-4) 确定之后, 压缩机的实际吸气量 V_r 即为

$$V_r = \eta_v \cdot V_h \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (3-5)$$

由式 (3-4) 可知, 由于容积效率 η_v 随压缩机运行的压力比增大而降低, 因此为了不使 η_v 过低, 通常规定单级制冷压缩机的压力比应小于 8~10。

三、活塞式制冷压缩机的制冷量、耗功率及其能耗指标

制冷量和耗功率是压缩机的两个重要特性参数, 当压缩机的结构尺寸 (如气缸直径、行程、缸数) 和转速确定后, 制冷量和耗功率主要取决于它的运行工况。

1. 活塞式制冷压缩机制冷量 Q_0 的计算

$$Q_0 = \eta_v \cdot V_h \cdot e_v = \eta_v \cdot V_h \cdot \frac{e_m}{v_1} = \eta_v \cdot V_h \cdot \frac{H_1 - H_4}{v_1} \quad (\text{kW}) \quad (3-6)$$

式中 e_m ——制冷剂的单位质量制冷量 (kJ/kg)

v_1 ——压缩机的吸气比体积 (m^3/kg)

e_v ——制冷剂的单位体积制冷量 (kJ/m^3)

2. 耗功率

压缩机在某一工况下驱使制冷剂循环并制得一定冷量时, 必然要消耗一定的功率。这些消耗的功率通常称作耗功率, 可用以下公式来表示:

(1) 理论功率 P_0 。压缩机的理论功率是在不考虑工作中的任何功率损失情况下给出的理想功率。理论功率在制冷剂的理论循环热力计算中已给出计算公式为:

$$P_0 = \frac{Q_0}{q_0} (H_2 - H_1) = m W_0 \quad (\text{kW}) \quad (3-7)$$

m 为气缸内气体质量流量 (kg/s), W_0 为比功。

(2) 指示功率 P_i 压缩机在实际工作过程中存在多种内部损耗, 如气体的压缩过程

并不是绝热过程,吸排气阀片均存在阻力损失等,这些内部损耗若用指示效率 η_i 表示,则当考虑了压缩机的这些内部损耗后,压缩机应当具有的功率常用指示功率 P_i 表示。

$$P_i = \frac{P_0}{\eta_i} \quad (\text{kW}) \quad (3-8)$$

显然,指示功率大于理论功率。

(3) 轴功率 P_b 压缩机的动力传动机构在运动过程中存在着各种机械摩擦损失,如轴承、连杆、活塞环等各种摩擦件所消耗的功率。这些机械摩擦损耗若用机械效率 η_m 来表示,则当考虑了压缩机的各种内部损耗,又考虑了动力传递损耗后,压缩机应当具有的功率常用轴功率 P_b 来表示,即

$$P_b = \frac{P_i}{\eta_m} = \frac{P_0}{\eta_i \cdot \eta_m} = \frac{mW_0}{\eta_i \eta_m} = \frac{\eta_v V_n}{v_1} \cdot \frac{W_0}{\eta_i \eta_m} \quad (\text{kW}) \quad (3-9)$$

指示效率 η_i (见图 3-31) 和机械效率 η_m (见图 3-32) 的乘积通常称为压缩机的总效率,它反映压缩机在某一工况下运行的各种损失。由图可知,在正常情况下,活塞式压缩机的总效率 $\eta = \eta_i \eta_m$ 约为 0.65~0.75。

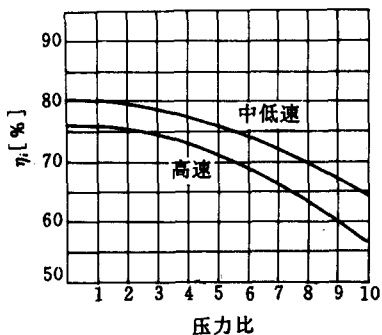


图 3-31 压缩机的指示效率

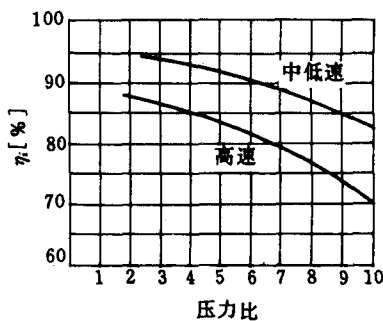


图 3-32 压缩机的机械效率

(4) 配用电机功率 P_e 给活塞式压缩机选配电机时,应当考虑选用功率裕量,以防意外超载,同时也应考虑压缩机的传动方式。

压缩机配用电机功率 P_e 可用下式计算:

$$P_e = (1.10 \sim 1.15) \frac{P_b}{\eta_d} \quad (\text{kW}) \quad (3-10)$$

式中, 1.10~1.15 为附加系数。

η_d ——传动效率,压缩机与电动机直接连接时, $\eta_d = 1$, 采用 V 带连接时, $\eta_d = 0.90 \sim 0.95$ 。

(5) 电机输入功率 P_{in} 压缩机运行时,电机的输入功率可用电功率表测得,在正常情况下,电机的输入功率 P_{in} 应小于配用电机的额定功率 P_e ,若电机超载运行,不但会降低电机效率,而且可能烧毁电机。配用电机的输入功率可用下式计算:

$$P_{in} = \frac{P_b}{\eta_d \eta_e} \quad (\text{kW}) \quad (3-11)$$

式中 η_e ——电机效率 (见图 3-33)

3. 能耗指标

为了评价制冷压缩机运行时的省能性, 目前常用以下两个能耗指标来表示。

(1) 制冷压缩机的单位轴功率制冷量 K_e 值

$$K_e = \frac{Q_0}{P_b} \quad (\text{kW/kW}) \quad (3-12)$$

显然, K_e 直接反映制冷压缩机在某一工况下运行的能耗指标 (每耗用 1kW 轴功率所制得的冷

量), K_e 值越大, 说明该制冷压缩机省能性越好。目前常用 K_e 值来评价开启式制冷压缩机的运行性能。

(2) 制冷压缩机的能效比 EER (Energy Efficiency Ratio) 值

$$\text{EER} = \frac{Q_0}{P_{in}} \quad (\text{kW/kW}) \quad (3-13)$$

EER 值不但反映压缩机在某一工况下运行时的能耗指标, 而且也反映带动压缩机工作时的传动和电机的效率 (电机每耗用 1kW 输入功率所制得的冷量)。因为封闭式制冷压缩机的传动和电机已组合为一体, 电机的优劣将直接影响压缩机整体的许多运行参数, 故 EER 值常用来评价封闭式制冷压缩机的运行性能。显然, 当 EER 值越大, 说明压缩机的省能性越好。

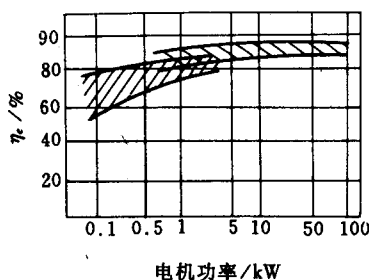


图 3-33 电机效率

四、工作温度变化对制冷压缩机性能的影响

从上述分析可知, 当压缩机的转速不变时, 它的理论输气量是固定不变的, 与循环的工作温度无关。但当工作温度发生变化时, 循环的单位制冷量、功比、制冷剂流量等都将发生变化, 从而使制冷机的制冷量、功率消耗等发生相应的改变。由式 (3-6) 及式 (3-9) 可知, 同一台制冷压缩机制冷量 Q_0 、轴功率 P_b 分别与体积效率 η_v 及单位体积制冷量 q_v 、压缩机的绝热效率 $\eta_s = \eta_i \cdot \eta_m$ 及功比 W_0 等数值有关。

下面按理论循环来分析工作温度变化对压缩机性能的影响 (理论循环 $\eta_v = 1$, $\eta_s = \eta_i \cdot \eta_m$)。

1. 蒸发温度 t_0 变化的影响

假定冷凝温度保持不变, 如图 3-34 所示, 当蒸发温度降到 t'_0 时, 循环由原来的 1—2—3—4—1 变为 1'—2'—3'—4'—1'。蒸发温度降低除蒸发压力 p_0 降低外, 对循环特性的影响是:

(1) 单位制冷量稍许降低, 即 $q'_0 < q_0$, 吸气比体积增大 $v'_1 > v_1$, 因此单位容积制冷量 q_v 和制冷机的制冷量 Q_0 都降低。

(2) 单位压缩功增大, 即 $W'_0 > W_0$ 。但由于吸入蒸气的比体积 v_1 也随 t_0 的降低而增加, 故单位体积压缩功 $W_{0v} = W_0/v_1$ (kJ/m³) 可能增加, 也可能降低, 无法直接判断制冷机功率的变化规律。

(3) 制冷系数 $\epsilon = \frac{q_0}{W_0}$ 下降。

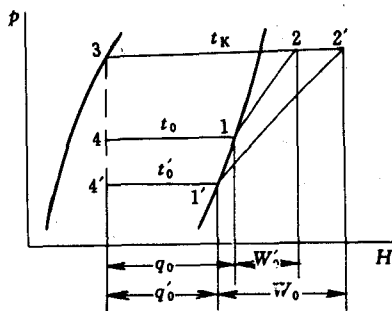


图 3-34 蒸发温度变化时循环的变化情况

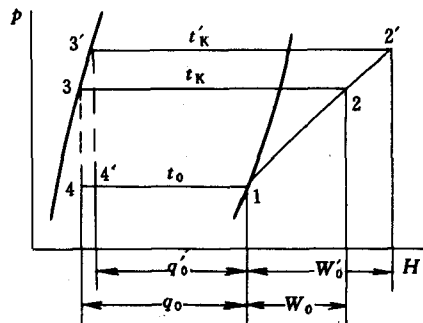


图 3-35 冷凝温度变化对循环的变化情况

2. 冷凝温度对循环性能的影响

假定蒸发温度保持不变, 循环变化如图 3-35 所示, 当冷凝温度 t_k 升高到 t'_k 时, 循环由 1—2—3—4—1 变为 1—2'—3'—4'—1。由图可知, 当冷凝温度升高时, 冷凝压力 p_k 也相应升高, 由于蒸发温度不变, 其吸气比容 v_1 也保持不变, 其特性的变化是:

(1) 单位质量制冷量减少, 即 $q'_0 < q_0$, 因为吸气比体积 v_1 不变, 所以单位体积制冷量 q_0 和制冷量 Q_0 都降低。

(2) 单位压缩功增大, 即 $W' > W_0$, 由于 v_1 不变, 因此 W_0 和消耗的轴功率 N_b 都增大。

(3) t_k 升高时, q_0 降低、 W_0 升高, 因而制冷系数 $\epsilon = \frac{q_0}{W_0}$ 急剧下降。

综上所述, 随着蒸发温度的降低, 制冷循环的制冷量及制冷系数均明显下降。因此, 在运行中只要能满足被冷却物体的温度要求, 应使制冷机保持较高的蒸发温度, 以保证获得较大的制冷量和较好的经济性。由于冷凝温度的升高会使循环的制冷量及制冷系数下降, 故运行中要尽量控制冷凝温度, 使它不要过高。

五、制冷机工况

制冷机的制冷量、功率消耗与其他性能指标在很大程度上取决于蒸发温度 t_0 和冷凝温度 t_k 的大小。因而要说明一套制冷机的制冷量和它的特性时, 必须同时指出它的工作温度 t_0 和 t_k , 否则是没有什么意义的。为了对制冷机的性能进行比较, 人为地规定了“标准工况”、“空调工况”、“最大压差工况”和“最大轴功率工况”, 如表 3-2、3-3、3-4 所示。标准工况和空调工况分别用来考核高、低温用压缩机的名义制冷能力和轴功率; 最大压差工况用来考核制冷机的零部件强度、排气温度、油温和电机绕组温度; 最大轴功率工况则用来考核压缩机的噪声、振动及机器能否正常启动。

对于半封闭和全封闭式压缩机, 还专门规定了适合于它们的试验工况, 如表 3-5、3-6 所示。

表 3-2 标准工况

制冷剂	R717	R12	R22
工作温度/℃			
蒸发温度	-15	-15	-15
冷凝温度	30	30	30
吸气温度	-10	15	15
过冷温度	25	25	25

表 3-3 空调工况

制冷剂	R717	R12	R22
工作温度/℃			
蒸发温度	5 (0)	5	5
冷凝温度	40 (35)	40	40
吸气温度	10 (5)	15	15
过冷温度	35 (30)	35	35

表 3-4 最大压差及最大轴功率工况

制冷剂	试验工况	冷凝温度/℃	蒸发温度/℃	吸气温度/℃	过冷温度/℃
R717	最大压差	40	-20	-15	35
	最大轴功率	40	5 (±0)	10 (5)	35
R12	最大压差	50	-30 (-8)	0 (15)	45
	最大轴功率	50	10	15	45
R22	最大压差	40	-30	15	35
	最大轴功率	40	5	15	35

表 3-5 半封闭式压缩机试验工况

制冷剂	类型	试验工况		蒸发温度/℃	吸气温度/℃	冷凝温度/℃
R22	高温用	空调工况		5	15	40
		最大压力差	风冷	5	15 (3)	55
			水冷	-20		46
		最大轴功率	风冷	10	15	55
			水冷	5		46
	低温用	标准工况		-15		30
		最大压力差		-30	0 (-22)	46
		最大轴功率		-5		
R12	高温用	空调工况		5	15	40
		最大压力差	风冷	0	15 (3)	60
			水冷	-15		55
		最大轴功率	风冷	10	15	60
			水冷	5		46
	低温用	标准工况		-15		30
		最大压力差		-30	0 (-22)	50
		最大功率差		-5		
R502	低温用	标准工况		-15	15	30
		最大压力差		-35	0	46
		最大轴功率		-5	15	

表 3-6

全封闭压缩机试验工况

制冷剂	类型	试验工况	蒸发温度/℃	冷凝温度/℃	吸气温度/℃	过冷温度/℃
R22	高温用	空调工况	5	40/55	15	35/50
		最大压差	-5	50	15 (3) *	45
		最大轴功率	10	55	15	50
	低温用	标准工况	-15	30	15	25
		最大压差	-30	45	0 (-22)	40
		最大轴功率	-5	45	15	40
R12	低温用	标准工况	-15	30	15	25
		最大压差	-30	50	0 (-22)	45
		最大轴功率	-5	50	15	45

* 当压缩机排气温度和电机绕组温升超过规定值时允许采用括号内的吸气温度数值。

压缩机出厂时, 机器铭牌上标出的制冷量一般是标准制冷量或空凋制冷量。实际运行中, 如果工况发生改变, 制冷机的性能可以直接从制造厂提供的性能曲线中查取。图 3-36 所示为国产 4FV₇K 型制冷压缩机的特性曲线, 在标准工况下它的制冷量约为 19.8kW。如果运行工况改变为 $t_0=5^{\circ}\text{C}$, $t_k=50^{\circ}\text{C}$, 制冷量变为 32.6kW。

六、活塞式制冷压缩机运行特性参数计算实例

利用前述有关公式, 可以对活塞式制冷压缩机运行性能参数进行估计计算。

例 3-1 8FS10 型制冷压缩机的缸数 $Z=8$,

气缸直径 $D=100\text{mm}$, 活塞行程 $S=70\text{mm}$, 转速 $n=960\text{r/min}$, 运行工况为 $t_0=-15^{\circ}\text{C}$, $t_k=30^{\circ}\text{C}$, 按饱和循环工作, 制冷剂为氨。试计算压缩机的制冷量 Q_0 。

解: (1) 根据式 (3-2) 求压缩机的活塞排量

V_n

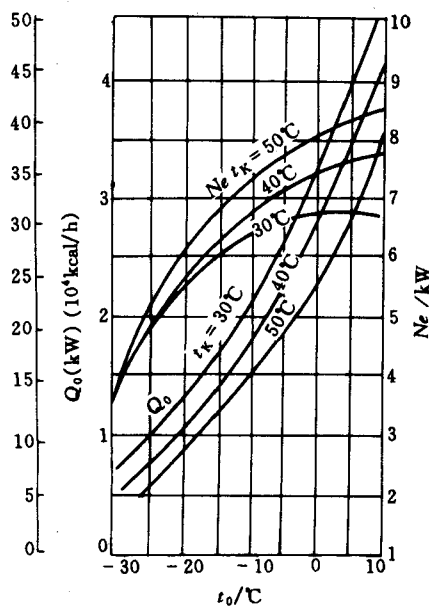
$$\begin{aligned}
 V_h &= \frac{\pi D^2}{240} \cdot S \cdot n \cdot Z \\
 &= \frac{\pi}{240} (0.1)^2 \times 0.07 \times 960 \times 8 \\
 &= 0.0703 (\text{m}^3/\text{s})
 \end{aligned}$$

(2) 从氨的饱和状态热力性质表上, 由 $t_0=-15^{\circ}\text{C}$ 和 $t_k=30^{\circ}\text{C}$ 查得下列参数

$$p_1=0.23636\text{MPa}, H_1=1363.141\text{kJ/kg},$$

$$v_1=0.50682\text{m}^3/\text{kg}$$

$$p_2=1.169\text{MPa}, H_3=H_4=264.787(\text{kJ/kg})$$

图 3-36 4FV₇K 型压缩机的特性曲线

(3) 根据 (3-4) 式求压缩机的容积效率

$$\begin{aligned}\eta_v &= 0.98 - 0.085 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \\ &= 0.98 - 0.085 \left[\left(\frac{1.169}{0.23636} \right)^{\frac{1}{1.28}} - 1 \right] \\ &= 0.769\end{aligned}$$

(4) 根据 (3-6) 式计算压缩机的制冷量 Q_0

$$\begin{aligned}Q_0 &= \eta_v \cdot V_h \cdot \frac{H_1 - H_4}{v_1} \\ &= 0.769 \times 0.0703 \times \frac{1363.141 - 264.787}{0.50682} \\ &= 0.769 \times 0.0703 \times 2167.148 \\ &= 117.2(\text{kW})\end{aligned}$$

例 3-2 同上例条件, 若采用 R12 作制冷剂, 试计算压缩机的制冷量。

解: (1) 根据 R12 饱和状态热力性质表上, 由 $t_0 = -15^\circ\text{C}$ 和 $t_k = 30^\circ\text{C}$ 查得下列参数

$$p_1 = 0.1826\text{MPa}, H_1 = 344.922\text{kJ/kg}, v_1 = 0.091018\text{m}^3/\text{kg}$$

$$p_2 = 0.7449\text{MPa}, H_3 = H_4 = 228.540\text{kJ/kg}$$

(2) 根据式 (3-4) 求容积效率

$$\begin{aligned}\eta_v &= 0.98 - 0.085 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \\ &= 0.98 - 0.085 \left[\left(\frac{0.7449}{0.1826} \right)^{\frac{1}{1.13}} - 1 \right] \\ &= 0.770\end{aligned}$$

(3) 根据式 (3-6) 计算压缩机的制冷量 Q_0

$$\begin{aligned}Q_0 &= \eta_v \cdot V_h \cdot \frac{H_1 - H_4}{v_1} \\ &= 0.770 \times 0.0703 \times \frac{3.44922 - 228.540}{0.091018} \\ &= 0.770 \times 0.0703 \times 1278.670 \\ &= 69.2(\text{kW})\end{aligned}$$

从上两例可以看出, 在同一工况下, 同一规格的制冷压缩机, 采用不同制冷剂时的制冷量是不同的, R12 的制冷量仅为氨的 59%, 而体积效率相差很少。由此可知, 制冷剂的性质对制冷量影响极大。

例 3-3 试为例 3-1 的压缩机确定配用电机功率 P_e , 并求该压缩机的单位轴功率制冷量 K_e 。

解: (1) 氨制冷剂的单位质量制冷量 q_0

根据例 3-1 给出的 H_1 和 H_4 , 可求得 q_0

$$q_0 = H_1 - H_4 = 1363.141 - 264.787 = 1098.354\text{kJ/kg}$$

(2) 确定压缩机排气状态的比焓和温度

根据氨的 $\lg p-H$ 图或过热蒸气热力性质表, 查得 $H_2=1598.84\text{kJ/kg}$, $t_2=102^\circ\text{C}$

(3) 求压缩机的理论功率 P_0

制冷量 Q_0 已在例 3-1 中求出, $Q_0=117.2\text{kW}$, 根据 (3-7) 式可求得压缩机的理论功率 P_0

$$\begin{aligned}P_0 &= \frac{Q_0}{q_0(H_2 - H_1)} \\&= \frac{117.2}{1098.354}(1598.84 - 1363.141) \\&= 25.15\text{kW}\end{aligned}$$

(4) 确定压缩机的指示效率 η_i 和机械效率 η_m

由压力比 $p_2/p_1=11.69/2.36\approx 5$ 及转速 $n=960\text{r/min}$

(属中低速) 查图 3-31 和图 3-32 可得

$$\eta_i = 0.76, \eta_m = 0.92$$

(5) 根据 (3-9) 式求压缩机的轴功率 P_b

$$\begin{aligned}P_b &= \frac{P_0}{\eta_i \cdot \eta_m} \\&= \frac{25.15}{0.76 \times 0.92} \\&= 35.96(\text{kW})\end{aligned}$$

(6) 配用电机功率 P

假定该压缩机与电机之间用 V 带连接, 则取传动效率 $\eta_d=0.95$, 又取附加系数为 1.10, 则由 (3-10) 式有:

$$\begin{aligned}P &= (1.10 \sim 1.15) \frac{P_b}{\eta_d} \\&= 1.10 \times \frac{35.96}{0.95} \\&= 41.6(\text{kW})\end{aligned}$$

(7) 求压缩机的单位轴功率制冷量 K

根据式 (3-12),

$$K_e = \frac{Q_0}{P_b} = \frac{117.2}{35.96} = 3.26$$

第四节 螺杆式制冷压缩机

螺杆式制冷压缩机是近二三十年兴起的一种新型压缩机。特别是近十年来, 随着螺杆式压缩机型线技术的发展, 啮合时密封性能的显著改善, 其效率已超过了其他种类的压缩机, 在大中制冷量范围内具有取代各种压缩机的趋势, 并广泛运用于石油化工、矿山、交通运输等行业。小制冷量的螺杆压缩机近年来也在迅速发展。

一、螺杆式制冷压缩机的结构和工作过程

螺杆式压缩机的构造如图 3-37 所示。在断面为双圆柱型的气缸内，装有一对按一定传动比反向旋转的螺旋形转子，其中一个有凸齿，称为阳转子（或称阳螺杆、主动转子），另一个有齿槽，称为阴转子（或称阴螺杆、从动转子）。图 3-38 所示为螺杆式压缩机螺杆部分断面图。由图可知，阳螺杆有四个凸齿，阴螺杆有六个齿槽，两根转子相互啮合。当阳转子旋转一周时，阴转子旋转三分之二周，或者说阳转子的转速比阴转子的转速快 50%。图 3-39 是螺杆式压缩机从吸气到排气的工作过程。此图是把压缩机翻身后的透视图。在气缸的吸气端座上开有吸气口。当齿槽与吸气口相通时，吸气即开始进行。随着螺杆的旋转，齿槽脱离吸气口，一对齿槽空间就吸满蒸气（如图

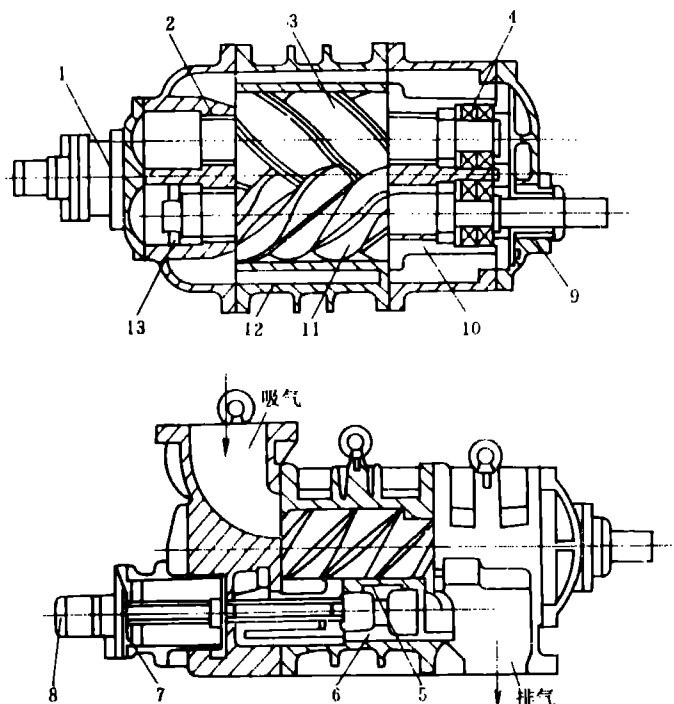


图 3-37 螺杆式制冷压缩机结构

- 1 油缸 2 轴承 3 阴转子 4 滚动轴承 5 喷油孔
6 滑阀 7 能量调节活塞 8 调节指示器 9 轴封
10 轴承 11 阳转子 12 机体 13 平衡活塞

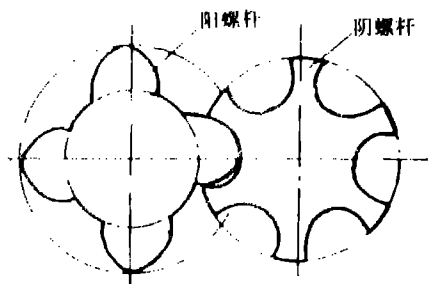


图 3-38 螺杆断面图

3-39 (a) 所示)。螺杆继续旋转时，两螺杆的凸齿与齿槽相互啮合，由于气缸体、啮合的螺杆和排气端座组成的齿槽容积变小，而且位置向排气端移动，起到了对蒸气压缩和输送的作用（如图 3-39 (b) 所示）。当这对齿槽空间与端座的排气口相通时，压缩即終了，压缩蒸气被排出了（如图 3-39 (c) 所示）。每对齿槽空间都经历着吸气、压缩、排气三个过程，不过它们发生在不同的齿槽空间罢了。

螺杆式压缩机从吸气开始到压缩終了，不啻活塞式压缩机那样受气阀的控制和随工况变动。螺杆式压缩机不设吸、排气阀。当齿槽空间与吸气口接通时即开始吸气，离开吸气口即开始压缩，与排气口相通开始排气。这一过程严格地与回转角保持着对应关系。螺杆式压缩机每对齿槽的最大吸气容积和压

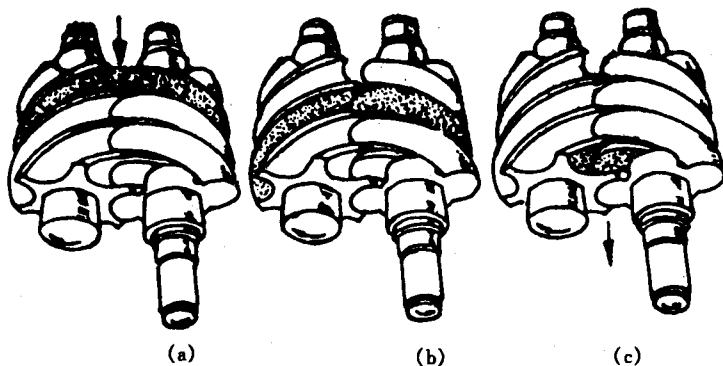


图 3-39 螺杆式压缩机的工作过程

缩终了时的容积均为定值，即内部的齿槽容积压缩前后的容积比（称内容积比）为定值。内容积比与螺杆的几何形状、排气口位置有关。

螺杆式压缩机在运转时，需要将压力油喷射到气缸内的压缩部位，其作用有：

(1) 冷却 常温高压油喷入气缸后，与被

压缩蒸气相混合，可吸收压缩热，使压缩过程接近等温过程，从而降低了压缩机的排气温度，改善了容积效率和指示效率。

(2) 密封 喷入的油在转子及气缸内表面形成一层油膜，使齿顶与气缸的密封线、转子端面密封线等部位的间隙减小，从而减少泄漏。

(3) 润滑 主动转子和从动转子是靠它们啮合传动的，喷入的压力油可以起到有效的润滑作用，降低啮合磨损和噪声。

螺杆式压缩机有开启式和半封闭式两种。我国目前生产的开启式螺杆压缩机产品采用的制冷剂为 R717、R22；半封闭螺杆式压缩机采用 R22 作制冷剂。

螺杆式压缩机与往复式压缩机相比有以下优点：

(1) 螺杆式压缩机只有旋转运动，没有往复运动，因此压缩机的平衡性好，振动小，其转速可以大大提高。

(2) 螺杆式压缩机的结构简单，紧凑，质量轻，无吸、排气阀，易损件少，可靠性高。

(3) 在低蒸发温度或高压比工况下，用单级压缩仍然可正常工作，且有良好的性能。这是由于螺杆式压缩机没有余隙，没有吸、排气阀，故在这种不利工况下仍然有较高的容积效率；另外由于气缸内喷油冷却，排气温度比活塞式压缩机低得多。

(4) 螺杆式压缩机对湿压缩不敏感。

(5) 螺杆式压缩机的制冷量可以在 10%~100% 范围内无级调节，但在 40% 以上负荷时的调节比较经济。

但螺杆式压缩机也有以下缺点：

(1) 螺杆式压缩机运行时噪声比往复式压缩机大。

(2) 由于气体在压缩机内高速流动引起的损失及泄漏损失较大，在正常工况（压缩比不太大）下，螺杆式压缩机的能耗比往复式压缩机要大一些，尤其是在内容积比与实际所要达到的压缩比不相适应时更甚。

(3) 由于在气缸内喷油，需要设置一套辅助的润滑油分离、冷却、过滤、加压的系统，使压缩机组的体积及质量增大。

二、螺杆式压缩机的能量调节

现代螺杆式制冷压缩机组均带有能量调节装置,以适应外界对冷量的变化。最常见的能量调节装置是滑阀调节装置。滑阀装在气缸壁下部两圆汇交处,如图 3-40 所示。

由图可知,当滑阀向排气端移动一个位置时,改变了转子有效长度,即改变了齿槽体积。

图 3-41 表示滑阀位置改变时的吸气体积及压缩过程。图 3-41 (a) 为全负荷状态,滑阀与固定端(吸气端)贴合在一起。此时,

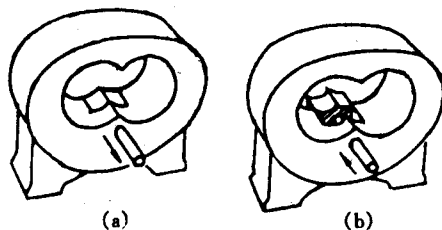


图 3-40 螺杆式压缩机的滑阀调节装置

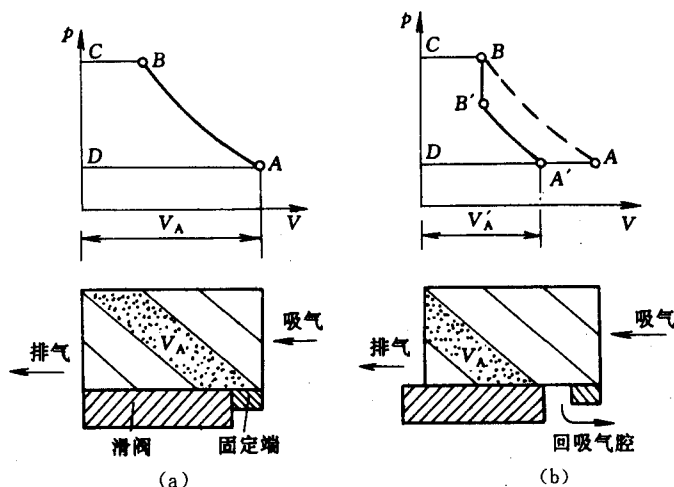


图 3-41 滑阀移动时的压缩过程

(a) 全负荷 (b) 部分负荷

齿槽容积 V_A 所吸蒸气全部被压缩并排出。若设内压力比与外压力比相等,则压缩过程为 $D-A-B-C$ 。当滑阀离开固定端向排气端移动一段距离后〔如图 3-41 (b)〕,由于在滑阀与固定端之间形成了与吸气腔相通的回流口,则有部分蒸气回流到吸气侧,只有 V'_A 的蒸气被压缩并被排出。若这时吸气口和排气口的压力仍各自等于全负荷时的压力,

且排气口的大小也没有变化(即压缩终了时的容积仍保持不变),则压缩过程为 $D-A'-B'-C$ 。

滑阀沿轴向移动距离的大小,控制了转子的有效长度,从而使排气量(或制冷量)在 100%~10%之间连续变化。理论上讲,由于有固定端,当滑阀一开启,吸气量突然下降(通常设计成 80%),然后随着滑阀的开启,吸气量逐渐下降。

图 3-42 中的实线为压缩机排气量在理论上随滑阀开启程度的变化。实际上,由于回流口有流动阻力,虽然回流口一旦开启,转子有效长度缩短到 80%,但吸气量并没有下降到 80%。实际吸气量随滑阀开启程度的变化关系如图 3-42 中的虚线所示。

用滑阀调节制冷量时,功率并不与制冷量成正比例变化,这是由于摩擦损失不随负荷的减小而下降;另外,回流口流动阻力也消耗一些能量。图 3-43 曲线表示了轴功率随制冷量的变化关系。由图可知,制冷量在 50%以下并不经济。因此,螺杆式压缩机虽然可以在 100%~10%范围内进行无级能量调节,但实际上只是在 40%以上进行调节。

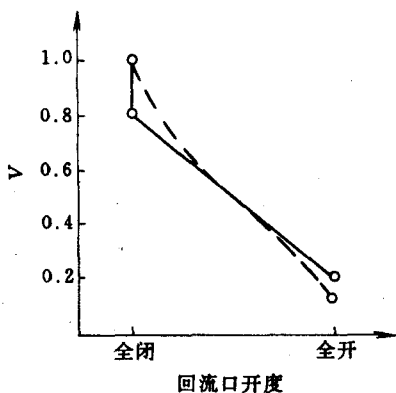


图 3-42 螺杆式压缩机排气量的变化

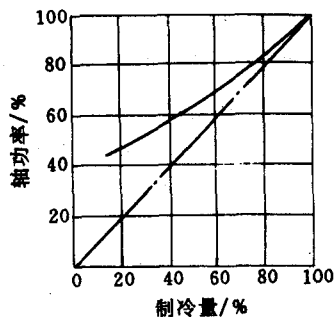


图 3-43 轴功率与制冷量的关系

螺杆式压缩机的能量调节可以是自动的,也可以是手动的。但不论是何种控制,都是采用油压控制滑阀。图 3-44 为油压控制滑阀的原理图。当手动四通阀如图示位置时,a、b 接通,c、d 接通,高压油经四通阀进入油活塞左侧的油缸,使滑阀向卸载方向移动。反之,当 a、d 接通,b、c 接通时,高压油进入油活塞右侧的油缸,滑阀向增载方向移动。当 a、b、c、d 互不相通时,滑阀定位。为实现压缩机能量自动控制,可以与四通阀并联一组电磁阀组。当电磁阀 V_1 、 V_4 开启, V_2 、 V_3 关闭,滑阀向卸载方向移动;反之,当电磁阀 V_2 、 V_3 开启, V_1 、 V_4 关闭,滑阀向增载方向移动;当电磁阀都关闭时,滑阀定位。滑阀的位置可以在制冷量指示器上显示出来。

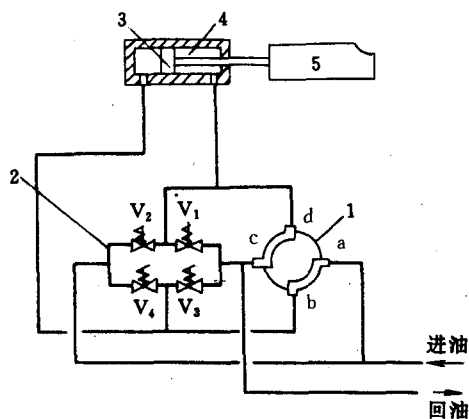


图 3-44 油压控制滑阀的原理图
1—手动四通阀 2—电磁阀组 3—油活塞
4—油缸 5—滑阀

第五节 偏心滚动转子式和蜗旋式制冷压缩机

一、偏心滚动转子式制冷压缩机

偏心滚动转子式(简称滚动转子式或称滚动活塞式、定片式)制冷压缩机虽然出现较早,但由于材质和加工精度的限制,长期以来在制冷领域很少发挥作用。近十多年来,由于材质和加工精度已被解决,滚动转子式制冷压缩机已广泛使用。国外已普遍用于房间空调器,其冷量范围在 1000~7000W 之间,几乎取代了往复式压缩机。国内也正在发展中,目前正处在往复式与滚动转子式交替之中。

滚动转子式压缩机与往复式压缩机相比较,具有制冷效率高、可靠性好、体积小、重量轻、零件数量少的特点,有利于大批量生产,并为采用变频器调节压缩机转速(1800~4000r/min)提供条件。还具有运转平稳、噪声低、振动小等优点。以相同制冷量的一台往复式与一台滚动转子式压缩机相比较(如制冷量为3500W的压缩机),滚动转子式压缩机的质量轻40%,体积小60%,耗电量减少15%,零件数减少38%。但滚动转子式压缩机的主要零件加工精度要求高,电动机绝缘等级要求高,启动扭矩要求较大。随着高科技的发展,这些难关都已被克服,滚动转子式压缩机正在迅速发展。

图3-45(a)为空调器用滚动转子式压缩机结构图。压缩机在泵壳的下部,电动机在其上部,整个气缸的外部几乎是浸在冷冻油中、转子装在气缸内,并套在偏心轴的偏心

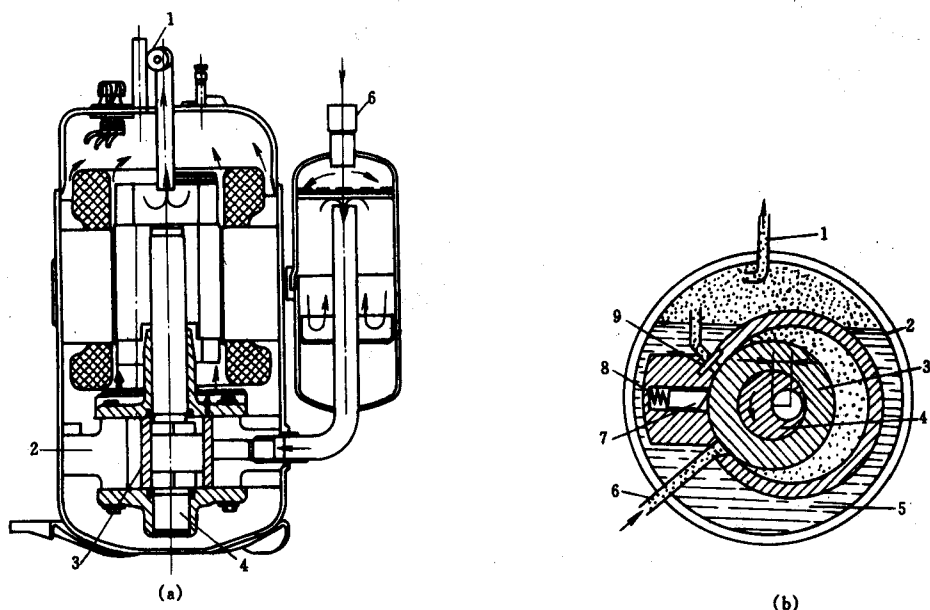


图3-45 滚动转子式压缩机的结构

1—排气管 2—气缸 3—圆柱活塞 4—轴 5—润滑油 6—吸气管 7—刀片 8—弹簧 9—排气阀

拐上,偏心以O为轴心带动着活塞在气缸内沿着气缸壁面滚动。气缸壁有一条穿通的槽,槽内装着配合精度很高的滑块(也称滑片或刀片),滑块与滚动转子(也称圆柱活塞)相配合在槽内滑动,它在弹簧力作用下与滚动转子外圆壁面紧密接触,而组成动密封,将滚动转子和气缸壁之间的月牙形空间分成进气腔与压缩腔两部分。在偏心轴绕气缸中心旋转一周的过程中,进气腔完成进气过程,与此同时,压缩腔完成压缩和排气过程。当滚动转子将滑块完全推入气缸槽内时,整个气缸便成为完整的月牙形〔如图3-45(b)〕,这时它所具有的气缸容积便是压缩机的有效工作体积。滑块与滚动转子轴向长度相等,气缸高度比滚动转子略高一点,气缸口上盖有气缸盖,滚动转子端面与气缸盖平面之间有一定间隙,以使滚动转子与滑块能在气缸内可以运动。端面间隙靠冷冻油密封和润滑,在气缸槽两旁的气缸体上有吸、排气孔,吸气孔口设有吸气阀。蒸气直接由进气管进入气

缸的吸气孔。排气口上装有阀，气缸内的高压气体从排气口排出进入泵壳内，形成高压气体区。与之相反，往复式压缩机的泵壳内则是低压气体区。滚动转子式压缩机中，电动机被高温气体包围，电动机绕组的温度相当高，对电动机的冷却是不利因素。为此需要提高电动机绕组的绝缘等级，以增强其耐温性，确保电动机绕组安全。因滚动转子式压缩机的吸气是直接由吸气管提供，为确保安全，防止液击，其吸气管上装有气液分离器。把多余的液体分离后储存在气液分离器内，逐步吸热汽化后，再进入压缩机。

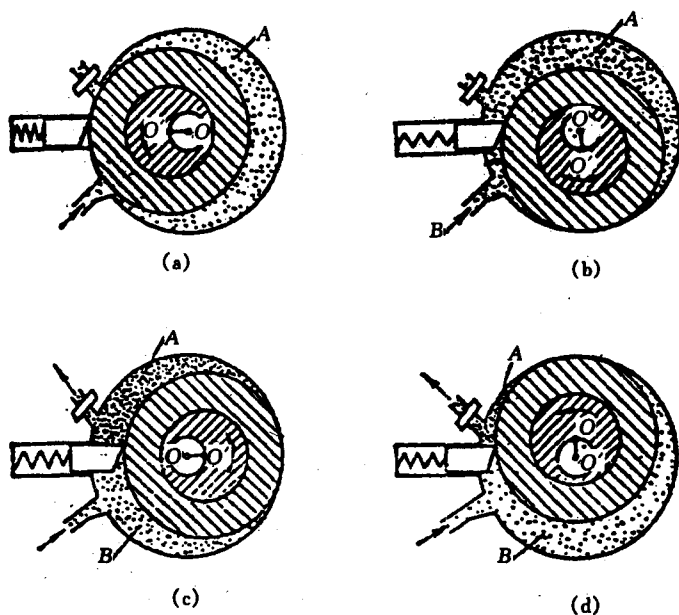


图 3-46 滚动转子式压缩机工作过程

这时排气腔内气体受到压缩，吸气腔内已有气体进入，即吸气过程已经开始。由于排气孔内有残余高压气体，转子在转折过程中，高压气体冲入气缸内产生膨胀，使气缸内的部分气体挤出吸气孔（回倒）。但由于活塞在高速运转，其转折点过程很短，气体损失极小。

当转子转到 180° ($1/2$ 转) 时 [如图 3-46 (c)]，吸气腔不断扩大并继续吸入气体，排气腔逐渐减小且其内气体压力不断提高。当气体压力升高到稍高于气缸外（泵壳内）压力时，排气阀被打开，开始排气。这时吸气与排气同时进行。

当转子转到 270° ($3/4$ 转) 时 [如图 3-46 (d)]，吸、排气还在进行，但已接近结束阶段。

当转子转到 360° [1 转，如图 3-46 (a)] 时，气缸的吸排气结束，将进行第二周运行。

目前滚动转子式压缩机均为全封闭结构，它与相同工况和容量的活塞式压缩机相比较，其能效比 EER 值可提高约 20%，体积缩小 40%，零件数减少 30%，质量下降 50%，噪声降低 5dB (A)。在运行中，由于平稳性好，振动少，气流均匀，适合于高速旋转。但是，滚动转子式压缩机对某些零件材质要求较高（如滑片、滑片弹簧等），而且要求有较高精度的加工设备（如阀片槽加工设备）和较高精度的装配间隙。

图 3-46 为滚动转子式压缩机工作过程，转子绕气缸内壁滚动一周时，气缸内便进行一次吸气、压缩与排气，其工作情况及顺序，以转子处在图 3-46 (a) 为起点进行叙述。

当转子处在图 3-46 (a) 位置时，整个气缸形成一个完整的月牙形工作容积，此时吸气刚结束，气体充满全部月牙形内腔，也不产生压缩。

当转子开始逆时针转动 90° ($1/4$) 时 [如图 3-46 (b)]，滑块将月牙形容积分二部分，即吸气腔与排气腔，

二、涡旋式制冷压缩机

涡旋式制冷压缩机早在 1905 年就由法国人 Leon Grela 发明, 但 70 年代中后期它才开始被用于汽车和飞机的空调、空气压缩机、柜式空调及增压机。1981 年汽车空调采用的涡旋式压缩机实现商品化。近年来在中小型空调机上也被广泛采用。

在空调中应用涡旋式压缩机有很多优点, 见表 3-7。

表 3-7 三种压缩机的性能比较

比较项目 (空调压缩机)	涡旋式	滚动活塞式	活塞往复式
能效比 (EER)	2.9	2.4~2.6	2.2~2.6
体积效率 (压比 4, 60Hz)	0.99	0.94	0.7
绝热效率比 (压比 4, 60Hz)	0.98	0.93	0.88
压缩室部件数比例	1	3	7
质量比例	0.8	0.8	1
加工精度/ μm	1~3	3	10~30
适用范围 (输出功率 kW)	1.5~5	0.4~1.0	1~10

涡旋式制冷压缩机的构造和工作原理如图 3-47 和图 3-48 所示。其核心是有由涡旋型翼片动盘和静盘组成压缩腔, 涡旋线多数采用渐开线或修正渐开线。

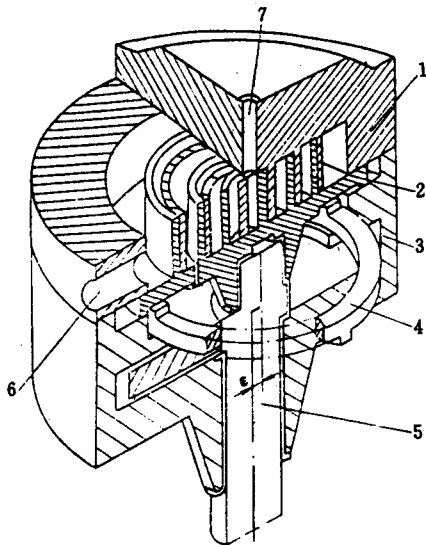


图 3-47 涡旋式压缩机的结构简图

1—固定涡旋盘 2—旋转涡旋盘 3—壳体 4—防自转环 5—偏心轴 6—进气口 7—排气口

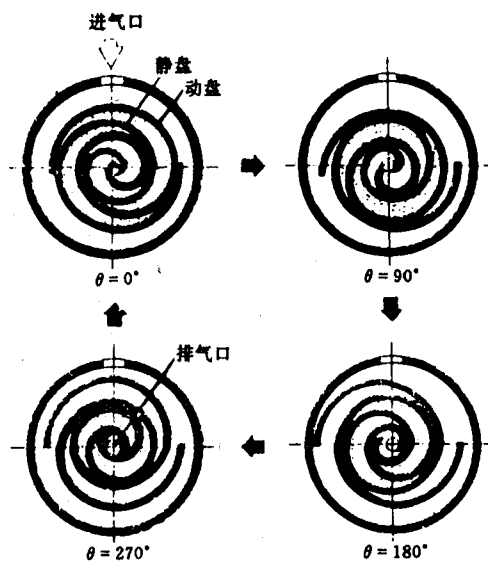


图 3-48 涡旋式压缩机的工作原理

它的工作原理是将带有涡旋形叶片组合成若干个封闭的空间,如图 3-48 中一系列月牙形工作容积(带网纹点部分)。静盘与机壳相固定,动盘由一个偏心距很小(4mm 左右)的偏心轴带动,绕固定盘涡旋中心以一定半径作公转运动,每转一个角度,月牙形容积被连续压缩一次。在图中 $\theta=0^\circ$ 时,月牙形面积最大; $\theta=90^\circ$ 时被压缩减少; $\theta=180^\circ$ 时进一步被压缩变小;直到 $\theta=270^\circ\sim 360^\circ$ 被压缩到一定压力后,高压气体从中心孔连续排出。蒸气在外圆处压力较低,越到中心处压力越高。因此,这种压缩过程是连续进行的,比较平稳。没有吸气阀和排气阀,几乎没有余隙容积,因此容积效率很高。

目前,涡旋式制冷压缩机的使用功率大约在 1~15kW 之间,与活塞式制冷压缩机相比较,它的体积可缩小 40%,质量可减轻 15%,易损部件极少,运行平稳、噪声低、并具有较高的能效比 EER 值。但这种压缩机静、动盘的涡旋线加工精度要求极高。日本三井精机工业株式会社研制出型号为 SS30A 型涡盘专用数控机床,已使涡旋式压缩机能够商品化。我国也正在研制中。

第六节 离心式制冷压缩机

离心式压缩机又称透平式压缩机。这种压缩机在本世纪初出现,到 1921 年用于制冷工程中,自 30 年代氟利昂制冷剂的出现以及后来冶金工业和其他科学技术的发展,为离心式制冷压缩机的制造和广泛应用奠定了良好基础。目前,单机容量在 1200kW 以上的制冷压缩机,几乎全部采用离心式。

一、离心式制冷压缩机的构造和工作原理

离心式压缩机的构造与水泵相似,图 3-49 为其结构简图。它由叶轮、吸气腔、扩压器、蜗壳、传动轴及轴封等零部件组成。

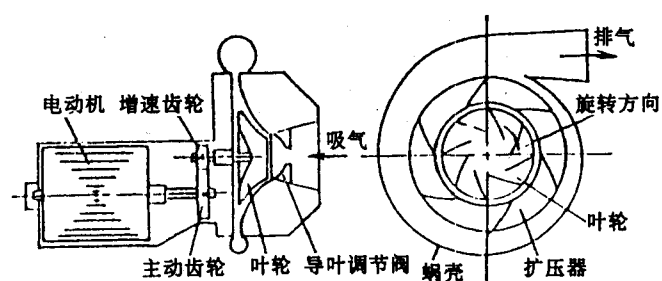


图 3-49 单级离心式制冷压缩机示意图

离心式制冷压缩机是属速度型压缩机,它是利用叶轮高速旋转时产生的离心力来压缩和输送蒸气的。它的工作原理基本上与离心式水泵相似。

当电动机通过增速齿轮带动叶轮高速旋转时,低压气体从侧面吸气口进入叶轮中心,靠叶

轮高速旋转产生的离心力作用,获得动能和压力能而流向叶轮的外缘。由于离心式压缩机叶轮的圆周速度很高,气体从叶轮外缘流出的速度也很高,为了减少能量损失,同时提高离心式压缩机出口气体的压力,除了像水泵那样装有蜗壳以外,还在叶轮的外缘设有扩压器,这样,从叶轮流出的气体,首先通过扩压器再进入蜗壳,使气体的流速有较大的降低,将动能转化为压力能,以获得高压气体而使之排出压缩机之外。

由离心式压缩机的工作原理可知,为了使流出压缩机的制冷蒸气具有一定的压力,就要叶轮具有足够的外缘圆周速度,即要求叶轮有足够的转数。叶轮直径越小,转数要求

越高。目前，单级离心式制冷压缩机的转速通常在 10^4r/min 左右。

由于离心式制冷压缩机的转数很高，而叶轮直径又受到加工工艺的限制，不希望太小（一般不小于 $200 \sim 250 \text{mm}$ ），所以，离心式压缩机排气量必然很大，制冷量也很大，故离心制冷压缩机适合于大型制冷装置。最近，离心式制冷压缩机有向小型发展的趋势，但要解决好小型叶轮的加工工艺和加工精度才有成效。

离心式制冷压缩机也像水泵那样有单级和多级之分，也就是说，主轴上的工作叶轮可以是一个，也可以有几个。显然，工作叶轮的转速越高，级数越多，离心式压缩机产生的能量头（叶轮给予单位质量制冷剂蒸气所做的功）也越高。

二、离心式制冷压缩机的特性

（一）喘振现象

图 3-50 为离心式压缩机的特性曲线，即排气量与有效能量头（叶轮给予单位质量制冷剂蒸气所做的有效功，单位为 J/kg ）的关系。

图中 D 点为设计点。离心式压缩机在此工况点运行时，效率最高，偏离此点效率均要降低，偏离得越远，效率降低得越多。

E 点为最大排气量点。排气量增加到此点时，压缩机叶轮进口流速达到音速，排气量不可继续增加。

S 点为喘振点。当压缩机的排气量减少至 S 点以下时，由于制冷剂通过叶轮流道的能量损失增加较大，离心式压缩机的有效能量头将不断下降，这时，压缩机出口以外的气体就会倒流返回叶轮。气体发生倒流后，

冷凝压力降低，压缩机又可以将气体压出，送至冷凝器，冷凝压力又要不断上升，再次出现倒流。离心式压缩机运转时出现的这种气体来回倒流撞击现象称为喘振现象。产生喘振现象后，不仅造成周期性地增大噪声和振动，而且，由于高温气体倒流入压缩机，还要引起壳体 and 轴承温度升高，若不及时采取措施，就会损坏压缩机甚至整套制冷装置，因此，运转过程中应极力避免喘振的发生。

离心式制冷压缩机发生喘振现象的原因主要是冷凝压力过高或吸气压力过低，所以，运转过程中保持冷凝压力和蒸发压力稳定，可以防止喘振的发生。但是，当调节压缩机制冷能力，其负荷过小时，机器也会产生喘振，这就需要进行保护性的反喘振调节。

（二）影响离心式压缩机制冷量的因素

从图 3-50 可以看出，离心式压缩机在工作范围（ $S \sim E$ 之间）运行时，排气量越小，有效能量头越高。由于冷凝温度与蒸发温度之差越大，气态制冷剂被压缩时所需要的能量头就越大，所以，离心式制冷压缩机与活塞式制冷压缩机一样，都是随着冷凝温度的升高和蒸发温度的降低，实际排气量就要减少，从而减少了压缩机的制冷量。但是，蒸发温度和冷凝温度变化对制冷量影响的程度，这两种压缩机却有所区别。

1. 蒸发温度的影响

当制冷压缩机的转数和冷凝温度一定时，离心式制冷压缩机制冷量受蒸发温度变化

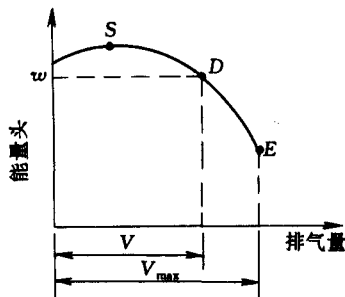


图 3-50 离心式压缩机的特性曲线

的影响比活塞式制冷压缩机要大,蒸发温度越低,制冷量下降得越剧烈。

2. 冷凝温度的影响

当制冷压缩机的转数和蒸发温度一定时,冷凝温度若低于设计值,则冷凝温度对离心式制冷压缩机的制冷量影响不大,但是,当冷凝温度高于设计值时,随冷凝温度升温,离心式制冷压缩机的制冷量将急剧下降,这一点必须给予足够重视。

3. 转数的影响

当蒸发温度和冷凝温度一定时,活塞式制冷压缩机的制冷量与转数成正比关系;但对离心式制冷压缩机则不然,由于压缩机产生的能量头与叶轮外缘圆周速度(也可以说与压缩机的转数)的平方成正比,所以,随着转数的降低,离心式制冷压缩机产生的能量头急剧下降,故制冷量也必将急剧降低。

思 考 题

1. 制冷压缩机如何分类?开启式、半封闭式和全封闭式制冷压缩机在结构上有何不同?
2. 开启式活塞制冷压缩机由哪些主要部件组成?它们的功用各如何?
3. 试述大、中型活塞式制冷压缩机调节冷量的原理。
4. 制冷压缩机的理论功率、指示功率、轴功率、电机输入功率有何区别?如何计算?
5. 试用制冷循环的 $\lg p-h$ 图分析,当冷凝温度和蒸发温度变化时,压缩机的制冷量和循环制冷系数将如何变化?
6. 为什么要规定压缩机的运行工况?空调工况和标准工况中的冷凝温度和蒸发温度各为若干度?
7. 与活塞式制冷压缩机相比较,螺杆式制冷压缩机有哪些优点?
8. 偏心滚动转子式和涡旋式制冷压缩机的工作过程与活塞式有何区别?
9. 离心式制冷压缩机的主要结构和工作原理如何?

习 题

1. 一台 6FW10 制冷压缩机(采用 R22 制冷剂),行程 $S=70\text{mm}$,转速 $n=960\text{r/min}$,运行工况为: $t_k=4^\circ\text{C}$,过冷温度 34°C ,吸气温度 12°C ,试求该压缩机的制冷量、冷凝器的热负荷、压缩机的理论功率、指示功率、轴功率、配用电机功率(压缩机与电机直接传动)以及单位功率制冷量。
2. 一台 4AV12.5 氨制冷压缩机(行程 $S=100\text{mm}$, $n=960\text{r/min}$),求下列两种工况下的制冷剂质量循环量、制冷量、轴功率和制冷系数。
 - (1) $t_k=40^\circ\text{C}$ 、 $t_0=5^\circ\text{C}$,过冷温度 38°C ,吸气温度 10°C 。
 - (2) $t_k=40^\circ\text{C}$ 、 $t_0=-5^\circ\text{C}$,过冷温度 38°C ,吸气温度 0°C 。

第四章 冷凝器和蒸发器

冷凝器与蒸发器都是制冷装置中的热交换器，它们性能的好坏都会直接影响制冷装置运转的经济性和安全可靠，因此在选择、运行管理中必须对它们引起足够的重视，最大限度地发挥它们的传热效能，提高运转经济性，降低运行费用和保证安全可靠。

第一节 冷凝器的种类、基本构造和工作原理

冷凝器的功能是把由压缩机排出的高温高压气态制冷剂冷凝成液体制冷剂，把制冷剂在蒸发器中吸收的热量与压缩机耗功率相当的热量之和排入周围环境(水或空气等)之中。制冷剂在冷凝器中冷却的过程，实际上分成三个阶段：由过热蒸气冷却为饱和蒸气；由饱和蒸气凝结为饱和温度下的液体；由饱和液体进一步冷却为过冷液体。

冷凝器按其冷却介质和冷却方式，可以分为水冷式、空气冷却式(风冷式)和蒸发式三种类型。

一、水冷式冷凝器

水冷式冷凝器是以水作冷却介质来对压缩机的排气进行冷却使其冷凝。冷却水可以采用江、湖、河、海及井水等。冷却水可以一次使用，也可以循环使用。当冷却水循环使用时，系统中需设有冷却塔或凉水塔，使离开冷凝器的水不断得到冷却，以便重复使用。

常用的水冷式冷凝器有卧式壳管式、立式壳管式、套管式三种。

1. 卧式壳管式冷凝器

壳管式冷凝器的主体部分如图 4-1 所示。它是一个钢板卷制焊接成的圆柱形筒体，筒

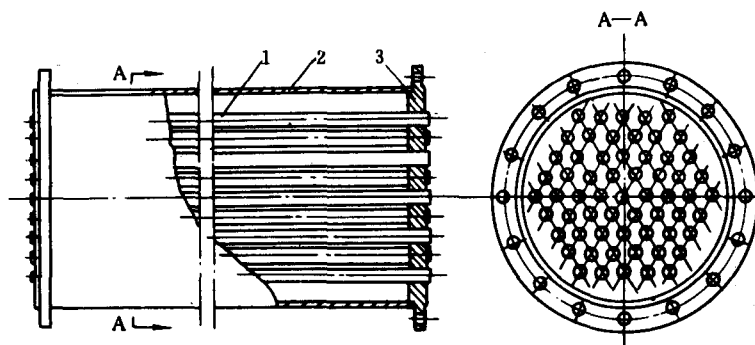


图 4-1 壳管式冷凝器主体部分的结构

1—管子 2—壳体 3—管板

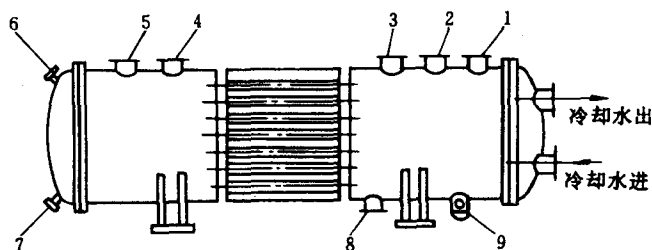


图 4-2 卧式壳管式氨冷凝器

- 1—放空气管接头 2—压力表接头 3—空气阀接头 4—均压管接头
5—进气管接头 6—放空气旋塞接头 7—泄水旋塞接头
8—出液管接头 9—放油管接头

体的两端焊有两块圆形的管板，两个管板钻有许多位置对应的小孔，在每对相应的小孔中装入一根管子，管子的两端是用胀接法或焊接法紧固在管板的管孔内。这样便组成了一组直管管束。卧式壳管式冷凝器水平放置，其结构如图 4-2 所示。制冷剂蒸气由筒壳顶部的进气管进入壳体内管束之间的空隙，凝结后的液体制冷剂由壳体底部（或集油包处）的出液管流出。冷却水由盖板下部进水管进入冷凝器，因盖板上铸有分水筋，因而使冷却水在冷凝器内分成几个流程，自下而上地在管内按顺序流动，最后由盖板上部的出水管流出。这样可以缩小水流断面，提高水流速度，从而增强传热效果。

这种冷凝器底部集油包上还设有放油管，此放油管是伸入集油包内靠近底部的，经过沉积澄清后的润滑油，可以定期地从此排出（如无油包时，也可从筒体上插入底部的排油管进行放油）。在筒壳上部还设有安全阀、平衡管、放空气管和压力表等的管接头。此外冷凝器盖板上还设有放空气和放水旋塞。当冷凝器开始运转时，可打开放空气（上部）旋塞排除冷却水管内的空气，使管内充满冷却水。放水（下部）旋塞是供冷凝器停止运转或检修时以便将冷凝器中的冷却水全部排出。

卧式壳管式氨冷凝器内的管子通常是 $\phi(25 \sim 38)$ mm 的无缝钢管，其传热系数的大小与冷却水的流速有关，流速不宜过高或过低，一般取 $0.8 \sim 1.2$ m/s。当对数平均温度差 $\Delta t_m = 4 \sim 6^\circ\text{C}$ 时，传热系数可取 $K = 698 \sim 930 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ；单位热负荷 $q = 1071 \sim 5234 \text{ W}/\text{m}^2$ 。

图 4-3 所示是以氟利昂为制冷剂的卧式壳管式冷凝器，它的构造与氨用的卧式壳管

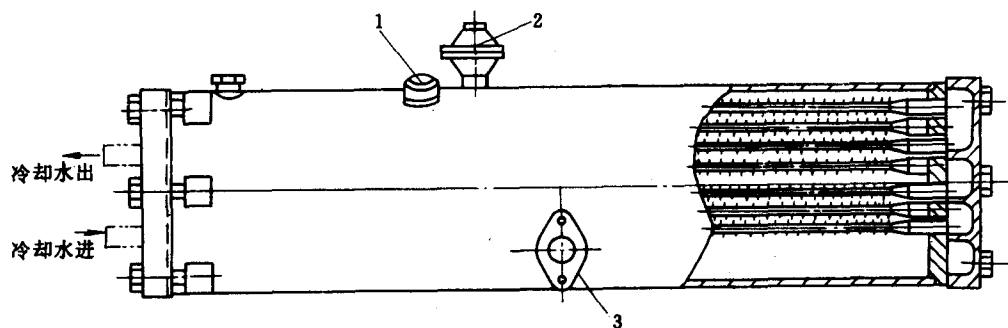


图 4-3 卧式壳管式氟利昂冷凝器

- 1—安全阀接头 2—进气管接头 3—出液管接头

式冷凝器的不同点是冷凝器的管子一般都用铜管，由于氟利昂侧放热系数较低，所以在铜管外表面进行肋化，这样可以强化氟利昂侧的冷凝放热，提高传热系数。由于氟利昂能和润滑油相溶解，润滑油随氟利昂一起在系统内循环，所以不需要设放油管接头。

氟利昂蒸气由上部进入冷凝器的管间空隙，凝结后的液体制冷剂从下部流出。对小型氟利昂卧式壳管式冷凝器不设安全阀，而是在冷凝器的下侧设有一个安全熔塞，它是用低熔点合金制成。一般将这种低熔点合金灌铸入冷凝器柱塞的小孔中，其功用是当冷凝器严重缺水或因其他原因停止供水时，冷凝压力聚增，温度上升，当温度超过 70℃ 则合金熔化，氟利昂自动地自冷凝器排出，避免发生爆炸。

卧式壳管式冷凝器的优点是传热系数较高，冷却水耗量少，占空间高度小，操作管理方便。其缺点是要求冷却水的水质好，水温低，清洗水垢时不方便，需要停止冷凝器工作。

这种冷凝器一般应用在中、小型制冷装置中，特别是在压缩——冷凝机组中使用最为普遍。

2. 立式壳管式冷凝器

这种冷凝器常用于中型及大型的氨制冷装置中，其结构如图 4-4 所示。同卧式壳管式冷凝器相比，立式壳管式冷凝器不但是直立放置，而且两端没有端盖，水及制冷剂氨的流动方式也有所

不同。冷却水从上部进入冷凝器管内，但水并不充满钢管的整个断面，而只是呈膜状沿管内壁自上流下，排入水池中，一般再用水泵压送入冷却塔中循环使用。

气态制冷剂从冷凝器外壳的中部偏上处进入圆筒内的管外空间中，冷凝后的液体沿管外壁从上流下，积在冷凝器底部，从出液管流出。此外，冷凝器的外壳上还设有放油阀、放空气阀和安全阀等。

为了使冷却水均匀地分配到每根钢管中，冷凝器顶部装有配水箱，水从水箱中通过分配器或多孔筛板分配到每根钢管。水分配器的结构型式有多种，使用较多的一种是带斜槽的导流管头（或分水环）。每根钢管的顶端冷却水入口处，装有一个导流管头，使冷却水沿钢管内壁作螺旋状运动下降，形成薄膜状的水层，从而延长冷却的热交换时间，提高冷却效率并节省水量。

立式壳管式冷凝器内的管子一般用 $\phi 50\text{mm}$ （或较小直径）的无缝钢管。这种冷凝器可以露天安装，以节省机房面积；也可以装在冷却水塔的下面，以简化冷却水系统；冷凝器可在运行中清洗水管，对冷却水水质的要求可低一些。从冷凝放热的特性看，立管

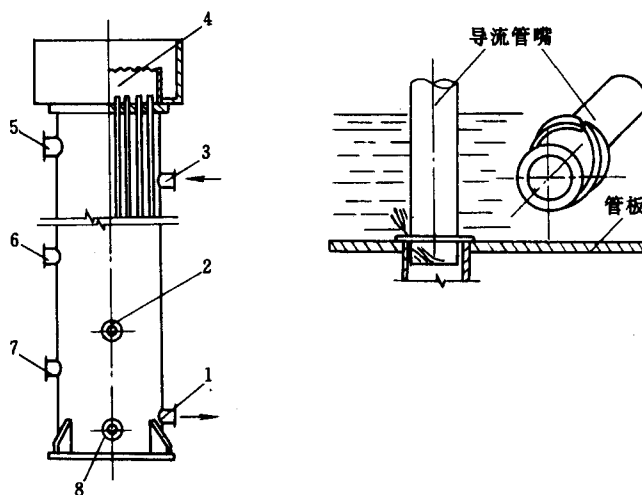


图 4-4 立式壳管式冷凝器

1—出液管接头 2—压力表接头 3—进气管接头 4—配水箱 5—安全阀接头 6—均压管接头 7—放空气管接头 8—放油管接头

要比水平管差一些，因而它的传热系统比卧式冷凝器要低小。立式壳管式冷凝器的缺点是冷却水用量大；体积大，比较笨重；冷凝器管内水流速度低，易结水垢，当露天装置时灰砂易落入，因此需要经常清洗。

3. 套管式冷凝器

套管式冷凝器是由两种不同直径的管子套在一起组成，它主要用于小型氟利昂空调机组中，一般用在单机制冷量小于 25kW 的制冷装置。

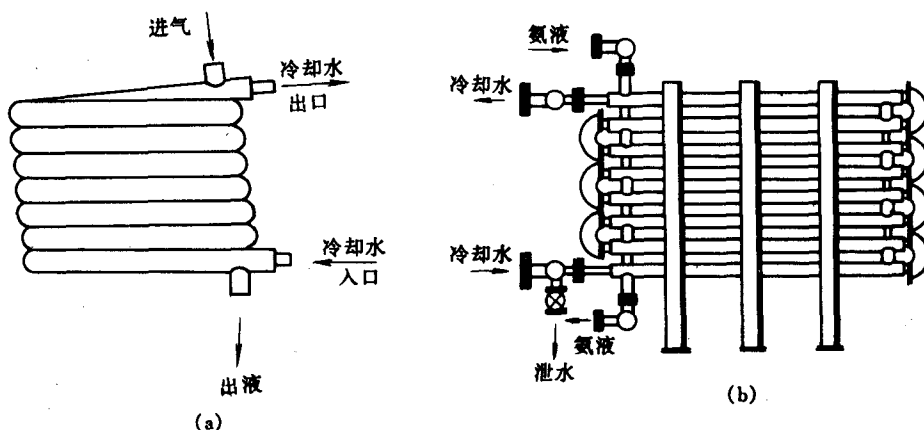


图 4-5 套管式冷凝器

图 4-5 (a) 所示为一套管式氟利昂冷凝器，它的外管为内径 50mm 的无缝钢管，管内套入几根紫铜管或轧有低翅片的紫铜管(称内管)，装好后在弯管机上弯曲成螺旋形状。制冷剂的蒸气从上方进入套管的空腔，在内管外表面上冷凝，液体在外管底部依次下流，从下端流入贮液器中。冷却水从冷凝器的下方流入，其流动方向是自下而上，与氟利昂的流动方向相反，这样能够实现比较理想的逆流换热，从而比其他类型冷凝器的传热效果要好。当内管为纵向外翅片铜管，翅化系数为 3.2，制冷剂为 R22 时，其传热系数约为 $930\text{w}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。套管式冷凝器可以安放在压缩机的周围，不占用专门位置。这样可以减少压缩机冷凝机组的外形尺寸。

套管式冷凝器的优点是：结构简单、制造方便，能够比较理想地进行逆流式换热，传热效果好，节省制冷机组的占地面积。它的缺点是：单位传热面积的金属消耗量大，清洗水垢比较困难。

4. 再冷却器

对于冷凝器来说，希望它能使冷凝后的液态制冷剂达到一定的再冷，以便提高制冷系统的制冷能力和有利于液态制冷剂的输送。如果不采取任何措施，一般水冷式冷凝器可使制冷剂达到的再冷度是很小的；当最大温度差（即冷凝温度与冷却水进口温度之差）为 10°C 时，再冷度仅为 1°C ；为 20°C 时，也只有 2°C 左右。因此，为了获得较大的再冷度应采取一定的措施，取得较大再冷度有两种方法：一种是使冷凝器底部的部分传热管浸没于被冷凝下来的液态制冷剂中；另一种办法则是除了冷凝器外，另外设置再冷

器。

采用冷凝下来的液态制冷剂浸泡部分传热管这种办法时，由于液态制冷剂与刚进入冷凝器的冷却水之间通过管壁发生热交换，所以可以使液态制冷剂有较大的再冷。不过，这种浸没式传热面的放热为自然对流换热，其换热能力很低。

图 4-5 (b) 为套管式氨再冷器。冷却水在内管中自下而上流动，氨液在内管外部空间自上而下地流动。这种与冷凝器分离的再冷器，一则可以使之进行强迫对流换热，再则可使冷却水与氨液之间呈逆流式换流，因此，再冷能力较强。

二、空气冷却式冷凝器

空气冷却式冷凝器也称为风冷式冷凝器。在这种冷凝器中，制冷剂冷却和凝结放出的热量被空气带走。空气冷却式冷凝器多用于小型氟利昂制冷装置中，例如各种小型空气调节机组、冰箱及冷藏车辆等制冷设备。缺水地区，或者不便于使用水冷式冷凝器的场合也可以使用空气冷却式冷凝器。目前，空气冷却式冷凝器主要用于氟利昂制冷装置（特别是 R12）。而在氨制冷装置中还未见使用过。

空气冷却式冷凝器的结构型式一般多为蛇管式，制冷剂的蒸气在管内冷凝，空气在管外流过。根据空气运动的方式不同，空气冷却式冷凝器有自然对流式和强迫对流式之分。图 4-6 为强迫对流空气冷却式冷凝器的结构图。

为了使冷凝器的结构紧凑，通常是由几根蛇管并联在一起，作成长方形形。氟利昂

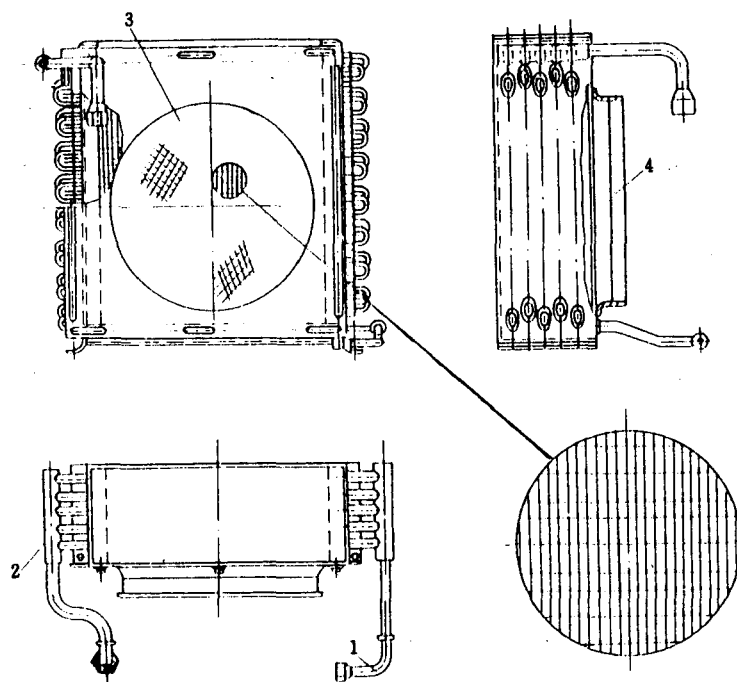


图 4-6 强迫对流空气冷却式冷凝器

1—液体集管 2—蒸汽集管 3—肋片管组 4—风机的扩散器

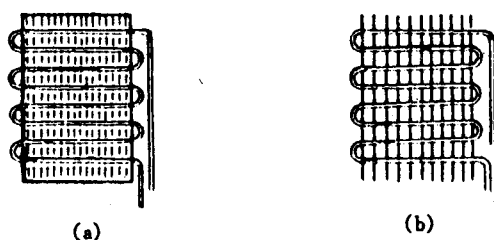


图 4-7 自然对流式空气冷却冷凝器

(a) 百叶窗 (b) 钢丝式

蒸气从上部的分配集管进入每根蛇管中，凝结成的液体沿蛇管下流，汇于液体集管中，然后流入贮液器内。蛇管一般是用直径较小的紫铜管($\phi 10\text{mm} \times 1\text{mm} \sim \phi 16\text{mm} \times 1\text{mm}$)制成。每根蛇管的总长度不宜过长，否则蛇管的后部将被液体充满，影响传热效果。沿空气流动方向蛇管的排数是与风机的型式有关，对于小型冷凝器一般为 3~6 排。

当冷凝器的容量较大时，可以将其宽度增大，用两个风机或者将冷凝器设计成并联工作的几组。

空气冷却式冷凝器空气侧的放热系数较小，因此管外都有翅片。这种冷凝器很少使用螺旋形翅片，因为它易于污垢，清洗比较困难。因而一般是使用套片式翅片。翅片是用厚 0.2~0.6mm 的铜片或铝片制成，翅片间距约为 2~4mm。

空气冷却式冷凝器的传热系数较低，当迎面风速为 2~3m/s 时，按全部外表面计算的传热系数约为 $24 \sim 29\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

在家用冰箱和微型制冷装置中，通常还使用自然对流空气冷却式冷凝器，其结构如图 4-7 所示，它依靠空气受热后产生的自然对流，将制冷剂放出的热量带走。这种冷凝器的传热效果较差。

由于夏季室外温度高（可达 40°C ），采用空气冷却式冷凝器时，其冷凝温度也较高（达 $45 \sim 50^\circ\text{C}$ ），所以它适用冷凝压力较低的制冷剂，如 R12，R133 等。

空气冷却式冷凝器的最大优点，是不需要冷却水。因此，特别适用于缺水地区或者供水困难的地方，小型氟利昂空调机组中，采用空气冷却式冷凝器的特别多，如各种窗式空调器、组装式空调器、行车降温空调制冷设备等。

三、蒸发式冷凝器

水冷式冷凝器需要大量的冷却水。但随着工业生产的迅速发展，节约冷却水的消耗量已成为一个很重要的问题，特别是在缺水地区，这个矛盾更为突出。空气冷却式冷凝器虽然不需要冷却水，但是它的使用有一定的局限性。因此，在一定情况下，有必要采用蒸发式及淋激式冷凝器。

蒸发式冷凝器所以能减少耗水量，主要是利用冷却水蒸发时的汽化潜热来吸收制冷剂的热量。图 4-8 为蒸发式冷凝器的构造示意图。它由冷却管组，给水设备、通风机，挡水板和箱体等部分组成，冷却管组大多数是用无缝钢管弯制成的蛇形盘管连接而成。工作时，被冷却的制冷剂蒸气由上部进入蛇形盘管内，冷凝后的液体从盘管下部流出。冷却水从盘管顶部的喷嘴喷出，直接喷淋在盘管的表面上，喷淋的冷却水一部分受热而蒸发成水蒸气，另一部分流至下部并汇集在水盘内，经水泵再送到喷嘴循环使用。为加速喷淋在冷却盘管表面的冷却水的蒸发，强化盘管外表面的放热效果，在冷凝器的上部或侧部装有通风机，通风机设在盘管的上部，称为吸入式蒸发式冷凝器，如图 4-8 (a) 所

示，它吸入来自盘管的空气。若通风机设在盘管下部的侧面，则称为压入式蒸发式冷凝器，因为它向盘管压送空气，如图 4-8 (b) 所示。这两种蒸发式冷凝器各有优缺点，吸入式由于通过冷凝盘管的气流能均匀流动，所以传热效果好，但通风机在高温高湿条件下运行，容易发生故障，而压入式则与此相反，其运行时使室外空气从冷凝器下部进入，通过冷却管组，从冷凝器顶部排出。流经冷却管组间的空气流速一般要求为 $3\sim 5\text{m/s}$ ，喷水的压力约为 $0.05\sim 0.1\text{MPa}$ 。为防止未蒸发水滴被空气带走，在喷水管的上部装有挡水板，需要补充的新鲜冷却水是用浮球阀自动补充并控制水盘内的水位。

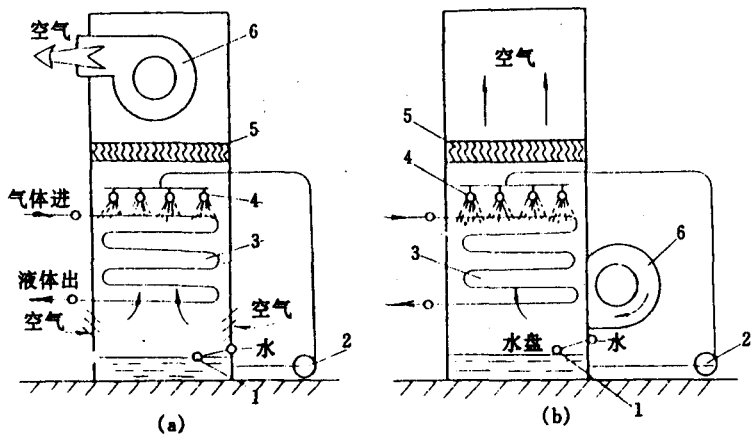


图 4-8 蒸发式冷凝器结构示意图

(a) 吸入式 (b) 压出式

1—浮球 2—水泵 3—蛇形冷凝器 4—喷头 5—挡水板 6—鼓风机

从上所述，蒸发式冷凝器对制冷剂蒸气的冷却除用冷却水的湿热外，主要是利用其汽化潜热来带走制冷剂的热量。所以，这种冷凝器的冷却水用量比壳管式冷凝器少得多。理论上蒸发式冷凝器的耗水量为水冷式的 $1/70\sim 1/100$ 。但是，由于挡水板的效率不能达到 100%，同时空气中灰尘对水的污染，也需要经常更换水盘中的部分水量等原因，实际上补充水量约为水冷式的 $1/25\sim 1/50$ 。此外，为了减少冷却水的消耗，还可以在蒸发式冷凝器挡水板的上部增加一或两排盘管，使来自制冷压缩机的过热蒸汽首先在此盘管中得到冷却，使其达到接近冷凝压力下的饱和温度，然后再进入下部盘管冷凝成饱和液体。这样，一方面能充分利

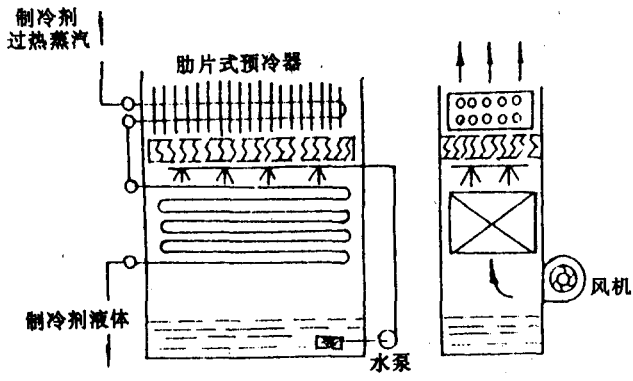


图 4-9 有预冷的蒸发式冷凝器示意图

用空气中所携带的雾状水滴来对盘管中制冷剂进行冷却，同时还可以减轻冷却盘管上的结垢。这种带有预冷盘管的蒸发式冷凝器见图 4-9，它的传热效果比没有预冷盘管的蒸发式冷凝器增加 10%。

蒸发式冷凝器水的消耗量很少，空气的流量也不大。所以蒸发式冷凝器特别适用于缺水的地区，尤其是当气候干燥时，应用它更为有效。蒸发式冷凝器一般可装在厂房的屋顶上，因而可以节省建筑面积。蒸发式冷凝器目前使用已日渐增多。

还应该说明，水在冷凝器管外汽化时，将其中的矿物质完全留在管子表面上，水垢层增长较快，因此蒸发式冷凝器应使用软水或经过软化处理的水，如何经济而有效地进行软化水处理，也是目前普遍注意的问题。

淋激式冷凝器的工作原理与蒸发式冷凝器相同，只是冷却水在管外汽化，产生的水蒸气被自由运动的空气带走，传热效果较差。由于淋激式冷凝器金属耗量大，占地面积大，所以目前已很少生产和使用。

第二节 冷凝器的传热分析及选型计算

一、冷凝器的传热分析

冷凝器是制冷装置的重要换热设备之一。它的结构类型虽然很多，但基本传热方式大都是冷热两种流体被金属隔开而进行相互传热的。这种传热方式的热交换器，属于表面式换热设备。表面式换热设备的基本传热公式为：

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_m \quad (4-1)$$

式中 Q ——热交换设备的传热量，W

K ——传热系数，W/(m²·K)

F ——热交换面积，m²

Δt_m ——平均温差，℃

在既定的热交换设备中，其热交换面积是一定的，因而要提高传热量，除了提高平均温差外，其重要途径是如何提高传热系数。

冷凝器中的传热过程，包括制冷剂的冷凝放热，通过金属壁和污垢层的导热及冷却介质（水或空气）的吸热过程。传热过程中，不仅制冷剂侧蒸气的冷凝表面和接触冷却介质的管壁面有放热热阻，管壁也具有导热热阻。此外，冷凝器管壁面上不免还要附有油膜、水垢等污物，这些都具有导热热阻。一般来说，管壁的导热热阻很小。下面主要分析影响制冷剂侧蒸气凝结放热及冷却介质侧放热的因素。

1. 影响制冷剂侧蒸气凝结放热的因素

(1) 制冷剂蒸气的流速流向的影响 制冷剂在冷凝器中的凝结，一般都是膜状凝结，当制冷剂蒸气与低于饱和温度的壁面接触时，便凝结成一层液体薄膜，并在重力的作用下向下流动。液膜是冷凝器中制冷剂一侧的热阻，它的增厚将使制冷剂侧的热阻增大，放热系数降低。因此，当制冷剂蒸气与冷凝液膜朝同一方向运动时，冷凝液体与传热表面的分离较快，放热系数增高。而当制冷剂蒸气作反液膜流向运动时，则放热系数可能降

低,也可能增大,此时将决定于制冷剂蒸气流速。若蒸气的流速较小时,液膜流动减慢,液膜变厚,放热系数降低;若制冷剂蒸气流速相当大时,液膜层会被制冷剂蒸气流带着向上移动,以至吹散而与传热壁面脱离,在这种情况下,放热系数将增大。

考虑制冷剂蒸气的流速和流向对放热的影响,所以,立式壳管式冷凝器的蒸气进口,一般总是设在冷凝器高度 $2/3$ 的筒位的侧面,以便不使冷凝液膜太厚而影响放热。

(2) 传热壁面粗糙度的影响 冷凝液膜在传热壁面上的厚度,不仅与制冷剂的粘度等因素有关,而且传热壁面的粗糙度对液膜厚度也有很大影响。当壁面很粗糙或有氧化皮时,液膜流动阻力增加并且液膜增厚,从而使放热系数降低。所以,冷凝器管表面应保持光滑和清洁,以保证有较大的凝结放热系数。

(3) 制冷剂蒸气中含空气或其他不凝性气体的影响 在制冷系统中,总会有一些空气以及制冷剂和润滑油在高温下分解出来的不凝性气体存在,这些气体随制冷剂蒸气进入冷凝器,会使凝结放热系数显著降低。这是因为制冷剂蒸气凝结后,这些不凝性气体将随着在凝结液膜附近,在液膜表面上,不凝性气体的分压力显著增加,因而便使制冷剂蒸气的分压力减低。而且由于蒸气分压力的减少,会大大影响制冷剂蒸气的凝结放热。

为了防止冷凝器中不凝性气体聚集过多,以致恶化传热过程,所以必须采取措施,既要防止空气渗入制冷系统内,又要及时地将系统中的不凝性气体利用专用设备排出。

(4) 制冷剂蒸气中含油对凝结放热的影响 制冷剂蒸气中含油对凝结放热系数的影响,与油在制冷剂中的溶解度有关。由于氨油基本不相溶,如果氨蒸气中混有润滑油时,油将形成油膜沉积在冷凝器的传热表面上,这样就会造成附加热阻。对于氟利昂系统,由于氟油很容易溶解,所以当含油浓度在一定范围内(小于 $1\% \sim 7\%$)时,可不考虑对传热的影响,超过此限时,也会使放热系数降低。

因此,在冷凝器的运行中,设置高效的油分离器,以减少制冷剂蒸气中的含油量,从而降低其对凝结放热的不良影响。

(5) 冷凝器构造型式的影响 制冷剂蒸气在横放单管外表面冷凝时的放热系数,一般大于直立管的放热系数。这是因为具有一定高度的直立管的下部,冷凝液膜层厚度较大。但是,对于蒸气在水平管束外表面上的凝结放热,由于下落的冷凝液可使下部管束外侧的液膜增厚,使其平均放热系数也有所降低。水平管束在上下重叠的排数越多,这种影响就越大。所以,水平管束的平均放热系数,也有可能低于直立管的放热系数。

因此,要提高制冷剂在冷凝时的放热系数,无论任何一种构造的冷凝器,都应保证冷凝液体能从传热表面上迅速的排除。

2. 影响冷却介质(水或空气)侧放热的因素

作为冷却介质的水或空气的流速大小,对其一侧的放热系数有很大的影响。随着冷却介质流速的增加,其放热系数也就增加。但是,冷却介质流速的增大会使冷凝器内的流动阻力随之增加,从而输送冷却介质的设备所消耗的机械功也就增加了。

冷却介质速度的选择是依据设备初投资和设备运转费用经过技术经济分析计算求得。冷凝器内冷却介质的最佳流速,冷却水为 $0.8 \sim 1.2 \text{ m/s}$,空气为 $2 \sim 4 \text{ m/s}$ 。另外,冷却介质纯净程度及其组成成分,对冷却介质侧放热系数也有一定的影响。

在水冷式冷凝器中,由于实际使用的冷却水,不免含有某些矿物质和泥砂之类的物

质,因此,经过长时间的使用后,在冷凝器的传热面上,会附上一层水垢,形成附加热阻、致使传热系数降低。水垢层的厚度,取决于冷却水质的好坏,冷凝器使用时间的长短及设备的操作管理情况等因素。

空气冷却式冷凝器,其传热表面在长期使用后,会被灰尘覆盖,传热表面可能被锈蚀或沾有油污,所有这些因素都会对传热带来不利的影响。因此,在制冷设备运转期间,应经常对冷凝器的各种污垢进行清除。

二、冷凝器的选择计算

冷凝器的选择计算主要是确定冷凝器所需的换热面积、选择合适形式的冷凝器以及计算冷凝器冷却水的用量。

1. 冷凝器选择的原则

冷凝器的选择主要取决于当地的水源、水质、水温、气候条件以及冷冻机房布置要求等因素。

- (1) 选用的冷凝器的冷凝面积,应能满足制冷装置实际运行的最大负荷工况要求。
- (2) 立式壳管冷凝器适用于水温较高、水质较差、水量充裕的地区。
- (3) 卧式壳管冷凝器适用于水温较低、水质较好的地区。
- (4) 蒸发式冷凝器适用于室外空气湿球温度较低、水源不足的地区。
- (5) 空气冷却式冷凝器适用于缺少水源或当地室外空气干球温度较低的小型制冷装置。

2. 冷凝器的负荷计算

冷凝器负荷是指制冷剂蒸气在冷凝器中放出的总热量,它包括制冷剂在蒸发器中吸收的热量,及在压缩过程中制冷剂蒸气所获得的机械功。即

$$Q_k = Q_0 + P_i \quad (\text{kW}) \quad (4-2)$$

式中 Q_k ——冷凝器的负荷 (kW)

Q_0 ——制冷装置的制冷量 (kW)

P_i ——制冷装置所消耗的指示功率 (kW)

冷凝器负荷 Q_k 也可简化为

$$Q_k = \Psi Q_0 \quad (4-3)$$

式中 Ψ ——冷凝器的负荷系数,它随制冷工况的变化而改变。对于空调用的制冷装置通常可取 1.15~1.20。它也可根据不同的制冷剂、不同工况由图 4-10 查得。

3. 冷凝器传热面积计算

$$F = \frac{Q_k}{q_t} = \frac{Q_k}{K \cdot \Delta t_m} \quad (\text{m}^2) \quad (4-4)$$

式中 K ——冷凝器的传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$

Δt_m ——制冷剂与冷却介质的对数平均温差 (°C)

q_t ——冷凝器的热流密度 (W/m^2)

$$\Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-5)$$

式中 t_k ——冷凝温度 ($^\circ\text{C}$)

t_1 ——冷却介质进入冷凝器的温度 ($^\circ\text{C}$)

t_2 ——冷却介质流出冷凝器的温度 ($^\circ\text{C}$)

式中的 K 、 Δt_m 和 q_t 的值与冷凝器的结构形式有关，具体数值可参阅表 4-1。

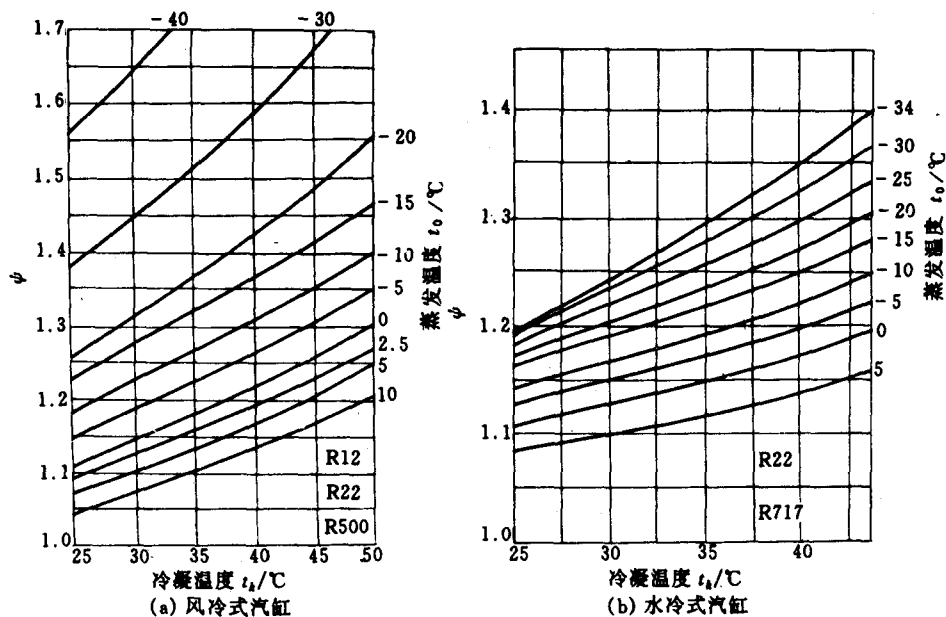


图 4-10 冷凝器负荷系数 Ψ 值

表 4-1 各种类型冷凝器的传热系数与热流量

制冷剂种类	冷凝器型式	传热系数 K / $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$	热流量 / (W/m^2)	平均温差 / $^\circ\text{C}$
R717	立式及卧式壳管冷凝器	697.8~930.4	3489~4070.5	立式 3~3.5 卧式 4~6
R717	套管式及组合式	930.4~1046.7	3489~4070.5	4~6
R717	蒸发式	581.5~697.8	1395.6~1860.6	2~3
氟利昂 (R12、R22)	卧式壳管式 (肋管)	872.25~930.4	4652~5233.5	5
R717	空气冷却式	13.96~34.89	139.56~348.9	
氟利昂 (R12、R22)	空气冷却式	23.26~29.08	232.6~290.75	8~12
R717	套管式过热器	465.2	1511.9	3~5

4. 冷凝器冷却水量计算

冷凝器中制冷剂放出的热量等于冷却水所得到的热量:

$$Q_k = q_{m,s} \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad (\text{kW})$$

$$q_{m,s} = \frac{Q_k}{c \cdot (t_2 - t_1)} \quad (\text{kg/s}) \quad (4-6)$$

式中 $q_{m,s}$ ——冷凝器冷却水量 (kg/s)

c ——冷却水比热容 [kJ/(kg·°C)], 取 $c=4.187\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$

t_2-t_1 ——冷凝器进出水温差 (°C)

5. 风冷式冷凝器风量的计算

通过风冷式冷凝器的空气量可按式计算:

$$q_{m,a} = \frac{Q_k}{c_p \cdot (t_2 - t_1)} \times 3600 \quad (\text{kg/h}) \quad (4-7)$$

式中 Q_k ——冷凝器热负荷 (kW)

c_p ——空气定压比热容, kJ/(kg·K), 一般取空气的 $c_p=1\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

t_1 、 t_2 ——冷凝器进、出口风温, °C, 通常取冷凝器出口风温较冷凝温度低 3~6°C。

6. 阻力计算

(1) 冷凝器冷却水的阻力计算 对于卧式壳管冷凝器, 其冷却水流速为:

$$W = \frac{4M_s \cdot Z}{\pi d_n^2 \cdot n} \quad (\text{m/s}) \quad (4-8)$$

式中 W ——冷却水在冷凝器中的平均流速 (m/s)

Z ——冷却水流程数

d_n ——冷却管内径 (m)

n ——冷凝器管总根数

冷却水的总流动阻力可用经验公式求得, 即

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho W^2 \left[f \cdot Z \frac{L}{d_n} + 1.5(Z+1) \right] \quad (\text{Pa}) \quad (4-9)$$

式中 Δp ——冷凝器冷却水的流动阻力 (Pa)

ρ ——冷却水平均密度 (kg/m³)

L ——冷凝器管长度, 即管根之间的距离 (m)

f ——与冷却管的污垢和绝对粗糙度有关的摩擦阻力系数

而且

$$f = 5.623 \cdot b \cdot d_n^{-0.25} \quad (4-10)$$

式中 b ——系数, 对于冷却水钢管取 $b=0.098$, 铜管 (用于氟利昂) 取 $b=0.075$ 。

立式壳管式冷凝器冷却水由顶部靠重力流下, 沿管壁直通流过, 故不进行阻力计算。

(2) 冷凝器空气的阻力计算 空气通过顺排平板翅片管进行干式等湿换热时流动阻力, 可按下式计算。

$$\Delta p = A \left(\frac{L}{D_e} \right) \omega^{1.7} \quad (4-11)$$

式中 Δp ——空气的流动阻力 (Pa)

A ——表面状况系数, 对于不平整的表面, 取 $A=0.11$, 对于精工制作的表面, 取

$$A=0.07$$

L ——冷凝器沿空气流动方向的深度 (m)

D_e ——最窄流通截面的当量直径 (m)

ω ——最窄流通截面上空气流速 (m/s)

对于错排平板翅片管的冷凝器的空气流动阻力,可按式(4-11)计算的值再增大20%。

7. 蒸发式冷凝器的选择计算

蒸发式冷凝器选择计算时除了计算传热面积外,还需计算所需的空气量和循环喷淋水量及补充水量。

(1) 传热面积的计算 蒸发式冷凝器传热面积的计算公式和其他形式的冷凝器一样,即:

$$F = \frac{Q_k}{K \cdot \Delta t_m} = \frac{Q_k}{q_f} \quad (\text{m}^2)$$

当对数平均温差 $\Delta t_m = 2 \sim 3^\circ\text{C}$ 时,常用的蒸发式冷凝器的传热系数约为 $K = 581.5 \sim 756 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 其热流量 q_f 为 $1396 \sim 1861 \text{ W}/\text{m}^2$ 之间。

(2) 冷凝器空气量的计算 蒸发式冷凝器的空气量,一般可按经验数据选择。室外空气湿球温度为 $20 \sim 28^\circ\text{C}$ 时,对于 1kW 冷凝器热负荷所需要的空气流量约为 $85 \sim 160 \text{ m}^3/\text{h}$ 。当室外空气湿球温度较高(高于 28°C)时,空气流量还应加大一些。

(3) 冷凝器循环喷淋水量和补充水量的计算 蒸发式冷凝器喷淋水量,应使蛇形管外表面充分润湿。一般也可按照经验数据选取。对于 1kW 的冷凝器热负荷,循环喷水量约为 $50 \sim 70 \text{ kg}/\text{h}$,水的补充量约为循环水量的 $4\% \sim 10\%$ 。

例 4-1 已知制冷量为 300kW 的氨制冷系统,蒸发温度 $t_0 = 0^\circ\text{C}$,冷却水温度 $t_1 = 30^\circ\text{C}$,如选用卧式壳管冷凝器,试确定其传热面积及冷却水量。

解:

①确定冷凝温度 t_k

设冷却水在卧式壳管冷凝器中的进出口温差 $\Delta t = 4^\circ\text{C}$,

则

$$t_2 = t_1 + \Delta t = 30 + 4 = 34^\circ\text{C}$$

$$t_k = t_2 + 4 = 34 + 4 = 38^\circ\text{C}$$

②确定冷凝器的热负荷 Q_k

根据 $t_k = 38^\circ\text{C}$, $t_0 = 0^\circ\text{C}$ 查图 4-10 得 $\Psi \approx 1.12$

$$Q_k = \Psi Q_0 = 1.12 \times 300 = 336 (\text{kW})$$

③计算传热温差 Δt_m

$$\Delta t_m = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_k - t_1}{t_k - t_2}} = \frac{34 - 30}{\ln \frac{38 - 30}{38 - 30}} = 5.8 (^\circ\text{C})$$

④传热面积 F

取 $K = 750 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

$$F = \frac{Q_k}{K \cdot \Delta t_m} = \frac{336 \times 10^3}{750 \times 5.8} = 77 (\text{m}^2)$$

⑤冷却水量 $q_{m,s}$

$$q_{m,s} = \frac{Q_k}{c \cdot (t_2 - t_1)} = \frac{336 \times 10^3}{4187 \times (34 - 30)} = 20(\text{kg/s})$$

冷却水体积流量 q_v

$$q_v = \frac{Q_k}{c \times 1000(t_2 - t_1)} \times 3600 = \frac{336 \times 10^3}{4187 \times 1000(34 - 30)} \times 3600 = 72.2(\text{m}^3/\text{h})$$

第三节 蒸发器的种类、基本构造和工作原理

蒸发器是一种吸热设备。在蒸发器中，由于低压液体制冷剂气化，从需要冷却的物体或空间吸热，从而使被冷却的物体或空间温度降低，达到制冷的目的。因此蒸发器是制冷装置中产生和输出冷量的设备。

按被冷却介质的种类，蒸发器可分为三大类：

(1) 冷却液体载冷剂的蒸发器 这种蒸发器用于冷却液体载冷剂——水、盐水或乙二醇水溶液等。

(2) 冷却空气的蒸发器。

(3) 接触式蒸发器。

按制冷剂供液方式分，蒸发器可分为三大类：

(1) 满液式蒸发器 在蒸发器内充满液体制冷剂，液体与传热表面接触好，沸腾放热系数高。但是它需要充入大量制冷剂，液柱对蒸发温度会有一定的影响。而且，当采用能与润滑油溶解的制冷剂（如 R12）时，润滑油难以返回压缩机。

(2) 非满液式蒸发器 液态制冷剂在管内随着流动而不断蒸发，所以壁面有一部分为蒸气所占有，因此，它的传热效果不如满液式。但是它无液柱对蒸发温度的影响。回油好，制冷剂的充注量只需满液式的 $1/2 \sim 1/3$ 或更少。

(3) 再循环式蒸发器 在这种蒸发器的管束内制冷剂的循环量是蒸发量的几倍，制冷剂液体与传热面之间接触好，有较高的传热系数。

一、冷却液体载冷剂的蒸发器

从结构形式分，冷却液体载冷剂的蒸发器有水箱式和壳管式两类。

1. 水箱式蒸发器

这种蒸发器外形为一个水箱。水箱内盛有被冷却的液体载冷剂——水、盐水、乙二醇水溶液等。水箱内放有若干组蒸发管组，制冷剂在管内蒸发，因此，载冷剂采用的是开式循环。

根据水箱中蒸发器管组的形式不同，水箱式蒸发器又可分为立管式，螺旋管式及蛇管式等几种型式。其中前两种属满液式蒸发器，后一种为非满液式蒸发器。

(1) 立管式蒸发器 图 4-11 示出立管式蒸发器的结构及安装图。

这种蒸发器现在只用于氨制冷装置，故蒸发管组合是由无缝钢管制成。蒸发器的每一个管组，都具有上下两个直径较大的（一般为 $\phi 120\text{mm} \times 4\text{mm}$ ）水平集管，沿集管的轴

线方向,焊接有两排或四排直径较小的 ($\phi 57\text{mm} \times 3.5\text{mm}$ 或 $\phi 38\text{mm} \times 3\text{mm}$), 两头略微弯曲的立管,并隔一定的距离焊接一个直径稍大 ($\phi 76\text{mm} \times 4\text{mm}$) 的立管。上集管的一端焊有一个液体分离器,下集管的一端用水平管与集油器相连。氨液从中间的供液管进入,供液管一直插到 $\phi 76\text{mm}$ 立管的下部,以便利用氨液流进时的冲击,增强蒸发器内氨液的循环。蒸发过程中产生的氨气,沿上集管进入液体分离器中,由于速度的减小,使氨气中挟带的液滴分离出来,蒸汽由上方引出,而液体则返回到下集管中。蒸发器中的润滑油是沉积在集油器内,积存的油定期排出。从集油器中放油时,应先将其中的氨抽空,然后再放油。蒸发器管组是整体地沉浸在水或盐水箱内,可以只装一组或者并列装几组。水箱可以用钢板焊制,或者采用混凝土结构,水箱外一般敷设有保温材料,以减少冷量损失。水或盐水是在搅拌器的作用下在箱内流动,流速一般约为 $0.5 \sim 0.7\text{m/s}$,冷却后的水或盐水在水箱下部,由泵吸出送至需要冷量的地点,使用后的水或盐水,由水箱上部返回。水箱上部还设有溢流管。箱底设有泄水口,以便检修时排空水箱中的载冷剂。

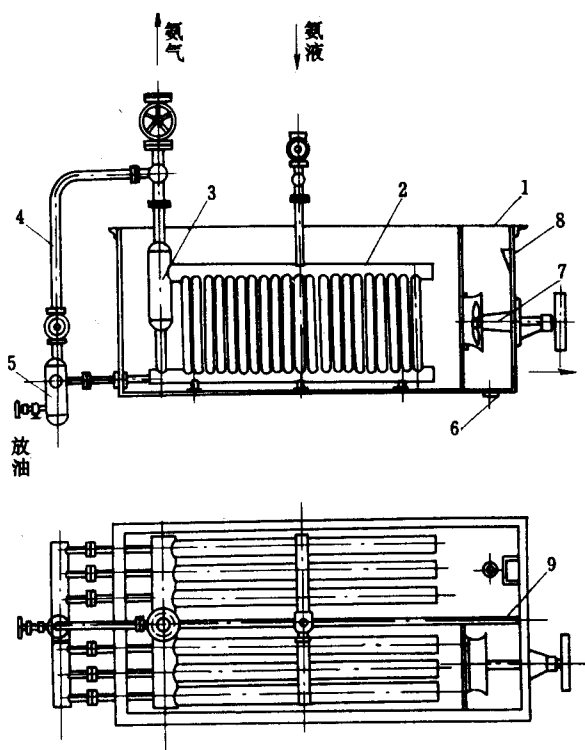


图 4-11 立管式蒸发器

- 1—水箱 2—直立式管组 3—液体分离器 4—均压管
5—集油器 6—泄水口 7—搅拌器 8—溢流管 9—隔板

立管式蒸发器的传热性能好。冷却淡水时,传热系数 K 约为 $460 \sim 580\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; 冷却盐水时, K 值约为 $460 \sim 520\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。而且水箱充水量大,冻结危险小。这种蒸发器广泛用于氨制冷系统,特别是空调采用喷水室处理空气时,宜使用这种蒸发器。

立管式蒸发器体积庞大,消耗金属多,加工制造复杂,费工时,而且水或盐水敞开于空气中,对金属腐蚀较为严重。

(2) 螺旋管式蒸发器 它是在立管式的基础上改进制成的,图 4-12 示出螺旋管式蒸发器的结构。

这种蒸发器采用单头螺旋盘管或双头螺旋盘管代替立管;同时将卧式搅拌器改为立式搅拌器。这样不仅简化了结构,有利于运行,而且便于安装和检修。这种蒸发器除了具有立管式蒸发器的优点外,比立管式蒸发器的传热性能更好,加工方便,可节省材料 15%;结构紧凑,同样传热面积的螺旋管式蒸发器的体积,比立管式蒸发器约小 20%~

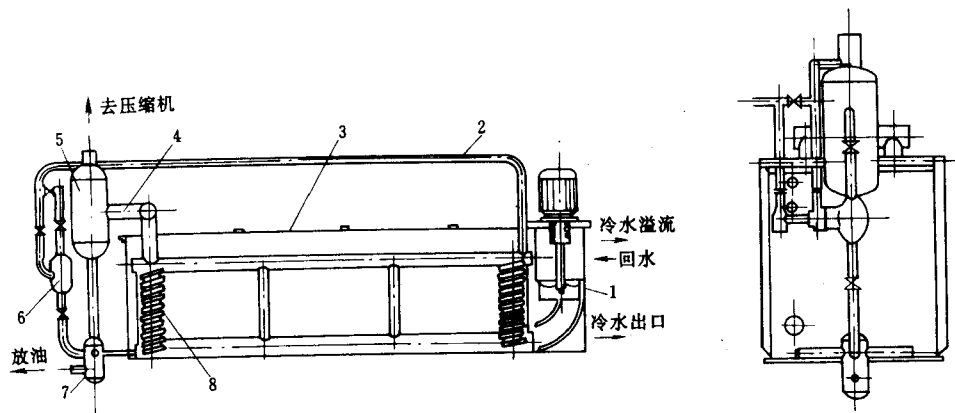


图 4-12 螺旋管式蒸发器

1—水箱 2—搅拌器 3—蛇形管组 4—蒸气集管 5—分液器
6—浮球阀 7—集油器 8—螺旋管组

40%。

(3) 蛇管式蒸发器 图 4-13 示出氟利昂制冷装置使用较多的蛇管式蒸发器，它是由几根盘绕成的蛇形管组

组成。氟利昂流体经液体分配器，从蛇形管的上部进入，蒸气从下部导出，这样可以保证润滑油返回到压缩机中。这种蒸发器也是整体沉浸在水或盐水箱中，水在搅拌器的作用下，在水箱内循环流动。蛇管式蒸发器的传热系数较低，这是因为水的流速较小和蛇管下部的传热面没有充分利用。

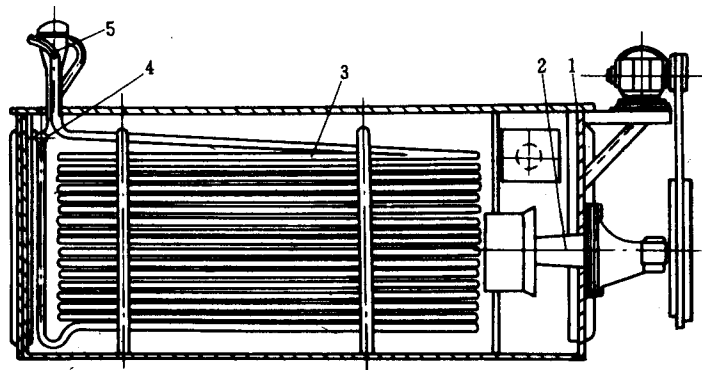


图 4-13 氟利昂蛇管式蒸发器

1—水箱 2—搅拌器 3—蛇形管组 4—蒸气集管 5—分液器

2. 壳管式蒸发器

壳管式蒸发器分满液式和非满液式（干式）两种，而且都是卧式，其外观相似但内部结构不同，流体的流动情况也有很大区别。

(1) 满液式卧式壳管式蒸发器 它在正常工作时筒内要充灌为筒体直径的 20%~80% 液面高度的制冷液体，因此称为“满液式”。其结构和冷热流体相对流动的方式与卧式壳管式冷凝器相类似，不同的是它们在整个制冷系统中所在位置和作用；在结构上制冷剂的进、出口相反，冷凝器为上进下出，而蒸发器为下进下出。

卧式壳管式氨蒸发器结构如图 4-14 (a) 所示，筒体是用钢板卷焊成圆柱形，两端焊

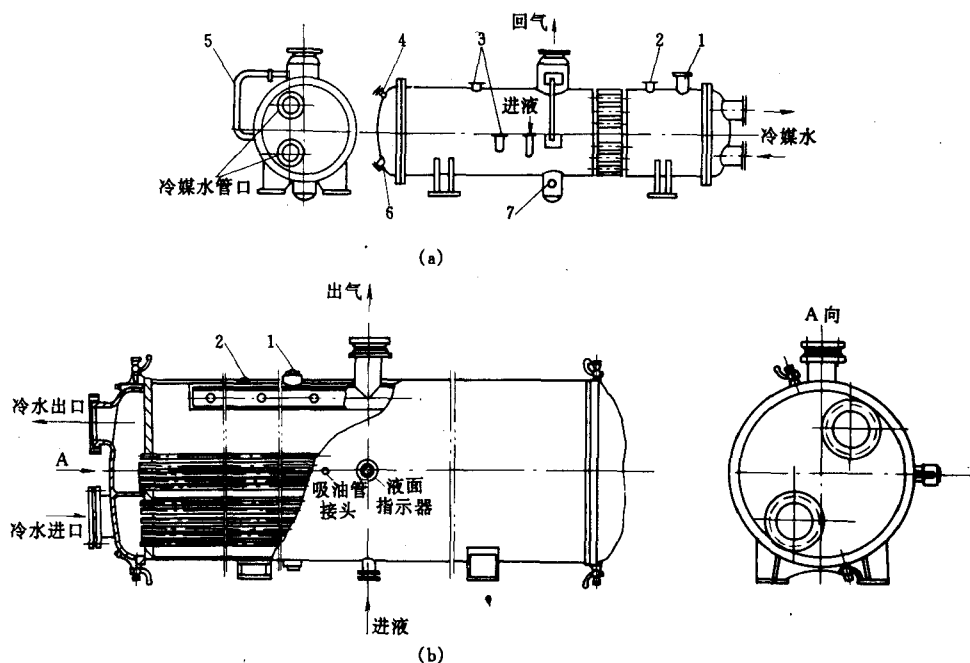


图 4-14 卧式壳管式蒸发器

(a) 卧式壳管式氨蒸发器 (b) 卧式壳管式氟利昂蒸发器

1—安全阀接头 2—压力表接头 3—浮球阀接头 4—放空气旋塞接头

5—液位管 6—泄水旋塞接 7—放油管接头

有多孔管板，管板上扩张或焊接许多 ϕ (25~38) mm 无缝钢管。管板外装带有分水肋的铸铁端盖，形成多程流动。一端端盖上有进、出水管接头，另一端端盖上有放水、放气旋塞。管板与端盖间夹有橡皮垫圈，端盖用螺栓固定在筒体上。在筒体上部设有回气包和安全阀、压力表、气体均压等管接头，回气包上有回气管接头。筒身中下部侧面上有供液、液体均压等管接头。下部设集油包，包上有放油管。在回气包与筒体间还设有钢管液面指示器。

制冷剂液体节流后进入筒体内管簇空间，与自下而上作多程流动的载冷剂（水或盐水）通过管壁交换热量。制冷剂液体吸热后汽化上升到回气包中，将蒸气中夹带的液滴分离出来流回筒体，蒸气通过回气管被压缩机吸走，润滑油沉积在集油包里，由放油管通往集油器放出。

卧式壳管式氟利昂蒸发器的结构见图 4-14 (b)，壳体内部的管子用直径 $\phi 20$ mm 以下的紫铜管或黄铜管滚压成薄壁低肋片管，以增强传热效果。在以 R22 为制冷剂的空调制冷装置中，也有采用钢光管的。卧式壳管式氟利昂蒸发器中的工作液位比氨的低。此外，由于氟利昂能与润滑油互溶，进入蒸发器的润滑油，不象氨系统中那样可以积存于容器底部容易放出，所以必须采取措施，将润滑油从蒸发器排出，并使其返回压缩机曲轴箱。卧式壳管式氟利昂蒸发器的回油方法较多，图 4-15 为一种常用的回油措施。图中为一装有

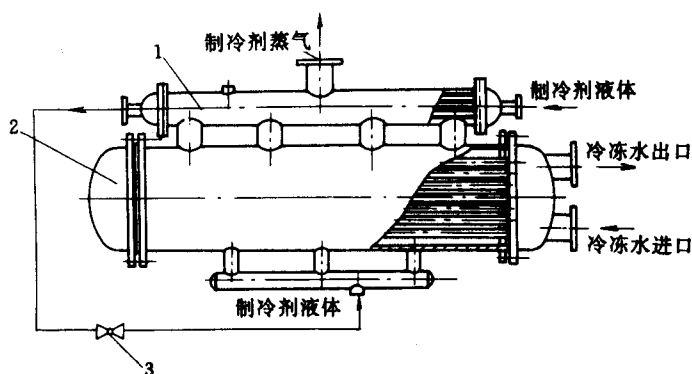


图 4-15 装有热交换器的卧式壳管式氟利昂蒸发器

1—热交换器 2—卧式壳管式蒸发器 3—节流阀

热交换器的卧式壳管式氟利昂蒸发器。热交换器常设于蒸发器的顶上。工作时，节流前的氟利昂液体先经过热交换器，将蒸发器排出的湿蒸气加热为过热蒸气，同时，润滑油在热交换器内，从蒸发的制冷剂液滴中分离出来，并沿吸气管返回压缩机。

满液式壳管式蒸发器的液面要保持一定的高度，

液面过低会使器内产生过多的过热蒸气降低蒸发的传热效果，过高易使湿蒸气进入压缩机而引起液击。所以用浮球阀或液面控制器进行控制。壳体周围要作隔热层，减少冷量损失。

满液式蒸发器具有结构紧凑，占地面积小，传热性能好，制造工艺和安装较方便，以及用盐水作载冷剂时可减少腐蚀和避免盐水浓度被空气中水分稀释等优点。广泛用于制冰，冷冻食品和空气调节。但是它的制冷剂充灌量大，受制冷剂液体静压力影响。使下部液体蒸发温度提高，减小于蒸发器的传热温差。蒸发温度愈低，影响愈大，氟利昂液体的密度比氨大，因而影响更明显；氟利昂制冷剂中溶入的油在低温下被析出很难排出，和因操作不当及事故会造成结冰而将管子胀裂等。

由于以上问题，所以在氟利昂制冷系统中，逐步用干式壳管式蒸发器来代替满液式蒸发器。

(2) 干式壳管式蒸发器 干式蒸发器用于氟利昂制冷系统。在这种蒸发器中，制冷剂液体的充装量很少，大约为管组内部容积的 35%~40%，而且制冷剂在汽化过程中不存在自由液面。它在制冷与空调中得到广泛应用，有取代满液式蒸发器的发展趋势。根据壳体内管子的排列可分为直管式和 U 型管式两种。

① 直管式干式蒸发器 其结构如图 4-16 所示，与满液式蒸发器相似，不同点是在多根水平光滑铜管上套有许多块相互颠倒排列的切去弓形面积圆形折流根，更主要的是工作过程完全不一样。在干式蒸发器中，制冷剂的液体在管内蒸发，而液体载冷剂（水或盐水）在管外被冷却。

液体氟利昂经节流阀减压后，从端盖下部进入管内。随着在管内流动，吸收管外水或盐水的热量，液体氟利昂逐渐汽化，蒸气从端盖上部接管返回压缩机。只要管内氟利昂的流速大于一定数值，就可以保证润滑油顺利地返回压缩机。干式蒸发器一般用铜管制造，可以用光管，也可以用具有纵向翅片的内翅片管，图 4-17 所示几种内翅片管的截面形状。使用光管时传热系数较小，流程数多。用内翅片管时传热系数较大，流程数可减少。但光管比内翅片管加工制造容易，价格便宜，特别是近年来多采用小管径（例如 $\phi 12 \times 1\text{mm}$ ）光管密排的方法，使光管的传热系数接近于内翅片管的传热系数。

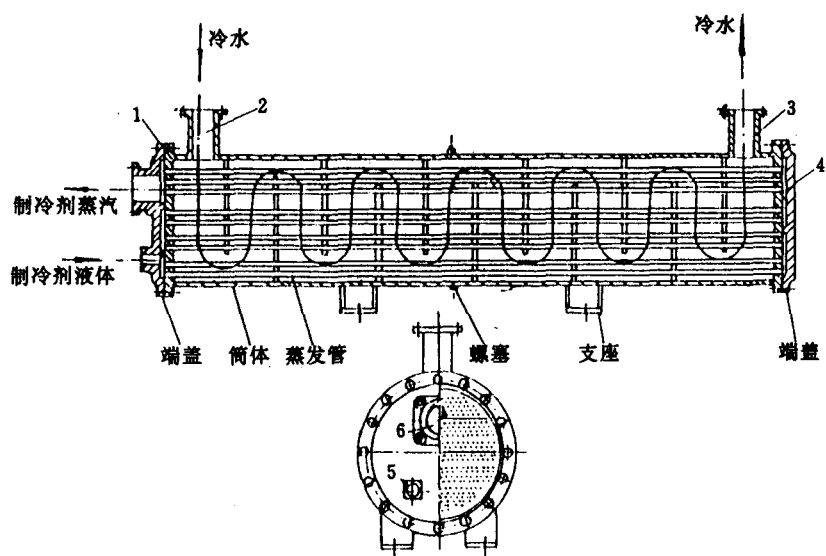


图 4-16 氟利昂直管式干式蒸发器

1—前盖 2—冷水进口 3—冷水出口 4—后盖

②U 形管式干式蒸发器 U 形管式干式蒸发器的结构见图 4-18，它由许多根弯曲半径不同的管子组成，这些 U 形管的开口端胀接在同一块管板上。除此与直管式不同外，其壳体，折流板和制冷剂与载冷剂的流动方式是相同的。制冷剂液体节流后由端盖下部进入，经过两个流程吸热蒸发后从上方出口引出，它常用在小型氟利昂制冷装置上。其优点是不会因不同材料的热膨胀系数不同而产生内应力以及 U 形管束可以比较方便抽出来清洗。

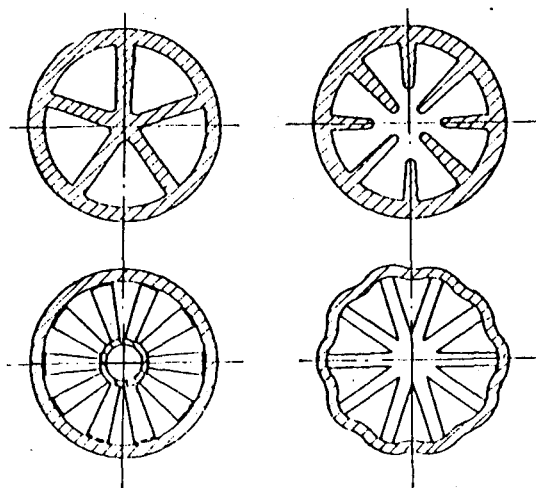


图 4-17 内翅片管的截面形状

干式蒸发器由于充液量与满液式相比减少了 80%~85%，因此它不

存在制冷剂液体静压力的影响，不存在排油困难、载冷剂结冰胀裂管子及制冷剂液面难控制等问题，同时具有结构紧凑、传热系数高等优点。

二、冷却空气用的蒸发器

根据空气流动方式，可分为自然对流和强迫对流两种。

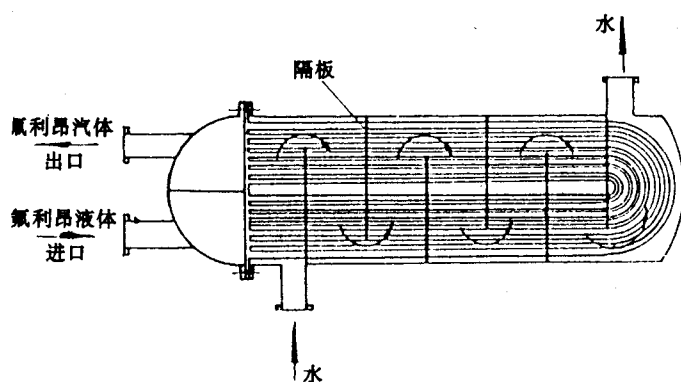


图 4-18 U 形管式干式蒸发器示意图

按排管结构形式可分为：直管式排管、蛇形盘管，U 形管。按管束形式分有光管和肋片管。

1. 空气自然对流式蒸发器

这种蒸发器靠空气自然对流和辐射吸收热量。常用的冷冻中，而不用在空调上。

在冷藏库中，多采用安装在顶棚下或墙壁四周的排管来直接冷却库内空气。按放置位置排管可分为顶管（挂于顶棚下）、墙管（装在墙上）、搁架管（兼作被冷却物的搁架或放在地上）。

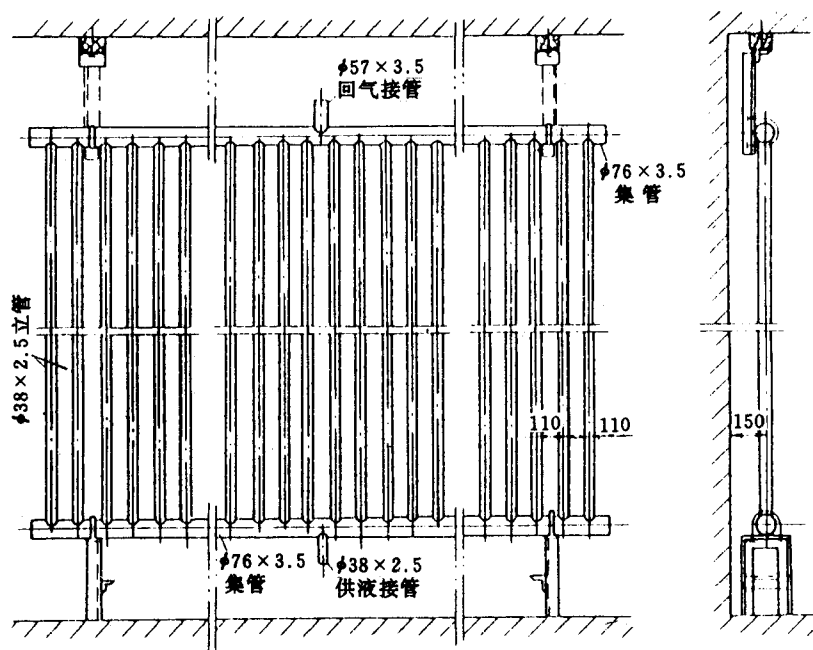


图 4-19 直立式墙排管

(1) 直立式墙排管如图 4-19 所示。这种墙排管在我国冷藏库中使用较多。一般用直径 $\phi 38\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 或 $\phi 57\text{mm} \times 3.5\text{mm}$ 的无缝钢管，高度为 2500~3500mm 的竖管组成，管间的中心线距离为 110~130mm，竖管焊接于直径 $\phi 76\text{mm} \times 3.5\text{mm}$ 或 $\phi 89\text{mm} \times 4\text{mm}$ 的上下横管上。氨液从下横管的中部进入，氨气由上横管中部排出。这种墙排管的灌氨量为排管容积的 80%，因此它属于满液式蒸发排管。

立管式墙排管的优点是制冷剂汽化的气体容易排出,从而保证了传热效果。但是,当这种墙排管的高度较大时,由于液柱静压作用,而使下部制冷剂的蒸发温度提高,尤其是在蒸发温度较低的系统中更为显著。

(2) 盘管式墙排管 氨制冷系统中的盘管式排管分为光滑盘管和翅片盘管两类。

图 4-20 所示为光滑盘管式墙排管,它由单根蛇形盘管组成(其管子中心线间距为 220mm)或由两根蛇形盘管组成,后一种的结构比较紧凑,管子中心线间距为 110mm。

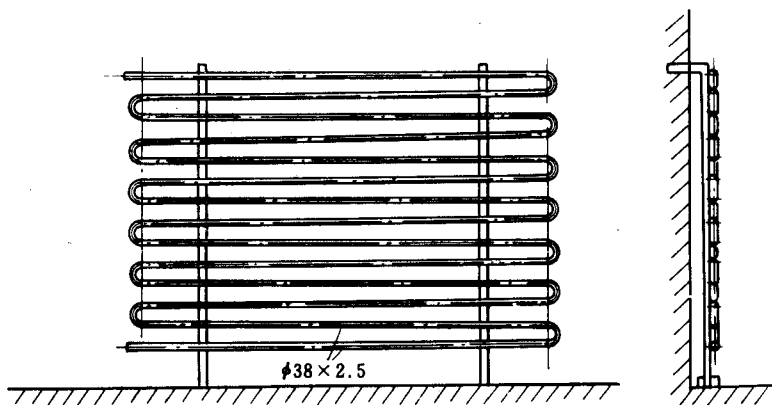


图 4-20 光滑盘管式墙排管

这种冷却排管通常用直径 $\phi 38\text{mm} \times (2.2 \sim 2.5)\text{mm}$ 的无缝钢管制成,横卧的无缝钢管用 U 形管卡固定在竖立的角钢支架上,管子中心线之间的距离为 110mm~220mm,管子根数为偶数,以便制冷剂在同一侧引入和引出,在重力供液系统中,氨气从上部引出,在氨泵系统中,也有主张氨液从上部进入,氨气从下部引出。

图 4-21 所示为翅片盘管式墙排管,翅片多用 $(40 \sim 46)\text{mm} \times (1 \sim 1.2)\text{mm}$ 的软质钢带缠绕在管子的外表面上,片距一般为 35.8mm,管子中心线间距离一般为 150mm。

盘管式墙排管结构简单,可就地加工制造。灌氨量小,约为直立式墙排管容量的 60%。它的缺点是吸热汽化的制冷剂蒸气要经过盘管的全部长度后才能排出,影响了传热效果。

翅片式冷却排管与光滑式冷却排管相比较,可以节约管材,减少金属的消耗量和灌氨量,但翅片式冷却排管存在着除霜较为困难,若翅片与管表面接触不好容易生锈等缺点。

氟里昂蒸发排管一般用直径 $\phi (19 \sim 22)\text{mm}$ 铜管或 $\phi (22 \sim 38)\text{mm}$ 无缝钢管冷弯制成,为了少用铜材多有翅片盘管。氟里昂液体是从上部进入排管,吸热后蒸气自下部引出,这样溶入制冷剂中的润滑油随着回气可顺利返回压缩机。

(3) 顶排管 它是吊装在冷藏室顶板下的盘管,图 4-22 所示是以氨为制冷剂的一种光滑顶排管,管组多用 $\phi 38\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 的无缝钢管组成,上下两根管子的一端用弯头连接,另一端分别焊接在直径 $\phi 5.7\text{mm} \times 3.5\text{mm}$ 或 $\phi 7.6\text{mm} \times 3.5\text{mm}$ 的集管上,供液管接在

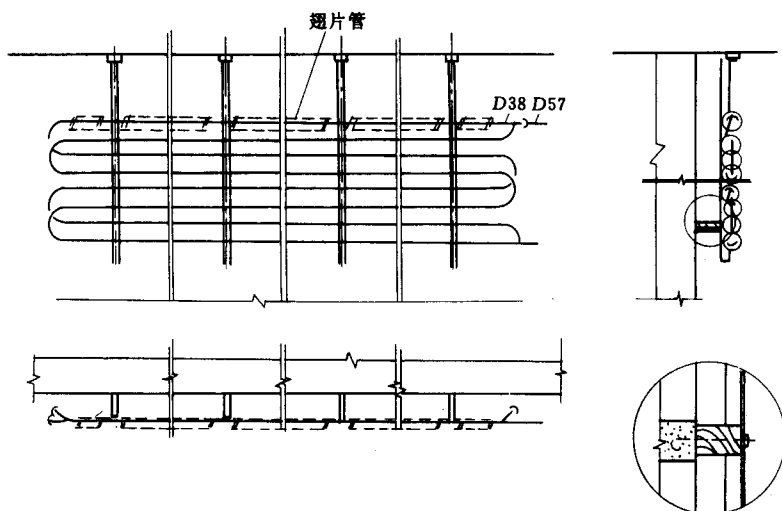


图 4-21 翅片盘管式墙排管

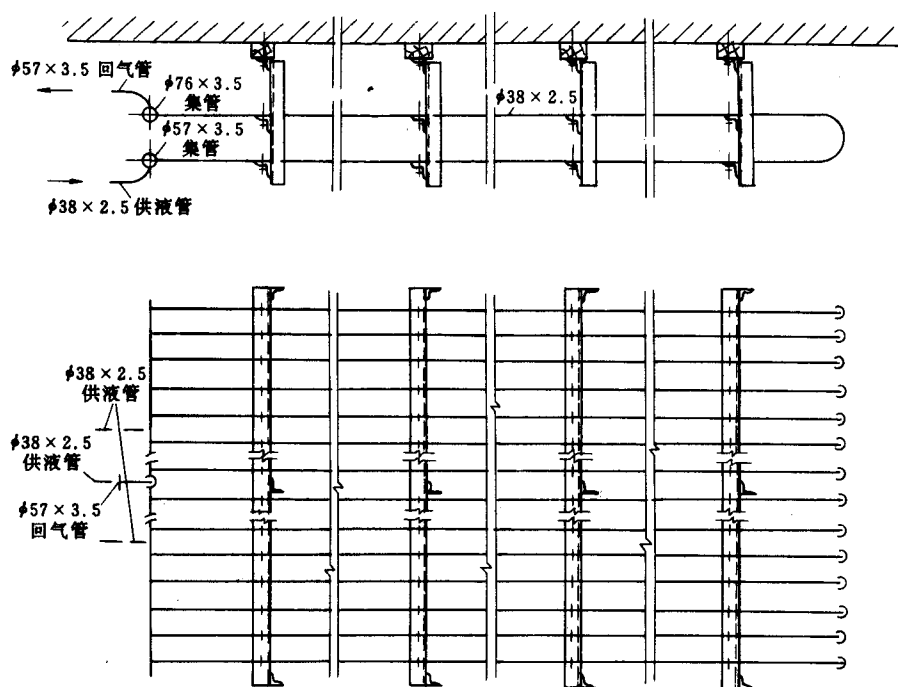


图 4-22 光滑顶排管

下集管的底部，而出气管则接在上集管的顶部，这样，利用热氨冲霜时，使于从排管中排出润滑油，并可缩短热氨冲霜的时间，当管组根数多于 40 时，一般要求有两个进液口和出气口，以保证各根管子供液均匀。

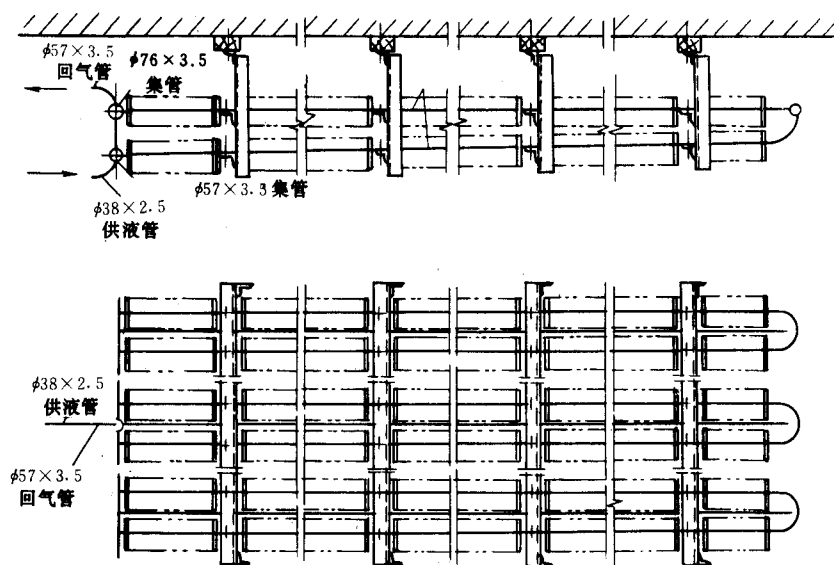


图 4-23 氨翅片顶排管

如在管子外表面缠绕翅片便成为翅片顶排管，如图 4-23 所示。

氟利昂制冷系统中采用的顶排管，多采用单根蛇形盘管组成的翅片或光滑顶排管。

顶排管结构简单，便于现场制作，结霜也较均匀，但传热系数不高。

(4) 搁架式排管 搁架式排管如图 4-24 所示，它由数根平行钢管组成，氨液自搁架排管下部集管进入，氨气自上部集管被抽走，需要冷冻加工的物品装在冻盘内直接放在搁架上进行冷冻。

这种类型的冷却排管，由于消耗钢材较多，在冷冻物品时劳动量大，故目前采用得不多。

2. 空气强迫对流式蒸发器

这是空调、冷藏中常用的一种冷却空气用的蒸发器，常称为直接蒸发空气冷却器。空气用风机输送，强迫空气以 $1 \sim 3\text{m/s}$ 的流动速度（迎面风速）掠过蒸发管束表面。冷藏工程中常把由风机与直接蒸发空气冷却器组成的设备，称冷风机。

冷风机根据冷却空气所采用的方法可分为干式、湿式和干湿混合式三种。湿式和干湿混合式冷风机主要用于空气调节，而干式冷风机则用于冷藏库。按其安装位置的不同又可分为落地式冷风机和吊顶式冷风机。

(1) 落地式冷风机 图 4-25 是干式落地式冷风机构造示意图。错排的上下两组翅片蒸发管组装在箱体体内，管组由 $\phi 25\text{mm} \times 2\text{mm}$ 的无缝钢管所组成，管外翅片高为 25mm 。氨液从管组下部进入，氨气从上部排出。管组的上面设有冲霜淋水管。淋水管上面配有一个双进风的离心式通风机，冷风机座落在水盘上。在通风机的作用下，空气从下部回风口进入。这种冷风机一般多用在高温冷藏间和预冷间。

干式落地式冷风机具有结构紧凑、安装方便、融霜水容易排除、操作维护简便、降温快而均匀及容易实现运行自动化等特点。但它要占去冷藏间的一部分使用面积，不能

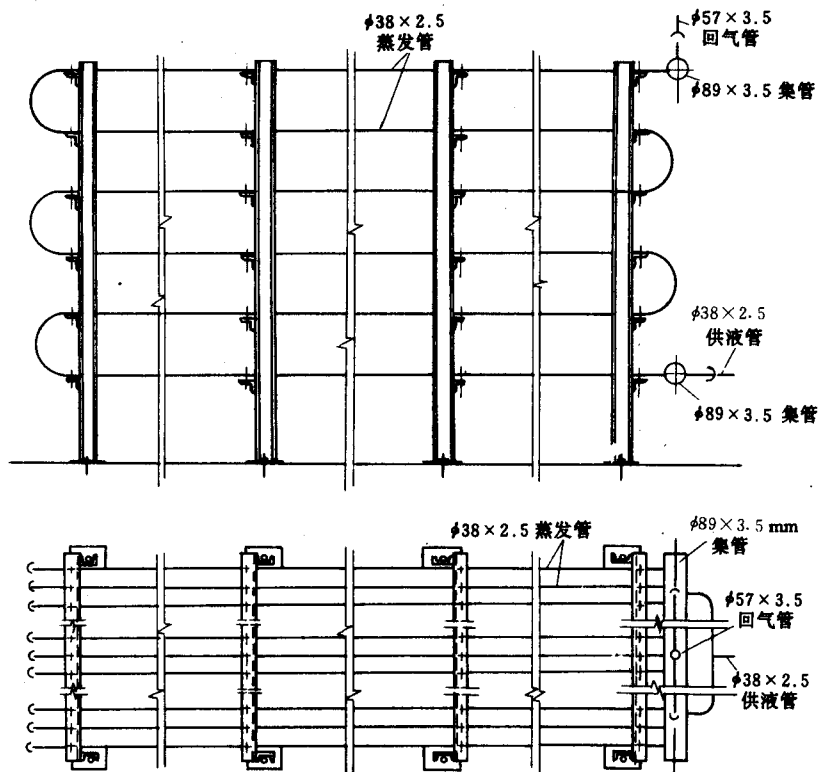


图 4-24 搁架式排管

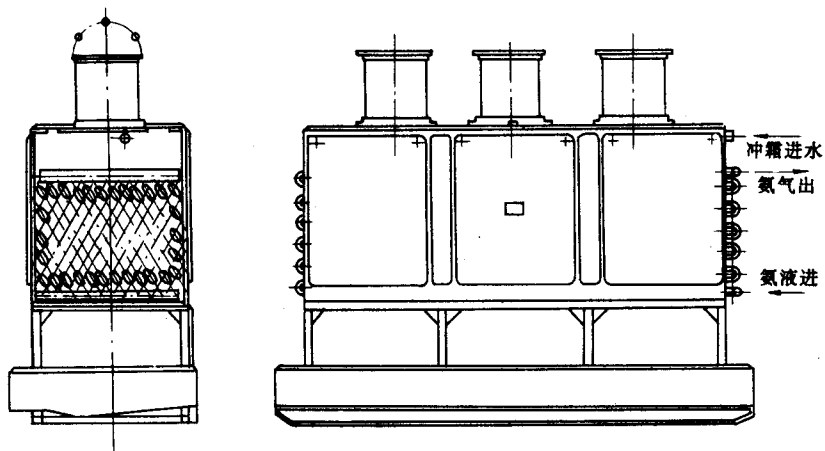


图 4-25 干式落地式冷风机

冷却、贮藏或冻结食品。

(2) 吊顶式冷风机 吊顶式冷风机多用于结冻间。这种冷风机具有单位传热面积的制冷量较大和不占库房使用面积等优点，是一种比较新颖的结冻设备。

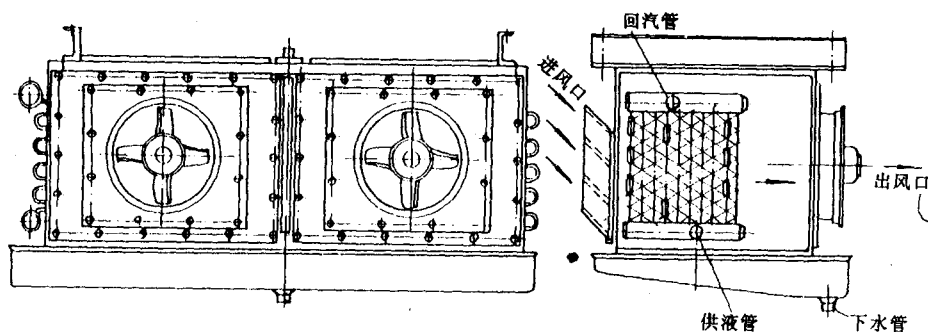


图 4-26 吊顶式冷风机

图 4-26 所示是吊顶冷风机，其结构与落地式基本相同。主体为蒸发管组，管组上部有淋水管、下部设置盛水盘，进风口装有轴流风机，出风口和出风管连接，以保证冷风合理的流通途径。整台冷风机吊装在冷藏间的平顶上。

(3) 氟利昂表面式蒸发器（冷风机） 空调机组一般都是用氟利昂为制冷剂的冷风机。它由离心机和表面式蒸发器组成，见图 4-27。冷风机由于直接靠制冷剂液体的汽化

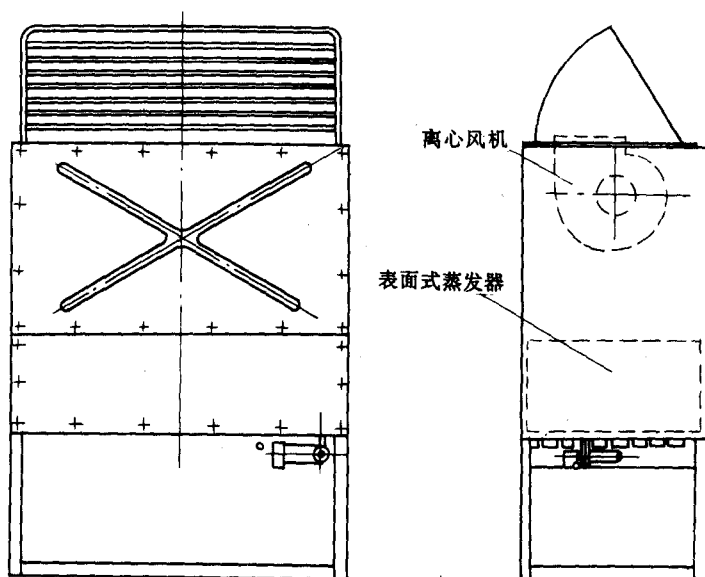


图 4-27 氟利昂冷风机

来冷却空气，不用中间冷却介质，因而冷量损失小，而且需要空调的房间降温速度较快，结构紧凑，管理方便，易于实现运行过程的自动化。图 4-28 所示为氟利昂表面式蒸发器的构造示意图。

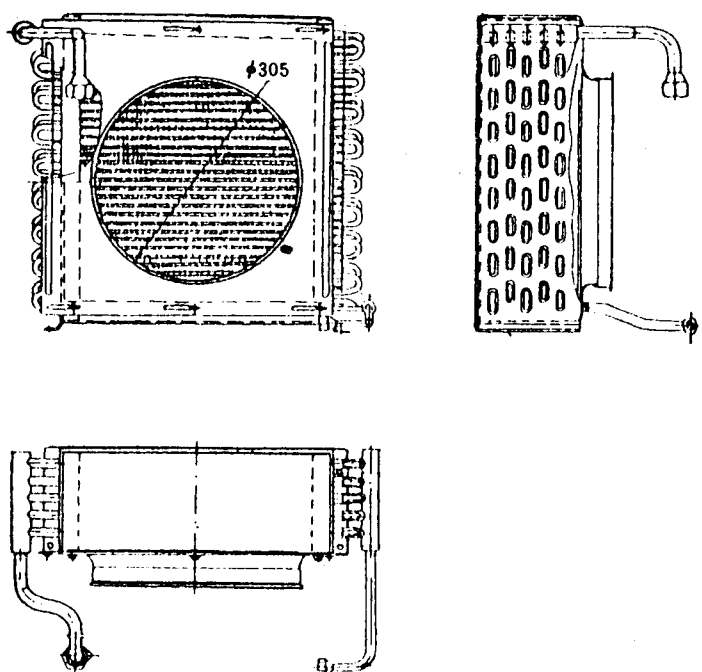


图 4-28 表面式蒸发器

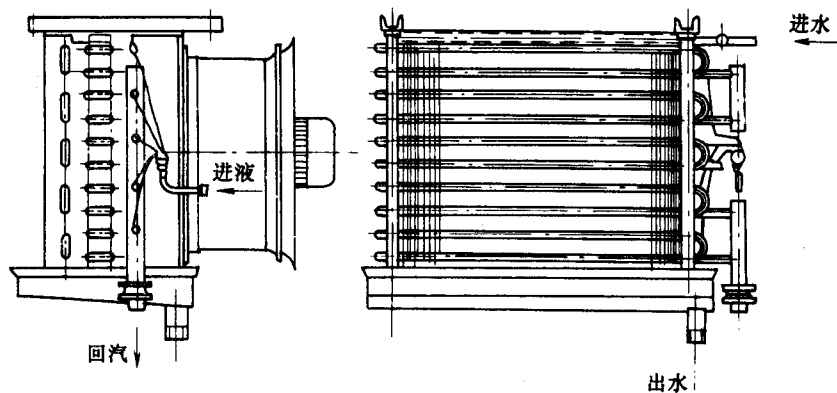


图 4-29 氟利昂吊顶冷风机

从外形看，它和风冷式冷凝器相同，它一般都是由数排的翅片管所组成，管子一般采用 $\phi(10\sim22)$ mm 的铜管或铜管外套，缠有翅片的翅片管，翅片可由 0.2~0.4mm 厚的铜、铝或钢板加工而成，一般片距为 3~4mm，为了使翅片和管接触良好，套片（或缠带）后应进行胀管（或浸锌）。

以氟利昂为制冷剂的吊顶式冷风机如图 4-29 所示，它由蒸发器和轴流风机组成，为了收集和排除水冲霜时的排水，在其上还装有进水管、水盘和排水管。

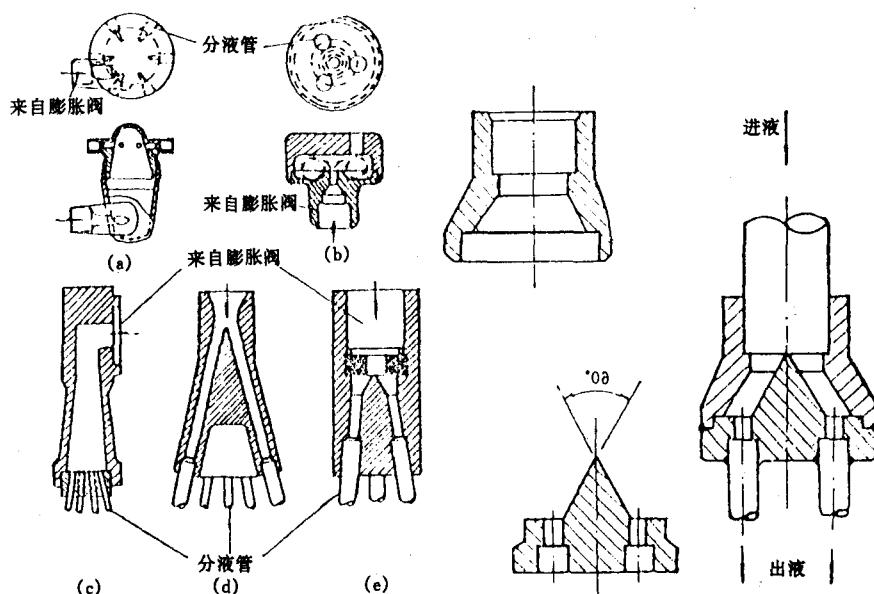


图 4-30 分液头结构图

由于氟利昂表面式蒸发器是由数排肋管所组成，为了保证制冷剂液体能均匀分配给各路管子，所以在蒸发器制冷剂液体的入口都装有分液头（或称分液器）。从膨胀阀来的是制冷剂的液、气混合物（湿蒸气），如果分配不匀，就会产生有的肋管进入的气体制冷剂多，液体制冷剂少，或者相反。分液头就是为了解决上述问题的，分液头的构造形式较多，经过长期使用和不断改进，图 4-30 所示的几种结构形式，都是为了有利于从总的供液管把制冷剂均匀地分配到各分液管中而进入蒸发器。

三、接触式蒸发器

接触式蒸发器又称接触式平板冻结装置，是将冻结或冷却的食品直接与空心平板外传热壁面接触，平板内腔流通制冷剂或低温盐水与食品进行热量交换，没有空气或液体作中间传热介质，因此传热效能提高了多倍。平板冻结器的形式很多，按空心平板的位置可分为卧式和立式两种。

1. 卧式平板冻结器

卧式平板冻结器的结构见图 4-31，由制冷系统、液压控制系统（见图 4-32）、机架、空心平板、连接软管及壳体等构成。空心平板设置在型钢制成的机架内，由液压系统控制平板的松开与压紧进料与出料。制冷系统的供液，回气管路是用软管与空心平板内腔进、出口连接，以便随平板自由移动，伸缩灵活。制冷剂可采用氨、R12、R22。制冷剂液体从供液管通过耐压网形软管进入平板空心内腔的循环通道中流动，吸收冻结食品的热量而蒸发，制冷剂气体由软管经加气管被压缩机吸走。

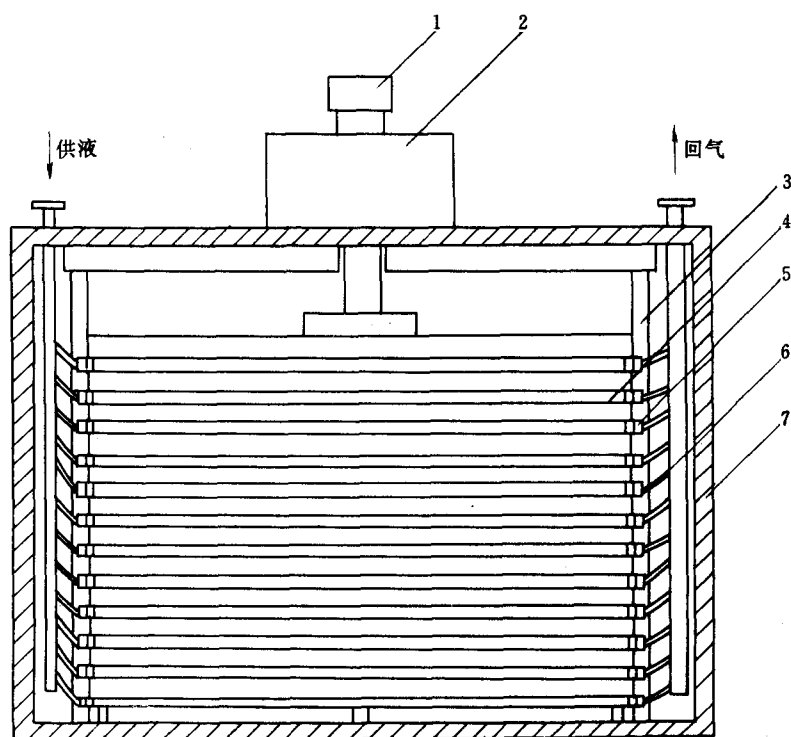


图 4-31 卧式平板冻结器结构示意图

1—液压式缸套 2—液压式控制箱 3—机架 4—空心平板 5—软管接头 6—网状软管 7—壳体

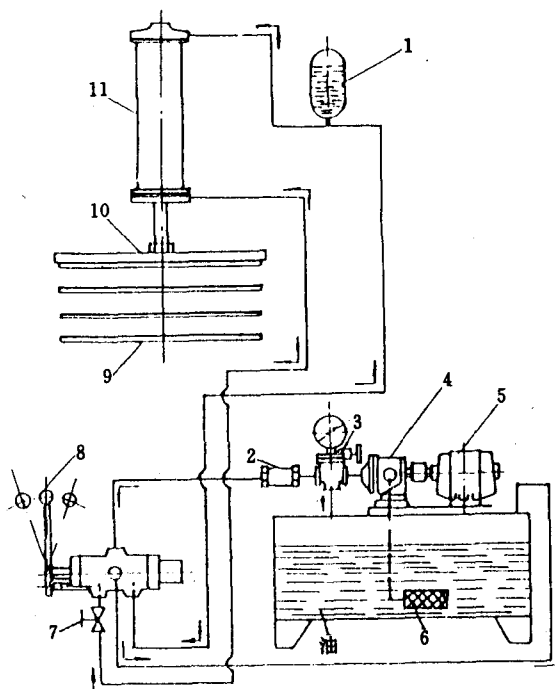


图 4-32 卧式平板冻结器液压控制系统示意图

1—蓄压器 2—止逆阀 3—安全阀 4—泵
5—电动机 6—过滤器 7—流量调节阀
8—四方切换阀 9—平板 10—平板
连接板 11—油压缸套

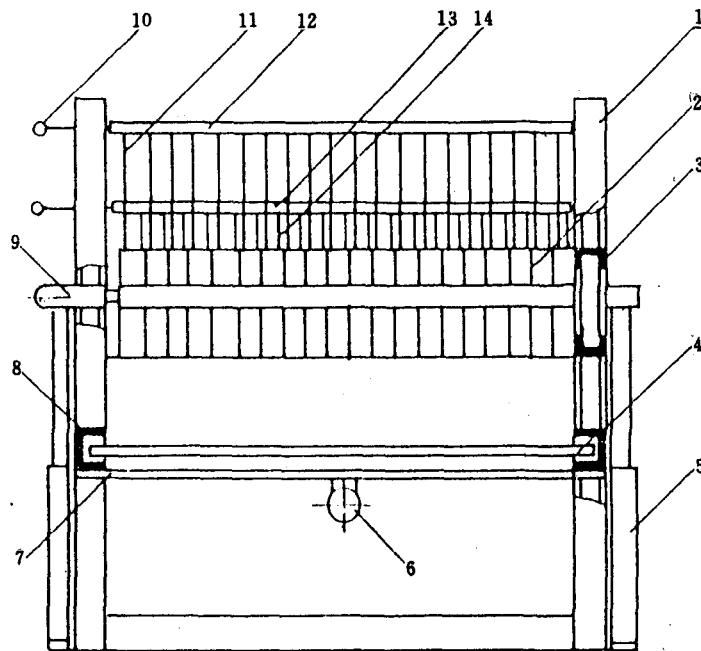


图 4-33 立式平板冻结器示意图 (冻品上进下出)

- 1—机架 2—空心平板 3—平板框架 4—出料推板 5—平板升降油缸 6—出料油缸 7—托板
8—出料推板导轨 9—平板松紧油缸 10—活动管接头 11—平板回气橡胶管 12—回气总管
13—供液总管 14—空心平板供液橡胶管

每台设备一般装有空心平板 5~20 块, 平板上下运动距离应根据所冻食品高度而定, 通常是高于冻结食品厚度 40~50mm, 便于进、出料。装料时要求紧密, 不留有空隙, 下压时食品在板间压紧要适度, 不能压坏食品。冻好后提升平板与冻结食品脱开出货。

2. 立式平板冻结器

立式平板冻结器的结构见图 4-33, 它由机架、空心平板、液压系统, 制冷系统和进、出料装置等组成。它的空心平板是直立平行排列, 一般装有 20 块左右, 沿着机架两端的两根支托导轨上、下移动。平板内腔流通着制冷剂或低温盐水。冻结前将散装食品由上部直接倒入空心平板间进行冻结, 冻结食品的重量和尺寸由空心平板的面积和结构决定。食品冻结完成后用热氨或热盐水在空心平板内流通并操纵液压系统提升平板, 使冻结食品落在托板上, 出料推板将它推出。

卧式与立式平板冻结器的外壳皆需作隔热层, 一般采用聚苯乙烯泡沫塑料。冻结器的空心平板是直接触食品。它的材料和质量对冻结速度有很大影响, 制作空心平板的材料较多, 但通常采用的为 50mm×20mm×2mm 矩形无缝钢管拼焊制成, 如图 4-34 (a) 所示, 和挤压铝合金空心平板, 如图 4-34 (b) 所示。空心平板制成后要经过 1.72MPa 压力试验, 不变形、不泄漏。平板尺寸一般有长 2~3.1m, 宽 0.7~2.3m, 厚 0.2~0.3m 多种规格。具体尺寸根据冻结食品的要求选取。

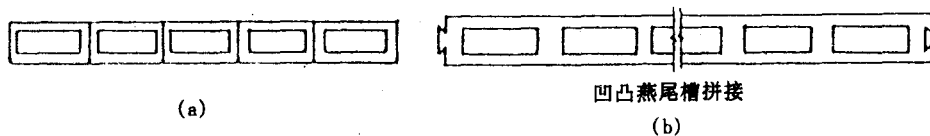


图 4-34 空心平板
(a) 矩形无缝钢管焊制的平板 (b) 铝合金空心平板

平板冻结器有较大的传热系数，冻结时间短，劳动强度低，耗电量比冷风机冻结少 1/3，产品质量好，成型规格易于堆码、占地面积小等优点。卧式平板冻结器多用于冻结鱼类、肉类及果蔬等小包装食品。立式平板冻结器适用于冻结不包装和各类散食品。

第四节 蒸发器的传热分析及选型计算

一、蒸发器的传热分析

前面虽然介绍了几种蒸发器的结构及其工作原理，但是，为了增强传热效果，蒸发器的结构形式将会不断改进和变化。影响蒸发器传热效果的因素很多，下面就一些主要影响因素进行分析介绍。

1. 制冷剂液体沸腾放热程度

制冷剂液体在蒸发器内的沸腾放热强度与下列因素有：

(1) 沸腾状态 根据沸腾的状态不同，可分为泡状和膜状沸腾。

在泡状沸腾阶段，随着热负荷的增加，放热系数将增加，沸腾换热加强。但在膜状沸腾阶段，如热负荷增加，放热系数将迅速下降，使换热情况恶化，因此，在制冷系统运转过程中，蒸发器的沸腾放热应控制在泡状沸腾范围内，不能允许膜状换热的出现。而实际上，蒸发器的热流密度远低于临界热负荷值，所以一般均为泡状沸腾。

(2) 制冷剂液体物理性质的影响 制冷剂液体的导热系数、密度、粘度和表面张力等有关物理性质，对沸腾放热系数有着直接的影响。

导热系数较大的液体制冷剂，垂直于传热表面的热阻就较小，其传热系数就较大。

密度和粘度较小的制冷剂液体，在沸腾过程中，受气泡扰动较强，其对流放热系数就较大。密度大和粘度大的制冷剂液体，受气泡扰动就较弱，对流放热系数也就较小。

制冷剂液体的密度和表面张力越大，汽化过程中气泡的直径就越大，气泡离开传热壁面的时间就越长，放热系数也就越小。

氨的导热系数比氟利昂大，而密度、粘度和表面张力比氟利昂小，所以氨放热系数比氟利昂大。

(3) 沸腾液体的润湿性 沸腾的液体润湿加热面时，则所形成的气泡体积不大，基部细小，很容易脱离传热面。如果液体不能润湿传热面时，则所形成的气泡基部很大，减

少了汽化核心的数目，甚至形成气膜，致使放热系数大大降低。

常用的几种制冷剂均为润滑性的液体，但氨的润湿性能要比氟利昂好。

(4) 制冷剂沸腾温度的影响 制冷剂的放热强度随着沸腾温度的变化而变化。在制冷剂液体沸腾过程中，沸腾温度越高，饱和温度下液体的密度越小，而饱和蒸气的密度越小，两者之差就越小，汽化过程就更迅速，放热系数就越大。

(5) 蒸发器构造的影响 蒸发器的结构必须保证制冷剂蒸汽能很快地脱离传热表面。为有效地利用传热面，应将液体制冷剂节流后产生的蒸气在其进入蒸发器前就从液体中分离出来。此外，在运行中，蒸发器内必须保证合理的制冷剂液面高度，否则就会降低蒸发器的传热效果。

2. 被冷却介质的放热强度

制冷装置中常用的被冷却介质有空气、水和盐水，其放热强度除了取决于其物理性质以外，还与其流速，管束的几何形状等因素有关。

3. 传热面的污垢程度

传热面被润滑油、铁锈、沉积的盐层、水垢及冰霜等污垢时，则增加了传热的热阻。所以在运行管理中需要经常地清除污物，以便更好地发挥蒸发器的传热效果。

二、蒸发器的选择计算

蒸发器的选择计算主要是根据计算制冷量和生产工艺的要求，以确定蒸发器的传热面积，选择合适型式的蒸发器及计算冷媒的循环量。

1. 蒸发器形式的选择原则

蒸发器按载冷剂的不同分为两种，一种为冷却液体载冷剂的蒸发器，一种是冷却空气或其他气体的蒸发器。以纯水、盐水为载冷剂时，可采用螺旋管、立管、卧式壳管式、干式蒸发器。以空气为载冷剂则采用冷却排管或空气冷却器（冷风机）。

当冷冻水温较高时，且用于闭式冷冻水系统时，宜采用卧式壳管式蒸发器（满液式）。

冷冻水供喷水室使用时，宜采用螺旋管式或立管式蒸发器。

当蒸发器被用来直接冷却空气时，一般可采用冷却排管（或盘管）或空气冷却器（冷风机）。

2. 蒸发器传热面积的计算

$$F = \frac{Q_0}{q_f} = \frac{Q_0}{K \Delta t'_m} \quad (\text{m}^2) \quad (4-12)$$

式中 Q_0 ——蒸发器的热负荷 (W)

K ——蒸发器的传热系数 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$

F ——蒸发器的传热面积 (m^2)

$\Delta t'_m$ ——蒸发器平均传热温差 ($^{\circ}\text{C}$)

q_f ——蒸发器热流通量 (W/m^2)

在进行蒸发器的选择计算时，蒸发器的热负荷是根据制冷用户的要求确定的。而平均传热温差 $\Delta t'_m$ 与蒸发器的传热系数则按以下方法确定：

(1) 平均传热温差 $\Delta t'_m$ 蒸发器内制冷剂与冷冻水、盐水或空气之间的平均对数传热温差为:

$$\Delta t'_m = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (4-13)$$

式中 t_1 ——冷冻水、盐水或空气进入蒸发器的温度 ($^\circ\text{C}$)

t_2 ——冷冻水、盐水或空气流出蒸发器的温度 ($^\circ\text{C}$)

t_0 ——制冷剂的蒸发温度 ($^\circ\text{C}$)

t_1 和 t_2 往往是由空调或冷库工艺确定的。 t_0 是制冷工艺设计选定的。在实际设计中, 通常需控制冷冻水、盐水或空气出口温度 t_2 与蒸发温度 t_0 之差 ($t_2 - t_0$) 为合理值。目前控制的范围均:

对于水箱式蒸发器 t_0 宜比出口温度 t_2 低 $4 \sim 6^\circ\text{C}$; 壳管式蒸发气宜低 $2 \sim 4^\circ\text{C}$, 但不应低于 2°C 。

供空调用的直接蒸发式空气冷却器, 蒸发温度 t_0 应比冷却空气出口温度 t_2 至少低 3.5°C 。

冷库用墙排管、顶排管和搁架式盘管的算术传热温差不宜大于 10°C 。

冷风机的 $\Delta t'_m$ 宜取 10°C (冷却间、冻结间和冻结物冷藏间)。

(2) 传热系数 K 按传热面积的外表为基准的蒸发器传热系数可用下式计算

$$K = \left(\frac{1}{\alpha_0} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\tau}{\alpha_i} \right)^{-1} \quad (4-14)$$

式中 α_0 、 α_i ——分别是管外和管内的放热系数, 即一侧为制冷剂的沸腾放热系数, 另一侧为水、盐水或空气的放热系数 [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ ——管壁及管壁附着物热阻 ($\text{m}^2\text{k}/\text{W}$)

τ ——肋化系数, 管外面积与管内面积之比

对于氨蒸发器, 一般都采用光管, 可取管外径与管内径之比。

由于制冷装置管壁厚度不大, 采用平壁计算公式已足够准确。

当估算蒸发器面积时, 推荐直接采用表 4-2 给出的蒸发器传热系数概略值。

表 4-2 蒸发器传热系数概略值

蒸发器型式			传热系数 K $/\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$	热流量 q_i $/(\text{W}/\text{m}^2)$	备 注
满液式	卧式壳管式	氨—水	450~500	2200~3000	$\Delta t'_m = 5 \sim 6^\circ\text{C}$ $v = 1 \sim 1.5 \text{m/s}$
		氟利昂—水	350~450	1800~2500	$\Delta t'_m = 5 \sim 6^\circ\text{C}$ $v = 1 \sim 1.5 \text{m/s}$
	水箱式	氨—水	500~550	2500~3000	$\Delta t'_m = 5 \sim 6^\circ\text{C}$ $v = 0.5 \sim 0.7 \text{m/s}$
		氨—盐水	400~450	2000~2500	

续表

蒸发器型式			传热系数 K $/\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$	热流量 q_f $/(\text{W}/\text{m}^2)$	备 注
非满液式	干式壳管	氟利昂—水	500~550	2500~3000	$\Delta t'_m = 5 \sim 6^\circ\text{C}$
	直接蒸发器 空气冷却式	氟利昂—空气	30~40	450~500	以外表面为准 $\Delta t'_m = 15 \sim 17^\circ\text{C}$ $v = 2 \sim 3 \text{m/s}$
	冷排管 (自然对流)	氟利昂—水	8~12		光管 $\Delta t'_m = 8 \sim 10^\circ\text{C}$
			4~7		以外表面积计 $\Delta t'_m = 8 \sim 10^\circ\text{C}$
	冷风机 (冷库)	氟利昂—水	17~35		

3. 冷冻水 (盐水或空气) 循环量

$$q_m = \frac{Q_0}{c(t_1 - t_2)} \quad (\text{kg/s}) \quad (4-15)$$

式中 c ——冷冻水 (盐水或空气) 的比热容 $[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$

t_1, t_2 ——冷冻水 (盐水或空气) 进、出蒸发器的温度 ($^\circ\text{C}$)

4. 蒸发器内冷冻水或盐水的阻力计算

壳管式蒸发器内冷冻水或盐水的阻力计算, 可参照壳管式冷凝器的阻力计算公式 (4-9) 进行计算。立管式蒸发器用下式计算:

$$\Delta p = (5.4 + 3.4n)Re^{-0.28} \cdot v^2 \cdot \rho \quad (4-16)$$

式中 Δp ——冷冻水或盐水的流动阻力 (Pa)

n ——沿流动方向上每列管子的数目

v ——冷冻水或盐水的流速 (m/s)

ρ ——冷冻水或盐水的平均密度 (kg/m^3)

Re ——表示流体流动中惯性力与摩擦力比值关系的雷诺数, $Re = \frac{Wd_e}{\nu}$

d_e ——流通截面当量直径 (m)

ν ——流体运动粘度 (m^2/s)

例 4-2 有一低温盐水装置, 盐水温度出口处 $t_2 = -13^\circ\text{C}$, 进口处 $t_1 = -11^\circ\text{C}$, 制冷量 $Q_0 = 79726 \text{W}$, 制冷剂为氨, 拟选用立管式蒸发器, 试求蒸发器所需要的传热面积和盐水循环量。

解:

① 盐水装置中氨液的蒸发温度应较盐水出口温度低 5°C , 即

$$t_0 = t_2 - 5 = -13 - 5 = -18^\circ\text{C}$$

盐水装置中盐水的凝固温度应较氨液蒸发温度低 5°C , 即

$$t_c = t_0 - 5 = -18 - 5 = -23^\circ\text{C}$$

查氯化钙盐水的特性, 由结晶开始温度 $t_c = -23^\circ\text{C}$

查出所需氯化钙盐水的密度 $\rho = 1210 \text{kg}/\text{m}^3$; 比热容 $c = 2.96 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

②查表 4-2, 立管式蒸发器的单位面积热负荷取

$$q_t = 2500 \text{ W/m}^2$$

5. 所需传热面积

$$F = \frac{Q_0}{q_t} = \frac{79726}{2500} = 31.89 (\text{m}^2)$$

6. 所需盐水循环量

$$\begin{aligned} q_v &= \frac{Q_0}{c \cdot \rho \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{79726 \times 10^{-3}}{2.964 \times 1210 \times [-11 - (-13)]} \\ &= 0.011 (\text{kg/s}) = 40 (\text{m}^3/\text{h}) \end{aligned}$$

思 考 题

1. 蒸发器和冷凝器在制冷系统中的功用如何?
2. 什么叫水冷式冷凝器? 它主要有哪些类型? 其结构、工作原理及适用范围如何?
3. 什么叫空气冷却式冷凝器? 它主要有哪些类型? 其结构、工作原理及适用范围如何?
4. 试述蒸发式冷凝器的结构、工作原理及适用范围。
5. 冷却液体的蒸发器有哪些类型? 其结构、工作原理及适用范围如何?
6. 冷却空气用蒸发器有哪些类型? 其结构、工作原理及适用范围如何?

第五章 节流机构

节流机构是制冷系统“四大件”中的一件，从冷凝器（或高压贮液桶）出来的高压液态制冷剂经过节流机构后，变为低压湿蒸气，然后在蒸发器中蒸发吸热。因此，节流机构的作用基本上归结为两点：

(1) 对高压液态制冷剂进行节流降压，保证冷凝器与蒸发器之间的压力差，以便使蒸发器中的液体制冷剂在要求的低压下蒸发吸热，从而达到制冷降温的目的。

(2) 调节供入蒸发器的制冷剂流量，以适应系统制冷量变化的需要。即随着蒸发器热负荷的变化，节流机构供液量也要相应地变化。若供液量小，会使制冷量不足；供液量多了，会引起湿压缩，甚至冲缸事故。

节流机构的形式很多，结构也各不相同，常用的节流机构有手动膨胀阀、浮球式膨胀阀、热力式膨胀阀以及毛细管等。

第一节 手动和浮球式膨胀阀

一、手动膨胀阀（节流阀）

手动膨胀阀（又称节流阀或调节阀）它的外形与普通截止阀相似，它与截止阀的结构不同之处如图 5-1

所示，截止阀的阀芯一般为平头，而手动膨胀阀芯为针形或 V 形缺口的锥体。螺纹是细牙的，在调节供液量时可以逐渐开启或关闭。它由阀体、阀芯、阀杆、填料压盖，上盖、手轮和螺栓等零件所组成。

手动膨胀阀开启的大小随负荷的变化而定，通常开启度为 $1/8$ 或 $1/4$ 圈，一般不超过一圈，否则开启过大就起不到膨胀

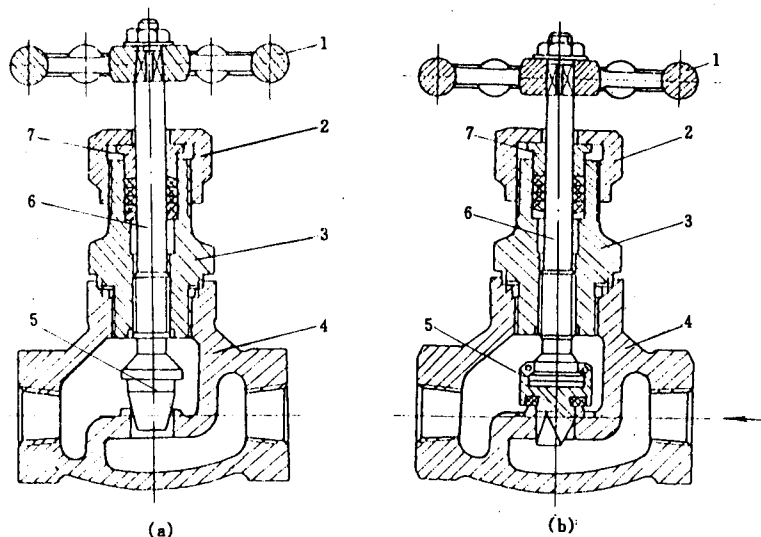


图 5-1 手动膨胀阀阀芯的结构形式

(a) 针形阀芯 (b) V 形缺口锥体阀芯

1—手轮 2—上盖 3—填料函 4—阀体 5—阀芯 6—阀杆 7—填料压盖

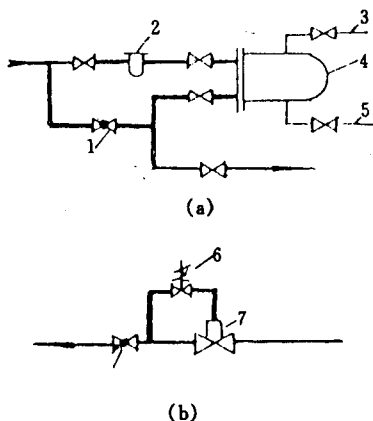


图 5-2 手动膨胀阀的使用场合

(a) 用作浮球膨胀阀的旁路阀

(b) 与电磁阀及主阀联用

- 1—节流阀 2—液体过滤器 3—气体
连通管 4—浮球阀 5—液体连通管
6—电磁阀 7—常闭主阀

节流的作用。

手动膨胀阀现在已较少单独使用，一般都用作辅助性流量调节。把它装在旁通管道上，以备应急，或检修自动阀门时使用，或者同液面控制器及电磁阀配合使用，共同实现液量的控制。如图 5-2 所示。

二、浮球式膨胀阀

浮球式膨胀阀是一种自动膨胀阀，它常用来控制满液式蒸发器、氨液分离器、低压循环贮液桶等设备的液面，使其保持一定的高度，并起到节流减压作用。

根据供给蒸发器的液态制冷剂是否通过浮球室而分为直通式和非直通式两种。制冷设备普遍采用非直通式浮球阀，因为它节流后的液体先进入容器，通过平衡管再流入浮球室，浮球室内液面较平稳，结构虽复杂些，但可充分保证系统正常工作。而直通式浮球阀制冷剂液体节流后就进入浮球室内再流往容器，浮球室内液面波动较大，容易使浮球失灵，因而逐步被淘汰。

非直通式浮球阀的结构如图 5-3 所示，在铸铁壳体内装有钢制浮球、杠杆、平衡铁块、阀座和阀芯等。壳体一端有阀盖，阀盖上有液体进出口，壳体上、下有气液平衡管接头。有的浮球阀的液体进出口设在壳体上部，阀盖只供安装检修和调整平衡铁块用。图 5-4 是

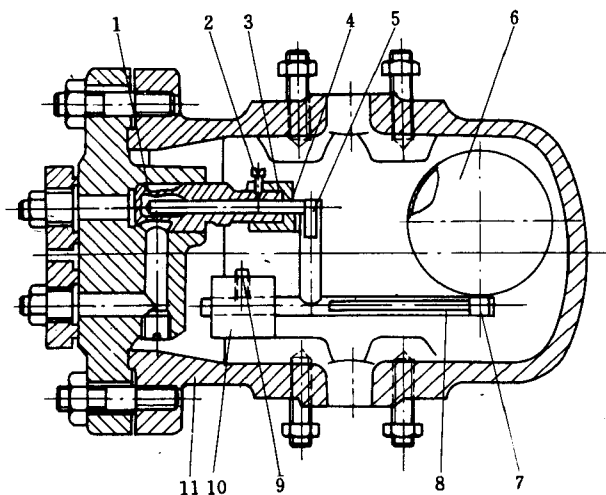


图 5-3 非直通式浮球膨胀阀

- 1—阀座 2—螺钉 3—加固套管 4—阀杆
5—连动轴 6—浮球 7—铆钉 8—杠杆
9—螺钉 10—平衡块 11—壳体

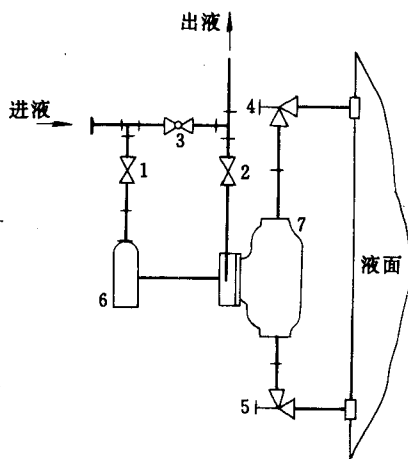


图 5-4 浮球膨胀阀接管示意图

- 1、2—截止阀 3—手动膨胀阀
4、5—角阀 6—过滤器
7—浮球调节阀

浮球阀装置在容器上的示意图。浮球上的气体和液体平衡管与容器筒身上，下接头连通，当容器内液位在正常工作液面以下时，与其对应的浮球室液位也低，浮球下落依靠杠杆作用，使阀芯离开阀座，阀孔开启，高压制冷剂液体从过滤器进入浮球网，经节流后成为低温液体通过进液管流往容器，液面逐渐上升，浮球随之升起，节流小孔通道相应关小，供液量也减少，当到达规定上限液位时，浮球带动阀芯关闭阀孔，停止供液。根据冷间热负荷需要自动控制进入容器制冷剂的流量。

第二节 热力式膨胀阀

热力式膨胀阀也是一种自动膨胀阀。它主要用于非满液式蒸发器，是氟利昂制冷系统中的主要组成之一。它装置在冷凝器（或贮液桶）和蒸发器之间的管路上，用来自动调节进入蒸发器的制冷剂流量，同时使制冷剂液体节流减压，由冷凝压力降到蒸发压力。

1. 热力式膨胀阀的结构

图 5-5、图 5-6 为热力式膨胀阀的结构图。它由感应机构、阀座与阀针、弹簧、调节螺栓、传动杆、过滤网和阀体组成。

感应机构由阀顶部的密封盖、弹性金属膜片、毛细管和感温包组成。弹性金属膜片是由 0.1~0.2mm 厚的青铜或不锈钢片冲压成形。它在受力后有很好的弹性变形性能，可以有 2~3mm 的位移变形。感温包内充注 80% 的液态制冷剂，也可充注气态制冷剂，用来感受蒸发器出口的过热温度。毛细管作为密封盖与感温包的连接管，将感温包内的压力传递到弹性金属膜片上部。

阀针座上装阀针，随着传动杆的移动，阀针也跟着阀针座一起移动，开大或关小阀座上的阀孔，以起调节流量的作用。

调节螺栓用来调整弹簧力的大小，即调整膨胀阀的开启过热度。

过滤网安装在膨胀阀的进液端，用铜丝网做成，以过滤制冷剂中的杂质污物，防止阀孔堵塞。

热力式膨胀阀按感应机构的结构不同，可分为两种——薄膜式与波纹管式。目前，小型热力膨胀阀一般都采用薄膜片，大型热力膨胀阀则用波纹管。

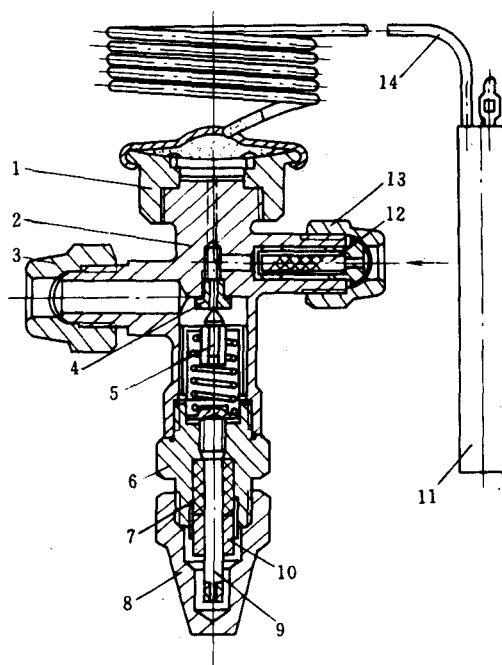


图 5-5 内平衡式热力膨胀阀结构

- 1—气箱座 2—阀体 3、13—螺母 4—阀座
5—阀针 6—调节杆座 7—填料 8—阀帽
9—调节杆 10—填料压盖 11—感温包
12—过滤网 14—毛细管

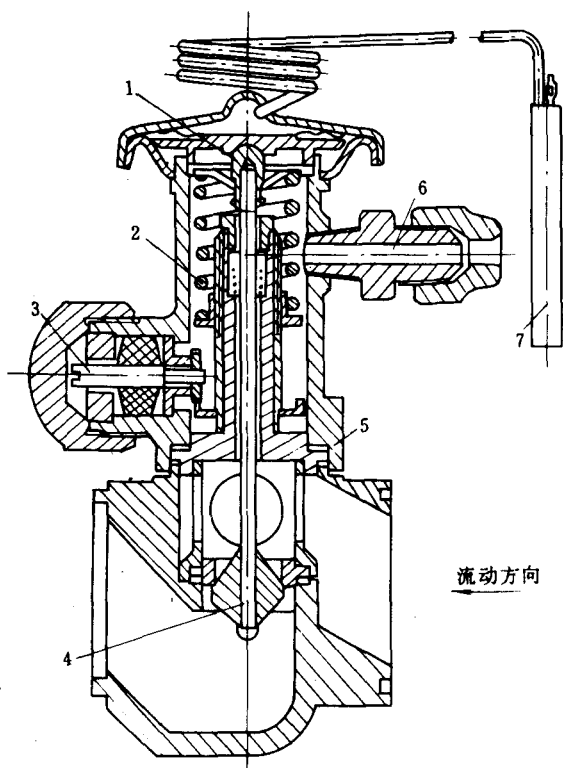


图 5-6 外平衡式热力膨胀阀结构

1—阀杆螺母 2—弹簧 3—调节杆 4—阀杆
5—阀体 6—外平衡接头 7—感温包

热力式膨胀阀还可根据膜片下的压力不同，分为内平衡式和外平衡式两种。作用于热力式膨胀阀体内弹性金属膜片下部的压力为节流后的蒸发压力的阀门，称内平衡式热力膨胀阀。作用于热力式膨胀阀内弹性金属膜片下部的压力是由外平衡管引来的蒸发器出口压力的阀门，称为外平衡式热力膨胀阀。

2. 热力式膨胀阀的工作原理

由热力式膨胀阀的结构可看出，弹性金属膜片受三种力的作用，或者说有三种作用力控制热力膨胀阀的动作。

弹性金属膜片的下部受两个力，一是制冷剂的压力 p_1 ，二是弹簧作用力所折算成的压力 p_2 ，二者的作用方向向上，使阀门向关闭的方向移动。作用在膜片上部的为感温包内制冷剂的压力 p_3 ，它是使阀门开启的作用力。如图 5-7 所示。

当达到某一稳定运行工况时，这三个力达到平衡状态。即 $p_1 + p_2 = p_3$

时，膜片不动，阀针的位置也不动，保证阀门有一定的开启度。

当蒸发器出口温度升高时，即 $p_1 + p_2 < p_3$ ，膜片向下移动，推动传动杆使阀针向下移动，将阀孔开大，供液量增大，这时弹簧力 p_2 增大，三个力又在新的状态下达到平衡。当蒸发器出口温度下降时，即 $p_1 + p_2 > p_3$ ，膜片向上移动，阀针也向上移动，使阀孔关小，供液量减小。这时弹簧力减小，三力又在新的状态下达到平衡。

现以内平衡式热力膨胀阀为例进一步说明工作原理（参见图 5-8）。假设热力膨胀阀在 R12 的制冷系统工作。当液态制冷剂经过内平衡式热力膨胀阀节流到蒸发压力为 0.3629MPa（相应的蒸发温度为 5℃）后，由 A 点进入干式蒸发器，R12 制冷剂逐渐吸热沸腾，在到达 B 点时全部汽化为饱和蒸气，如果不考虑蒸发器内制冷剂的压力损失，则在 B 点处 R12 的压力仍为 0.3629MPa，饱和蒸气温度仍为 5℃。从 B 点开始再向前流动，则将继续吸热变成过热蒸气，气态制冷剂温度升高了，压力却仍保持不变。假定由 B 点到装设感温包的 C 点（蒸发器出口处）气

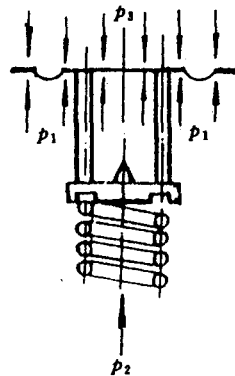


图 5-7 热力膨胀阀膜片受力分析图

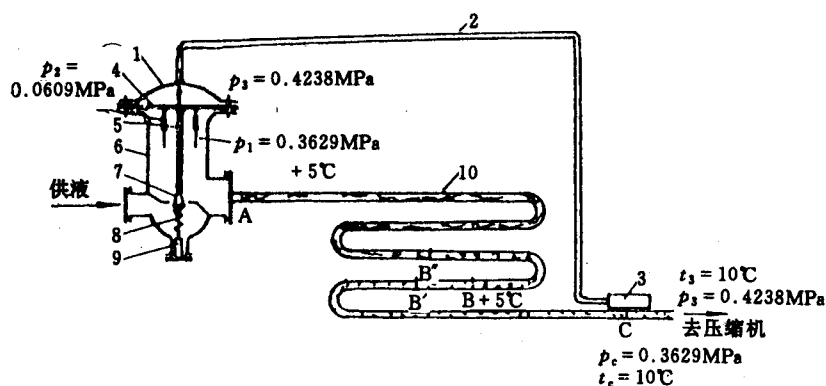


图 5-8 内平衡式热力膨胀阀工作原理图

1—阀盖 2—毛细管 3—感温包 4—膜片 5—传动杆
6—阀体 7—阀芯 8—弹簧 9—调整杆 10—蒸发器

态制冷剂温度升高 5°C ，即达到 10°C 。因此，感温包所感受的温度同样为 10°C ，假定在感温系统内充注与制冷系统相同的制冷剂（即 R12）则感温包内相应的饱和压力 p_3 为 0.4238MPa ，若将弹簧的作用力 p_2 调整至 0.0609MPa ，则

膜片感受的向下压力为： $p_3 = 0.4238\text{MPa}$ ；

膜片感受的向上压力为： $p_1 + p_2 = 0.3629 + 0.0609 = 0.4238\text{MPa}$ 。

因此，膜片上下压力相等，膜片处于某一平衡位置，相应于阀门有一定开度。蒸发器出口处气态制冷剂的过热度 $\Delta t_{2,h} = 10 - 5 = 5^{\circ}\text{C}$ 。这个过热度相对应的压力差（ $0.4238 - 0.3629 = 0.0609\text{MPa}$ ）恰好等于弹簧作用力 p_2 。

当蒸发器的负荷减少时，蒸发器内的液态制冷剂沸腾减弱，此时，蒸发器的供液量较多，于是蒸发器内的液态制冷剂达到全部汽化的终点不在 B 点，而在 B' 点。蒸发器出口（C 点）的温度将低于 10°C ，致使感温包内制冷剂的压力 p_3 低于 0.4238MPa ，则 $(p_1 + p_2) > p_3$ ，阀门稍微关小，供液量减小。这时弹簧也随之变松，弹簧作用力变小，膜片又在新的状态下平衡，新的平衡点过热温度比原来的小。反之，蒸发器的负荷增加，当蒸发器供液量小于蒸发器热负荷时，蒸发器内液态制冷剂在 B' 点达到全部气化。蒸发器出口的气态制冷剂的温度将高于 10°C ，感温包内制冷剂的压力 p_3 将大于 0.4238MPa ，则 $(p_1 + p_2) < p_3$ ，阀门稍微开大，增大供液量。这时弹簧稍微压缩，弹簧力增大，膜片又在新的状态下平衡，当新平衡点下的过热温度比原来的大。

过热度减小，阀门关小，弹簧力减小。当蒸发器出口气态制冷剂过热度减小到某一数值时，阀门就关闭，此时的过热度称为关闭过热度。关闭过热度与弹簧的预紧程度有关。当调到弹簧最松位置时，关闭过热度为最小关闭过热度（一般不大于 2°C ）。当弹簧调到最紧位置时的关闭过热度称为最大关闭过热度（不大于 8°C ）。图 5-9 表示了热力膨胀阀的工作过热度与供液能力的关系。当阀门由全闭到开始开启时所需过热度，称为静装配过热度，其大小在最小关闭过热度与最大关闭过热度之间，即图中的 OA。静装配过

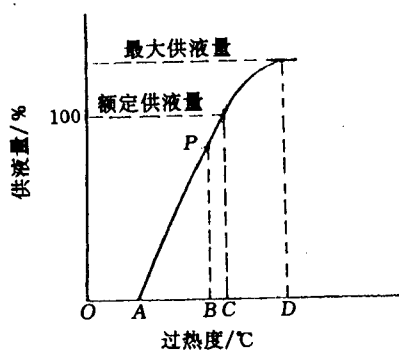


图 5-9 热力膨胀阀的工作特性

OA—静装配过热度 AB—有效
过热度 (可变过热度) OB—工作
过热度 AC—额定状态可变
过热度 CD—备用过热度

热度的大小,可通过调整螺丝整定。设热力膨胀阀的工作点为 P , OB 即为该状态下阀门的工作过热度,其中 AB 是开启阀门的有效过热度,因此工作过热度应为静装配过热度与有效过热度之和 ($OB = OA + AB$)。有效过热度随着供液量的变化而变化,因此又称为可变过热度。 AC 为额定供液量时的有效过热度,一般为 $3 \sim 5^\circ\text{C}$ 。热力膨胀阀的工作过热度一般在 $5 \sim 13^\circ\text{C}$ 。此外,阀门还有一定的备用过热度 (图中 CD), 供液量可以比额定供液量大 $10\% \sim 40\%$ 。

不难看出,上面介绍的热力膨胀阀的特点是:这种膨胀阀是依靠蒸发器出口气态制冷剂的过热度来调节蒸发器的供液量。这种阀只用在允许有较大过热度的制冷剂 (如 R12 等) 非满液式蒸发器中。

3. 外平衡式热力膨胀阀

在分析内平衡式热力膨胀阀时,未考虑蒸发器内制冷剂的压力损失。但是,实际上制冷剂在蒸发器内流动是有阻力损失的。那么,如果蒸发器有较大的阻力时,仍用内平衡式热力膨胀阀将会对蒸发器产生什么样的影响呢?

仍设制冷剂经节流后在 A 点的蒸发温度 $t_0 = 5^\circ\text{C}$, 蒸发压力 $p_0 = 0.3629\text{MPa}$, 并设制冷剂在蒸发器内的压力损失为 0.0278MPa , 故 C 点的管内压力应为 $0.3629 - 0.0278 = 0.3251\text{MPa}$, 其相应的饱和温度为 2.5°C 。如果仍保持过热度 5°C , 即 C 点过热温度应为 7.5°C 。感温包内相应于 7.5°C 的饱和压力 $p_3 = 0.3928\text{MPa}$ 。此压力比无阻力蒸发器的感温包内压力 (0.4238MPa) 要小, 这意味着阀门开度小, 造成供液不足。若要保证阀门的开度与无阻力时相同, 则感温包内压力应为 0.4238MPa , 相应的饱和温度为 10°C , 这样 C 点气态制冷剂的过热度为 7.5°C 。这样必要增大蒸发器用于蒸气过热的面积, 使得传热面积不能充分发挥作用。

那么, 如何解决这个问题呢? 从膜片上下压力的平衡关系看, 只好从降低 p_1 或 p_2 方面着手解决。

降低 p_2 的办法是调整弹簧作用力, 降低阀门的静装配过热度, 使阀门开大, 以减小过热度。但靠调节弹簧来减小过热度毕竟有一定限度。当阻力很大时, 弹簧力将要调得很小, 即膨胀阀的关闭过热度调得太小, 这会造成系统开始运行时供液量过大, 以及停机时阀门关不严, 工作性能极不稳定。

另外的解决办法是减小 p_1 。为此人们设计了一种外平衡式热力膨胀阀。所谓的外平衡式热力膨胀阀就是膜片下部压力 p_1 不是节流后的蒸发压力, 而是蒸发器出口端的压力, 其工作原理如图 5-10 所示。此时, 膨胀阀的工作特性不再受蒸发器内制冷流动阻力损失的影响。例如, 仍设蒸发器的阻力损失为 0.0278MPa , 薄膜下的压力 $p_1 = 0.3251\text{MPa}$, 保持与 5°C 过热度时, $p_3 = 0.3928\text{MPa}$, 其弹簧力 $p_2 = 0.3928 - 0.3251 = 0.0677\text{MPa}$, 稍大于无阻力时的弹簧力 (0.0609MPa), 只需稍增加一些静装配过热度, 即可使热力膨胀阀的动作满足工作要求。

虽然外平衡式热力膨胀阀的调节特性,基本上不受蒸发器中压力损失的影响,但是由于它的结构比较复杂,因此一般只有自膨胀阀出口至蒸发器出口,制冷剂的压力降所相应的蒸发温度降超过 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 时,才应用外平衡式热力膨胀阀。目前国内一般中小型的氟利昂制冷

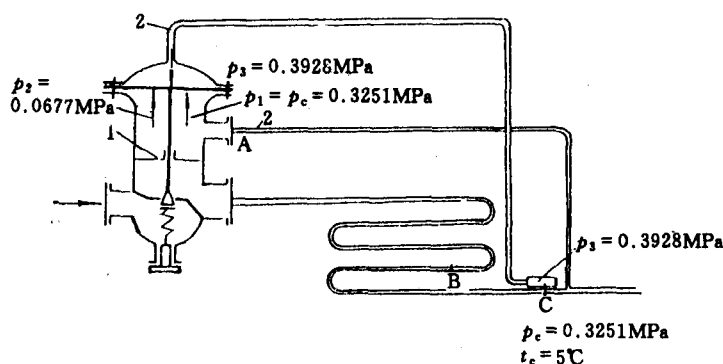


图 5-10 外平衡式热力膨胀阀工作原理图

1—隔板 2—外平衡管

系统的蒸发器外,蒸发器的压力损失都比较小,所以采用内平衡式热力膨胀阀较多。用分液器的蒸发器压力损失较大,故宜采用外平衡式热力膨胀阀。

4. 热力膨胀阀的选配、安装与调试

热力膨胀阀与其他节流阀一样,都是利用孔口节流,因此它的制冷量,可根据通过孔口的制冷剂流量和节流前后的压力差来计算。但是计算出的制冷量值与实际情况有较大的差异,故一般都是以实际测定值,作为热力膨胀阀所适用的制冷机容量范围。

我国目前已生产了多种类型不同制冷量的热力膨胀阀,表 5-1 及表 5-2 列出部分热力膨胀阀的有关技术参数。关于它们的制冷量变化特性,目前尚在研究及测定。

表 5-1

FPF 型热力膨胀阀主要性能参数

型 号	孔径 /mm	使用工质	适用温度范围/ $^{\circ}\text{C}$	可调节关闭 过热度/ $^{\circ}\text{C}$	制冷量/kW		接管规格/mm	
					标 准	空 调	进 口	出 口
Dg0.8FPF	0.8	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	1.16	1.05	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30~-80		1.86			
Dg1FPF	1	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	1.40	1.28	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30~-80		2.32			
Dg1.2FPF	1.2	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	1.74	1.28	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30~-80		2.91			
Dg1.5FPF	1.5	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	3.37	1.98	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30~-80		3.60			
Dg2FPF	2	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	2.91	2.56	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30~-80		4.77			
Dg3FPF	3	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	5.81	5.35	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30~-80		10.00			
Dg4FPF	4	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	10.47	9.30	$\phi 10 \times 1$	$\phi 12 \times 1$
		R22	-30~-80		17.44			
Dg5FPF	5	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	13.14	11.63	$\phi 12 \times 1$	$\phi 16 \times 1.2$
		R22	-30~-80		21.51			
Dg6FPF	6	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	14.88	13.95	$\phi 12 \times 1$	$\phi 16 \times 1.2$
		R22	-30~-80		26.28			
Dg7FPF	7	R12	+10~-30	$2 < t < 8$	18.37	16.28	$\phi 12 \times 1$	$\phi 16 \times 1.2$
		R22	-30~-80		30.23			

表 5-2

RF 型热力膨胀阀主要性能参数

型 号	孔径 /mm	使用工质	适用温度范围/℃	可调节关闭 过热度/℃	标准制冷量/kW	接管规格/mm	
						进 口	出 口
RF8	8	R12 R22	+10~-30 -30~-80	$2 < t < 8$	27.90 46.51	φ16	φ19
RF9	9	R12 R22	+10~-30 -30~-80	$2 < t < 8$	31.40 53.49	φ16	φ19
RF10	10	R12 R22	+10~-30 -30~-80	$2 < t < 8$	34.88 63.95	φ16	φ19
RF11	11	R12 R22	+10~-30 -30~-80	$2 < t < 8$	45.35 69.77	φ16	φ19
RF12	12	R12 R22	+10~-30 -30~-80	$2 < t < 8$	87.21 127.91	φ16	φ19
RF13	13	R12 R22	+10~-30 -30~-80	$2 < t < 8$	98.84 156.98	φ16	φ19
RF14	14	R12 R22	+10~-30 -30~-80	$2 < t < 8$	116.28 174.42	φ16	φ19

热力膨胀阀的选配主要是根据蒸发器的制冷量、制冷剂的种类和节流前后的压力差来确定热力膨胀阀的型式。选配时,应使膨胀阀的制冷量与蒸发器的热负荷相互匹配。否则若膨胀阀选得过小,会造成蒸发器传热面积得不到充分利用,制冷装置的制冷量降低;若膨胀阀选得过大,则又会影响其调节性能,增大蒸发器出口温度的波动,严重时甚至会使压缩机出现液击现象,所以应正确选配热力膨胀阀。在选用制冷装置膨胀阀时,首先要保证在各种使用工况下,膨胀阀的制冷量均应大于蒸发器的制冷量。并以现有制冷装置所配置的热力膨胀阀规格为参考,结合考虑要求配置热力膨胀阀的制冷装置的工况条件,把热力膨胀的制冷量配得比所需的制冷量略大一些。

热力膨胀阀安装的正确与否,会影响制冷装置的工作好坏。采用正确的安装位置和方法,便于对阀的操作与维修,同时能改善感温包与吸气管中制冷剂的传热效率,减小时间滞后及提高阀工作性能的稳定性。一般阀体应垂直安装,阀帽在下,气箱在上,以便操作维修。感温包应安装在蒸发器的出气管上,如图 5-11 所示,它可绑捆在吸气管上,或将感温包放于吸气管上的感温套管内,两者相比,后者可加快温度传感速度,但前者

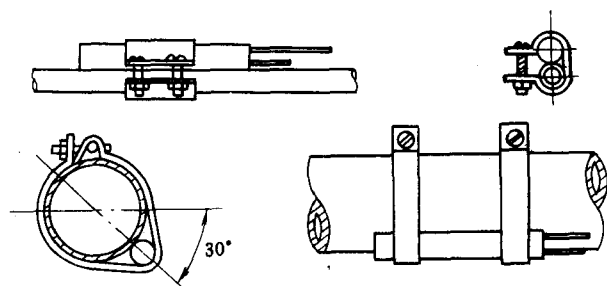


图 5-11 感温包的安装方法

则安装拆卸比较方便。在安装时,若吸气管小于 22mm 时,感温包直接贴在吸气管的上部,吸气管外径大于 22mm 时,感温包绑扎在水平管的侧下方,管径越大应越向下放,但不能低于管底 45°角的圆周处,以防管子底部积油等因素,影响感温包正确感温。

如图 5-12 所示,感温包应设在不积液的水平管段上,以免管内积

液使膨胀阀工作不正常。如无合适的水平管段,也可将感温包绑扎在直立管段上,但也应避开存液段,因为上行管的下面就可能存在积油或制冷剂液体。

对外平衡热力膨胀阀,其外平衡管如图 5-13 (a) 所示,应接在感温包后面(压缩机侧),距感温包 150~200mm 处。若与水平管段相接,如图 5-13 (b) 所示,应从水平管的顶部引出,以防止平衡管中积油。

热力膨胀阀的调试,必须在制冷装置正常运转状态下进行。调整中如果感觉到过热度太小,即流量太大,可把调节杆按顺时针方向转动半圈或一圈(即增大弹簧力,减小阀开度),使流量减小;反之若感到过热度太大,即供液量不足,则可把调节杆

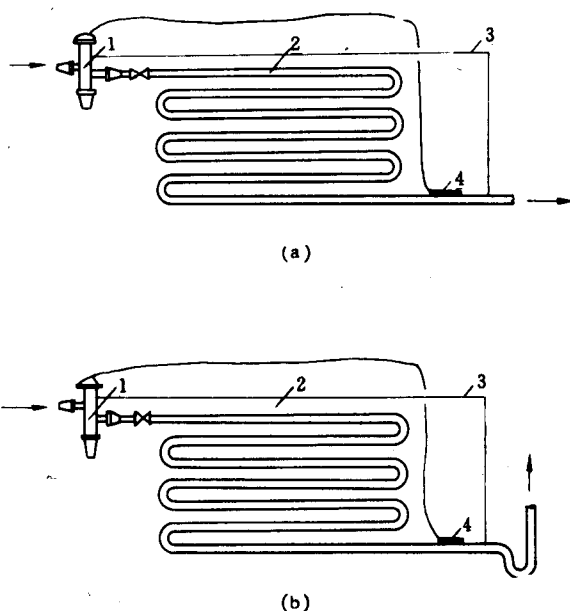


图 5-12 感温包的安装位置

1—外平衡膨胀阀 2—蒸发器 3—外平衡管 4—感温包

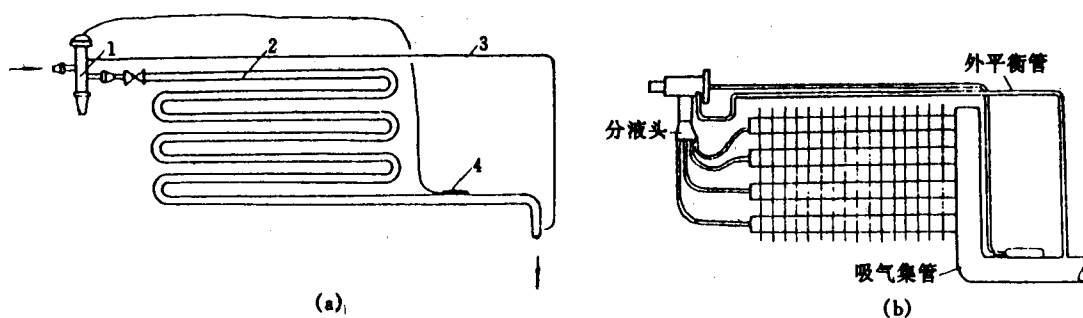


图 5-13 外平衡热力膨胀阀的安装

1—外平衡膨胀阀 2—蒸发器 3—外平衡管 4—感温包

朝反方向转动,使流量增大。整个调节过程要细心,调节螺丝转动的圈数一次不宜过多(调节螺丝转一圈,过热度大约改变 1~2℃)。耐心地经过多次调整,直到满足要求为止。

对热力膨胀阀,除根据测量仪表进行调节外,还可按经验方法进行调节,即转动调节杆螺丝,改变阀的开度,使蒸发器的回气管外刚能结霜或结露。对于蒸发温度低于 0℃ 的制冷装置,若挂霜后用手摸,有一种将手粘住的阴凉感觉,表明此时热力膨胀阀的开度适宜,对于蒸发温度在 0℃ 以上的空调用制冷装置,则可视结露情况判断。

第三节 毛细管

毛细管在制冷系统中与膨胀阀一样，起节流、降压作用。它使从冷凝器出来的高压制冷剂液体减压降温，部分汽化而成双相的湿蒸气，然后进入蒸发器汽化吸热。毛细管是一种最简单的节流装置。

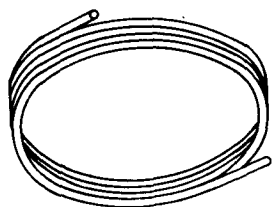


图 5-14 毛细管

在冰箱、窗式、分体式空调器及小型立框式空调机组中，常采用直径为 0.6~2.5mm、长度为 0.5~5m 细而长的紫铜管代替膨胀阀，连接在蒸发器与冷凝器之间，使它们之间保持一定的压差，起到一定程度的流量控制作用。

毛细管的形状如图 5-14 所示。它是根据“液体比气体容易通过”这个原理工作的。当有一定过冷的液体制冷剂进入毛细管，沿管长方向的压力及温度变化如图 5-15 所示。进口 1—2 段为液相区，这一过程压力降不大，而温度在过冷状态中是一定的。2—3 段为两相段，制冷剂为气液两相共存的湿蒸气。3—4 段为制冷剂由毛细管进入蒸发器的过程。而点 4 则为制冷剂在蒸发器中的状态 (p_0 , t_0)。

实验证明，毛细管的供液能力主要取决于毛细管入口处制冷剂的状态以及毛细管的几何尺寸（长度和内径）。而蒸发压力在通常工作条件下对供液能力的影响较小。

图 5-16 为一根尺寸已定的毛细管的供液能力与进口压力、进口制冷剂的过冷度和干度的关系。该毛细管的长度为 2.03m，内径为 1.63mm，当制冷剂进口过冷度愈大，则沿管长流动开始汽化的过程愈远，供液能力也愈大。而当制冷剂进口蒸气含量愈大，即干度愈大，则供液能力愈小。

毛细管的几何尺寸与其供液能力有关。长度增加，内径缩小都相应使供液能力减小。

毛细管具有有限调节流量功能，它是依靠制冷剂在系统中分配状况的变化而使毛细管的供液能力改变。图 5-17 (a) 表示了制冷机在正常状态工作时，制冷剂分配状况，冷凝器中主要是气，而在出口处及大部分毛细管中是液体；蒸发器中是气液混合物，在入口处的干度很小，随着流动干度增大，临近出口处干度达到 1，并成为过热蒸气。当蒸发器负荷增大时，制冷剂沸腾增强，蒸发器中蒸气含量增多，干度达到 1 的点提前，过热区增大，由于系统中总的充液量不变，导致有一部分制冷剂液体阻留在冷凝器中，如图 5-17 (b) 所示。这样，液体过冷度增加，并且由于冷凝面积减少，冷凝压力升高，最后导致毛细管供液能力增大。从而调节了蒸发器的供液量，但是毛细管的供液能力的调节范围不大。

毛细管的优点是制作简单，成本低廉（只相当于热力膨胀阀 1/50~1/100），没有运

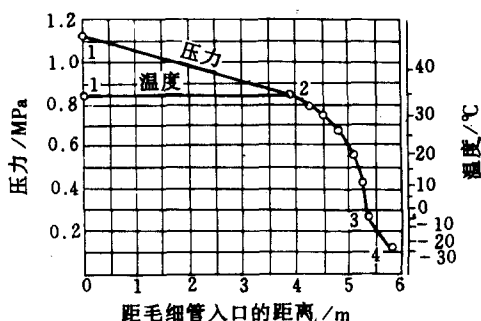


图 5-15 毛细管中的制冷剂压力、温度分布

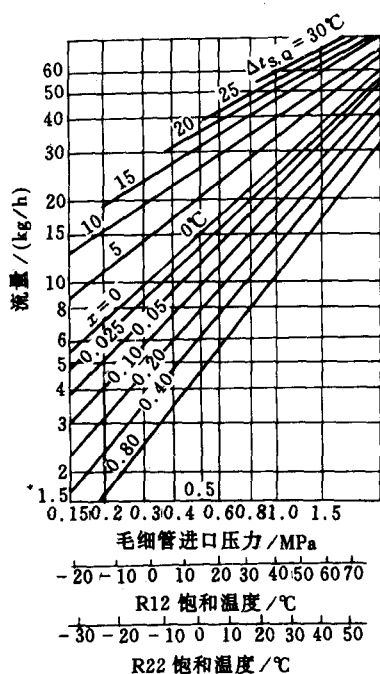


图 5-16 毛细管制冷剂进口状态与流量的关系

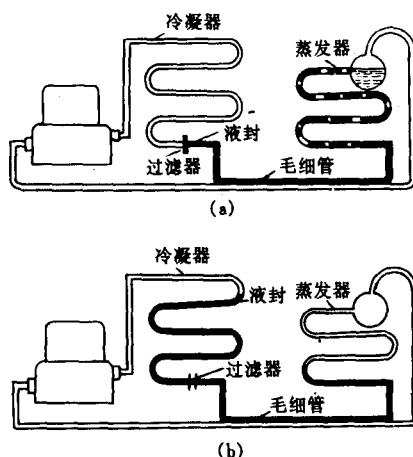


图 5-17 毛细管调节制冷剂流量的原理图

(a) 制冷机在正常状态时, 制冷剂分配状况

(b) 增加供液量时的状况

动部件, 工作可靠。而且毛细管安装在冷凝器与蒸发器之间, 形成一个常通的通道, 这样可以保证在压缩机停车后, 蒸发器与冷凝器之间的压力 (即系统的高、低压) 迅速平衡, 从而使压缩机下次能很容易启动。这一点对全封闭制冷压缩机尤为重要。因此, 毛细管广泛地用于由全封闭压缩机所组成的空调器和冰箱中。

毛细管的主要缺点是它的调节性能很差, 不能随着制冷装置的热负荷变化而自动调节流通截面。通过毛细管的流量, 只是随毛细管进口状态或出口压力的变化而稍有变化。当制冷机偏离设计工况运行时, 由于流过毛细管的制冷剂流量与蒸发器中的蒸发器不相适应, 这可能会出现压缩机湿压缩或蒸发器供液不足的情况。采用毛细管的制冷系统氟利昂充注量一定要准确, 过多或过少都会影响制冷机的正常工作。

采用毛细管的制冷系统, 其降温速度比用膨胀阀的降温速度慢, 这是因为膨胀阀在启动时, 其过热度大, 故开启度也大, 通过的流量也大, 而毛细管则不能。

安装和使用毛细管时应注意以下几点:

(1) 当几根毛细管并联使用时, 为使流量均匀, 最好采用分液器。分液器要垂直向上安装, 使液体能均匀分配。

(2) 毛细管的孔径小, 管子长, 很容易被杂质堵塞, 因此, 过滤网孔要细而严密。

(3) 毛细管的孔径与长度是根据一定的机组和一定的工况配置的, 不能任意改变工况或调换任意规格的毛细管, 否则会影响设备的合理工作, 甚至不能正常工作。

(4) 要特别注意制冷系统内部的清洗及干燥。尤其是氟利昂制冷剂几乎是不溶解水分的, 如果系统残留水分, 便会在毛细管出口侧产生冰塞, 破坏系统的正常运行。另外, 系统内的灰尘也容易堵塞毛细管, 造成冷却不良。

思 考 题

1. 在制冷系统中节流阀的功能是什么？安装在什么部位？
2. 浮球式节流阀和热力膨胀阀各适合哪类的蒸发器选用？
3. 试述内平衡式和外平衡式热力膨胀阀的结构、工作原理及各适合与哪类蒸发器配用。
4. 怎样选配热力膨胀阀？
5. 安装热力膨胀阀应注意些什么问题？
6. 哪些制冷装置可选用毛细管节流？为什么？
7. 毛细管节流有哪些优缺点？安装使用时应注意什么问题？

第六章 辅助设备

蒸气压缩式制冷系统中,除压缩机、冷凝器、蒸发器、节流机构等主要设备外,还需配备一些相应的辅助设备,以保证制冷系统的正常运转,提高运行的经济性和保证操作的安全可靠。按这些辅助设备在制冷系统中的作用,可分为分离、贮存、防护和冷却设备。

第一节 分离和贮存设备

一、油分离器

油分离器位于制冷系统中压缩机和冷凝器之间。是一种气液分离设备,将制冷剂过热蒸气夹带的润滑油蒸气微小油粒分离出来。压缩机压缩后的制冷剂蒸气是高温高压的过热状态,流动速度快($12\sim 30\text{m/s}$),温度高($40\sim 130^\circ\text{C}$)。汽缸壁上的部分润滑油汽化及飞溅的微小油滴与制冷剂蒸气混合一道排出,进入冷凝器或蒸发器后被冷却,会在传热壁面上凝结成一层油膜,油膜导热系数小,使冷凝器或蒸发器的传热效果降低。所以要把从压缩机排出过热蒸气中夹带的润滑油在进入冷凝器前分离出来。通常可采用如下几种方式予以分离。

(1) 从压缩机排出的制冷剂蒸气进入突然扩张的容器或回弯中,由于流速的突然降低,可使油雾微粒在重力作用下分离出来。

(2) 从压缩机排出的制冷剂蒸气进入锥形旋室并沿边发生旋转,便产生了离心力。由于油雾微粒的质量较大,使油粒甩向内壁沿壁面下流,得以分离。

(3) 制冷剂蒸气与油雾经过金属丝网或不在同一中心的多层孔板阻挡,发生过滤分离。

(4) 气流方向经过多次折转变化,油雾微粒在惯性力作用下产生分离。

油分离器根据使用制冷剂的不同,分为氨油分离器和氟油分离器。应该注意的是氨压缩机用的冷冻机油,因受到高温作用而稍有变质,故分离出来的油不能直接用于压缩机的润滑。氟利昂压缩机因其压缩温度不会使油变质,故可把分离出来的油直接经手动或手动控制流回曲轴箱。

1. 氨油分离器

常用的氨油分离器,主要有洗涤式、离心式、填料式、过滤式等。

(1) 洗涤式油分离器 洗涤式油分离器的结构如图 6-1 所示。它的主体是用钢板卷制焊接成的圆柱形筒体,上下分别焊有筒盖和筒底。进气管 1 由筒盖中心处伸入器内,该管的底端焊一底板,管端四周开有四个放射状的矩形出气口,以免高压蒸气冲击筒底。筒内进气管的中上部外侧焊有多孔的伞形分离罩 3 (挡液板)。筒体侧面中下部焊有进氨液

管 4 的接头。下部侧面焊有油管 5 的接头，在伞形挡板的上部筒体上，焊有出气管 2 的接头。筒内进气管中下部的平衡孔，是当压缩机停止工作时，用来平衡分离器和压缩机排气管路之间的压力，特别是在压缩机发生事故时，能防止分离器的部分氨液窜到压缩机中去。

这种油分离器在工作时，筒内必须保持一定高度的氨液，从压缩机来的氨油混合气体进入分离器中，由氨液进行洗涤、冷却、使部分油蒸气凝结和使油滴分离出来。分离出来的润滑油，因其密度比氨液的大而逐渐沉积于筒底。筒内氨液在洗涤来自压缩机的排气时发生热交换，使筒内的氨液汽化。汽化的氨气随同被洗涤的氨气，经过伞形挡液板由出气管排出。排气中夹带的氨液及油滴，则由伞形挡液板进行分离。这种油分离器的分离效果在 80%~85%。

(2) 离心式油分离器 离心式油分离器的结构如图 6-2 所示。在分离器的内部焊有螺旋状导向叶片 2，并在器内中间引出管 1 的底部，装设有多孔挡液板 4。压缩机的排气进入分离器后，沿导向叶片 2 呈螺旋状运动，运动过程中产生离心力。因为润滑油滴的密度，要比制冷剂蒸气的密度大得多，所以它产生的离心力就大。这样便将润滑油滴甩至壳体的内壁，并沿内壁流聚在分离器底部，而蒸气则经多孔挡液板 4，由顶部的管子引出。分离器底部的润滑油可定期排出，或者在排油管上装一浮球 3，以便能自动回油到压缩机的曲轴箱中。有的离心式油分离器外部还设有水套，用水来冷却，其目的是为了提

高分离油的效果。但效果不显著。

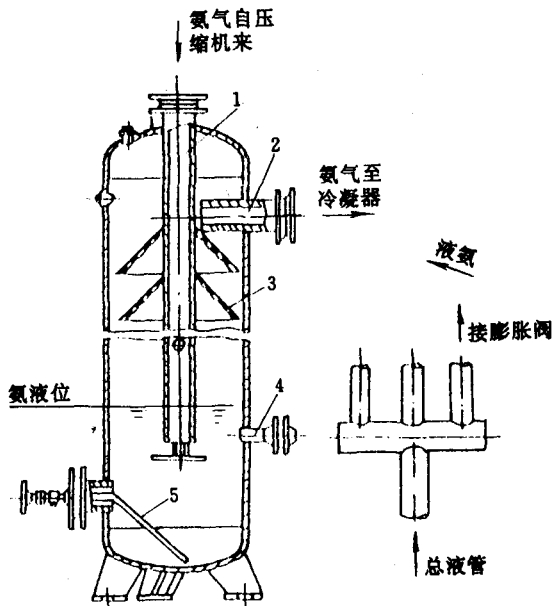


图 6-1 洗涤式油分离器

1—进气管 2—出气管 3—分离罩
4—进氨液管 5—排油管

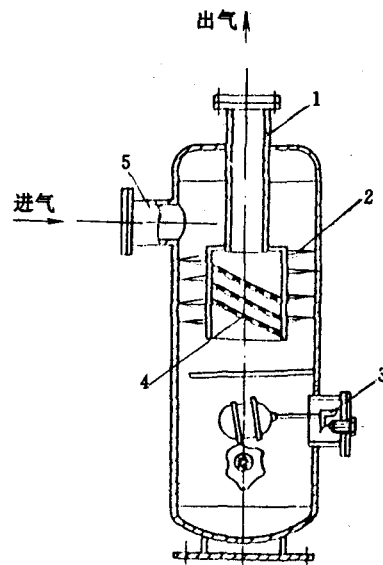


图 6-2 离心式油分离器

1—出气管 2—导向叶片 3—浮球阀
4—挡液板 5—进气管

离心式油分离器多用于大中型制冷压缩机。它一般装设在压缩机近旁，其冷却水套用水是重复利用来自压缩机气缸套的冷却水。

(3) 填料式油分离器 填料式油分离器对于大型及小型压缩机均适用。图 6-3 为填料式氨油分离器的结构。在分离器中有一层填料 2，填料可用不锈钢丝、陶瓷环或金属切屑等，其分离效果以不锈钢丝为最佳。氨气通过油分离器中的伞形挡板及填料层后，把润滑油分离出来。它的分油原理是依靠降低气体的流速，改变其流向和填料层的过滤作用。分离器内要求的蒸气流速应在 0.5m/s 以下。填料式油分离器的分离效率较高，当用不锈钢丝或金属丝网作填料时，可达 $96\%\sim 98\%$ ，但是阻力也较大。

(4) 过滤式油分离器 图 6-4 示出过滤式油分离器的结构。过滤式油分离器的壳体由 $\phi 159\text{mm}$ 无缝钢管加上、下封头焊接而成，在器内进气管 1 的下端设有过滤网 2，一般还装有浮球阀 5 的自动回油装置。它的分油是依靠气体降低流速，改变流向及几层金属丝网的过滤作用来实现。这种油分离器的回油管和压缩机的曲轴箱连接。当器内积聚的润滑油足够使浮球阀开启时，分离器的润滑油就被压入压缩机的曲轴箱中。当油面逐渐下降到使浮球下落到一定位置时，则将浮球阀 5 关闭。正常运行时，由于浮球阀的断续工作，使得回油管时冷时热，回油时管子就热，停止回油时管子就冷。

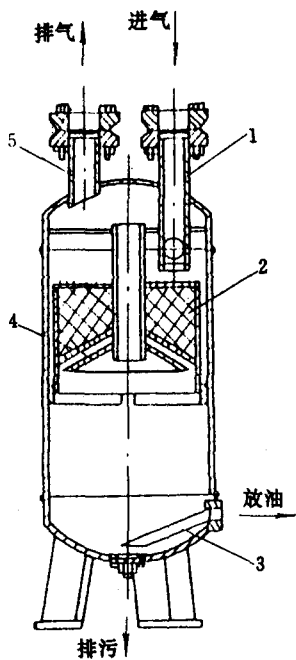


图 6-3 填料式氨油分离器

1—进气管 2—填料层 3—放油管
4—挡板 5—出气管

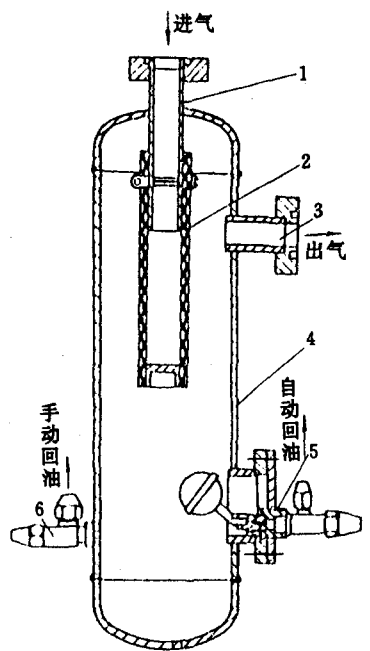


图 6-4 过滤式油分离器

1—进气管 2—滤网 3—出气管
4—筒体 5—浮球阀 6—手动回油阀

2. 氟油分离器

常用的氟油分离器有挡板式、过滤式和填料式，其安装位置如图 6-5 所示。

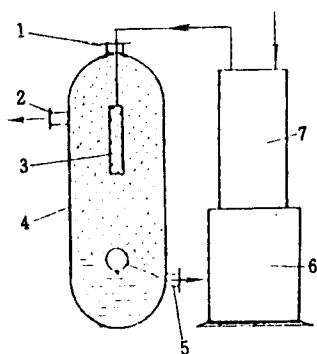


图 6-5 氟油分离器的

安装位置示意图

- 1—进气管 2—出气管
3—过滤网 4—分油器
5—回油管 6—曲轴箱
7—压缩机

(1) 挡板式氟油分离器 高温高压的氟利昂蒸气由进气管进入分油器，其中携带的一部分油雾微粒凝聚在挡板上，结成油滴便自行落入分油器下部的油池中。

这种分油器的下部装有浮球回油阀和手动回油阀，常用的挡板形式有平板和伞形多孔板等。

(2) 过滤式氟油分离器 氟利昂蒸气从分油器上部进入其内，经金属网络降速、过滤、分油之后，由分油器侧部的出气管排出。蒸气中的部分冷冻油被分离出来，落入分油器下部的油池内。其他结构与挡板式氟油分离器相同。

(3) 填料式氟油分离器 这种分油器的分油原理，结构型式等，均与填料式氨油分离器相同。

氟油分离器的下部，一般装设浮球回油阀和手动回油阀，有的只单设手动回油阀。浮球回油阀当油池的油面较低时，浮球依靠自重通过杠杆而带动阀针、关闭回油通路。随着油面的升高，浮球上升。当浮球升至某一极限位置时，阀针离开阀座而开启回油通路，排油开始。排油经回油管返回

曲轴箱。

当浮球阀失灵（多为常开状态）时，可操作手动阀杆，定期开启下部出油口截止阀控制回油（可临时关闭浮球回油阀出油口截止阀）；当浮球阀处于常闭状态时，可操作手动回油阀定期回油。

二、气液分离器

气液分离器位于蒸发器通往压缩机的回气管路上，实际上它是在回气管上装设的一个突然放大的空间，其中还装有一块挡板。这样利用蒸气和液体微粒的密度不同而产生不同的惯性作用，便可防止压缩机吸入的低温、低压制冷剂蒸气中含有过多的液滴。

在氨制冷系统中，由于不允许吸气过热度太大，因而须增设气液分离器，以保证压缩机的干压缩。

氨用气液分离器的结构形式有立式和卧式两种。图 6-6 所示为一种立式气液分离器。这种气液分离器是一个具有许多管接头的钢筒。来自蒸发器的蒸气由简体中部的进气管进入分离器，由于流体通道截面积的突然扩大，蒸气流速降低，同时由于流向改变，蒸气中夹带的液滴即被分离出来，落入下部的氨液中，而干饱和蒸气则从上部的出气管被压缩机吸回。由高压贮液器来的液体从节流阀经进液管从简体侧面下

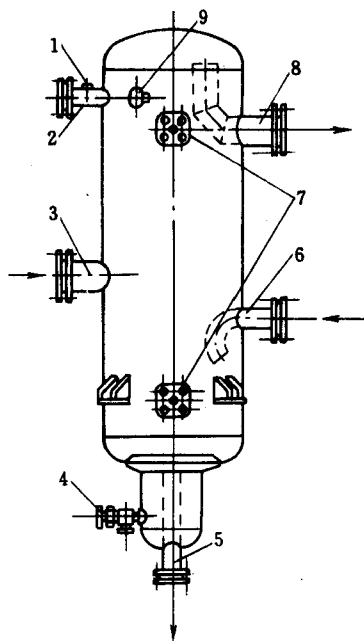


图 6-6 立式氨用气液分离器

- 1—压力表接头 2—平衡器接头
3—进气管 4—放油阀 5—出液管
6—进液管 7—接液位指示器
8—出气管 9—安全阀接口

部进入分离器筒体底部，夹带的润滑油沉积器底，可以从底部的放油管放至集油器。氨液比油轻，浮在上面，高度超过出液管管口时，由出液管供往蒸发器制冷。

分离器上的平衡管可与低压贮液桶、排液桶等设备上的减压管连接，平衡管上还可开口连接一只压力表。

卧式氨用气液分离器结构如

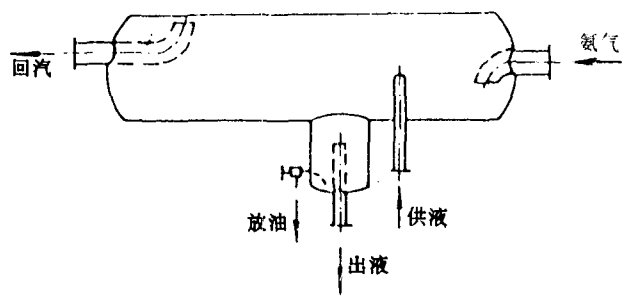


图 6-7 卧式氨用气液分离器

图 6-7 所示，容器内液面与出气管之间的距离较近。容易把飞溅的液粒带走，所以它仅用于安装高度受限制的冷间和冷藏船。

在 R12、R22、R502 氟利昂系统中，虽然蒸发器的供液量是根据吸气的过热度控制的，似乎压缩机回液的可能性很小；但是，实际上这种系统的压缩机产生回液的原因很多，同样可能产生液击现象。制冷机发生回液的原因有：

- (1) 膨胀阀或毛细管选择不当，温包安装不当；
- (2) 制冷系统充注制冷剂太多；
- (3) 停止运转时，制冷剂通过毛细管进入压缩机；

(4) 热泵机组制冷循环转换，或制冷机组进行热气除霜时，蒸发器中来不及蒸发的液体返回压缩机等等。

因此，这类制冷机中，通常在吸气管上也装有气液分离器。图 6-8 是一种氟利昂系统常用的气液分离器，又称集液器。也是利用惯性的原理将油、液体分离下来。分离器中的限流孔使适量的油、液随同吸气返回压缩机，此孔的大小与压缩机的允许回流量有关，需根据压缩机的容量，所使用的制冷剂而定。制冷机停机时，假如蒸发器或气液分离所处环境的温度高于压缩机所处环境的温度，则有可能使油和液体通过限流孔送回压缩机，当压缩机重新启动时会发生液击现象。因此，在分离器中的回气管上开有平衡孔，使分离器内液面压力和管内液面压力平衡。

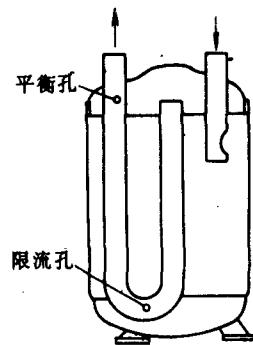


图 6-8 氟利昂气液分离器

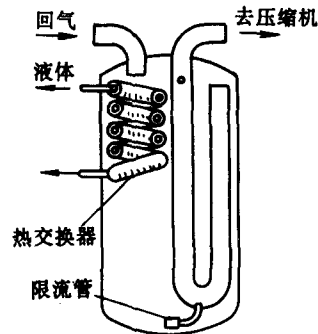


图 6-9 热交换-气液分离器

氟利昂系统中气液分离器经常与回热交换结合在一起，以促使回气中夹带的液体迅速蒸发。图 6-9 是热交换器与气液分离器结合在一起的设备。也可以把图 6-8 的气液分离器的外壳做成双层的，在夹层中通过由贮液器来的高压液体。

三、空气分离器（放空气器）

空气分离器是用来排除制冷系统中的不凝性气体（主要是空气）。

有多种原因造成制冷系统中可能有空气等不凝性气体存在。这些原因有：制冷系统安装完后或检修完毕后，未能彻底把系统中的空气等抽尽；添加制冷剂或润滑油时，因操作不严格而带进空气；制冷系统的低压部分低于大气压力下工作时，从不严密处漏入空气；制冷剂和润滑油分解等等。

在制冷系统中，如存在空气等不凝性气体时，它对运行是非常有害的。其危害有：

(1) 导致冷凝温度升高 空气等不凝性气体在冷凝器中的传热面附近形成气膜热阻，使冷凝器的传热系数下降，从而导致冷凝温度升高。由此引起系统的制冷系数下降，制冷量减少。

(2) 使压缩机的排气压力升高 由于冷凝温度升高，相对应饱和压力增加，再加上不凝性气体分压力，其总压力比无不凝性气体时的冷凝器内压力大得多。排气压力升高将导致压缩机的容积效率降低，制冷量减小，功率消耗增加。

(3) 使压缩机和排气温度升高 冷凝压力升高会导致压缩机排气温度升高，这样导致压缩机润滑恶化，影响压缩机正常工作等。

(4) 导致腐蚀性增强 空气进入系统，空气中的水分和氧气加剧了金属材料的腐蚀。

因此，当系统中有空气等不凝性气体时，应当及时排出。为了在排放不凝性气体时减少制冷剂的损失，一般先用空气分离器把不凝性气体与制冷剂分离后，再放出空气等不凝性气体。

空气分离器的工作原理是：对空气等不凝性气体与制冷剂蒸气的混合物在高压下冷却，使其中低沸点的制冷剂蒸气大部分被冷凝成液体，使混合气体中不凝性气体的含量增加，从而在放气时减少制冷剂损失。表 6-1 列出了三种制冷剂与空气的混合气体中空气饱和含量。

表 6-1 混合气体中空气的饱和含量

压力/MPa	温度/℃	下列制冷剂中空气饱和含量/%（质量分数）		
		R717	R22	R12
1.2	20	41	10	
	-20	90	55	
1.0	20	20	3	15
	-20	87	50	59
0.8	20	8	0	8
	-20	82	40	48
0.6	20	0	0	0
	-20	76	30	40

空气分离器的形式很多,但基本工作原理大致相同。目前在氨制冷系统中,常用的空气分离器有卧式套管式和立式盘管式两种。

1. 套管式空气分离器

套管式空气分离器结构如图 6-10 所示,由四根不同直径和无缝钢管套焊制成。由内往外数,其中内管 1 与内管 3 相通,内管 2 与外管 4 相通,外管 4 通过旁通管与内管 1 相通。在旁通管上装有节流阀。四根套管皆有管接头与各自有关的设备和容器相通。

从高压贮液桶来的氨液经节流

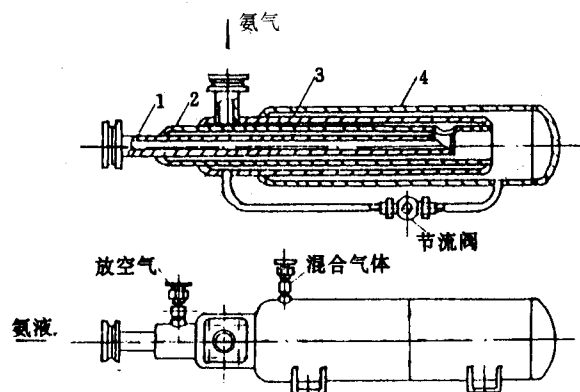


图 6-10 套管式空气分离器

1—供氨液管 2—空气出口

3—氨蒸气出口 4—混合气体进入管

阀节流后进入空气分离器的内管 1 和内管 3 腔中,低温氨液吸收管外混合气体的热量而汽化,经内管 3、出气管去系统氨液分离器或低压循环贮液器的进气管。混合气体自冷凝器和高压贮液桶来,通过进气管进入空气分离器的外管 4 和内管 2 腔中,受内管 1、3 腔中的低温氨液的冷却,混合气体中氨气凝结成氨液积聚在管 4 底部,当积液多时,关闭管 1 上的节流阀,开启旁通管上的节流阀,由旁通管供入管 1 作蒸发吸热用。而不凝性气体(含空气)经内管 2 出气管阀门排至盛水容器中,以便从盛水容器中生成气泡的形状判断放出空气是否还含有氨。安装套管式空气分离器要稍向后端倾斜使凝结的氨液能积聚在外管 4 的后半部,便于从旁通管流出,它分离的效果较好,操作方便,在各类冷库中使用较多。

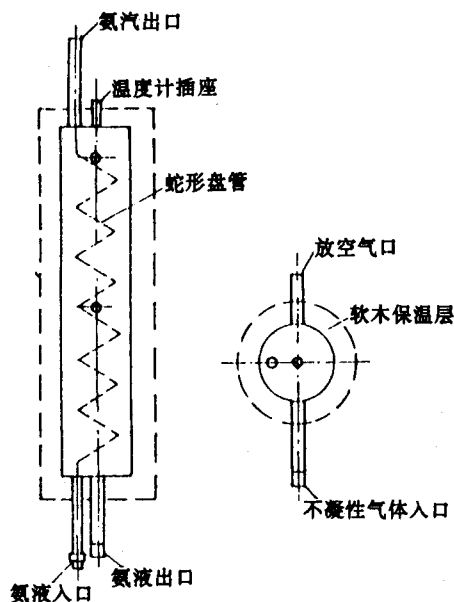


图 6-11 立式盘管式空气分离器

2. 立式盘管式空气分离器

立式盘管式空气分离器的结构及其接管如图 6-11 所示。它的壳体可用无缝钢管制成,内部有一组蛇形蒸发管组。分离器上焊有混合气体入口、氨液出口、氨液进口,回气、放空气、压力表等管接头,其上还设有温度计插座,壳体外面包有隔热层。

由高压贮液桶送来并经节流后的氨液进入蛇形蒸发管组,在其中吸热汽化,而进入器内的混合气体则被冷却。冷却后,混合气体中被冷凝的氨液沉积于分离器底部,由出液口排出,分离出来的空气则从上侧部的空气口放出。器上设置的温度计,是用来检查

和观测混合气体被冷却的实际温度，便于放空气时操作管理。

盘管式空气分离器的优点是操作比较简单。目前已经实现全自动控制，使放空气操作由定期操作，变成常开的自控设备。

图 6-12 示出用于氟利昂制冷系统的一种螺旋冷却管式空气分离器，它是直接装在卧式冷凝器或贮液器上。用来起冷却作用的制冷剂液体，由进液口 2 进入，液体在盘管内汽化后，由出气口 4 引出，接入压缩机的吸气管中；混合气体由进气口 1 进入，在壳体内受到冷却，其中制冷剂的蒸气凝结成液体，并由回液口 5 返回到冷凝器或贮液器中，而空气则由放空气阀 3 放出。

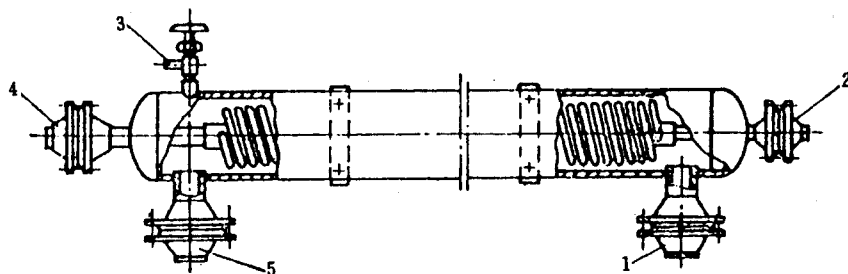


图 6-12 螺旋冷却管式空气分离器

1—进气口 2—进液口 3—放空气阀 4—出气口 5—回液口

对于一些空调用制冷系统，由于系统中压力高于大气压力，以及氟利昂系统多采用全封闭或半封闭式压缩机，空气进入系统可能性较小，这种情况下，可不设空气分离器。如果需要放出不凝性气体，可在停机后，从压缩机排气阀的旁通孔处排除。

四、集油器

集油器又称放油器，它只用于氨制冷系统中。在制冷系统中，由于油分离器不可能将压缩机排出氨气中所携带的润滑油全部分离出来，便有一部分润滑油被送到系统中的其他容器（冷凝器、贮液器和蒸发器等）。如果从容器中直接将油放出，特别是从油分离器、冷凝器、高压贮液桶等压力较高的情况下放油，则对操作人员是不安全的。其次，在这些容器中氨液也较多，为了保证操作人员的安全，减少氨液的损失，当系统中各有关容器放油时，可将油先排到集油器，再自集油器排出。

集油器的构造如图 6-13 所示。它是用钢板焊制的立式圆柱形容器，其顶部设有回气管接头，用作回收氨气的出口和降低筒内的压力。筒体上侧部设有进油管接头，它与其他

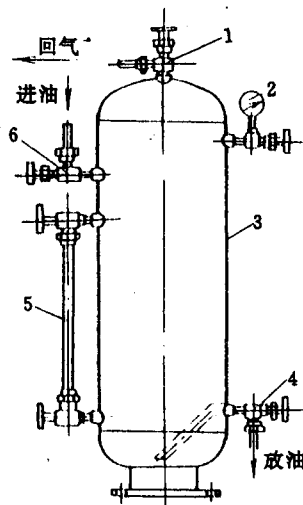


图 6-13 集油器

1—回气阀 2—压力表
3—壳体 4—放油阀
5—液面指示器 6—进油阀

容器的放油管相连接，各容器中的油由此进入集油器。

它的下侧设有放油管，以便在氨回收后将油从筒内放出。此外，为了便于操作管理，在壳体上还装有压力表和玻璃液面指示器。在放油前，为了加速油中氨液的蒸发，更好地回收制冷剂，常采取在集油器顶部用水淋浇加热的措施。

氨制冷系统中，高压和低压设备的放油必须经过集油器。一般情况下，系统中高压、中压与低压设备应分别设置集油器。

对于氟利昂系统，由于制冷剂与润滑油互溶，油分离器分离出来的润滑油一般都通过它下部的手动或浮球自动放油阀直接送回压缩机曲轴箱。其他设备中的润滑油靠流速带回压缩机。因此氟利昂制冷系统不单独设置集油器。

五、贮存容器

制冷系统中贮存容器的功用是贮存制冷剂和调制冷剂的循环量。根据其作用和所承受的压力，可以分为高压贮液器、低压贮液器、低压循环桶和排液桶四种。但无论哪种贮存容器，其桶体均用钢板卷焊而成，并设有各种附件与管接头，作连接管路和操作之用。

1. 高压贮液器

高压贮液器用于贮存在冷凝器里冷凝后导出的制冷剂液体，它主要的作用是：

- (1) 调节冷凝器与蒸发器之间制冷剂液体供需关系；
- (2) 防止过多液体制冷剂贮存在冷凝器里，否则会减少冷凝器的传热面积，导致冷凝压力上升，因此冷凝后的液体制冷剂必须及时导出；
- (3) 在贮液器里保持一定的液封，可防止高压系统的制冷剂气体及混合在其中的空气等不凝气体窜到低压系统的管路中去。

对于小容量制冷系统，以及采用非满液式蒸发器的氟利昂制冷系统，由于系统中容纳制冷剂的数量很少，把冷凝器和贮液器合在一起，利用冷凝器下部的空间贮存一定量制冷剂，称为“冷凝-贮液器”。

高压贮液器的结构见图 6-14。筒体上设有进液管、出液管、平衡管、压力表、安全阀、放空气管等接头及液面指示器等。

使用时注意：出液管和放油管不可接错；系统运行中的最低液位不能低于出液管的下端进口，否则液封作用将不存在；均压管应与各个并联的冷凝器及贮氨器相连通，使它们之间的工作压力平衡，借助位差使冷凝器里冷凝液能畅通流入贮氨器；多台贮氨器并联时，其底部应用管子及截止阀连通，正常运行时阀门应打开，使各贮氨器液位平衡。此外，连接液位指示器的腔内有一钢球，它相当于一个止回阀，一旦玻璃管被碰破时，它能借助容器内外的压差推动钢球封住液氨出口，防止严重事故的扩大，因此该阀不能用普通截止阀代替。

高压贮液器的最大贮液量不应超过其内容积的 70%（氨）或 80%（氟利昂），以防温度变化时因热膨胀而造成危险。

2. 低压贮液器

低压贮液器一般位于氨制冷压缩机吸气管之前，设在机房氨液分离器之下，用于收

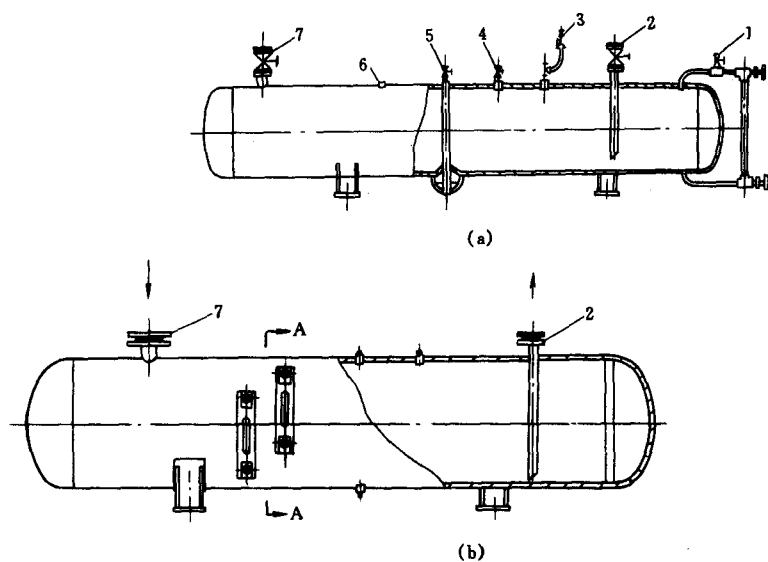


图 6-14 高压贮液器

(a) 氨贮液器 (b) 氟里昂贮液器

1—压力表阀 2—出液管接头 3—安全阀 4—放空气管接头
5—放油管接头 6—平衡管接头 7—进液管接头

集机房氨液分离器后的低压氨液，避免压缩机发生液击事故。

低压贮液器的结构见图 6-15。低压贮液器的进液管与机房氨液分离器的底部排液口

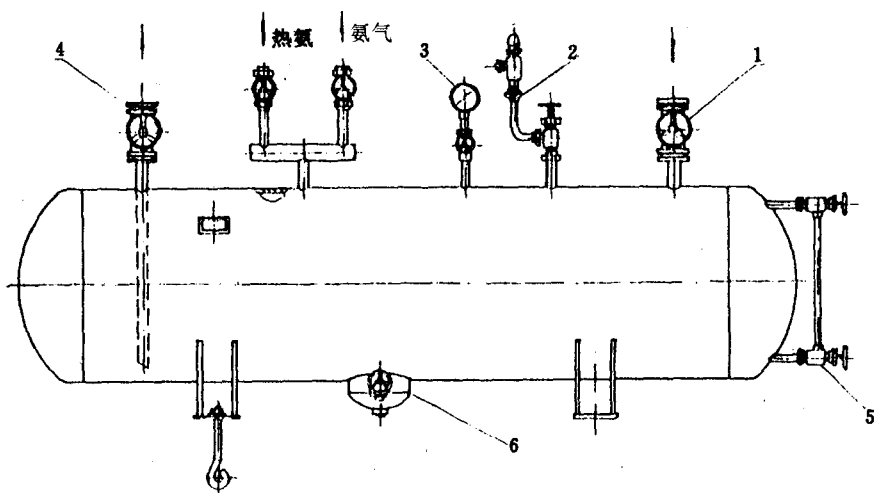


图 6-15 低压贮液器

1—进液管 2—安全阀 3—压力表 4—出液管 5—液面计 6—放油阀

相接,为减少液体流入的阻力,进液管直径一般不小于 $\phi 57\text{mm}$ 。其出液管连接液体分配站或排液桶。桶上还有热氨加压管,以便加压后把桶内液体排出。此外,桶上还有压力表、安全阀、减压管、均压管、液位计和放油管等接头。

由于各系统的蒸发温度和压力不同,应分别设置各系统的低压贮液器。考虑低压贮液器处于低温状态,桶外应包隔热层。

3. 排液桶

排液桶的结构和低压贮液器一样,只是管路连接不完全一样。排液桶主要用于重力供液系统,专供库房热氨冲霜时容纳排回的氨液。为此,其容量应能贮存各库房中蒸发器存氨量最多一间库的氨量。此外,它还可以贮存机房内氨液分离器所分离出来的低压氨液。当中间冷却器液位过高时,也可以把过多的氨液排入排液桶内。

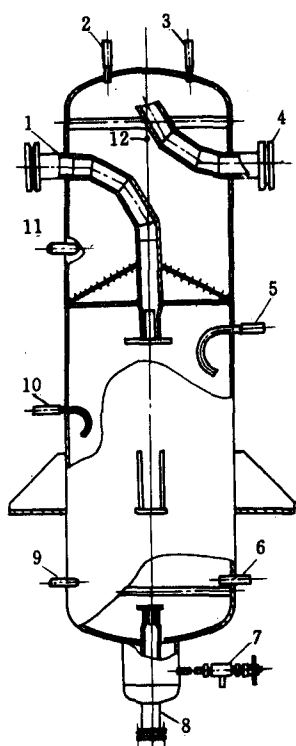


图 6-16 立式低压循环桶
1—进气管 2—安全管 3—油面指示均压管 4—回气管 5—排液管
6—油面指示均压管 7—放油阀
8—出液管 9—平衡管 10—进液管
11—平衡管 12—接压力表

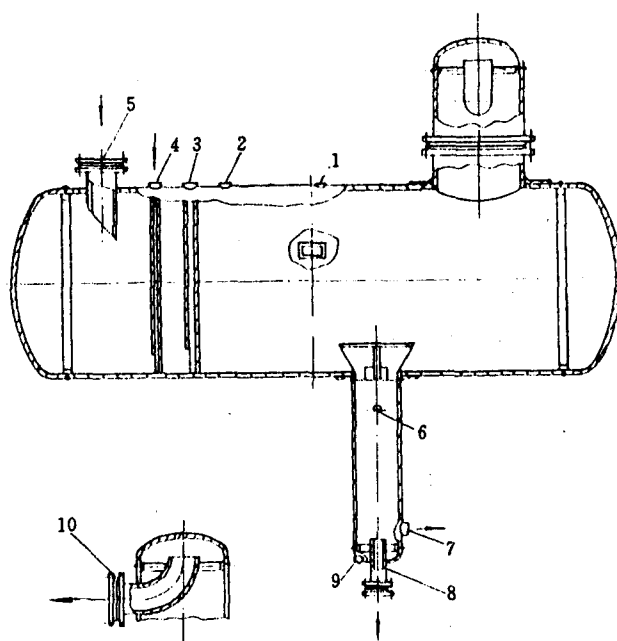


图 6-17 卧式低压循环桶
1—气体平衡管接头 2—安全阀与压力表管接头
3—旁通管接头 4—进液管接头 5—进气管接头
6—液体平衡管接头 7—放油管接头 8—出液管接头
9—排气管接头 10—出气管接头

排液桶上的回液管与各设备的排液管相接。从库房排回的氨液,待其中夹带的润滑油沉淀后,由排液管排至液体分配站后再向系统供液,也可通过液体分配站上的过桥阀,经排液桶的回液管直接送往指定的库房,沉淀后的润滑油经下面的放油管送往集油器。此外桶上还有加压、减压、压力表和安全阀等管接头及玻璃管液面指示器。排液桶为低温容器,桶外应包隔热层。

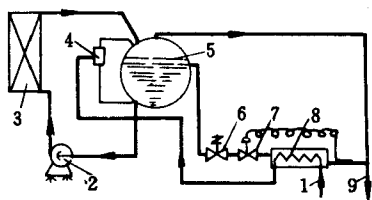


图 6-18 R22 强制

供液系统示意图

- 1—供液管 2—循环泵 3—蒸发器
4—浮球阀 5—卧式循环桶 6—电磁阀
7—热力膨胀阀 8—气液热交换器
9—回气管

4. 低压循环桶

低压循环桶常称为低压循环贮液器，既起气液分离作用，又起贮存液体制冷剂的作用。可分为氨用和氟利昂用立式和卧式低压循环桶。

(1) 氨用低压循环桶 如图 6-16、图 6-17 所示，有立式、卧式两种。进气管与蒸发器的回气总管连接，出气管与压缩机的吸气管相连。在立式循环桶内，吸气管与壁之间有伞形挡板，使进入循环桶内的气液混合物中的液滴，在速度降低、流向改变和挡板的阻挠作用下与气体分离，让压缩机抽吸干饱和蒸气。进气管底部周围有开口，管端焊有底板，避免气液混合物冲向桶底影响泵的连续供液。为了在最大程度上防止液体中的气体进入泵中而影响泵的正常运行，在低压循环桶的下部侧壁上设有出液管与泵相连，避免桶中液体出桶时形成的漏斗形旋流把气泡裹挟到泵内，使泵发生气蚀。此外，还有进液管，放油排污管和压力表，安全阀，液面指示器及浮球阀平衡管的管接头。如果低压循环桶兼作排液桶，桶壁上还设有排液管的管接头。

立式低压循环桶高度较高，气液分离效果较好，对安全运行有利，同时占地面积小，但设备间需要一定的高度。卧式低压循环桶气液分离效果差，占地面积大，钢材消耗量大，但设备间的高度低，这两种形式的低压循环桶在冷库中均有使用，但以立式较为普遍。

立式低压循环桶高度较高，气液分离效果较好，对安全运行有利，同时占地面积小，但设备间需要一定的高度。卧式低压循环桶气液分离效果差，占地面积大，钢材消耗量大，但设备间的高度低，这两种形式的低压循环桶在冷库中均有使用，但以立式较为普遍。

(2) 氟利昂低压循环桶 在氟利昂制冷系统中，用泵强制供液的基本上是以 R22 为制冷剂的制冷系统，因为氟利昂制冷系统要求润滑油与制冷剂在系统中同步循环，及时回到压缩机。当使用低压循环桶后，在低温低压下制冷剂气体会很容易地返回压缩机，而润滑油却留在低压循环桶中。又因 R22 与润滑油在低温下既有互溶性，又有明显的分层现象。为了及时地将润滑油送回压缩机，在循环桶的侧壁上润滑油浓度最大处设一混合物出口，见图 6-18，把含润滑油浓度高的制冷剂液体送往气液热交换器或直接送往机房的气液分离器，使润滑油借机返回压缩机的曲轴箱。由此可见，氟利昂低压循环桶有一个特殊的回油口，而没有真正的放油口。

第二节 防护设备

制冷系统中的防护设备指用来消除混入制冷剂中的机械杂质、污物和水分，保护主要设备的正常安全运行，避免事故发生和扩大，以及在发生突然重大事故无法抢救能及时排出制冷剂，保护人员和设备安全的一些设备。它包括过滤器、干燥过滤器、紧急泄氨器、液位指示器及氨泵等。

一、过滤器

过滤器用于清除制冷剂中的机械杂质，如金属屑、焊渣、氧化皮等，它分气体过滤器和液体过滤器两种。

1. 液体过滤器

它装在节流阀、浮球阀、电磁阀、热力膨胀阀和制冷剂液泵前的液体管路上,用以保护阀芯与阀座的密封性和制冷剂液泵运动部件不受损坏,以及自控阀不致堵塞失灵。由于氨与氟利昂的性质不同,过滤器的结构也不一样。

(1) 氨液体过滤器 其结构型式有直通式和直角式(见图 6-19),过滤器上的进、出口与管道连接的方式有法兰连接和螺纹连接。直通式过滤器内部支座上装有 1~3 层网孔为 2.4mm 的细孔钢丝滤网。直角式过滤器的结构除出、进口方向和管道的连接方式与直通式不同外,其余基本一样。在安装时应注意液体流向,按壳体标出的箭头连接。氨液从进口流入,经滤网清除杂质后由出口流出,使用一段时间后,将下端盖拆开,取出滤网检查,根据污损情况清洗或更换。

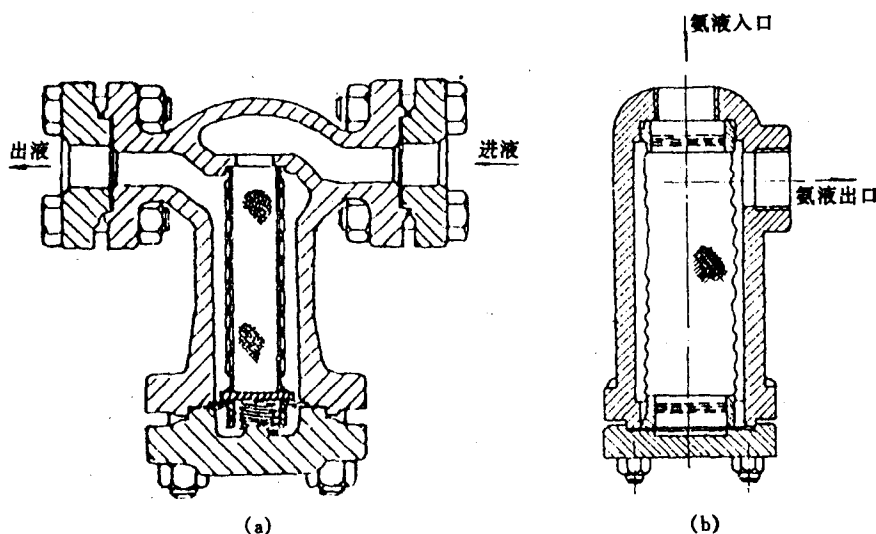


图 6-19 氨液体过滤器

(a) 直通式氨液过滤器 (b) 直角式氨液过滤器

(2) 氟利昂液体过滤器 它的结构如图 6-20 所示,壳体是用无缝钢管制成,两端有拱形盖,拱形盖与壳体用螺纹连接,再加锡焊密封。盖上焊有进、出液管接头,壳体内设有黄铜、磷铜或不锈

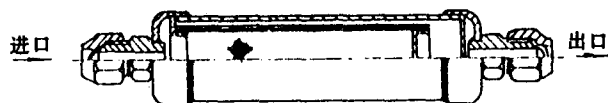


图 6-20 氟利昂液体过滤器

钢丝制成的滤网,一般常用规格为每平方英寸 80~100 目。滤网口装在过滤器的进口端,进、出口接头与液体管路连接时,应注意液体流向,不要装错。制冷剂液体自过滤器进口经滤网过滤后由出口流出。在滤网内的杂质要定时将滤网拆出清洗。

2. 气体过滤器

气体过滤器装在压缩机吸气管路上,用来清除制冷剂蒸气中混有的铁屑、氧化皮、焊

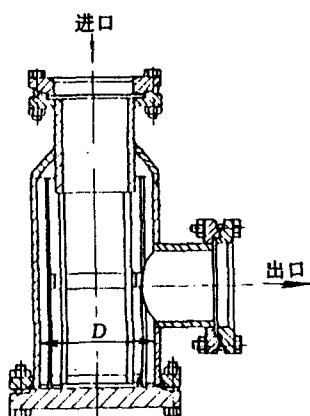


图 6-21 氨气体过滤器

制冷剂流经节流阀时，温度急剧下降，水被分离出且聚积在阀孔周围而结冰堵塞阀孔。而氟利昂液体与水长时间在一块，会分解生成盐酸、氢氟酸腐蚀金属，产生污垢和润滑油乳化等，严重时阻塞自控阀件和影响活塞运动而不能制冷，所以在液体管路的节流阀前装设干燥过滤器。

在氟利昂制冷系统中常用的干燥过滤器，其结构如图 6-22 所示。在过滤器的液体进、出口处设有滤网，两滤网间空隙装有干燥剂。

氟利昂液体从进口流入，经前滤网以小于 0.03m/s 的流速流过干燥剂，再通过后滤网以防带走干燥剂，清除机械杂质和水分后的液体由出口流出。

干燥剂的种类很多，在制冷系统中常用的有：无水氯化钙、硅胶、活性氧化铝及分子筛等。

无水氯化钙只能作临时吸潮剂，一般经 24h 就应更换一次，通常采用试剂品。因为氯化钙吸潮后会溶解成浆糊状，而且不能再生，很容易流入系统各部分。其他三种吸潮剂皆能长期使用。硅胶在制冷设备上使用历史较长，吸水性也很好，可达到本身的 50%，它的缺点是凝结了水滴后会碎裂。使用后的硅胶还可加热去潮再生后再使用。

近年来对分子筛的制备、研究和应用有很大的发展，已作为吸附剂被应用于制冷设备上，它的吸附力比活性氧化铝、硅胶强，特别在低浓度下，分子筛仍有很高的吸附能力，而硅胶与活性氧化铝则大大降低，因而分子筛是种较理想的吸潮剂。分子筛的品种很多，它是按分子大小不同进行选择，因不同品种的分子筛，其孔径大小各异。

分子筛在使用前要经过活化，如 A 型 (Ca 型) 分子筛的活化温度为 $450\sim 550^{\circ}\text{C}$ (常

渣等坚硬机械杂质，以免随气体进入汽缸，损坏运动件而发生故障。现在生产的压缩机在吸气腔或吸入口处装有过滤网，替代单独设置在吸气管路上的气体过滤器。

气体过滤器结构见图 6-21，与液体过滤器类似，其外壳一般用无缝钢管制作，内部设有滤网，网目数氨用的与液体过滤器相同；氟利昂采用的是网孔为 0.2mm 铜丝网。下部有可拆卸的端盖，壳体上有进、出气管接头，安装时按气体流向与系统吸气管路连接，不可装反。

二、干燥过滤器

干燥过滤器用于氟利昂制冷系统，在此系统中不仅存在机械杂质，同时还有水分。氟利昂不溶于水或微溶于水，因此系统中的少量水分，有时会造成不能制冷的后果。尤其

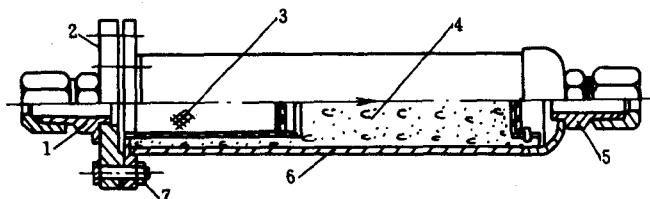


图 6-22 干燥过滤器

- 1—进液管接头 2—压盖 3—滤网 4—干燥剂
5—出液管接头 6—壳体 7—连接螺栓

压),活化时间视分子筛用量而定。若活化温度超过 650℃以上时,晶体结构将会被破坏,从而影响吸附能力,甚至丧失活性。经活化后的分子筛应与大气相隔绝,以免因吸附空气中的水分而影响使用效果。分子筛使用一定时间后就逐渐失效,通过再生脱除被吸附的水分后,方可复用。再生条件与活化相同,一般是加热 6h,冷却 2h。

三、紧急泄氨器

紧急泄氨器的作用是当发生重大事故或严重自然灾害时,人员和设备处于非常危险中,一时又无法抢救情况下,只有将制冷系统中的氨液迅速排入下水道,以保护人员和设备的安全。

它的结构如图 6-23 所示,是由两根不同管径的无缝钢管套合而成。外管两端焊有拱形盖制成壳体,内管下部钻有许多小孔,从上端盖插入。壳体上侧焊有与其 30°夹角的进水管,下端盖焊有排泄管。内管与贮液器、蒸发器等贮氨量较大的设备有关管路连通,如需要紧急排氨时,先打开进水阀,再开启内管上的进氨阀门,氨液经过布满小孔的内管流向壳体与内管的空腔并溶解于水中,由排泄管安全地排放到下水道。但必须注意不在非常紧急情况时,严禁使用此设备,以免造成不应有的经济损失。

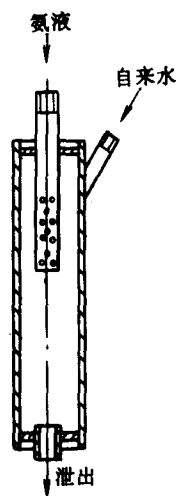


图 6-23 紧急泄氨器

第三节 冷却设备

冷却和冷凝一样是载热体向外放出热量的过程,只是冷却过程没有相的变化,它可以直接或间接地进行。直接冷却简便,换热效果好,但在制冷和空调系统中的使用受到一定条件的限制。间接冷却通常在间壁式热交换器内进行,在制冷和空调系统中使用较为普遍。现将应用于制冷与空调系统的有关冷却设备分别介绍如下。

一、中间冷却器

在两级和多级压缩制冷系统中,如不将低压级压缩机排出的过热气体进行级间冷却,则高压级就不能正常工作,所以中间冷却器是维持两级和多级压缩制冷循环正常工作的必要设备。

中间冷却器除用来冷却低压级压缩机的排气外,同时对进入蒸发器的制冷剂液体进行冷却。氨用中间冷却器还能分离低压级压缩机排气中夹带的润滑油。

1. 氨中间冷却器

图 6-24 为氨中间冷却器结构示意图。其壳体用钢板焊制而成。进气管由顶部伸入筒内,管的下端周围开有出气口,出气口下部焊有底板,以防进入的氨气直冲底部,将沉淀的油翻起。筒内进气管外侧的伞形多孔挡板,阻挡氨气所夹带的氨液滴被高压级压缩机吸走。用于洗涤的氨液由容器下侧部进入(或从进气管进入)。它吸收了来自低压压缩机过热蒸气在其中放出的热量和吸收自高压贮液器来的高温氨液放出的热量而汽化。汽化后的蒸气随同来自低压压缩机被冷却的蒸气,从出气管进入高压级压缩机。容器内汽

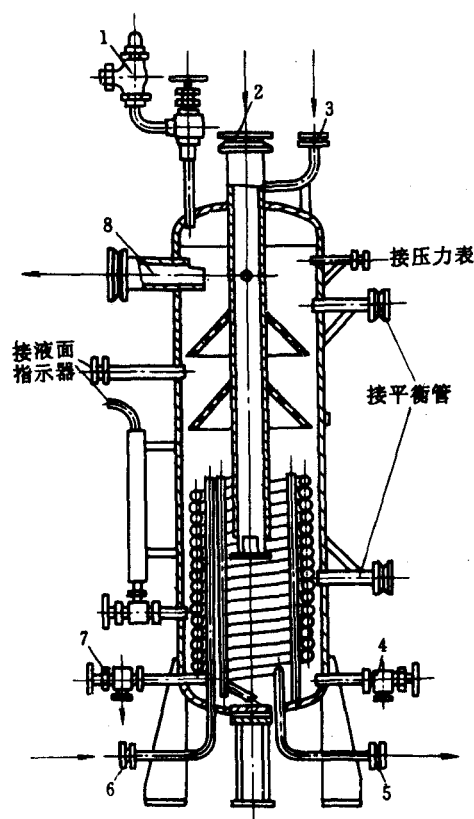


图 6-24 氨中间冷却器
1—安全阀 2—氨气进口管 3、6—氨液
进口管 4—出液阀 5—氨液出口管
7—放油阀 8—氨气出口管

化的部分氨液与补充的氨液是平衡的，由浮球阀（或液面控制器）控制。中间冷却器内氨液液面一般应高于进气管的出气口 150~200mm，以保证冷却器工作良好。当需要检修中间冷却器时，器内的氨液可由排液管放出。此外筒体上还设有放油管，安全阀，液面指示器，压力表等。

在中间冷却器进气管伞形挡板上部钻有一个 $\phi 5\text{mm}$ 平衡小孔，以平衡容器内空间和进气管内压力，避免因容器内压力高于管内时，氨液从进气管倒入低压机而造成事故。

低压机过热蒸气进入容器后，流通截面积突然扩大，降低了流速改变气体流向并被中间压力下的饱和氨液洗涤、冷却，使过热蒸气成为中间压力下的饱和蒸气，夹带的润滑油同时被分离，沉积于容积底部。

在中间冷却器的横截面上氨气流速一般不大于 0.5m/s。蛇形盘管内氨液流速通常取 0.4~0.7m/s，盘管出口处氨液温度比中间压力下饱和温度高 3~5℃。

由于中间冷却器在低温下工作，器体外需作隔热层，以减少冷量损失。

2. 氟利昂中间冷却器

由于氟利昂双级压缩制冷系统主要为一次节

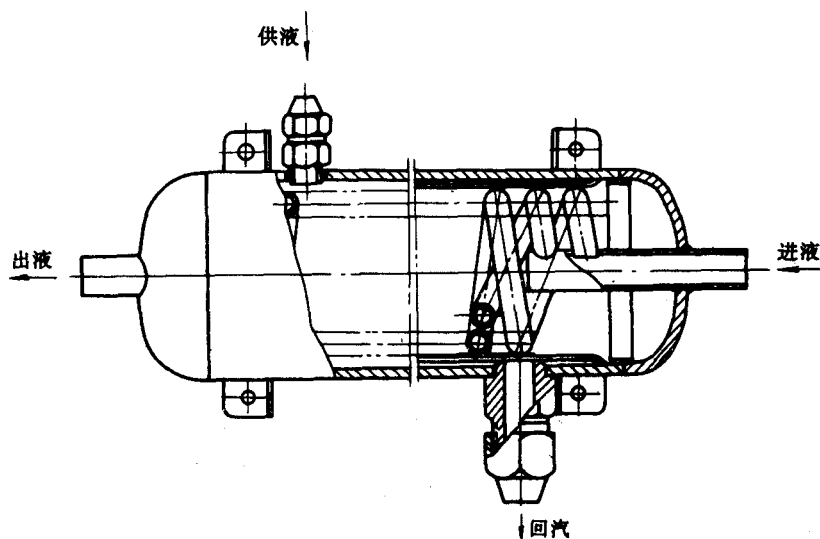


图 6-25 氟利昂中间冷却器

流不完全中间冷却，所以采用的中间冷却器内部都设有螺旋盘管，如图 6-25 所示。在圆筒形密闭的壳体内有一个铜管绕制的双进双出的内外两路螺旋盘管分别与插入封头的进液管、出液管连接。壳体还焊有供液管和出气管接头，在供液管通往容器入口处的壳体内壁上焊有挡板，使进入的液体能分散开与螺旋盘管均匀接触，吸热汽化后由出气管送往高压机吸气管。

由冷凝器来的液态制冷剂经过干燥过滤器分两路流动，一小部分液体经膨胀阀节流后从供液管进入容器内，另外大部分液体流入容器的双头螺旋盘管中。通过管壁交换热量，盘管内液体放出热量成为冷液体而供往蒸发器，而容器内液体吸热后汽化成为中间压力下的饱和蒸气，经出气管在高压机的吸气管路中与低压机排出的过热蒸气混合降温后进入高压机。冷凝流体不是在中间冷却器中交换热量，因此高压机吸入的不是中间压力下的饱和蒸气，而是降温后的过热蒸气，这和氨中间冷却器的换热方式不一样，所以氟利昂中间冷却器的结构就比较简单。

二、回热器（气液热交换器）

回热式热交换器是氟利昂制冷系统中实现回热循环的设备。系统中采用回热的方法，这是氟利昂制冷系统的一大特点。它的作用是：

(1) 使进入热力膨胀阀前的液体制冷剂获得较大的过冷度，以减少节流时的闪发气体；

(2) 使从蒸发器来的回气获得过热度后再进入压缩机，避免压缩机发生液击。回气中夹带的液滴，包括油滴中溶解的液体就在回热器中汽化；

(3) 对 R12 和 R502 利用回热循环可提高单位容积制冷量和制冷系数，对 R22 回热循环虽然会导致单位容积制冷量和制冷系数略有降低，但膨胀阀前液体制冷剂的适当过冷可减少闪发气体，保证供液分配均匀，因此 R12、R502、R22 的制冷系统一般均采用回热循环。

回热器一般有三种形式：

1. 盘管、翅片管式回热器

多用于大、中型氟利昂制

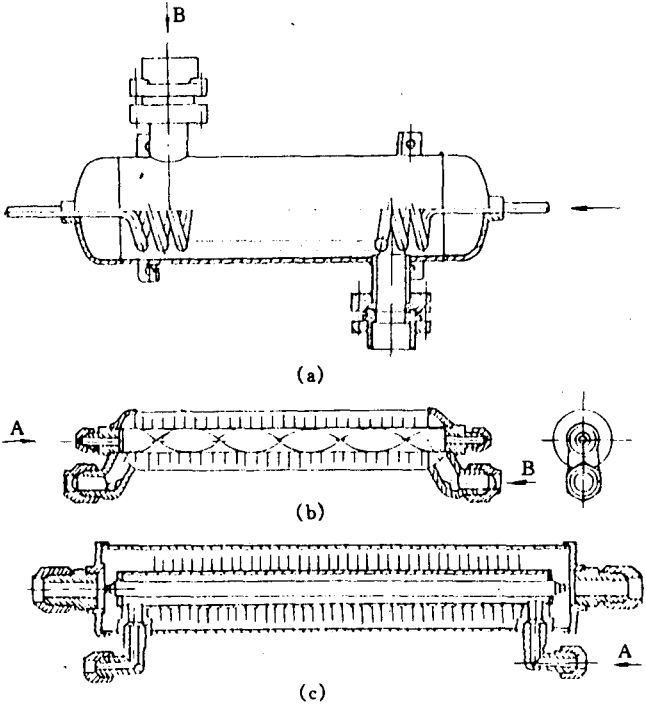


图 6-26 回热器的结构型式

(a) 盘管式 (b)、(c) 翅片管式

A—液体进口 B—蒸气进口

冷系统，其结构见图 6-26。这类回热器一般采用壳管式结构，为了提高其热交换能力，有时在蒸气侧有翅片。回热器的外壳用无缝钢管制成，图 6-26 (a) 中的盘管用紫铜管制成，图 6-26 (b)、(c) 中的内管是使用翅片管。制冷剂液体在盘管或翅片管内流动，蒸气在管间流过，内外流体进行逆向流动换热。

对这类回热器的安装及其位置没有特殊的要求，但应注意，不要把液体与蒸气的进口接错；不要使在回热器内容易聚集润滑油；回热器应尽可能靠近蒸发器，以增加热交换效果，因为通常制冷剂蒸气在这里的温度比较低。

2. 并联管式和穿管式回热器

这类回热器多用于电冰箱及制冷系统供液回气管路较长的小型制冷装置上。并联管式是将供液管与回气管焊接在一起，见图 6-27。而穿管式是把供液管穿在回气管中，见图 6-28，这种回热器结构既紧凑又提高制冷系统的制冷量。

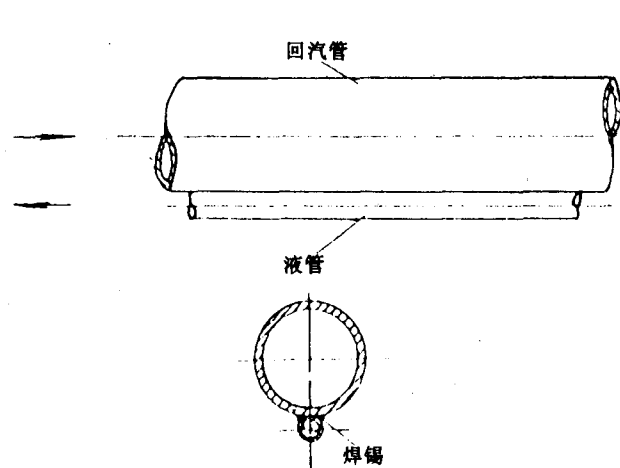


图 6-27 并联管式回热器

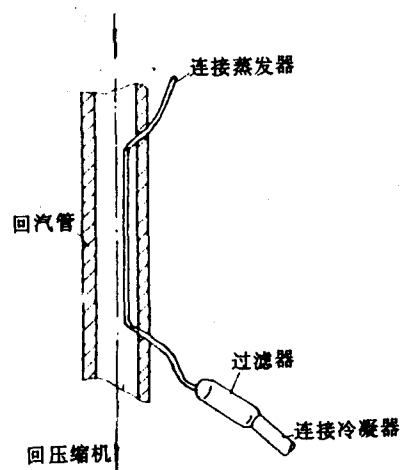


图 6-28 穿管式回热器

3. 套管式回热器

套管式回热器结构见图 6-29，供液管套在回气管外面，制冷剂蒸气在套管的内管中

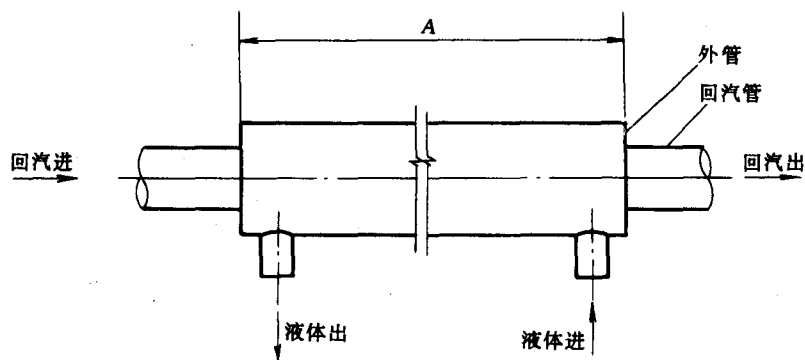


图 6-29 套管式回热器

流动与在内、外管空腔中流动液体交换热量。这种回热器换热效率低，适用于 R22 制冷系统，回气仅需较小的过热，将夹带的液滴蒸发。

三、冷 却 塔

冷却塔是依靠水与空气对流直接接触换热和蒸发冷却原理使水降温的设备。在制冷与空调系统中需要大量的水冷却制冷剂和压缩机的气缸及润滑油等。冷却水使用后温度一般仅升高 $2\sim 4^{\circ}\text{C}$ ，全部废弃浪费较大，从保护水源考虑，需采用水冷却装置。通常选用作水冷却装置的冷却塔有自然通风和机械通风两种不同形式。

1. 自然通风冷却塔

又称大气式冷却塔，它是利用空气自然对流使水冷却，水流运动形式有喷淋、溅滴等。这类冷却塔只是考虑如何增大水与空气的接触表面，所以结构上大同小异。

图 6-30 所示为喷淋式大气冷却塔，由进、出水管，配水管、喷嘴、集水池、通风百叶窗和塔体等组成。由冷凝器出来的高温水被输往热水管 1，水由此进入配水管 2，然后通过喷嘴 3 喷溅到淋水装置上，形成水滴、水膜，与从下向上的空气进行热交换。同时，向上流动的空气还将蒸发水蒸气带出塔外，而剩下的冷却水则落入集水池中。当喷嘴中的压降为 $50\sim 75\text{kPa}$ 时，可形成较好的喷水效果。

自然通风冷却塔中的空气流速大小很重要，所以要安装在室外空气流通的地方。这种冷却塔的结构简单，易于管理，运行费用小，但冷却效果受风力、风向、空气温度、湿度的影响较大，效率低、整体投资庞大，目前实际采用不多。

2. 机械通风冷却塔

如图 6-31 所示，它克服了自然通风冷却塔的缺点，当塔内风速达到 2.5m/s 时，水的蒸发加快，强化了换热效果，使设备结构紧凑，这种冷却塔常被用于制冷装置中。这种冷却塔的结构与自然通风冷却塔基本相同，只是增加了驱动空气流动的风机。按空气进入塔体的情况，它可分为抽风式（图 6-31）和鼓风机式两种。前者由于空气是被风机吸出，在塔内形成负压，这增加了水分在塔内的蒸发强度，加快了水的降温。但风机在

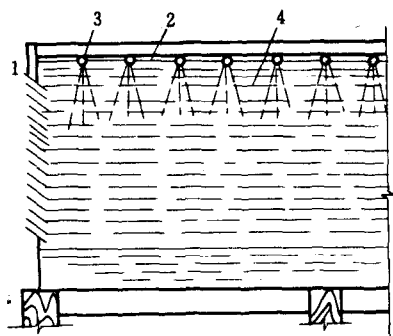


图 6-30 自然通风冷却塔示意图

1—进水管 2—配水管

3—喷嘴 4—塔体

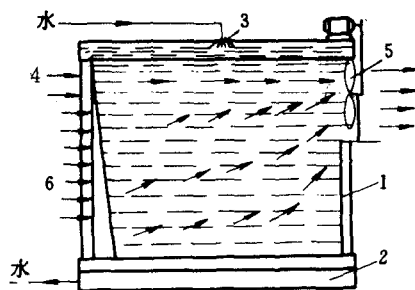


图 6-31 机械通风冷却塔示意图

1—塔体 2—集水池 3—喷嘴

4—收水器 5—轴流风机 6—淋水装置

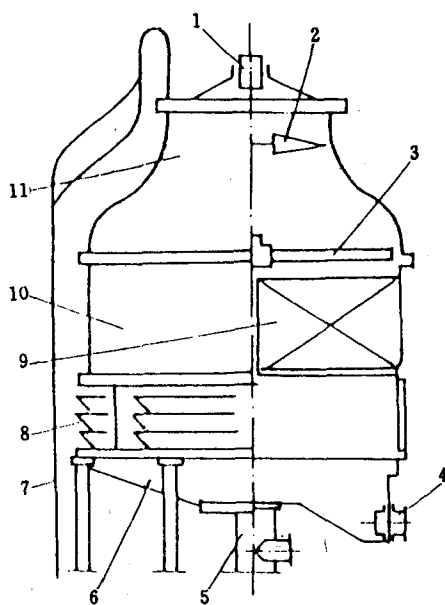


图 6-32 玻璃钢冷却塔示意图

- 1—防水电机 2—轴流风机 3—旋转配水管
4—低温水出口 5—高温水出口 6—下塔段
7—爬梯 8—进风口百叶窗 9—淋水装置
10—中塔段 11—上塔段

塔体上方，维修不方便，使用的电机也需要防水、防腐性能好。后者由于空气是被压入塔体，塔内的压力高于环境压力，水分的蒸发温度会被减弱，降低了冷却塔的效率。但风机设在塔体下方，维修较为方便。

3. 玻璃钢冷却塔

这种塔如图 6-32 所示，已被空调、制冷等行业广泛使用。由于塔的外壳和淋水装置都以玻璃钢片压制而成，故称为玻璃钢冷却塔。塔体分为上、中、下段。上塔段线型合理，空气在里面流动平稳；中塔段内设有亲水性 PVC(聚氯乙烯)斜波板，使水的再分配能力增大，阻力减少，热力性能得以改善；下塔段的集水池常配有溢水、排污、自动给水的管接头，如果需要，还可制造成有一定贮水能力的集水池。整个塔体使用胶衣树脂层(即明胶)制作，内有抗紫外线剂，耐老化、强度高、耐腐蚀、质量轻。电机密封防水性能好，耐高温、噪声小。多为铝合金板或翼型玻璃叶片、噪声小、风量大、风压低的轴流风机，旋转配水系统装有不锈轴承，运转灵活可靠，水头低，布水均匀。当低噪声型逆流玻璃冷却塔生产能力为

150m³/h 时，进水压力只需要 29kPa 即可得到满意效果。配水管常采用钢管、合金铝管或玻璃钢管，有的制造厂家还在管上安装收水板，防止水分飘逸。进风口处设有玻璃钢百叶窗，既可以在阻力小的情况达到进入塔体的空气均匀分布，还可以减少下落的冷却水散于塔外。

机械通风冷却塔具有结构紧凑、体积小、占地少、质量轻、安装方便、不受外界风力影响，冷却效果稳定可靠和冷却水吹散损失少等优点。但存在耗电较多，维修较复杂及冷却效果受塔顶排出湿热空气回流影响等缺点。它多用于空气温度、湿度较高地区和对水冷却温度与稳定性要求严格，以及施工场地狭窄的地方。

第四节 其他辅助设备

一、液位指示器

1. 玻璃管和板式液面指示器

玻璃管和板式液面指示器，又称液面计，用以观察容器内制冷剂液体和润滑油的液面，便于操作。

玻璃管液面指示器的结构如图 6-33 所示，由两只直角阀和玻璃管构成。玻璃管液面

指示器工作时,上、下两只直角阀开启。阀体进口通道上的钢球靠自重沉于通道的底部,玻璃管内上下畅通,压力均衡,在玻璃管内显示出容器中制冷液面,但低压制冷剂容器需加压力才能显示出液面。否则由于制冷剂的蒸发无法看出平稳的液面。

当玻璃管破裂时,两只直角阀出口端为大气压力,容器内制冷剂压力大,要大量外泄,原沉于通道底部的钢球,在容器液体外泄压力作用下冲向阀孔及时堵塞阀孔,从而制止大量制冷剂外泄。

玻璃管液面指示器通常是随设备带来,不需另外制作。

2. 油包式液面指示器

低压容器如果用玻璃管液面指示器不加压是无法直接从玻璃管观察制冷剂液面,但有的设备工作时又不允许加压,如中间冷却器,氨液分离器,低压循环贮液器等。因此改用油包式液面指示器可以以玻璃管中油面高度来较正确反映容器内的液面,它是低温液面指示器的一种。

油包式液面指示器是由存油器和玻璃管液面指示器组成,见图 6-34。存油器用无缝钢管制作,上、下有封板,上封板焊有放空气管接头,下封板焊有排污管接头。两侧分别有与容器筒身下部及玻璃管液面指示器下端直角阀连接的管接头,见图 6-35。玻璃液面指示器上部直角阀与容器筒身上部相通,直角阀顶钻有加油孔用管堵封闭。存油器制成后先用气压排污,再进行气密性压力试验,不漏油时方可投入工作。

加油时应先将阀 8、阀 6 关闭,再开排污阀放净油垢后关闭,这时开阀 2,拧下管堵 5,注入冷冻油,直到从阀 2 看见油面时关闭,并拧紧管堵 5,开启阀 8 和阀 6,使气液压力在玻璃管内均衡,显示出与容器液面高度相应的油面。

油包式油面指示器结构简单,易于操作,油面稳定,反应灵敏准确,观察方便,多用在中间冷却器,氨液分离器,低压循环贮液器及排液桶上。

3. 压差式低温液位指示器

压差式低温液位指示器和油包式液面指示器的不同点是用连通管连接的玻璃管油面指示器,装置在远离所要指示液面容器的地方,以便于观察、操作和检修。

压差式低温液位指示器结构见图 6-36,由蒸发室和液位指示器两部分组成,分别与液气相均压管连接构成一体。蒸发室用无缝钢管制作,下部管接头与容器相通,顶端管接头与液压室相通,液位指示器包括气压室、液压室、油室、加油管和玻璃管液面指示器等。上部气压室两侧分别有和气相均压管及玻璃管液面指示器直角阀连接的管接头,顶端设加油管堵,通过加油管与下面油相室相通,中部液压室与下部油室相通,和上部气压室被油隔开不通,液压室上部两侧分别有液相均压管管接头和放空气管堵;下部油室底部有放油管堵,侧面有和玻璃管液面指示器直角阀连接的管接头。

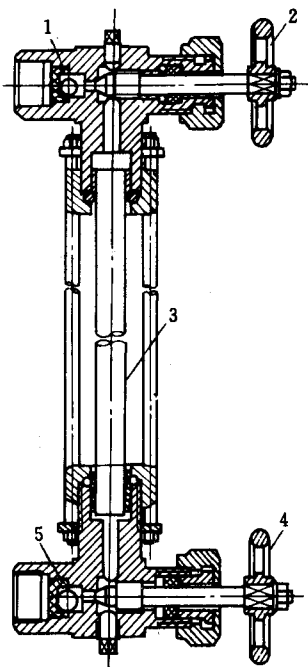


图 6-33 玻璃管液面指示器

- 1、5—钢珠 2—气体阀
3—玻璃管 4—液体阀

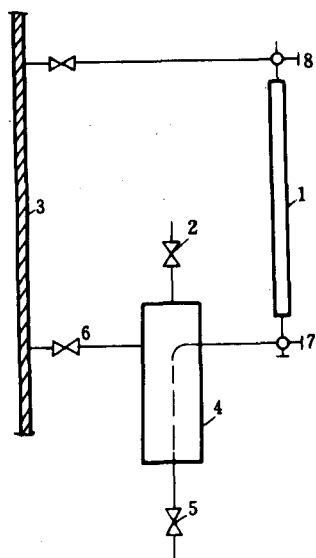


图 6-34 油包式液面指示器

1—液面指示器 2—放气阀 3—容器
4—存油器 5—排污阀 6、7、8—阀

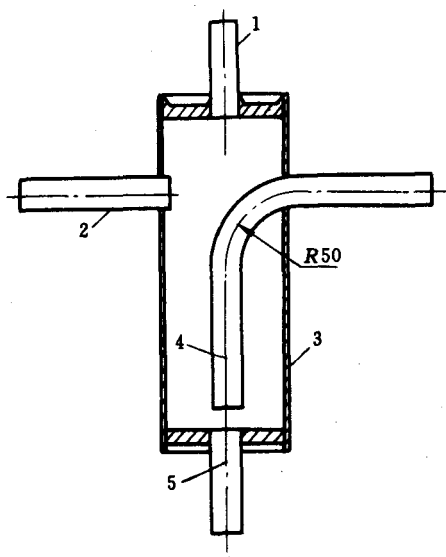


图 6-35 存油器

1—放气阀 2—容器接管 3—存油器
4—液面指示器 5—排污管

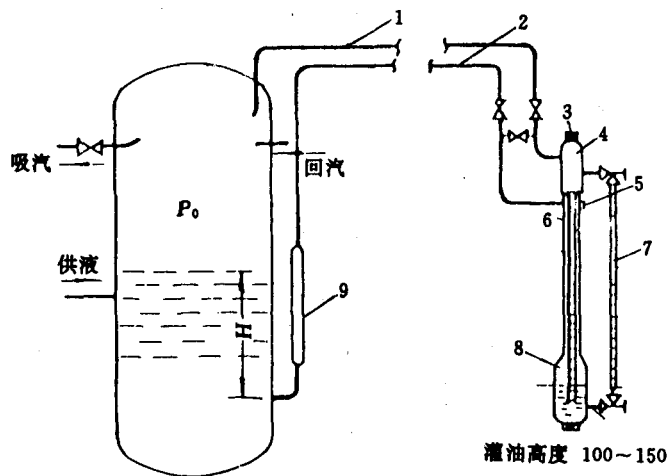


图 6-36 压差式低温液面指示器结构示意图

1—气相均压管 2—液相均压管 3—管塞 4—气压室
5—放空气塞 6—液压室 7—玻璃管 8—油室 9—蒸发室

压差式低温液位指示器与前两种指示器相比的最大优点是它的观察地点不受容器所在位置的限制，且结构简单，便于制作，所以普遍用于低压循环贮液器和氨液分离器。

二、液流指示器

在制冷系统中，为了指示制冷装置管路中的液体流动情况，常在管路上装设有液流指示器。根据功用的不同，可分为液流指示器和制冷剂含水量指示器。

液流指示器用来显示管路中制冷剂液体或润滑油的流动情况。制冷剂含水量指示器在指示液管中制冷剂流动情况的同时，还能指出制冷剂中水分含量的变化。图 6-37 示出一种制冷剂含水量指示器的外型及结构。它的特点是在液流指示器中，装有一个能指示含水量的纸质圆芯 3，在圆芯上涂有指示剂，含水量不同时，其水化物能显示出不同的颜色。采用溴化钴作为指示剂，不同颜色表示每公斤制冷剂的含水量 mg/kg ，如表 6-2 所示（温度在 $20\sim 40^{\circ}\text{C}$ 之间）。

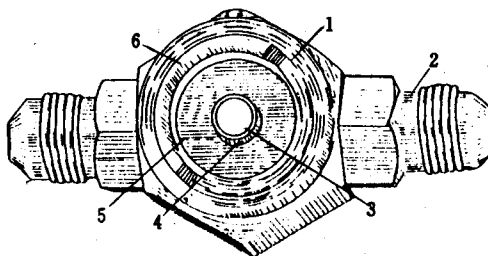


图 6-37 含水量指示器

1—壳体 2—管接头 3—纸质圆芯
4—芯柱 5—观察镜 6—压环

各种含水量指示器产品采用的指示剂是不同的，因此变色情况也不一样，一般都在指示器上用颜色标明。

例如 FY 型氟利昂液体指示器的变色，与制冷剂含水量的 mg/kg 的关系如表 6-3 所示（温度在 $20\sim 40^{\circ}\text{C}$ 之间）。

表 6-2

溴化钴为指示剂时不同颜色表示的含水量

单位： mg/kg

制 冷 剂	蓝 色	淡紫色	粉红色
R12	<15	$15\sim 45$	>45
R22	<60	$60\sim 240$	>240

表 6-3

FY 型氟利昂液体指示器颜色及含水量

单位： mg/kg

制 冷 剂	蓝 色	红 色
R12	<15	>30
R22	<45	>130
R502	<20	>65

制冷剂 R12、R22、R502 的含水量分别小于 15mg/kg 、 45mg/kg 、 20mg/kg 时，已低于其腐蚀允许值。此时指示片呈淡蓝色，表示制冷剂是“干燥”的；若指示片呈淡红色时，就应密切注意。这种情况下，就需要更换干燥剂。为了使指示剂的反应迅速，在

具有回热器的制冷系统中，含水量指示器应装在回热器前液体温度较高的管路上。

液流指示器也可在安装或维修制冷装置时用作检验工具，临时安装在有关管路中。例如在试车时，可临时接在热力膨胀阀的液流指示器中，示出液体流中夹有气泡时，则表示液管的阻力压降太大。固定安装在液管上的液流指示器，可以用来观察制冷剂的状况。工作正常时，应能看到稳定流动的液流；制冷剂不足时，液流中会出现气泡。为了使指示器的指示不受其他因素的干扰，它应尽可能靠近贮液器（或冷凝器），并且离开前面的阀件远一些。

思 考 题

1. 试述各类分离器的结构、工作原理。
2. 油分离器在制冷系统中起什么作用？通常安装在什么部位？
3. 气液分离器在制冷系统中起什么作用？它的结构及工作原理如何？通常安装在什么部位？
4. 空气分离器在制冷系统中起什么作用？它的结构及工作原理如何？通常安装在什么部位？
5. 在一些制冷系统中，为什么要采用集油器？
6. 试述各类贮存容器的作用、结构及工作原理。通常它分别安装在什么部位？
7. 过滤器、干燥过滤器及紧急泄氨器在制冷系统中起什么作用？通常安装在什么部位？
8. 常用的干燥剂有哪些种类？各有何特点？使用分子筛作干燥剂时，应注意什么问题？
9. 试述中间冷却器、回热器的结构、工作原理及作用。
10. 液位指示器、液流指示器有哪些常用种类？其工作原理及作用如何？

第七章 制冷系统

所谓制冷系统，就是根据制冷原理将蒸发器、压缩机、冷凝器和节流阀以及为了使制冷的效能更高、运行更安全的辅助设备（如油分离器、贮液器、气液分离器、循环贮液桶、集油器、放空气器、阀件、仪表等）连接组成的一个闭合制冷循环。

制冷剂系统按供液方式来分，有直接供液系统、重力供液系统和泵供液系统；按机房部分的系统分，有单级压缩和双级压缩系统。下面介绍几种典型的制冷系统。

第一节 制冷系统的典型流程

一、直接节流供液系统

直接节流供液系统是指制冷剂通过膨胀阀，不经其他设备直接供给蒸发器的制冷剂系统。这种形式的系统常为一些小型和工厂组装的整套制冷机采用。

图 7-1 是直接节流供液的氨制冷剂流程图。该系统用于制备空调冷冻水或低温盐水。制冷剂的循环路线如下：压缩机 1→油分离器 2→冷凝器 3→贮液器 4→节流阀组 6、7、8→蒸发器 5→氨气过滤器 9→压缩机 1。

从压缩机到冷凝器的管路是高压蒸气管，即排气管；冷凝器到节流阀组的管路为高压液体管；节流阀组到蒸发器的管路是低压液体管；蒸发器到压缩机的管路为低压蒸气管，即吸气管。高压蒸气管路中增设了辅助设备——油分离器，其作用是分离压缩机排气中所夹带的润滑油。在高压液体管路中增设了贮液器，其作用是稳定制冷剂的循环量及贮存系统的液体制冷剂。节流阀组中设有两只膨胀阀——浮球膨胀阀和手动膨胀阀，前者在正常工作时用，后者作备用，即在浮球膨

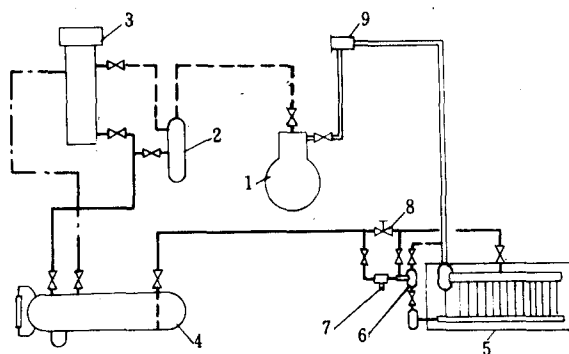


图 7-1 直接节流供液氨制冷剂流程图

- 1—压缩机 2—洗涤式油分离器 3—立式冷凝器
4—贮液器 5—蒸发器 6—浮球膨胀阀 7—液体过滤器 8—手动节流阀 9—氨气过滤器

胀阀检修或损坏时使用。为防止系统中脏物堵塞膨胀阀孔，常在阀前设置液体过滤器。一些现场安装的制冷剂系统，还应在压缩机吸气管上装氨气过滤器，以防止杂质进入压缩机。冷凝器的液体通常是靠重力自流入贮液器，为此，在冷凝器和贮液器之间设平衡管将气空间连通。

图 7-2 为直接节流供液的 R12 制冷剂流程图。制冷剂的循环路线为：压缩机 1→油分

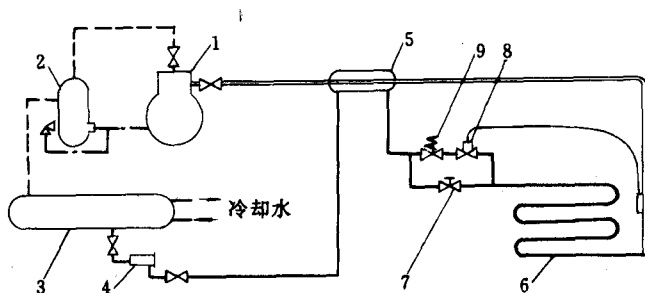


图 7-2 直接节流供液 R12 制冷剂流程图

1—压缩机 2—油分离器 3—卧式壳管冷凝器
4—干燥过滤器 5—回热换热器 6—蒸发器
7—手动膨胀阀 8—热力膨胀阀 9—电磁阀

分离器 2→冷凝器 3→干燥过滤器
4→回热换热器 5→节流阀组 8、
9、7→蒸发器 6→回热换热器 5
→压缩机 1。这个系统中未设贮
液器，而由卧式冷凝器兼贮液
器功能，但冷凝器的贮液能力
很小，只适用于小型系统中。系
统中的蒸发器可以是直接冷却
房间的盘管（冷库中用），可
以是直接蒸发的空气冷却器（空
调中用），也可以是冷却水的干
式蒸发器（制备空调用冷冻水）。

由于采用了非满液式蒸发器，在节流阀组中采用了热力膨胀阀。为便于自动控制，节流阀前装有电磁阀。小型氟利昂系统中的管路一般都用铜管，或是工厂组装的系统，故在系统中不设气体过滤器。

R12 系统与图 7-1 的氨系统相比，有两点不同：

(1) 制冷系统采用回热循环，设有回热换热器。在 R12 系统中采用回热循环不仅可以避免湿压缩，还可以增大系统的制冷量及制冷系数。

(2) 由于 R12 与水不溶解，故在节流阀前设有干燥过滤器，以吸收制冷剂中的水分，防止水分在节流阀处因温度降到零度以下而结冰。

二、重力供液系统

重力供液系统制冷剂液体靠重力作用给蒸发器供液。图 7-3 为重力供液的氨制冷剂流程。与图 7-1 的流程的根本区别在于这个系统增设了液体分离器。高压液体经膨胀阀节流后送入液体分离器中，使气液分离，其中液体进入蒸发器中蒸发。制冷剂在液体分离器与蒸发器之间在重力作用下产生程度不同的循环。因此，蒸发器的传热性能较好。采用液体分离器还可减少压缩机湿压缩的可能性。

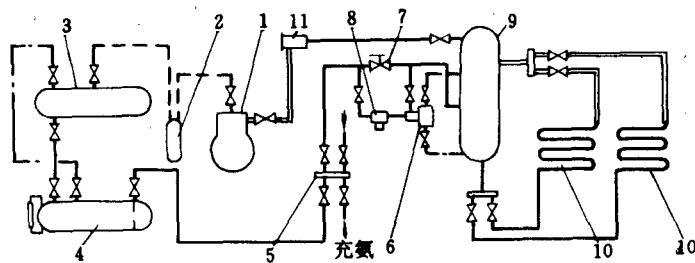


图 7-3 重力供液的氨制冷剂流程图

1—压缩机 2—油分离器 3—卧式壳管冷凝器 4—贮液器
5—调节站 6—浮球膨胀阀 7—手动膨胀阀 8—液体过滤器
9—液体分离器 10—蒸发器 11—氨过滤器

当制冷系统为多个蒸发器时，通常通过调节站来集中控制各蒸发器的供液，同时还可以通过调节站对系统充灌制冷剂。

重力供液所需的液位差由供液管、截止阀、蒸发器等总流动阻力而定。一般情况下，

液体分离器内液面应高于蒸发器最上一层管约 0.5~2.0m。若液位差过小,因不能克服总流动阻力,造成供液不足,反之,如液位差过大,其静液柱将对蒸发压力造成影响。

重力供液的优点,只要保持液体分离器的液面,就能保证供液均匀。由于分离了闪发气体,提高了蒸发器的热效率,使运行工况得到改善,亦比较安全。

重力供液的缺点是低压制冷剂的流动以重力作为动力,故流速一般都比较缓慢,这使得制冷剂和管壁内表面之间的放热系数较小。在蒸发管内表面的润湿面积与总蒸发面积的比例亦小,因此蒸发器的总换热强度较低。由于流速缓慢,在蒸发器及管道的最低处容易积油。如果几个库房共用一个液体分离器时,由于低压管道长,形成较大的流动阻力,低压液体就有汽化的可能。若供液管道长短不一,将使均匀配液变得困难。

当蒸发器负荷急剧变化时,会引起分离器的液体激烈变化,有可能使液体被压缩机吸入。直接供液系统中也可能因膨胀阀调节不当而使压缩机发生湿压缩。为了防止压缩机吸入制冷剂液体,有时在机房内压缩机的吸入管路上装液体分离器,以分离吸入蒸气中的液体。这种分离器称机房液体分离器,系统如图 7-4 所示。正常使用时阀 V_1 、 V_3 开启, V_2 、 V_4 关闭。经液体分离器分离下来的液体流入排液桶中。当排液桶中液体达到最高液位时,关闭阀 V_1 、 V_3 , 开启阀 V_2 、 V_4 , 这时排液桶中的液体进入制冷剂系统中。

如今,在大、中型冷库中,重力供液已逐渐被液泵系统所代替。

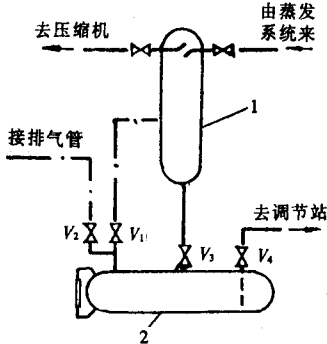


图 7-4 机房液体分离器管路系统
1—液体分离器 2—排液桶

三、液泵供液系统

液泵供液系统又称强制循环供液系统,如图 7-5 所示。高压制冷剂液体经节流膨胀进入

低压循环桶,节流膨胀形成的气液混合物在桶中进行分离,分离出来的饱和蒸气从低压循环桶的出口进入压缩机的吸气管,被压缩机吸走,分离出来的液体制冷剂沉于低压循环桶的底部,液体在静液柱的作用下经桶的出液口,流经过滤器进入泵体,液体制冷剂在泵中被加压送往蒸发器。泵供液全为余量供液,对于负荷较稳定,蒸发器的下进上出供液系统,供液量为蒸发需要量的 3~4 倍。对负荷波动大,蒸发器组数较多,易积油的蒸发器的

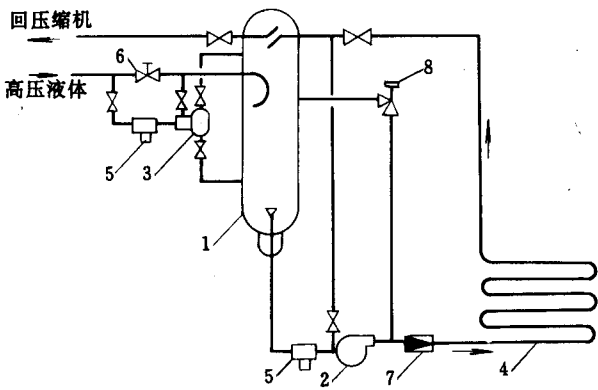


图 7-5 液泵供液系统示意图
1—低压循环贮液桶 2—氨泵 3—浮球膨胀阀 4—蒸发器
5—液体过滤器 6—手动膨胀阀 7—止回阀 8—自动旁通阀

下进上出供液系统，供液量为蒸发需要量的 5~6 倍；对于上进下出的供液系统，蒸发器的供液量为蒸发需要量的 7~8 倍。当采用 R717 为制冷剂时取较大的倍数，当采用 R22 和 R502 为制冷剂时取较小的倍数。

向蒸发器用泵供液时，多余的液体制冷剂使蒸发器内表面的润湿性增大，明显地提高了蒸发器的换热效果。由于蒸发器中有多余的液体制冷剂，进入蒸发器不能蒸发的润滑油也会有一大部分随同液体制冷剂返回低压循环桶。从而减少油在蒸发器中对换热效果的影响。但是，由于液泵供液系统增加了机械运动部件，不只增加了制冷系统总耗电量的 1%，并使初次投资上升，而且也使操作维复杂化。

四、喷射式供液系统

蒸发器的喷射供液系统如图 7-6 所示。采用这种方法时，喷射器距蒸发器的距离很近，目前见用于平板式冻结器的制冷剂供液。采用喷射式供液方法时，高压液体制冷剂经喷射器减压膨胀生成低温低压气液混合物，当它们在进入蒸发器之前，与从分离器中引射来的低温液混合在一块一起进入蒸发器，然后混合物通过蒸发器吸收外界的热量，其中有一部分液体制冷剂蒸发变为蒸气，接着这些制冷剂混合物从蒸发器出口进入气液分离器，分离出来的蒸气进入压缩机吸气管被压缩机吸走，而分离下来的液体制冷剂沉于分离器下部，然后被引射重新进入蒸发器。

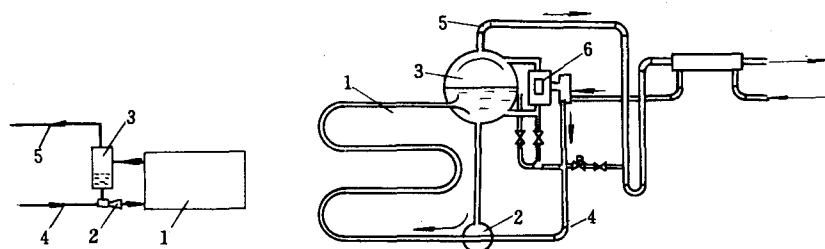


图 7-6 喷射式供液系统

1—蒸发器 2—喷射器 3—气液分离器 4—供液管 5—回气管 6—浮球阀

喷射式供液系统与直接节流供液或重力供液系统相比，它提高了蒸发器内制冷剂的质量流量，喷入蒸发器制冷剂气液混合物产生搅动，加强了流体的紊流程度，强化了蒸发器内制冷剂液体的泡状沸腾状态，提高了蒸发器的换热效果。喷射供液与液泵供液相比，它是以冷液体的膨胀（压力）能作动力，使液体在蒸发器内再循环。其结果不仅强化了换热强度，而且还可省去液体再循环的设备（泵）和动力，这不仅使供液环节达到节能，还可使制冷流程得以简化。喷射器结构简单，绝对密封，无运动部件，不需润滑，造价低廉，操作安全可靠，已得到一定的推广使用。

喷射式供液的主要缺点是适用的蒸发器种类少，只能适应于单回路的板式蒸发器和极少回路的蒸发器。

五、双级压缩制冷系统

双级压缩制冷系统与单级压缩制冷系统的主要差别在机房部分不同。图 7-7 为双级压缩氨制冷剂流程图。高压级压缩机的排气经油分离器进入冷凝器中冷凝。冷凝器中的高压液体排入贮液器中。部分高压液体经中间冷却器的盘管过冷后供出，进行蒸发制冷（图中略）。另一部分高压液体经浮球膨胀阀节流后进入中间冷却器，用于高压液体的过冷却和冷却低压级压缩机的排气。蒸发器系统中的低压蒸气被低压级压缩机吸入并压缩，然后排到中间冷却器中除去过热度。制冷系统的氨液通过加氨站充入。

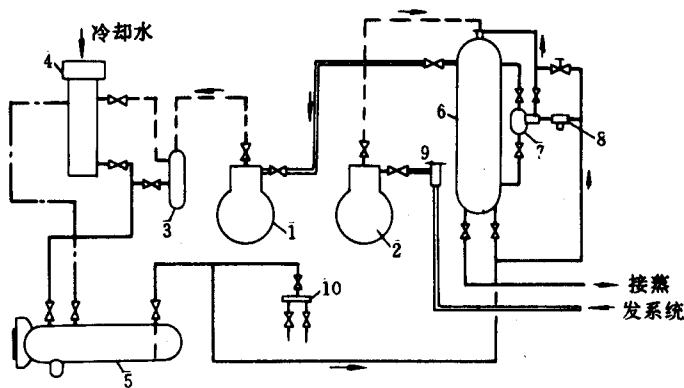


图 7-7 双级压缩氨制冷剂流程图（机房部分）

- 1—高压级压缩机 2—低压级压缩机 3—洗涤式油分离器
4—冷凝器 5—贮液器 6—中间冷却器 7—浮球膨胀阀
8—液体过滤器 9—气体过滤器 10—加氨站

对于氟利昂的双级系统，可以采用不完全中间冷

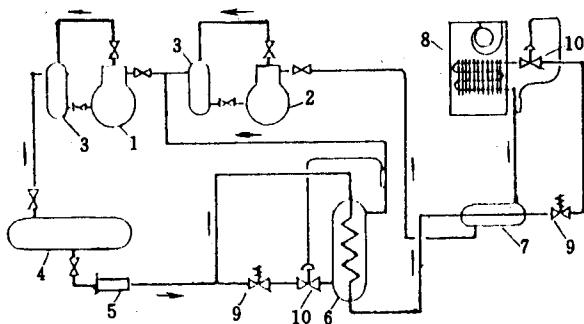


图 7-8 双级氟利昂制冷剂流程

- 1—高压级压缩机 2—低压级压缩机 3—油分离器
4—冷凝器 5—干燥过滤器 6—中间冷却器 7—回热
交换器 8—蒸发器 9—电磁阀 10—热力膨胀阀

却系统。如图 7-8 所示。这种系统是直接节流供液系统。高压级压缩机的排气经过油分离器，进入冷凝器，冷凝后的高压液体经干燥过滤器后，一部分液体经中间冷却器过冷，再经回热交换器进一步冷却，然后通过热力膨胀阀节流后进入蒸发器中蒸发制冷；另一部分高压液体经热力膨胀阀节流后进入中间冷却器，其制冷量用于过冷。蒸发器出来的蒸气被低压级压缩机吸入并压缩，其排气经油分离器后与中间冷却器出来的蒸气混合，再为高压级压缩机吸入并压缩。

第二节 制冷系统制冷剂管道设计

在制冷系统中，根据使用制冷剂的种类、制冷剂的流向以及其他工艺条件的要求，用管线将机器、设备连接起来的构想称为管路设计。

一、管道材料与连接

1. 管道的材料

管道的材料不应与制冷剂、润滑油及载冷剂起腐蚀作用。

对于氨制冷系统,不允许使用含铜的管材和内部镀锌管,宜使用 10 号、20 号碳素钢无缝钢管。对于氟利昂制冷系统,通径小于 25mm 者用铜管,通径大于 25mm 者用无缝钢管,但内壁不得镀锌。

2. 管道的连接

螺纹连接常用于公称直径小于 25mm 管道与设备接口连接的情况,通常为厚壁管。法兰连接常用于阀门与管道的连接。法兰用 A3 号镇静碳素钢制成,并带有凹凸契口,在凹口内置 1~3mm 厚中压石棉橡胶垫板。而管盖之间一般采用焊接法连接,壁厚 $\delta > 3\text{mm}$ 时可用电焊,壁厚 $\delta < 3\text{mm}$ 时宜用气焊,紫铜管之间的焊接应采用锡焊或高温磷铜焊。

二、管径的确定

制冷剂管路管径大小会影响管内制冷剂的流速、压力降及管路系统的造价,而压力降又会影响制冷系统的制冷量、功率消耗。从管路系统造价来看,希望管径愈小愈好,但是,这将造成管路的压力降增大,系统制冷量下降,性能系数下降。对氟利昂制冷系统,管径如选得太大,管内流速不能将润滑油带回压缩机,将会导致压缩机缺油,损坏压缩机。

在设计制冷系统时,管路直径(内径)是根据管内工质流动的速度及管路总压力损失的许可值计算的。表 7-1 列出了几种制冷剂的常用流速及总压力损失的许可值。

表 7-1 管道流速及压力损失的许可值

管 道 名 称		制 冷 剂	速 度/m·s ⁻¹	总压力损失的许可值/kPa
压缩机吸气管	t ₀ =5℃	R12	8~15	12
		R22		18
		R502		20
	t ₀ =0℃	R12	8~15	10
		R22		17
		R502		18
	t ₀ =-15℃	R12	8~15	7
		R22		11
		R502		12
t ₀ =-25℃	R12	8~15	5	
	R22		8	
	R502		9	
t ₀ <-25℃	R12	8~15	<7	
	R22			
	R502			
	t ₀ =0~-30℃	NH ₃	10~20	20~5
	t ₀ >-30℃	NH ₃	10~20	<5
压缩机排气管		R12	10~18	14~28
		R22	10~18	21~41
		NH ₃	12~25	14~28
贮液器至节流阀之间的液体管		NH ₃ , R12, R22	0.5~1.5	<20

这些许可值对于吸气管来说,相当于饱和温度降低了 1°C ;对于排气管来说,相当于饱和温度升高了 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 。

在选定了管内流速后,管子直径用下式计算:

$$d = \sqrt{\frac{4q_m v}{\pi v}} = 1.228 \sqrt{\frac{q_m v}{\omega v}} \quad (7-1)$$

式中 d ——管子内径 (m)

v ——工质的体积 (m^3/g)

q_m ——工质的质量流量 (kg/s)

ω ——工质的流速 (m/s)

按上式计算出管径后,还要核算其压力损失是否超过许可值。管路的压力损失按下式计算:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \omega^2 \Sigma \left(f \frac{L}{d} + \zeta \right) \quad (7-2)$$

式中 Δp ——管路的压力损失 (Pa)

ρ ——工质的密度 (kg/m^3)

L ——管路长度 (m)

f ——沿程阻力系数

ζ ——局部阻力系数

f 及 ζ 的具体数值可从有关手册中查得。若按公式(7-2)求得的压力损失大于许可值,需另行选择较小的流速,重新计算管径和压力损失,直到符合要求为止。对于以R12或R22为工质的制冷系统,管子的直径还可以通过管径计算图来确定,即根据压力降、管子当量总长、蒸发温度、制冷量等,便能求得管子的内径。图7-9和图7-10分别示出了R12和R22的管径计算实用图。

图7-11示出了氟利昂压缩机吸气管道直立部分的最大许可直径。

例 已知R22制冷系统的制冷量 $Q_0=9.7\text{kW}$,蒸发温度 $t_0=5^{\circ}\text{C}$,冷凝温度 $t_k=40^{\circ}\text{C}$,吸气管的当量管长 $L=20\text{m}$,允许压力损失 $\Delta p=18\text{kPa}$ 。试选择所需管径。

解:① 在图7-10(a)的横坐标轴上,从 $\Delta p=18\text{kPa}$ 处作与纵坐标轴平行的直线,与管当量总长为20m的斜线相交于A点,过A点作与横坐标轴平行的直线AB。

② 从冷凝温度线上 40°C 处作一条过蒸发温度线上 -5°C 的直线与辅助线相交。由交点过制冷量线上的 9.7kW 处作直线并与图中最上部的横坐标轴上平行线相交于C点,再从C点作与纵坐标轴平行的直线,该直线与直线相交于B点。求作B点的方法如图中虚线所示。

③ 查出B点所对应的吸气管内径 $d=19.1\text{mm}$,管内气体流速约为 $10\text{m}/\text{s}$ 。

对氨的制冷剂管路、氨的排气管、高压液体管管径选择原则与R12、R22一样,把允许压力降控制在相当于冷凝温度差 0.5°C 。由于氨的密度较小,流动阻力比R12、R22小,此外,氨吸气管路压力降对制冷系统性能的影响比R12、R22要大,故规定氨的吸气管路允许的压力降相当于蒸发温度差 0.5°C 。即在 $-30^{\circ}\text{C}\sim -10^{\circ}\text{C}$ 范围内的压力降为 $2.94\sim 5.88\text{kPa}$,图7-12是氨的吸气管、排气管及高压液体管路线算图。此图所有管路都是按

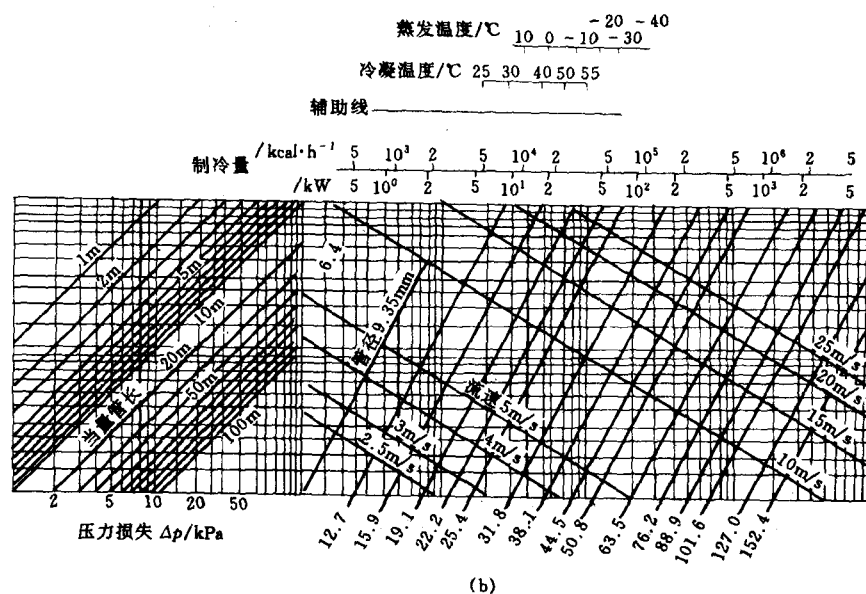
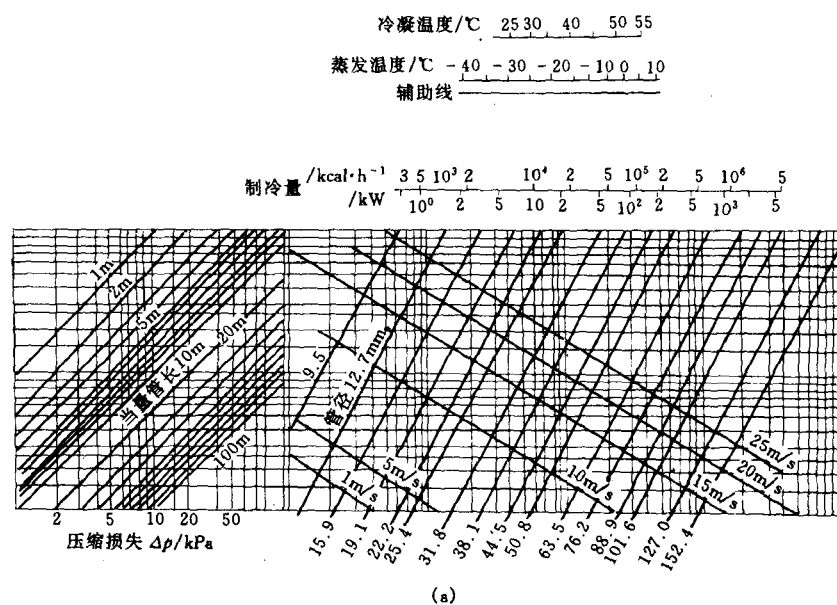


图 7-9 R12 管径计算图
(a) 吸气管 (b) 排气管

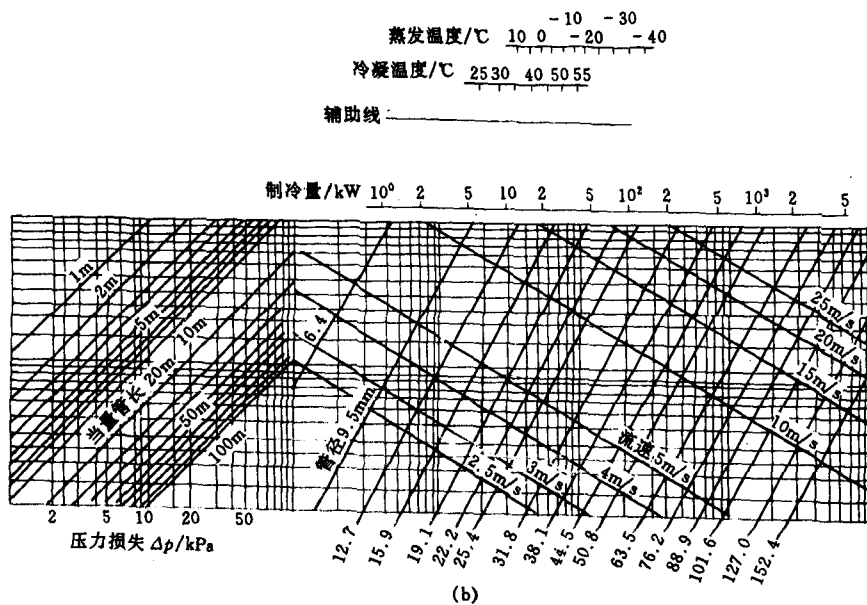
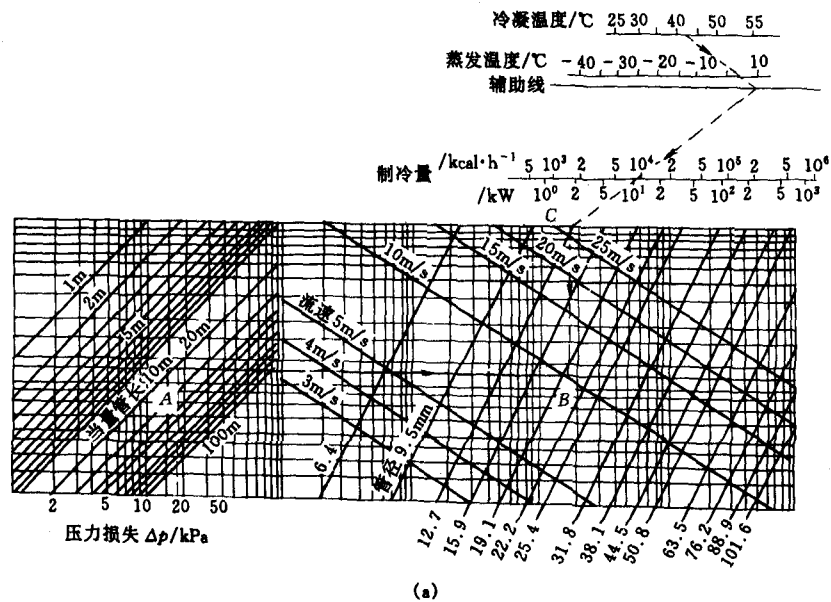


图 7-10 R22 管径计算图

(a) 吸气管 (b) 排气管

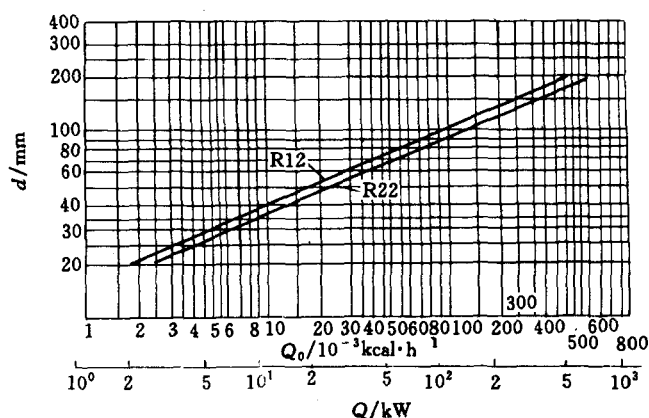


图 7-11 吸气管直立部分的最大许可直径

在供液线路中设干燥过滤器除去制冷剂中所含的水分。

(3) 控制管路中制冷剂的流动阻力, 各线路的阻力损失不应超过允许值。严防各蒸发器的供液管阻力损失不均匀, 以达到各蒸发器的供液量均衡。

2. 吸气管

(1) 压缩机的吸气管的水平管要有 ≥ 0.02 的坡度, 坡向压缩机, 以利回油。上升管内的气态制冷剂应保证有一定速度, 以携带润滑油流动。

(2) 蒸发器的热负荷波动较大时, 蒸发器的回气管应设双立管, 如图 7-13 所示, 以保证在任何负荷情况下都可使润滑油从蒸发器返回压缩机。其中 A 管直径按小负荷确定, A、B 管的总截面积应满足最大负荷时最低流速要求。在满负荷时, 两管同时工作。当负荷降低, 其中流速不足于带走润滑油时, 油就积存于油弯内, 最终形成油封, B 管被隔断, A 管单独工作, 从而保证了一定的上升速度。如果负荷转而增大, A 管内的流动阻力增加, 则在压差作用下, 油弯内的润滑油被带走, B 管投入工作。

(3) 当蒸发器在压缩机上部时, 采用图 7-14 的连接方式。当停机时不对蒸发器抽空的系统, 用实线的连接方式, 这样避免在停机时蒸发器液体流入压缩机。而停机时对蒸发器抽空的系统, 可采用虚线的连接方法。

(4) 当蒸发器在压缩机下面时, 最好采用图 7-15 的连接方式。当负荷降低时, 润

允许压力降相当于饱和温度差 0.5°C 、冷凝温度 40°C 编制的。

三、制冷剂管道的布置

(一) 氟利昂制冷系统管道

1. 布置原则

(1) 必须保证制冷剂从压缩机中带走的油能够回到压缩机的曲轴箱中。多台压缩机并联运行时, 必须保证各台压缩机回油均衡。

(2) 严防水分进入系统, 既要做好连接处的密封, 也要

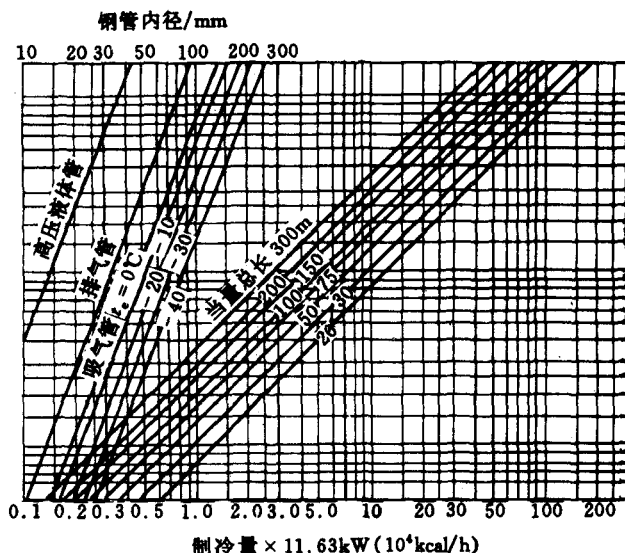


图 7-12 氨的各种管路线算图

油积存在油弯内，当油弯内的油使管路隔断时，则在压差作用下，使油返回压缩机。

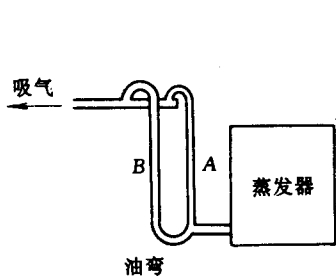


图 7-13 变负荷系统中的双上升立管

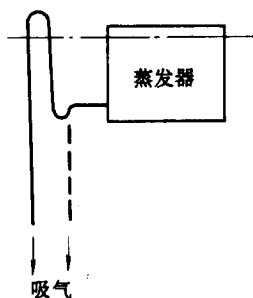


图 7-14 蒸发器在压缩机上部时的吸气管布置

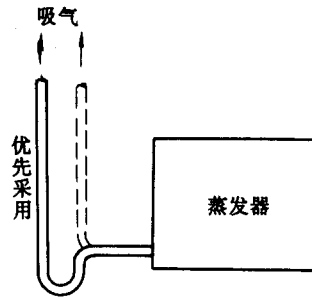


图 7-15 蒸发器在压缩机下面时的吸气管布置

(5) 同一水平放置的多台蒸发器吸气管的连接，如图 7-16 所示，实线为蒸发器在压缩机之下的连接方式；虚线为蒸发器在压缩机之上的连接方式。

(6) 不同高度放置的多台蒸发器的吸气管的连接，如图 7-17 所示。其中之一是压缩机在蒸发器之下，另一是压缩机在蒸发器之上。

(7) 两台压缩机并联时的吸气管连接，如图 7-18 所示。在水平管上设 U 形管是为了防止润滑油流入不工作压缩机的吸口。另外，在压缩机设有均油管和均压管，以保证两台压缩机曲轴箱中油位一样。

3. 排气管

(1) 压缩机的水平排气管要有 0.02 的坡度，坡向油分离器或冷凝器。

(2) 当压缩机有能量调节或设置多台压缩机并联工作时，为了使排气立管能正常带油，在此种情况下也要设立双立管，其选径、接管道形式及原理同双吸气立管。

(3) 当压缩机位于冷凝器之下时，且立管超过 8m 时，在靠近压缩机的管段上要分设存油弯，一般每隔 8m 设一个存油弯，如图 7-19 所示，其目的防止润滑油和液体流入压缩机的排气口，造成压缩机在重新启动时发生液击现象。

(4) 当排气管及压缩机的环境温度比冷凝器、贮液器的环境温度低时，为防止压缩机排气口处积聚冷凝液（当压缩机停机时），排气管先弯到地面后再上升，升高的高度超

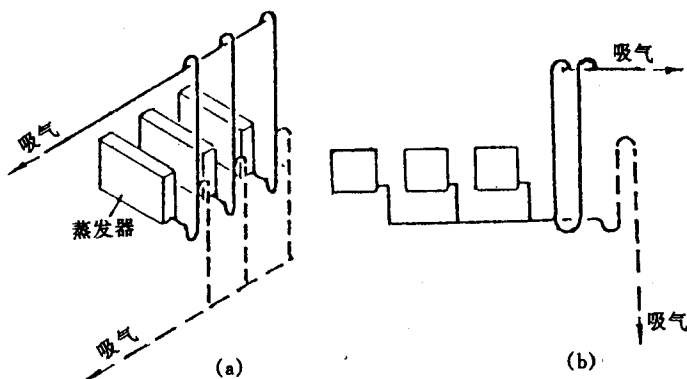


图 7-16 同一水平放置多台蒸发器的并联连接
(a) 连接方式之一 (b) 连接方式之二

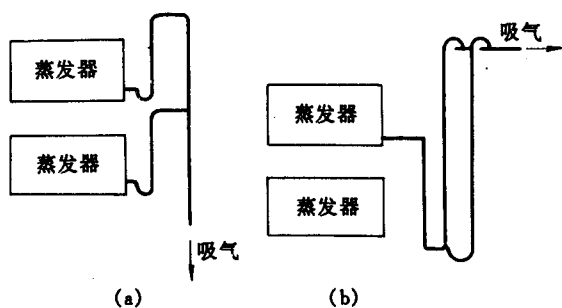


图 7-17 不同高度放置的多台蒸发器并联连接
(a) 压缩机在蒸发器之下 (b) 压缩机在蒸发器之上

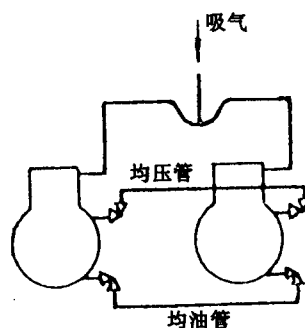


图 7-18 压缩机并联时的吸气管连接

过 8m 时应再设油弯。如图 7-20 所示。

(5) 两台以上压缩机并联的连接，如图 7-21 所示。这两种连接方式可避免油或液体流入不工作的压缩机。并联工作的压缩机，曲轴箱上应设均油管和均压管。

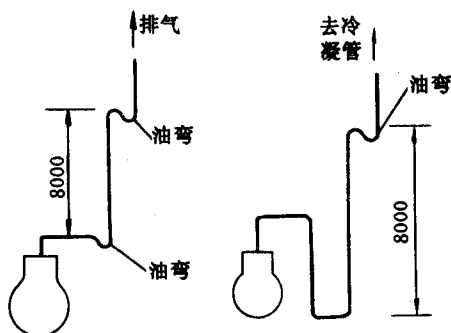


图 7-19 压缩机的排气立管的连接方式之一

图 7-20 压缩机的排气立管的连接方式之二

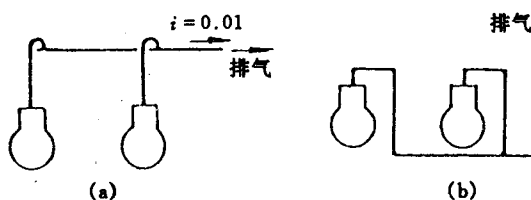


图 7-21 压缩机并联时的排气管连接方式
(a) 连接方式之一 (b) 连接方式之二

4. 泄液管

泄液管应保证液体流动的通畅，冷凝器中不存液体。图 7-22 为冷凝器与贮液器之间泄液管的连接方式。水平管应有 0.02 的坡度，坡向贮液器。管内流速在满负荷时，不应超过 0.5m/s。若管内液体流速大于 0.5m/s，冷凝器和贮液器之间应设均压管。

5. 冷凝器或贮液器到膨胀阀的高压液体管

高压液体管的设计除了注意选择合适的管径，保证膨胀阀有一定的工作压力差，以使蒸发器得到正常供液，但应注意避免产生闪发蒸气。闪发蒸气会使膨胀阀供液

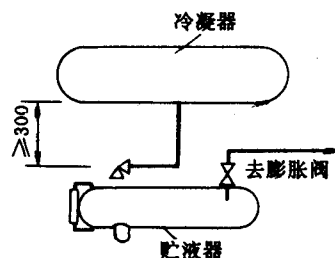


图 7-22 泄液管的连接方式

不稳, 供液量不足, 造成制冷能力下降。产生闪发蒸气的原因有: 过冷度太小, 阻力太大, 上升管过长或环境温度过高等。因此对于 R12, 应当尽量采用回热循环, 或将液体管与吸气管绑在一起, 以增大过冷度。R12 系统中, 若液体管路过长时, 也宜采用回热循环。液体管路处在较高环境温度下时, 应采取保温措施。

多台不同高度的供液管连接应采用图 7-23 的布置方式, 以避免闪发蒸气都集中到上层蒸发器而发生供液不良。

6. 低压液体管

低压液体管主要应保证各蒸发器或各通路供液均匀。目前工厂生产的氟利昂蒸发器, 已考虑了各通路的供液均匀问题, 如采用分液器和毛细管分配液体。

多台蒸发器宜分别采用膨胀阀供液。如合用一只膨胀阀供液时, 应通过液体分配器分配液体, 如图 7-24 所示。

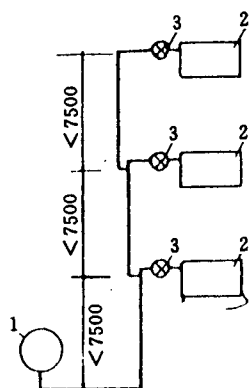


图 7-23 多台不同高度蒸发器的供液管布置方式

1—贮液器 2—蒸发器 3—膨胀阀

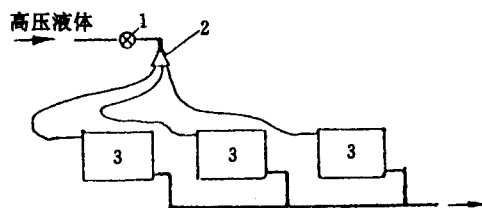


图 7-24 多台蒸发器的低压液体管的连接

1—膨胀阀 2—分配器 3—蒸发器

常见液体分配器如图 7-25 所示, 气体和液体在液体分配器内部撞击、旋转, 使两相流充分混合后沿各路出口进入各支管到蒸发器的蛇形管, 不因各支管中的液体、气体比例不同而出现制冷剂分配不均的现象。

（二）氨制冷剂系统管道

1. 布置原则

氨与 R12、R22 的性质不同。氨具有毒性, 有爆炸危险, 氨与润滑油难溶解, 氨系统要求吸气过热度小等, 这使得氨管路系统的布置原则与氟利昂管路系统的布置原则有所差异。氨管路系统的布置原则是, 保证机器和

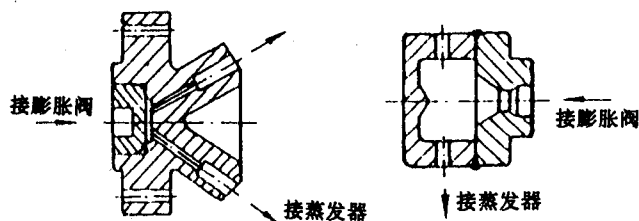


图 7-25 各种不同的液体分配器

设备安全运转, 便于操作维修, 在尽量达到管内阻力最小的情况下, 适当考虑管道布置

美观大方。

2. 吸气管

为了防止管路中的液体制冷剂返回压缩机而造成液击,吸气管路的坡度与流向相反,即坡向蒸发器,坡度 ≥ 0.03 。压缩机并联连接时,支管应从上部或侧部接到吸气干管上,以防液体吸入压缩机;曲轴箱不设均油管及均压管。

3. 排气管

多台压缩机并联运行时,每台压缩机的排气管上应设止回阀,防止有的压缩机工作,另一些未工作的压缩机排气管内沉积冷凝氨液或润滑油,造成该机启动时的“液击”。

压缩机排气管与水平总管连接时应从排气总管顶部接出,而且应同气流方向呈小于 45° 连接。为了防止排气管中的润滑油返回压缩机造成“液击”,排气总管的水平段应有 $0.02\sim 0.03$ 的坡度坡向油分离器。

4. 冷凝器与贮液器之间的管道

在单台冷凝器与贮液器(通过式)之间的液体管道内,液体流速不大于 0.5m/s ,管道有 $0.02\sim 0.03$ 的坡度坡向贮液器。水平管段不设阀门,贮液器立段上的阀门低于冷凝器出液口 $250\sim 300\text{mm}$ 时,二者之间可不设均压管,否则,须设均压管。冷凝器和涨缩式贮液器之间在任何情况下都必须设均压管。

多台冷凝器与贮液器之间都必须设均压管。冷凝器的出液口和贮液器阀门进口的高差应不小于 300mm ,液体管水平段应有 $0.02\sim 0.03$ 的坡度坡向贮液器。管内的液体流速应不小于 0.75m/s 。

5. 氨泵回路的管路连接

(1) 氨泵进液管应从低压循环桶侧壁接出,宜设计为一桶两泵。

(2) 要尽量减少氨泵进液管的阻力。进液管上的截止阀要尽量设置低些,过滤器要距低压循环桶正常液位 1.5m 以下。

(3) 氨泵的出液管应设止回阀,止回阀后设旁通管和截止阀,以防止发生液爆及便于检修。

(4) 对于高压冷库的调节站,各冷间的供液管上宜设止回阀。防止停机后,高层冷间的液体通过调节站窜入低层。

6. 放油管与放空管

所有容器放油都必须经过集油器。各容器的放油管上都应设视镜,以便观察油位。低压容器的放油管径不宜小于 $\phi 32\text{mm}$ 。

冷凝器和贮液器放空气时必须经过放空气器。放空气管应直接从冷凝器和贮液器上接出。选用自动型空气分离器时,其回液管出口端应高于贮液器上表面 600mm ,回液管的另一端应接在贮液器液面以下。

第三节 制冷设备及管道的保温

采用保温的主要目的是为了减少制冷装置中不必要的冷量损失,提高运转的经济性。同时保温层可使其外表面温度高于环境空气的露点,防止设备及管道外表面出现凝结水

甚至结霜的现象。

一般应保温的部分有：压缩机的吸气管，经过节流阀以后的低压液体管，冷水出水管和回水管，蒸发器，立式不凝性气体分离器，气液分离器，冷水箱，低压循环贮液器（桶），中间冷却器等。

保温的方法是在管道外部包以保温材料。比较理想的保温材料应符合如下要求：

导热系数小，抗湿性及耐火性强，不易霉烂并能避免虫蛀鼠咬，机械强度高，经久耐用，便于加工和施工等。

可用于制冷装置的保温材料很多，按其组织结构分为纤维材料，多孔性材料及颗粒状材料；按其性能分为有机质材料及矿物质材料等。表 7-2 给出了一些常用隔热保温材料的基本特性。一般来说，有机质保温材料的优点是密度小（一般在 $300\text{kg}/\text{m}^3$ 以下），导热系数小〔一般在 $0.1\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 以下〕，易于获得，易于加工；其缺点是易受潮、易燃、易被霉菌腐蚀，而且耐久性较差。矿物质材料则相反，其优点是机械强度大，经久耐用，不易被霉菌腐蚀，缺点是相对密度和导热系数都比较大。

保温材料通常制成板材或管壳形材料，分层包在容器或管道的外面。敷设保温层时，可用制成的管壳型材，也可将板材割成所需要的形状使用。在包扎保温材料前，应预先清洗容器及管道表面上的铁锈、污垢和油脂，再涂上一层沥青或红丹漆，形成防锈层，然后敷设保温材料。此时应将扇形板或管壳浸以热的沥青，砌敷在设备上。砌敷时应错缝排列，并在接缝处填以玛碲脂，第一层砌好后涂热沥青，再以同样方法砌敷第二层、第三层，直到达到所要求的厚度为止。保温层外还需敷设防潮层，防止空气中的水分渗入，从而破坏保温结构的性能。通常用作防潮层的材料有沥青玛碲脂夹玻璃布、沥青油毡及塑料薄膜等。在防潮层外再用金属丝网或玻璃丝布包扎，并涂一层石棉水泥，作为保护层。然后在保护层外涂上规定的颜色，以资区别。容器及管道的保温隔热结构也可使用松散材料，此时应预先用薄木板或铁皮作一圆形或正方形外套，然后将材料填入即可。当几条平行管道较接近时，可将它们的保温隔热结构作在一起。管路隔热层结构见图 7-26。

当用软质泡沫塑料时，可将其直接包扎在设备或管道上，然后再包以防潮材料及保护层。对于硬质聚氨酯泡沫塑料，可用现场发泡的方法使其在设备管道表面成型。

通常用两种方法确定保温层的厚度：第一种方法是将隔热结构的传热系数或冷量损失限制在一定范围内；第二种方法是限制隔热结构外表面的温度，使其不得低于环境空气的露点温度，以免在外表面上出现结露现象。即使规定按第一种方法确定绝热层厚度，也需要对外表面温度进行校核，若低于环境空气的露点温度，需改变保温层的厚度。但在实际设计时经常采用查表方法确定管道和设备的隔热层厚度，见表 7-3。

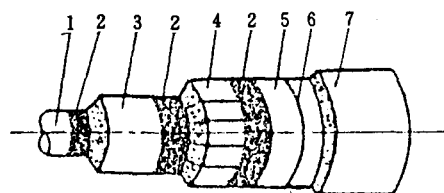


图 7-26 用软木的管道隔热结构

- 1—管路 2—沥青涂层 3—瓦形软木板 4—扇形软木板 5—麻布
6—铁丝 7—水泥抹面层

表 7-2

常用隔热保温材料特性表

材料名称	密度 ρ kg/m ³	导热系数 λ /W · (m · K) ⁻¹	比热容 C J · (kg · K) ⁻¹	蓄热系数 S W · (m ² · K) ⁻¹	蒸汽渗透系数 $\mu \times 10^3$ /g · (m · h · Pa) ⁻¹	防火性能	吸湿率 (质量的 %)	吸水率 (质量的 %)	抗压强度 /MPa	冷库设计中采 用的导热系数 W · (m · K) ⁻¹
块状可发性聚 苯乙烯泡沫塑 料	20~50	0.029~0.046	1.46	0.38	0.06	易燃、 耐热 70℃	表面防水膜不 损坏时 0.1~ 0.15kg/m ³		0.176	0.0461
聚氯乙烯泡沫 塑料	45	0.043				离火 即灭 耐热 80℃	表面防水膜不 损坏时 0.2kg/m ³		0.176	0.011
硬质聚氨脂泡 沫塑料	40~50	0.023~0.029				离火 即灭 耐热 140℃	表面防水膜不 损坏时 0.118kg/m ³		0.147 ~0.196	0.029~0.035
沥青玻璃棉毡	≤80	0.041	0.75	0.55	0.48	可燃	<0.5			0.76
沥青矿渣棉毡	<100	0.044	0.75	0.72	0.48	可燃	<1.07			0.81
沥青矿渣棉毡	<120	0.046	0.75	0.72	0.48	可燃	<1.07			0.81
矿渣棉 (一级)	100	0.044	0.75	0.75	0.48	可燃				0.81
矿渣棉 (二级)	150	0.046	0.75	0.75	0.48	不燃				0.81
膨胀珍珠岩	<80	0.46				不燃	<0.2			0.81
膨胀珍珠岩	80~150	0.46~0.058				不燃	<0.2			0.81~0.098
膨胀珍珠岩	150~250	0.058~0.076	0.83	1.18		不燃	<0.2			0.098~0.127
沥青膨胀珍珠 岩块	300	0.081	0.88		0.08	难燃	<0.2	体积<5	0.196	0.093
沥青膨胀珍珠 岩现场铺压	160	0.058				难燃	<0.2	体积<5	0.049	0.069
泡沫混凝土	<400	0.15	0.83	1.92	0.20	不燃	4.8			0.244
加气混凝土	400	0.93	0.83	1.83	0.22	不燃		60~70	1.47	0.162
软木板	150~250	0.052~0.069	2.09	1.63	0.037	可燃			0.342	0.063~0.081
稻壳	135~160	0.081~0.093	1.88	1.32		易燃	2.5			0.15
炉渣	<800	0.17~0.23	0.83	4.22	0.22	不燃	19.2			0.32

表 7-3 (a)

管道保温层厚度 δ (mm)

管道外径 mm	$t_2=30^{\circ}\text{C}$ $t_3=27.8^{\circ}\text{C}$ $\alpha=8.141\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$								$t_2=15^{\circ}\text{C}$ $t_3=12.4^{\circ}\text{C}$ $\alpha=8.141\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$							
	$t_1=-10^{\circ}\text{C}$		$t_1=-15^{\circ}\text{C}$		$t_1=-33^{\circ}\text{C}$		$t_1=-40^{\circ}\text{C}$		$t_1=-10^{\circ}\text{C}$		$t_1=-15^{\circ}\text{C}$		$t_1=-33^{\circ}\text{C}$		$t_1=-40^{\circ}\text{C}$	
	保温材料导热系数 $\lambda/\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$															
	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07
22	50	70	55	75	75	100	80	105	30	45	35	50	50	65	55	75
32	55	75	60	80	80	105	85	115	35	45	40	50	55	75	60	85
38	60	80	65	85	85	110	90	120	35	45	40	55	60	80	65	85
57	65	85	70	95	90	120	100	135	35	50	45	60	65	85	70	95
76	65	90	75	100	95	130	105	140	40	55	45	60	65	90	75	100
89	70	95	75	105	100	135	110	145	40	55	45	65	70	95	75	105
108	70	100	80	110	105	140	110	155	40	55	50	65	70	100	80	110
133	75	100	80	115	105	145	115	160	45	60	50	70	75	100	85	115
159	75	105	85	120	110	155	120	165	45	60	50	70	75	105	85	120
219	80	110	90	125	120	165	130	180	50	65	55	75	80	110	90	125
273	85	115	95	130	125	175	135	190	50	70	55	80	85	115	95	130
325	85	120	95	135	130	180	140	195	50	70	55	80	85	120	95	135
377	90	125	100	140	130	185	145	200	50	70	60	80	90	125	100	140
426	90	125	100	140	135	190	150	205	55	70	60	85	90	125	100	140

表 7-3 (b)

设备保温层厚度 δ (mm)

设备直径 m	$t_2=30^{\circ}\text{C}$ $t_3=27.8^{\circ}\text{C}$								$t_2=15^{\circ}\text{C}$ $t_3=12.4^{\circ}\text{C}$							
	$t_1=-10^{\circ}\text{C}$		$t_1=-15^{\circ}\text{C}$		$t_1=-33^{\circ}\text{C}$		$t_1=-40^{\circ}\text{C}$		$t_1=-10^{\circ}\text{C}$		$t_1=-15^{\circ}\text{C}$		$t_1=-33^{\circ}\text{C}$		$t_1=-40^{\circ}\text{C}$	
	保温材料导热系数 $\lambda/\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$															
	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07	0.047	0.07
0.5	90	125	100	140	135	190	150	205	50	70	60	85	90	125	100	145
0.75	95	135	105	150	140	200	155	220	50	70	60	85	95	135	105	150
1.00	95	135	105	155	145	210	160	230	50	75	60	90	100	140	110	155
1.20	100	140	110	155	155	210	165	235	70	80	60	90	100	140	110	160
1.50	100	140	110	160	155	215	170	240	70	80	60	95	105	145	115	160

思考题

1. 试述直接供液、重力供液、液泵供液及喷射式供液所采用的设备的异同。各种系统有何优缺点？
2. 小型氟利昂系统制冷剂管道通常采用何种管材？如何连接？
3. 在布置与安装制冷剂管道时，有哪些主要要求？
4. 应根据哪些因素考虑确定制冷剂管道的管径？简要说明理由。
5. 制冷设备及管道的保温有何目的？对保温材料有何要求？常用的保温材料有哪些？

第八章 冷库

第一节 冷库的概述

一、食品冷加工和冷库分类

冷库是用来冷却、冻结和冷藏各类食品，并保持食品原有的营养成分、味道及色泽，防止腐坏变质的专用库。

1. 食品冷加工

食品的冷加工包括食品的冷却、冻结和冷藏三个工艺过程。

(1) 食品的冷却 冷却是将食品的温度降低到指定的温度，但不低于食品汁液的冻结点的过程。一般冷却食品的温度为 $0\sim 4^{\circ}\text{C}$ 。在这样的温度下，能延长食品的保藏期限。但部分微生物仍能在冷却温度下生长和繁殖。因此，经过冷却的食品只可以作短时期的保藏。用于食品冷却的房间称冷却间。食品的冷却过程均应采用冷风机空气冷却器作为冷分配设备。

(2) 食品的冻结 冻结是将食品中所含的水分大部分冻结成冰，也就是将食品的温度降低于食品汁液冻结点的过程。食品冻结以后，由于缺水和低温，对微生物的活动较为不利，有时还可以杀死部分微生物。因此，经过冷冻的食品可以作长期的保藏。用于食品冻结的房间称为冻结间。冻结间的温度通常为 $-23\sim -30^{\circ}\text{C}$ 。冷分配设备可采用冷风机或冷却排管。

(3) 食品的冷藏 食品的冷藏是指在特定的冷库温度和相对湿度下，对冷却或冻结后的食品进行贮藏的过程。根据冷加工最终温度不同，食品的冷藏可分为冷却物冷藏和冻结物冷藏两种。因此有冷却物冷藏间和冻结物冷藏间。

冷却物冷藏间的温度为 $4\sim -2^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度保持在 $85\%\sim 95\%$ ，它主要用于储存经过冷却的鲜蛋、水果和蔬菜等。为了消除储存期中的异味和供给储存食品呼吸之用，冷却物冷藏间需要定期通风换气。

冻结物冷藏间的温度为 $-18\sim -25^{\circ}\text{C}$ ，相对湿度保持在 $90\%\sim 95\%$ 。用于较长期的储存冻结食品。

冷却物冷藏间冷分配设备应采用冷风机，冻结物冷藏间冷分配设备采用冷却排管或冷风机。

一些食品的储存期见表 8-1。

2. 冷库分类

冷库按其使用性质可分为：生产性冷库、分配性冷库及生活服务性冷库三类。

表 8-1

一些食品的储存期

食品名称	冷藏温度/℃	相对湿度/%	储存期/月
冻猪肉	-24~-18	85~95	2~8
冻牛肉	-23~-18	90~95	9~12
冻羊肉	-18~-12	80~85	3~8
冻家禽	-30~-10	80	8~10
冻 鱼	-20~-12	90~95	8~10
冻 蛋	-18		12
鲜 蛋	-1~-0.5	80~85	8
苹 果	-1~1	85~95	2~7
橘 子	0~1.2	85~90	2
梨 子	-0.5~1.5	85~90	1~6
卷心菜	0~1	85~90	1~3
胡萝卜	0~1	80~95	2~5

(1) 生产性冷库 生产性冷库主要建在货源较集中的地区。肉禽、鱼、蛋、水果等食品送入冷藏库进行冷加工，经过短期冷藏储存后即运往销售地区。其特点是具有较大的冷加工能力和一定冷藏容量。

(2) 分配性冷库 分配性冷库一般建在大、中城市，水陆交通枢纽等地区，专门储存经过冷加工的食品，以保证市场供应。其特点是冻结量小，冷藏量大，并考虑多种食品的储存。

(3) 生活服务性冷库 这类冷库利用机械制冷的方法，在具有良好隔热效果的冷库内低温贮存肉类、蛋类和水产类等食品。由于这种混合型使用的冷库具有库容量小、贮存期短、品种多等特点，可广泛用于饮食服务行业、宾馆、企事业单位食堂及带分配性质销售的菜场，作为中转冷藏。

二、冷库的建筑特点和基本要求

图 8-1 为冷库土建结构示意图，由于冷库的建筑及制冷设备的安装均在常温下施工，投产后其整体结构和设备又常年处于低温状态，与外界环境存在较大的温差，因此施工时必须考虑冷库建材，制冷设备材料的热变形所产生的温度应力，以及外界的传热量等诸方面因素的影响，应对冷库维护结构，部分设备和管路进行隔热和防潮处理，并采取防腐及防锈等措施，使之保持其完整性及原有的特性。

1. 冷库围护结构的隔热

一般情况下，冷库库温低于环境温度。这就不可避免地会发生由外界通过围护结构向库内传热。即使在设置相当厚度的隔热层之后，因围护结构传热引起的耗冷量仍可达到总耗冷量的 30%~35%。因此，为减小这部分耗冷量和确保食品“低温，少波动”的工艺要求，冷库建筑必须具备一定的隔热功能，设置具有适当绝热能力的隔热层。

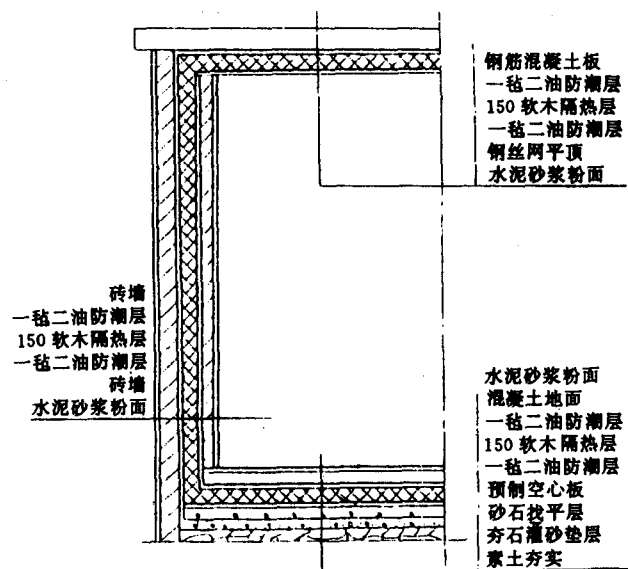


图 8-1 冷库土建结构示意图

因为冷库外墙的主要功能是隔热保温，因而库体围墙体厚度的大小，须考虑到冷库的使用性质、冷库所在地区的气候条件和外墙材料等因素，应符合经济、安全、隔热保温方面的要求，尤其对隔热保温要求特别高。

为了提高外墙的隔热保温性能，必须选用良好的隔热保温材料，如泡沫混凝土、炉渣、炉渣混凝土、泡沫玻璃、矿渣棉、膨胀砖、软木和稻壳等，有的是松散材料，有的可做成板状材料。常用隔热材料性能，如表 7-2 所示。

2. 冷库围护结构的隔热

由于冷库内外温差较大，在围护结构的两侧存在水蒸气分压力差，高温侧库外空气中的水蒸气会不断地通过围护结构向库内渗透。隔热材料受潮后，大大降低热绝缘性能，有的甚至降低为原来的几十分之一。为了确保隔热材料的隔热效能，通常的做法是在隔热保温材料的热侧，敷设一防潮隔汽层，防止热、湿空气的侵入。在隔热保温材料的冷侧，也敷设一防潮隔汽层，常采用一毡二油，二毡三油或三毡四油的做法。

常用的防潮隔汽材料有：沥青、煤焦油沥青、油毡、沥青塑料防水材料，塑料薄膜等。冷库一般采用沥青，油毡做防潮隔汽层，有的冷库也使用塑料薄膜等其他材料。

3. 防冷桥处理

当导热系数较大的构件（如柱、梁、板、管道等）穿过或嵌入冷库围护结构的隔热层时，形成冷桥。冷桥在构造上破坏了隔汽层的完整性和严密性。容易使隔热材料受潮失效，这样不仅破坏围护结构的隔热效果，甚至危及冷库建筑的安全。因此，冷库施工时，应使库体四周及上下六个面的隔热防潮材料紧密连接、分层错缝，形成连续而密封

的整体，防止形成“冷桥”。

4. 地坪防冻胀

由于冷库长期处于低温环境中工作，地下的热量不断地通过冷库地坪传入库内，引起冷库地坪下的温度下降，一旦温度低于 0°C ，如果地下水位高，土的毛细管作用可以把地下水吸到冻结土层中，使聚冰作用越来越大，形成的冰层增厚，从而产生冻胀现象。土壤的冻胀会严重地破坏冷库的墙体、结构基础，隆起后使地坪冻胀开裂，造成整个冷库报废。如图 8-2 所示。所以对于低温库的地坪，应给予高度的重视。防止冻胀的根本方法是不让泥土温度低于 0°C ，目前冷库常用的地坪防冻处理有以下几种：

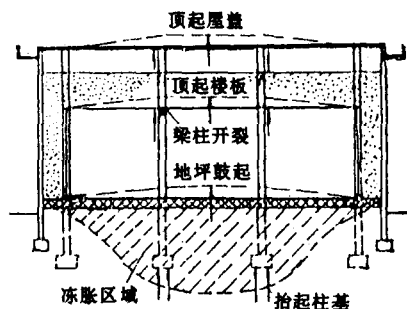


图 8-2 地坪冻胀示意图

- (1) 地坪架空防冻。将地坪用柱子或地坎墙架空。
- (2) 地坪下埋设自然通风管道或机械通风管道防冻。
- (3) 地坪下埋设热油管防冻。
- (4) 电热防冻。在地坪隔热层下的混凝土层内，增设电热钢筋网加热。

第二节 冷库的冷却方式

一、冷库冷间的冷却方式

1. 间接冷却方式

间接冷却方式是指被冷却物体或冷库内的热量通过载冷剂传给蒸发器，再由制冷剂蒸发把这些热量吸收的冷却方式。这种冷却方式，中间多了一个热交换环节，因此同样的冷却要求，制冷剂的蒸发温度要比直接冷却的低，同样制冷量的耗功量也大，所以目前在冷库中除制冰外很少使用这种冷却方式。这里不作介绍。

2. 直接冷却方式

直接冷却方式是用空气直接冷却蒸发器或接触式蒸发器等直接吸收被冷却物体内的热量，而制冷剂则在蒸发器间壁直接吸取这些热量蒸发的冷却方式。这种冷却方式，制冷剂的蒸发温度和被冷却物和需冷却环境间只有一级温差，制冷效果好，系统简单，便于管理。目前冷库普遍采用这种冷却方式

按照冷却设备的形式不同，直接冷却方式可分为空气冷却式、接触式、混合式等几种。

(1) 空气冷却式是空气以温差或温差加机械通风力作为动力，产生对流，与空气直接冷却设备间进行对流换热的形式。根据空气的流动情况，空气冷却式又分为自然对流冷却和强制通风冷却。

强制通风冷却是借助于鼓风机进行空气强制对流经过蒸发器的冷却表面和被冷却物表面，换热效果好，库内温度均匀，被冷却物降温迅速，并且冷却设备集中，占地面积

小，便于操作管理，容易实现自动化控制。但当风速较大时，容易引起食品的干耗。因此，这种冷却方式常用在工作周期较短的冷加工场合，如速冻间等。

自然对流冷却是以温差为对流换热的唯一动力，蒸发器表面到被冷却物之间必定存在一定的温度梯度，库内气流速度较慢，库温不易均匀，换热降温速度不快，但引起食品的干耗也少，适用于较长时期贮存低温物品的场合，例如冷藏间等。

(2) 接触式是被冷却物体表面冷却设备壁面直接接触，省去了空气冷却式中空气这中间介质，换热形式以传导为主，被冷却物体的热量经过冷却设备的壁面直接传给冷却设备内的制冷剂，被冷却物体温度下降迅速。由于这种冷却方式的换热以传导为主，在工作时，要把导热性差的空气排除，以保证正常工作有良好的效果。所以，这种冷却方式适用于可挤压的食品。

(3) 混合式是兼有空气冷却式和接触式的特点，典型例子是搁架式排管。搁架式排管的特点是结构较简单，并伴有一定的空气对流条件，经济性较好。但搁架式冷却设备工作时，基本是靠人力进行进出库，劳动强度大，一般用于规模不大的冷库的冻结间。搁架式排管加工对象是盘装食品。

二、冷间冷却设备的布置及气流组织

1. 冷却间

进入冷却间的食品温度较高，果蔬、鲜蛋相当于室外温度，猪、牛、羊、肉胴体为 35°C ，要求迅速将食品的温度降低。

图 8-3 为冷却间（肉类）冷却设备布置图。为了使屠宰后的肉类温度能在 20h 内从 35°C 降至 4°C ，冷却间内设置冷风机。经冷风机内蒸发器冷却后的空气从喷口射出，并从吊轨上面射向冷却间的末端，再折回吊轨下面，从吊挂的白条肉间流过，冷空气与白条肉进行热交换后又回到冷风机的进风口。

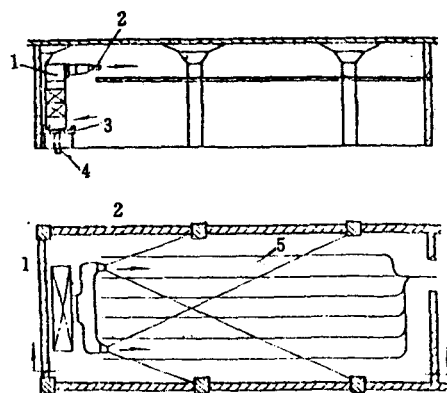


图 8-3 冷却间冷却设备平面布置图

1—冷风机 2—喷风口 3—水盘

4—排水管 5—吊轨

冷却间内的空气循环次数一般为 50~60 次/h，掠过肉片间的风速为 1~2m/s。冷却间的送风形式采用大口径圆形喷口集中送风，喷口风速一般为 20~25m/s，利用空气射流，强制空气循环，加速食品的冷却。同时，由于喷口气流的引射作用，靠近冷风机侧的空气循环加剧，使冷却间内的库温比较均匀。

2. 冻结间

冻结间通常采用的冷却设备为强烈吹风式冷风机和搁架式排管两种。

(1) 强烈吹风式冻结间 冻结间内，肉类悬挂在吊轨上，鱼类装盘后放在吊挂式或手推式的鱼笼上进行冻结。

按照空气流向和冷风机形式的不同，强烈吹风式冻结间可分为纵向吹风，横向吹风和吊顶式冷风机三种。

①纵向吹风冻结间 在冷间一端设一台落地式风机，吊轨上面铺设吊顶，吊顶与平顶间为空气流通通道。空气沿吊轨吹到另一端，顺吊顶端头孔隙吹下，如图 8-4(a)。这种形式因空气流通距离长，食品冻结不均匀，所以冻结间的长度不能太长。另一种是在吊顶上沿吊轨方向开长孔，如图 8-4(b)，采用这种形式可使冷加工食品都能吹到冷风。冷风机布置见图 8-5。

这类冻结间的优点是：空气阻力小，耗电少，系统简单，投资较少。缺点是空气流通距离较长，风速和温度不均匀，不宜用于冻结盘装食品。

②横向吹风冻结间 在冻

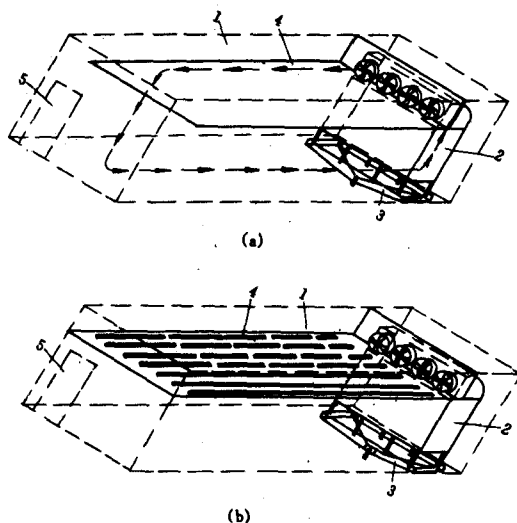


图 8-4 纵向吹风冻结间出风形式示意图

1—冻结间 2—冷风机 3—冷风机冰盘 4—吊顶 5—门

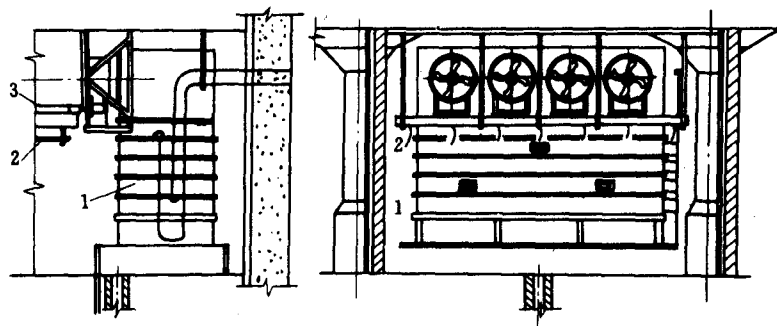


图 8-5 纵向吹风冻结间冷风机布置示意图

1—冷风机 2—吊轨 3—吊顶

结间一侧设置多台落地式冷风机。吊轨上铺设吊顶，沿吊轨方向开长缝，冷风沿孔隙下吹。这种形式空气流速距离短，增加循环次数，库内温度均匀，但阻力大，见图 8-6。冻结间内冷风机布置见图 8-7。

③吊顶式冷风机冻结间 吊顶式冷风机的布置见图 8-8。

采用吊顶式冷风机的冻结间优点是：冷风机装设在冻结间顶部，不占房间面积；库温较均匀。缺点是冷风机台数多，系统复杂，维修不方便，冲霜时易漏水等。

(2) 搁架式排管冻结间 小型冷藏库的冻结间一般采用搁架式排管为冷却设备兼货架，被冻食品装在盘内直接放在搁架式排管上冻结。



图 8-6 横向吹风冻结间吹风形式示意图
1—冻结间 2—冷风机 3—冷风机盘管 4—吊顶 5—门

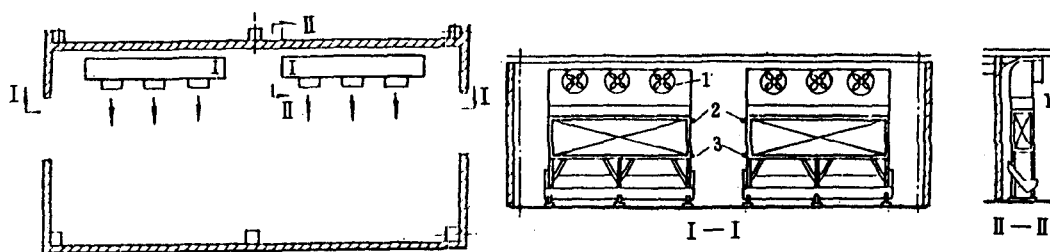


图 8-7 横向吹风冻结间冷风机布置示意图
1—冷风机 2—回气管 3—供液管

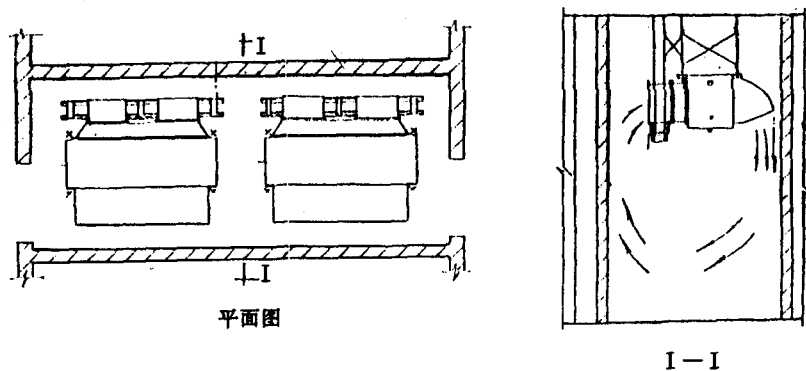


图 8-8 吊顶式冷风机布置示意图

搁架式排管冻结间有空气自然循环式（见图 8-9）和吹风式（见图 8-10）两种冷却方式。

吹风式搁架排管冻结间装设轴流风机，使库内空气循环、冻结时间比空气自然循环的时间缩短一半。

搁架式排管容易制作，不需维修。由于进出货的搬运劳动强度大，冻结时间较长，所以它只在冻结量较小的冷库中采用。

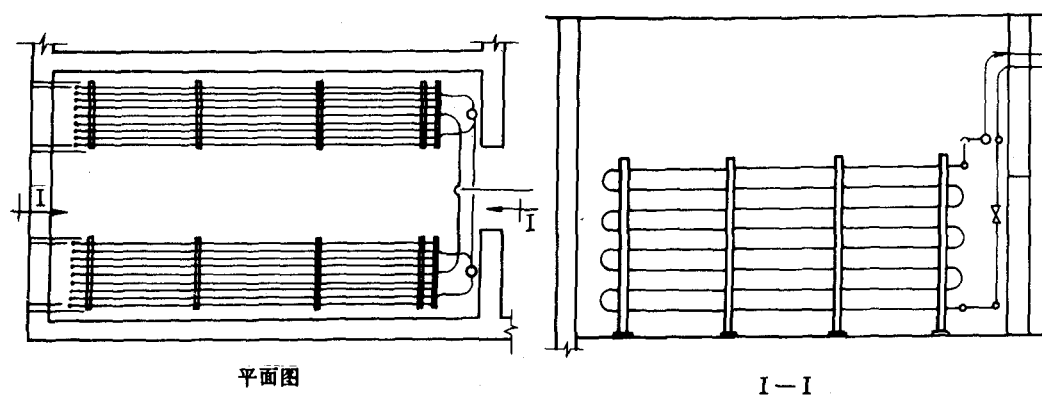


图 8-9 自然循环式搁架式排管布置图

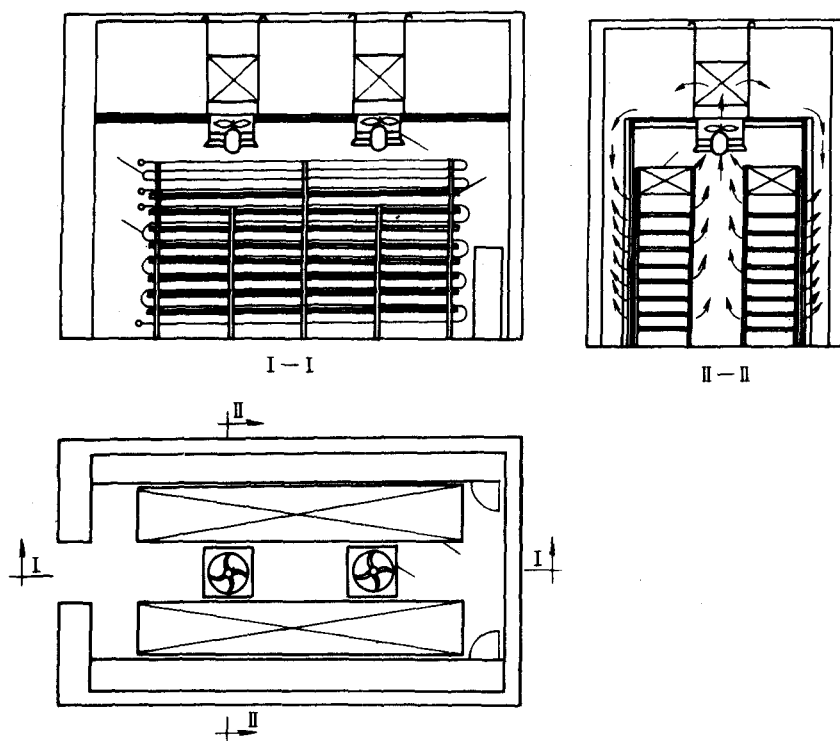


图 8-10 吹风式搁架排管布置图

3. 冷藏间

(1) 冷藏物冷藏间 冷却物冷藏间贮存的都是新鲜食品，要求保持恒温恒湿，库内各区域的温度差应小于 0.5°C ，湿度差小于 4%，由于食品尚未停止呼吸，热湿交换大，

故要求气流均匀分布，所以采用均匀送风道。

均匀送风道构造及布置见图 8-11 与图 8-12。

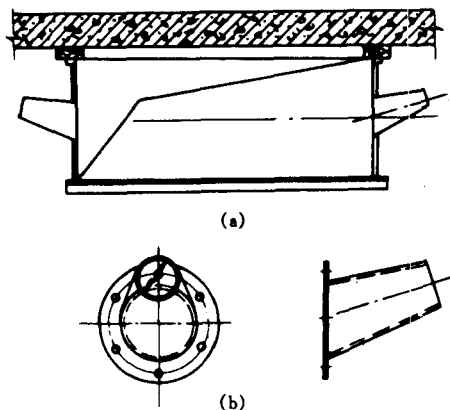


图 8-11 均匀送风道
(a) 风道断面图 (b) 喷风嘴详图

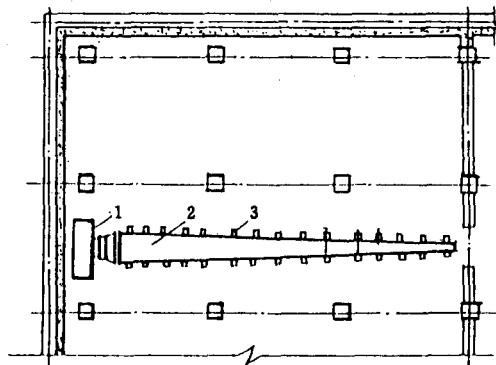


图 8-12 冷却冷藏间均匀送风道装置
1—冷风机 2—送风道 3—喷风嘴

冷却物冷藏间使用冷风机为冷却设备。冷风机宜布置在库房近门的一侧，便于操作管理，节省制冷系统管道等。采用长风道圆喷嘴的送风形式，可取得均匀送风的效果。均匀送风道的截面为矩形，沿长度方向的高度相等而宽度变化，喷口向上仰角为 17° 。冷空气射流贴着库房平顶，沿货堆上部空间吹至墙面，流经货堆后从中央走道返回冷风机的回风口。

(2) 冻结物冷藏间 为了减少食品干耗，冻结物冷藏间的冷却设备多采用冷却排管，但也有采用吹风机作为贮藏带包食品冷藏间的冷却设备。冷风机送出的空气，沿冷藏间平顶贴附射流到对墙，然后引射混合形成一个很大回流区，食品处于循环空气的回流区，风速在 0.5m/s 以下，从而减少食品的干耗。

冻结物冷藏间用于储存已冻结的食品。对长期储存的冻结食品，要求储藏温度不高于 -18°C ，相对湿度为 95% 左右。

第三节 冷库的除霜系统

当冷却空气的蒸发器表面的温度低于空气的露点温度时，在其表面就会结露，当蒸发器表面温度低于 0°C 时，露就变成霜。霜的导热系数为 $0.116\sim 0.139\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，而钢的导热系数为 $46.53\sim 67.44\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ，相同的厚度下，霜层的热阻约比钢管的热阻大 $94\sim 443$ 倍。所以，管壁上结霜后使传热系数降低，制冷量减少，电耗增加。尤其冷风机中的肋片管，当结有霜层时，不但热阻增大，而且空气的流动阻力亦增加。严重时甚至无风送出。因此为使蒸发器保持良好的传热效果，必须定期将其表面的霜层除掉。除霜的方法有：

1. 扫霜

常用于冷库中排管的除霜。操作简单，不影响冷库工作及库温，但劳动强度大，且除霜不彻底。

2. 中止制冷循环除霜

常用于冰箱、冷藏柜等装置的除霜。除霜时，中止向蒸发器输送制冷剂或停止压缩机运转，靠冷室内空气温度自然上升而使霜层融化脱落。此法的缺点是除霜时间长，且影响冷室内的温度。

3. 水冲霜

这种方法通常用在冷库中的冷风机除霜。除霜时，用水喷淋在蒸发器表面，除霜水汇集到蒸发器下部的水盘中，再用管道排出。水冲霜方法比较简单，除霜迅速；但应防止水对库房的危害。

4. 电热除霜

这种除霜方法通常用于冰箱、冷藏柜、小型活动冷库等小型制冷装置中。它是在靠近蒸发器处或蒸发器内设置电加热器。除霜时，压缩机停机或停止对蒸发器供液，利用电加热量将霜层融化。此法比较简单，易于实现自动化；缺点是耗电量大，对冷室的温度有影响。

5. 热泵除霜

目前这种除霜方法用在热泵型房间空调器等小型制冷装置中。它是利用热泵原理除霜，即将制冷循环改变为制热循环，从而使原蒸发器的霜层融化掉。此法除霜时间短，效果好；但制冷系统复杂，对控制的温度有一定的影响。

6. 热气除霜

热气除霜是利用压缩机高压排气引入蒸发器内，融化表面的霜层。因为它从里向外加热霜层，比电加热除霜的时间短，除霜效果好；但大容量制冷系统的热气除霜系统及操作复杂，对冷室的温度有影响。下面介绍几个热气除霜系统。

图 8-13 所示为液泵供液系统中的热氨除霜系统。正常工作时，供液调节站 5 的阀门和回气调节站 6 的阀门开启，热氨调节站 7 的阀门均关闭。当某一组蒸发器除霜时，对应该蒸发器的供液调节站 5 的阀门关闭，相应的热氨调节站 7 的阀门开启。热氨气进入蒸发器释放出热量而凝结成液体，再通过回气调节站 6 的阀门返回低循环贮液器。这时对正常工作的蒸发器压力和温度有一定影响。由于除霜时间短暂。这种影响并不显著。对于系统中冷风机台数很多，需经常除霜时，则回气调节站并联一排液调节站，再由排液调节站直接引

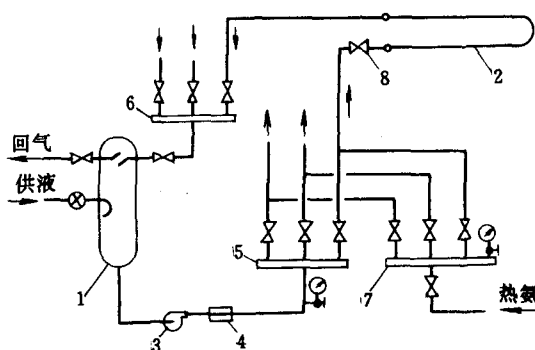


图 8-13 氨泵供液系统的热氨除霜系统

1—低压循环贮液器 2—蒸发器 3—氨泵
4—止回阀 5—供液调节站 6—回气调节站
7—热氨调节站 8—阻流阀

一排液管到低压循环贮液器，并在排液管上装设节流阀。液体经节流后再排入低压循环贮液器，从而避免了对系统压力、温度的影响。

图.8-14 是多个蒸发器的氟利昂系统的热气除霜系统。正常工作时，阀门 6、7、9、11、14 开启，阀门 5、8、10、12、13 关闭。当对右边蒸发器进行除霜时，则阀门 6、8、9、12、13 开启，阀门 5、7、10、11、14 关闭。热气进入右边蒸发器中释放出气化潜热，使表面霜层融化，蒸气凝结成液体，再经阀 12 流入贮液器 3 中。左边的蒸发器继续正常工作。

对于只有一台蒸发器的氟利昂系统，其热气除霜系统如图 8-15 所示。正常工作时，电磁阀 6 关闭。当蒸发器结霜严重时，电磁阀开启，热气进入蒸发器中进行融霜，液体和部分未凝结的蒸气回到液体分离器中。氟利昂系统通常使用半封闭或全封闭压缩机。因此返回压缩机的液体靠电动机的热量及机件等的热量气化。这种热气除霜系统的热源是电动机发热量，液体分离器从周围吸取热量及气体压缩热等。也可采用外热源，即在除霜系统中另设一辅助蒸发器，把融霜后凝结液体引到辅助蒸发器中蒸发，蒸发需要的热量可以来自空气，也可以取自蓄存有冷凝热量水中。

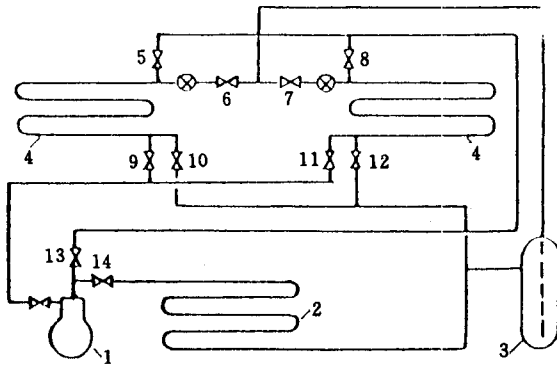


图 8-14 多蒸发器的氟利昂系统的热气除霜系统图
1—压缩机 2—冷凝器 3—贮液器
4—蒸发器 5~14—截止阀

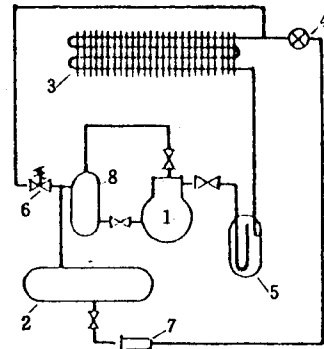


图 8-15 单台蒸发器氟利昂制冷机的热气除霜系统
1—压缩机 2—水冷式冷凝器 3—蒸发器
4—热力膨胀阀 5—液体分离器 6—电磁阀
7—干燥过滤器 8—油分离器

第四节 冷库耗冷量的计算及制冷设备的选配

冷库耗冷量的计算，其目的在于正确合理地确定各库房的冷分配设备和冷间机械负荷，以便在设计中正确地选择制冷设备。

一、冷间耗冷量计算

冷间耗冷量包括：冷库围护结构传热引起的耗冷量 Q_1 ；货物耗冷量 Q_2 ；通风换气耗冷量 Q_3 ；电动机运行耗冷量 Q_4 ；操作耗冷量 Q_5 。以上单位均用 W 表示。

（一）冷库围护结构传热引起的耗冷量 Q_1

由于库内外存在温差和外墙、屋顶受太阳辐射作用,通过围护结构传入的热量按下式计算:

$$Q_1 = KA\alpha(t_0 - t_i) \quad (8-1)$$

式中 K ——围护结构的传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$

A ——围护结构的传热面积, m^2

α ——围护结构两侧温差修正系数

t_0 ——围护结构外侧的计算温度, $^{\circ}C$

t_i ——库房内温度, $^{\circ}C$

1. 围护结构的传热系数 K

$$K = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (8-2)$$

式中 α_0 、 α_i ——围护结构外表面和内表面的放热系数, $W/(m^2 \cdot K)$, 它与围护结构表面空气流速有关, 可按表 8-2 选用。

δ_1 、 δ_2 …… δ_n ——围护结构各层材料的厚度, m

λ_1 、 λ_2 …… λ_n ——围护结构各层材料的导热系数, $W/(m \cdot K)$

表 8-2 库房围护结构内、外表面的放热系数

围护结构的部位及环境条件		α_0 $W/(m^2 \cdot K)$	α_i $W/(m^2 \cdot K)$
库外	有防风设施或紧邻其他建筑物无防风设施	11.6 23.3	
库内	冷间有机机械送风装置		17.4
	冷间无机机械送风装置		8.1
地坪下为通风架空		8.1	

对于小型冷库,在计算有隔热层的围护结构的传热系数时,由于非隔热材料及其表面放热系数的热阻同隔热材料的热阻相比是非常小的。为了简化计算,可以忽略不计,即可简化为

$$K = \frac{\delta}{\lambda} \quad (8-3)$$

式中 δ ——隔热材料的厚度 (m)

λ ——隔热材料的导热系数 [$W/(m \cdot K)$]

2. 围护结构的传热面积 A

传热面积是由库房的建筑尺寸决定的,而确定具体尺寸时,应根据各库房所在的位置,围护结构的种类按标准的有关规定进行。

(1) 屋面、地面和外墙的长、宽度 按图 8-16 中 L_1 (外墙的外表面到外墙的外表面)、 L_2 和 L_3 (外墙的外表面到内墙的中心线)、 L_4 (内墙的中心线到内墙的中心线) 计算。

(2) 楼板和内墙的长、宽度 按图 8-16 中 L_5 (外墙的内表面到外墙的内表面)、 L_6 和 L_7 (外墙的内表面到内墙的中心线)、 L_8 (内墙的中心线到内墙的中心线) 计算;

(3) 外墙的高度 地下室按图 8-17 中的 h_1 (地坪上面从室外地坪处到上一层楼板面)、 h_2 (地坪下面从室外地坪处到室内地坪隔热层下表面)、底层按 h_3 (上层楼板面到地坪隔热层下表面)、中间层按 h_4 和 h_5 (该层楼板面到上层楼板面)、顶层按 h_6 和 h_7 (该层楼板面到顶部隔热层上表面) 计算。

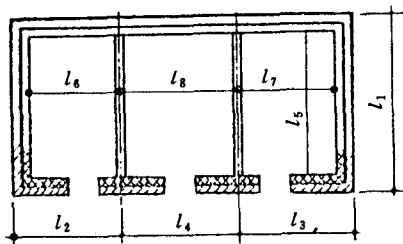


图 8-16 屋面、地面、楼面、
外墙和内墙长、宽度示意图

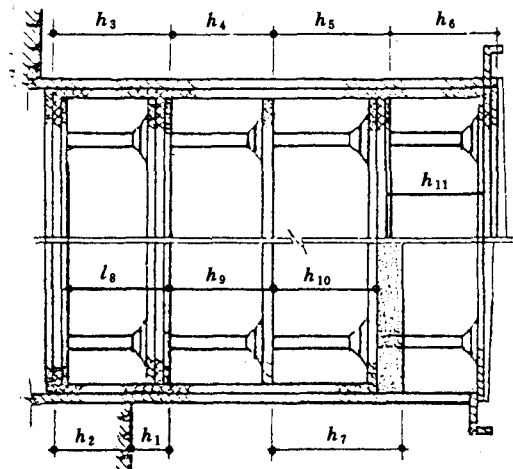


图 8-17 外墙和内墙高度示意图

(4) 内墙高度 地下室、底层和中间层按图 8-17 中的 h_8 和 h_9 (该层地板面或楼面到上层楼板面)、顶层按 h_{10} 和 h_{11} (顶层楼板面到顶部隔热层下表面) 计算。

3. 围护结构两侧温差修正系数 α

由于围护结构形式和所处的位置不同, 受太阳辐射热、风速等的影响也不同, 因此应对室内外温差进行修正。 α 值按表 3-3 选用。

表 8-3 围护结构两侧温差修正系数 α 值

序 号	围 护 结 构 部 位	α
1	$D > 4$ 的外墙	1.05
	冻结间、冻结物冷藏间、 冷却间、冷却物冷藏间	1.10
2	$D > 4$ 相邻有常温房间的外墙	1.00
	冻结间、冻结物冷藏间 冷却间、冷却物冷藏间	1.00
3	$D > 4$ 的冷间顶棚, 其上为通风阁楼, 屋面有隔热层或通风层	1.15
	冻结间、冻结物冷藏间 冷却间、冷却物冷藏间	1.20

续表

序 号	围 护 结 构 部 位	α
4	$D > 4$ 的冷间顶棚, 其上为通风阁楼, 屋面有隔热层或通风层	1.20
	冻结间、冻结物冷藏间	1.30
	冷却间、冷却物冷藏间	
5	$D > 4$ 的无阁楼屋面, 屋面有通风层	1.20
	冻结间、冻结物冷藏间	1.30
	冷却间、冷却物冷藏间	
6	$D \leq 4$ 的外墙, 冻结物冷藏间	1.30
7	$D \leq 4$ 的无阁楼屋面, 冻结物冷藏间	1.60
8	半地下室外侧为土壤时	0.20
9	冷间地面下部无通风等加热设备	0.20
10	冷间地面隔热层下有通风等加热设备	0.60
11	冷间地面隔热层下为通风架空层时	0.70
12	两侧均为冷间时	1.00

注: ①负温穿堂可参照冻结物冷藏间选用 α 值。

②表内未列的室温等于或高于 0°C 的其他冷间可参照各项中冷却间的 α 值选用。

表中 D 为围护结构的热惰性指标, $D = R_1S_1 + R_2S_2 + \dots + R_nS_n$ 。 $S_1S_2\dots S_n$ 为各层材料的蓄热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 可查阅表 8-3。

需指出的是, 当计算外墙、屋面、顶棚、地面下部无通风等加热装置或地面隔热层下为通风架空层时, 其外侧计算温度应采用夏季空气调节日平均温度。当计算内墙和楼面时, 围护结构外侧计算温度应取其邻室的室温; 若邻室为冷却间或冻结间时, 应取该类冷间空库保温温度, 其值为: 冷却间 10°C ; 冻结间 -10°C 。当冷间地面隔热层下没有通风加热装置时, 其外侧温度按 $1\sim 2^{\circ}\text{C}$ 计算。

(二) 货物耗冷量 Q_0

食品在冷却、冻结或贮藏等冷加工过程中, 向库内散发出来的显热、潜热和呼热而引起的耗冷量, 称货物耗冷量, 按下式计算:

$$Q_2 = Q_{2a} + Q_{2b} + Q_{2c} + Q_{2d}$$

$$= \frac{m(h_1 - h_2)}{t} + m \cdot B \frac{(t_1 - t_2)C_b}{t} + \frac{m(q_1 + q_2)}{2} + (m' - m)q_2 \quad (8-4)$$

式中 Q_{2a} ——食品热量 (W)

Q_{2b} ——包装材料和运输工具热量 (W)

Q_{2c} ——货物冷却时的呼吸热量 (W), 仅鲜水果、鲜蔬菜冷藏间计算

Q_{2d} ——货物冷藏时的呼吸热量 (W), 仅鲜水果、鲜蔬菜冷藏间计算

m ——冷间每日进货量 (kg)

h_1 ——货物进入冷间初始温度时的比焓 (J/kg), 按表 8-4 取值

h_2 ——货物在冷间内终止降温时的比焓 (J/kg), 按表 8-4 取值

t ——货物冷却时间 (s)，对于冷藏间取 24h，对冷却间、冻结间取设计冷加工时间

B ——货物包装材料或运载工具质量系数，可按表 8-5 取

C_b ——包装材料或运输工具的比热容 (J/kg·K)

t_1 ——包装材料或运输工具进入冷间进产温度 (°C)

t_2 ——包装材料或运输工具在冷间内终止降温时的温度 (°C)

q_1 ——货物冷却初始温度时的呼吸热量 (W/kg)

q_2 ——货物冷却终止温度时的呼吸热量 (W/kg)

m ——冷却物冷藏间的冷藏量 (kg)

表 8-4

食品的比焓

单位: J/kg

食 品	温 度/°C					
	-18	-15	0	10	20	30
牛肉、家禽	4605	13×10^3	232×10^3	265×10^3	297×10^3	329×10^3
羊 肉	4605	12.6×10^3	224×10^3	255×10^3	287×10^3	318×10^3
猪 肉	4605	12.1×10^3	212×10^3	242×10^3	273×10^3	303×10^3
肉类副产品	5024	13.8×10^3	261×10^3	296×10^3	331×10^3	366×10^3
鱼 类	5164	14.4×10^3	273×10^3	301×10^3	336×10^3	372×10^3
鲜 蛋	4187	10.5×10^3	237×10^3	269×10^3	300×10^3	332×10^3
各类水果及蔬菜			272×10^3	309×10^3	347×10^3	385×10^3

表 8-5

货物包装材料和运输工具质量系数 β

食 品 类 别	质 量 系 数 β
肉类、鱼类、冻蛋类	冷 藏 0.1
	肉类冷却或冻结 (猪单轨叉挡式) 0.1
	肉类冷却或冻结 (猪双轨叉挡式) 0.3
	肉类、鱼类、冻蛋类 (搁架式) 0.3
	肉类、鱼类、冻蛋类 (吊笼式或架子手推车) 0.6
鲜蛋类	0.25
鲜水果	0.25
鲜蔬菜	0.35

冷间每日进货量 m 一般由设计任务书给定或根据冷藏吨位的比率进行计算。可按下列规定取值:

- ①冷却或冻结间应按设计冷加工能力计算。
- ②存放果蔬的冷却物冷藏间按不大于该冷藏吨位 8% 计算。
- ③存放鲜蛋的冷却物冷藏间，应不大于该间冷藏吨位的 5%。

④有从外库调入货物的冷库，其冻结物冷藏间每日进货量应按该库冷藏吨位的5%计算。

⑤无外库调入货物的冷库，其冻结物冷藏间 m 一般按该库每日冻结量计算。

⑥冻结量大的水产冷库，其冻结物冷藏间的 m 可按具体情况确定。

但是小冷库经常是一次进货量较多，以后逐次出库，因此，比率可取至10%~20%左右。

当小型冷库只贮藏肉、鱼、禽和蛋等食品时，可近似地按下式计算：

$$Q_2 = 1.1m \frac{h_1 - h_2}{t} \quad (8-5)$$

式中 1.1——考虑食品包装材料的耗冷系数

(三) 通风换气耗冷量 Q_3

库内贮藏果蔬等食品需要新鲜空气，库内操作人员呼吸也需要新鲜空气，因此，要由室外向库内送入一定的新鲜空气。这样由室外新鲜空气带入库内的热量则构成通风换气耗冷量。通风换气耗冷量 Q_3 按下式计算：

$$Q_3 = \frac{(h_0 - h_i)n \cdot V \rho_a}{24 \times 3600} + \frac{1}{120} n_w \rho_a (h_0 - h_i) \quad (8-6)$$

式中 h_0 ——室外空气的比焓 (J/kg)

h_i ——室内空气的比焓 (J/kg)

V ——冷藏间内净体积 (m^3)

n ——每日换气次数，取2~3次

ρ_a ——冷藏间内空气密度 (kg/m^3)

$\frac{1}{120}$ ——每个操作人员每秒需要的新鲜空气量 (m^3/s)

n_w ——操作人员数量

对于生产车间

$$Q_3 = \frac{1}{120} n_w \rho_a (h_0 - h_i) \quad (8-7)$$

(四) 电动机运行耗冷量 Q_4

冷藏库中有些设备如冷风机、泵等需要电动机拖动。电动机的能量将变成热量，电动机运行耗冷量 Q_4 按下式计算：

$$Q_4 = \sum p \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \quad (8-8)$$

式中 p ——电动机额定功率 (W)

η_1 ——热转化系数，电机在冷间内时取1，电机在冷间外时取0.75

η_2 ——电动机运转时间系数，对冷风机配用电动机取1，对冷间内其他设备配用电机按实际情况取值

(五) 操作耗冷量 Q_5

由库内照明，库内开启换气，操作人员散热引起的耗冷量称为操作耗冷量。

$$Q_5 = Q_{5a} + Q_{5b} + Q_{5c} \quad (8-9)$$

式中 Q_{5a} ——照明热量 (W)

Q_{5b} ——开门热量 (W)

Q_{5c} ——操作人员热量 (W)

照明热量可按下式计算

$$Q_{5a} = q_t A \quad (8-10)$$

式中 A ——冷地板面积 (m^2)

q_t ——每 m^2 地板面积照明热量。每 m^2

地板面积照明热量、冷藏间可取

$1.74 \sim 2.33 W/m^2$ 加工间、包装间

等可取 $5.815 W/m^2$

开门热量可按下式计算:

$$Q_{5b} = \frac{V \cdot n(h_0 - h_i)d\rho_i}{24 \times 3600} \quad (8-11)$$

式中 V ——冷间内净体积 (m^3)

$h_i - h_0$ ——冷间内、外空气的比焓 (J/kg)

d ——空气幕的修正系数, 设空气幕取

0.5, 不设取 1

ρ_i ——冷间内空气密度 (kg/m^3)

n ——每日开门换气次数, 按图 8-18 取; 对小冷库可按表 8-6 取。

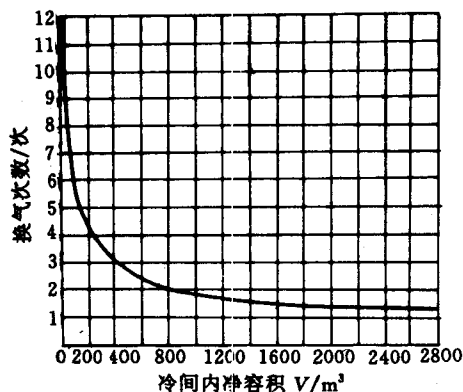


图 8-18 冷间开门换气次数图

表 8-6 小冷库每日开门换气次数表

库房容积/ m^3	20	40	60	80	100	150	200
每日换气次数	16.5	11.5	9.0	7.7	6.8	5.4	4.6

操作人员热量可按下式计算:

$$Q_{5c} = \frac{3}{24} n_w \cdot q_w \quad (8-12)$$

式中 n_w ——操作人员人数, 小冷库 1~2 人

q_w ——操作人员散热量, 库温 $\geq -5^\circ C$, $q_w = 278 W/人$;

库温 $< -5^\circ C$, $q_w = 395 W/人$

$\frac{3}{24}$ ——每日工作 3 人的操作系数

对于冷却间和冻结间, 不计操作热量的负荷。

二、负 荷 计 算

Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 和 Q_5 五部分耗冷量的总和称为冷库耗冷量。但是, 不能作为冷库蒸发器负荷 (又称冷分配设备负荷) 和制冷机的机器负荷 (冷间机械负荷)。因为没有考虑库房各种耗冷量的特性。例如, 围护结构传热引起的耗冷量 Q_3 随季节和昼夜而变化; 货物耗冷量 Q_2 则与货物进入量、季节、食品种类、冷加工方法有关; 各库电动机运转时间

和操作管理的时间也是非同时进行的。因此，某一间库房最大耗冷量出现的时刻，并不一定是制冷系统制冷机负荷最大时刻。还应考虑管路冷损失等。故对于负荷的计算应在耗冷量计算的基础上进行。根据不同情况，进行适当的修正，作为冷库的蒸发器负荷 Q_0 和制冷压缩机的总负荷 Q_j ，分别用以选配库房中蒸发器和制冷机及其他辅助设备。

1. 库房蒸发器负荷（冷分配设备负荷） Q_0

每间冷库应分别按下式计算自己的蒸发器负荷，作为确定库房冷分配冷却面积的依据。

$$Q_0 = Q_1 + pQ_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (8-13)$$

式中 p ——负荷系数，对于冷却间、冻结间取 1.3，冷藏间取 1.0

2. 冷间机械负荷 Q_j

冷间机械负荷 Q_j 应分别根据不同蒸发温度按下式计算，作为选择制冷机的依据。

$$Q_j = (n_1 \Sigma Q_1 + n_2 \Sigma Q_2 + n_3 \Sigma Q_3 + n_4 \Sigma Q_4 + n_5 \Sigma Q_5) R \quad (8-14)$$

式中 n_1 ——围护结构传热量的季节修正系数，一般根据生产旺季出现的月份按表 8-7 取；当全年无明显生产淡季区别时取 1

n_2 ——货物热量的机械负荷折减系数，冷加工间取 1，冷却物冷藏间取 0.3~0.6，冻结物冷藏间取 0.5~0.8

n_3 ——同期换气次数，一般取 0.5~1.0

n_4 ——冷间用的电动机周期运转系数，按表 8-8 取值，冷风机取 1

n_5 ——冷间同期操作系数，按表 8-8 取值，但冷风机取 1

R ——制冷装置和管道等冷损失系数，直接供冷系统 $R=1.07$ ；间接供冷 $R=1.12$

表 8-7 季节修正系数 n_1 值表

纬 度	月份	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	库温 ℃	n_1											
北纬 40°以上	0	-0.70	-0.50	-0.10	0.40	0.70	0.90	1.00	1.00	0.70	0.30	-0.10	-0.50
	-18	-0.02	0.10	0.33	0.64	0.82	0.93	1.00	1.00	0.82	0.58	0.33	0.10
	-23	0.08	0.18	0.40	0.68	0.84	0.94	1.00	1.00	0.84	0.62	0.40	0.18
北纬 35°~40°	0	-0.30	-0.20	0.20	0.50	0.80	0.90	1.00	1.00	0.70	0.50	0.10	-0.20
	-18	0.22	0.29	0.51	0.71	0.89	0.93	1.00	1.00	0.82	0.71	0.38	0.29
	-23	0.30	0.36	0.56	0.74	0.90	0.94	1.00	1.00	0.84	0.74	0.40	0.38
北纬 30°~35°	0	0.10	0.15	0.33	0.53	0.72	0.86	1.00	1.00	0.83	0.62	0.41	0.20
	-18	0.42	0.46	0.56	0.70	0.82	0.90	1.00	1.00	0.88	0.76	0.62	0.48
	-23	0.47	0.51	0.60	0.73	0.84	0.91	1.00	1.00	0.89	0.78	0.65	0.53
北纬 25°~30°	0	0.18	0.23	0.42	0.60	0.80	0.88	1.00	1.00	0.87	0.65	0.45	0.26
	-18	0.49	0.51	0.63	0.76	0.88	0.92	1.00	1.00	0.92	0.78	0.65	0.53
	-23	0.54	0.56	0.67	0.78	0.89	0.93	1.00	1.00	0.92	0.80	0.67	0.57
北纬 25°以下	0	0.44	0.48	0.63	0.79	0.94	0.97	1.00	1.00	0.93	0.81	0.65	0.49
	-18	0.65	0.67	0.77	0.88	0.96	0.98	1.00	1.00	0.96	0.88	0.79	0.69
	-23	0.68	0.70	0.79	0.89	0.96	0.98	1.00	1.00	0.96	0.89	0.81	0.72

表 8-8

冷间总间数	1	2~4	≥5
n_4 或 n_5	1	0.5	0.4

冷库耗冷量的严格计算较为复杂和繁难,为了简化计算,小型冷库可采用计算耗冷量的经验方法。

小型冷库耗冷量的经验计算方法,将耗冷量归纳为库体漏热负荷 Q_1 与使用热负荷 Q_2 两项,并依据长期实践所得数据,总结出不同库内外温差下冷库隔热结构单位面积漏热量 q_1 和小型冷库单位容积使用热负荷 q_2 两个计算表,如表 8-9 和表 8-10 所示。

表 8-9

冷库隔热结构单位面积漏热量

单位: $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$

隔热层厚/mm 聚氨酯硬泡	传热系数/W· ($\text{m}^2 \cdot \text{K}$) $^{-1}$	温差差(环境温度-库内温度)/ $^{\circ}\text{C}$									
		20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
38	0.573	40.8	51.1	60.4	70.8	81.3	91.8	102	112.2	122.6	131.9
50	0.430	30.7	38.4	45.2	53	63	69	76.8	84.1	91.8	99.4
75	0.288	20.4	25.5	30.2	35.2	40.6	45.9	51.1	56	61.2	66.3
100	0.215	15.4	19.4	22.9	26.7	30.4	34.4	38.2	42.2	45.9	49.9
125	0.172	12.4	16.2	18.1	21.3	24.1	27.7	30.7	33.7	36.6	39.8
150	0.143	10.3	12.8	15.1	17.8	20.4	22.9	25.5	27.9	30.5	33.1
一层玻璃	6.458	461	577	682	799	916	1036	1150	1265	1378	1488
二层玻璃	2.631	187	237	279	324	373	422	468	515	568	611
三层玻璃	1.677	119	151	178	206	237	269	298	326	356	389

注:表中数据是用 $\lambda=0.023\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的隔热材料得到的。

表 8-10

小型冷库使用热负荷表

单位: $\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})$

库容积 /m ³	负荷情况	库内外温度差（环境温度－库内温度）/℃										
		1	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
1	轻	8.374	167.5	209.3	251.2	293.1	225	376.8	418.7	460.5	502.4	544.3
	重	11.723	234.6	293.1	352.4	410	469.3	526.8	586.2	645.5	703	762.4
2	轻	5.303	106.1	132.6	159.1	185.4	214.6	232	265.2	291.3	317.5	344.5
	重	8.112	162.2	202.4	243.4	284.4	324.5	364.6	405.6	446.6	486.7	526.8
5	轻	3.908	78.2	97.7	117.2	136.9	156.5	177.9	195.4	214.6	234.3	253.8
	重	6.367	127.3	159.3	191	223.3	254.7	286.1	318.4	349.8	382	413.4
10	轻	3.489	69.8	87.2	104.7	122.1	139.6	157	174.4	191.9	209.3	226.8
	重	5.582	111.6	139.6	167.5	195.4	223.3	251.2	279.1	307	334.9	362.9
20	轻	3.158	63.2	79	94.7	110.6	126.5	142.2	157.9	173.6	189.3	205
	重	5.024	100.5	125.6	150.9	176.2	200.6	225	251.2	275.6	301.8	326.2

续表

库容积 /m ³	负荷情况	库内外温度差 (环境温度—库内温度) /℃										
		1	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
30	轻	3.053	61.1	76.4	91.6	106.9	122.1	137.8	152.6	168.3	183.2	198.9
	重	4.553	91.1	113.7	136.6	159.4	182.3	205	226.8	250.3	273	296.6
50	轻	2.425	48.5	60.7	72.7	85	97	109.2	121.2	133.5	145.7	157.7
	重	4.065	80.9	101.2	121.4	141.7	162.2	182.3	202.4	222.4	242.5	263.4
100	长期贮藏	1.424	28.4	35.6	42.7	49.9	56.9	64	71.2	78.5	85.5	92.5
200	同上	0.893	17.8	22.3	26.9	31.2	35.8	40.1	44.7	49.2	53.6	58.1
500	同上	0.548	11	13.8	16.4	19.2	22	24.6	27.4	30.2	32.8	35.6
1000	同上	0.502	10.1	12.6	15.2	17.6	20.1	22.7	25.1	27.7	30.2	32.6
2000	同上	0.494	9.9	12.4	14.8	17.3	19.7	22.2	24.8	27.2	29.7	32.1

隔热材料的种类与厚度不同,在相同温差下单位面积的漏热量也不同。表 8-9 给出的是硬泡聚氨酯在不同厚度和不同温差下的单位面积漏热量值。选用其他隔热材料时,只要它的导热热阻 ($\gamma_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1}$) 与某一厚度下硬泡聚氨酯的导热热阻 ($\gamma_0 = \frac{\delta_0}{\lambda_0}$) 相同,则仍可近似套用该厚度 (δ_0) 下表 8-9 中的数据。反之,也可从 $\frac{\delta_1}{\lambda_1} = \frac{\delta_0}{\lambda_0}$ 推出选用其他隔热材料时所需的相应厚度: $\delta_1 = \frac{\lambda_1}{\lambda_0} \cdot \delta_0$ 。例如:当选用 $\lambda_1 = 0.058 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的颗粒软木作隔热层时,若其单位面积漏热量需与 $\delta_0 = 50 \text{mm}$ 、 $\lambda_0 = 0.023 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 的硬泡聚氨酯相同,则软木层的厚度应为 $\delta_1 = \frac{0.058}{0.023} \times 50 = 126.1 \text{mm}$ 。由此可知,126mm 厚的软木层隔热材料的单位面积漏热量可套用表 8-9 中 50mm 厚的对应数值,其他与此类推。

根据冷库所在地环境温度和库内设计温度之差 Δt ,以及选定的隔热材料厚度或冷库的有效容积 V ,便可分别从表 8-9 和表 8-10 中查出对应的 q_1 和 q_2 ,若冷库库体六面的外表面积为 S_1 (m^2),则库体的漏热负荷为

$$Q_1 = q_1 \cdot S_1 \quad (\text{kJ/h}) \quad (8-15)$$

冷库的使用热负荷为

$$Q_2 = q_2 \cdot V \quad (\text{kJ/h}) \quad (8-16)$$

冷库的总耗冷量应加上 10% 的余量则

$$Q_0 = 1.1(Q_1 + Q_2) \quad (\text{kJ/h}) \quad (8-17)$$

三、制冷设备的选配

小型冷库的制冷设备主要是指压缩机、蒸发器和冷凝器及其他辅助设备。这里只介绍小型冷库选用制冷设备的一些原则及选配计算。

1. 小型冷库制冷设备的选用原则

压缩机类型很多,构造形式也不同。小型冷库通常压缩比大于 4,因此,选用往复式

制冷压缩机为宜。小型冷库的蒸发器就是冷库的冷分配设备。

低温冷藏间内贮藏冻结商品,无需急剧降低商品温度,同时为了减少商品的干耗,低温冷藏间宜采用空气自然对流冷却方式。通常采用顶、墙排管式。小型冷库冷间的容积小,内净高度低,一般采用单列蛇形墙、顶排管、以提高库内的容积利用系数和便于库内操作。但有些小型冷库往往也贮藏少量未经冻结的商品,这样就不宜布置顶排管,以免进货时库内温度升高而使顶排管结露滴水。国外由于冷库贮藏包装商品,因此,国外小型冷库几乎普遍采用冷风机。但要注意,采用冷风机将使未包装商品的干耗增大,而且还影响商品的外观与质量,因而对未加包装的商品,冷库不宜选用冷风机。

但是,贮藏鲜蛋、果蔬和新鲜肉食品的冷间通常是采用冷风机进行冷却,以便使库内商品降温较快,使库内商品质量较好。小型冷库的面积很小,一般不设风道。但需注意保持一定的出口风速,使冷空气的射程达到冷间的另一端,不致形成部分区域的死角。

无冻结间的小型冷库的冻结设备大多采用搁架排管,对鱼、虾、禽、猪副产品进行冻结加工。有些小型冷库中,设有冻结间,其冷分配设备一般都采用冷风机。

小型冷库通常选用壳管式冷凝器,一般与冷却塔组成循环水冷却系统。在水源短缺地区, R12 制冷系统常采用风冷式冷凝器。

冷间冷却设备的融霜方式取决于冷间冷却方式。对于以冷却排管作为蒸发器的系统,多采用热制冷剂气体融霜。而水融霜方式适用于冷风机。且水融霜比热工质气体融霜效率高得多,操作也比较简单,易实现自动控制,所以被广泛采用。

2. 制冷设备的选配计算

(1) 压缩机制冷量的确定 冷库具有一定的保温性能,因此冷库制冷系统的压缩机不必连续运转不停,而是作间歇性运转。这有利于节能和延长压缩机的使用寿命。为保证压缩机运转时冷库具有一定的降温速度,选配的压缩机的制冷量 Q_1 应大于冷库的总耗冷量 Q_0 。但大得太多和太少都不好,而应使压缩机具有适当的运转率 R 。依据冷库的总耗冷量 Q_0 和选定的运转率 R , 压缩机的制冷量可用下式确定

$$Q_1 = \frac{Q_0}{R} \quad (\text{W}) \quad (8-18)$$

压缩机的运转率,对小型冷库可取 0.7 左右。

(2) 蒸发器传热面积的确定 依据压缩机的制冷量 Q_1 , 蒸发器的传热系数 K_2 和传热计算温差 Δt_2 , 蒸发器的传热面积 S_2 可由下式确定:

$$S_2 = \frac{Q_1}{K_2 \Delta t_2} \quad (\text{m}^2) \quad (8-19)$$

式中 Δt_2 通常取 10K 氟利昂系统蒸发器传热系数 K_2 的经验数值是: 自然对流时, 翅片管的蒸发盘管 $K_2 = 4 \sim 6.4$ [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] 光管的蒸发盘管 $K_2 = 8 \sim 11.6$ [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] 冷风机使空气强迫流动时, $K_2 = 17 \sim 35$ [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]。

蒸发器的传热面积确定后,依据选定的蒸发盘管的管径 d ,可按式计算蒸发管的总长

$$L_2 = \frac{S_2}{\pi d} \quad (\text{m}) \quad (8-20)$$

(3) 冷凝器传热面积的确定

①冷凝器的热负荷 依据压缩机的制冷量和冷凝器的热负荷系数 φ ，可用下式计算冷凝器的热负荷：

$$Q_k = \varphi Q_j \quad (\text{W}) \quad (8-21)$$

式中负荷系数 φ 对氟利昂系统可在图 8-19 中查取。小型冷库的氟利昂系统 Q 值可取 1.3~1.65。

②冷凝器的传热面积 依据冷凝器的热负荷 Q_k ，传热系数 k_L 和传热计算温差 Δt_w ，冷凝器的传热面积可由下式确定：

$$S_k = \frac{Q_k}{k_L \cdot \Delta t_w} \quad (\text{m}^2) \quad (8-22)$$

对于小型氟利昂系统，卧式壳管式（翅片管）水冷式冷凝器 K_L 取 160~350 [W/(m²·K)]， Δt_w 取 5K；风冷式冷凝器 K_L 取 24~28 [W/(m²·K)]， Δt_w 取 8~12K。

③水冷式冷凝器的冷却水量 依据冷凝器的热负荷 Q_k ，冷却水量可按下式计算

$$m = \frac{Q_k}{c \cdot \Delta t_w} \quad (\text{kg/s}) \quad (8-23)$$

式中 c 为冷却水比热，取 $c=4187\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ Δt_w 为冷凝器进出水温差，卧式壳管式取 $\Delta t_w=4\sim 6\text{K}$ ，套管式取 $\Delta t_w=3\text{K}$ 。

或者，按冷凝器单位面积的冷却水用量 m_1 [t/(m²·h)] 计算：

$$m = m_1 S_k \quad (\text{t/h}) \quad (8-24)$$

卧式壳管式 $m=0.5\sim 0.9\text{t}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ ；套管式 $m=0.43\text{t}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 。

依据冷凝器的冷却水量，可选配冷却水泵和冷却塔。为安全计，冷却水泵和冷却塔的水流量应比冷凝器冷却水量的计算值加大 10%。

例 某单位拟建风冷式生活服务性小冷库，库体外形尺寸（长×宽×高）为 6m×4m×3m，库体外墙厚 200mm，库顶厚 150mm，库体六面内侧均采用导热系数 $\lambda=0.023\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ，厚 50mm 的硬泡聚氨酯作隔热防潮层，库底在隔热层上铺混凝土层厚 100mm，库壁和库顶在隔热层外挂铁丝抹灰厚 20mm，库外环境温度为 32℃，库内设计温度最低达 -18℃，采用氟利昂 12 制冷系统。试计算此冷库的总耗冷量，并对压缩机、蒸发器、冷凝器等作选择计算。

解：

(1) 库体外表面 S_1 和库内体积

$$S_1 = (6 \times 4 + 4 \times 3 + 3 \times 6) \times 2 = 108(\text{m}^2)$$

$$\begin{aligned} V &= (6 - 2 \times 0.27) \times (4 - 2 \times 0.27) \times (3 - 0.22) \\ &= 52.5(\text{m}^3) \end{aligned}$$

(2) 库体漏热负荷

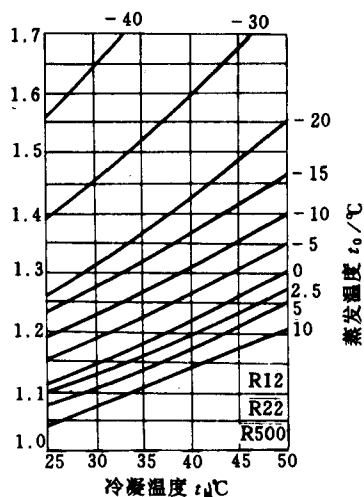


图 8-19 冷凝器热负荷系数（氟里昂系统）

由库内外温差 $\Delta t = 32 - (-18) = 50^\circ\text{C}$ 和聚氨酯硬泡隔热层厚 50mm, 查表 8-9 得 $q_1 = 76.8 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 由式 (8-15)

$$Q_1 = q_1 S_1 = 76.8 \times 108 = 8294.4 (\text{kJ}/\text{h})$$

(3) 使用热负荷

由 $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ 和 $V = 52.5 \text{ m}^3$ 查表 8-10, 取库体积为 50 m^3 、重负荷时值得 $q_2 = 202.4 \text{ kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{h})$, 由式 (8-16)

$$Q = q_2 v = 202.4 \times 52.5 = 10626 \text{ kJ}/\text{h}$$

(4) 库总耗冷量

由式 (8-17)

$$Q_0 = 1.1(Q_1 + Q_2) = 1.1 \times (8294.4 + 10626) = 20812 \text{ kJ}/\text{h}$$

(5) 压缩机和制冷量

取压缩机运转率 $R = 0.7$ 由式 (8-18)

$$Q_j = \frac{Q_0}{R} = \frac{20812}{0.7} = 29732 (\text{kJ}/\text{h}) = 8260 \text{ W}$$

(6) 蒸发器的传热面积

取冷风机蒸发器 $K_2 = 35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, $\Delta t_2 = 10 \text{ K}$ 由式 (8-19)

$$S_2 = \frac{Q_j}{K_2 \cdot \Delta t_2} = \frac{8260}{35 \times 10} = 23.6 \text{ m}^2$$

(7) 冷凝器的热负荷

蒸发器用于冷却空气, 蒸发温度 $t_0 = -18 - 10 = -28^\circ\text{C}$ 。

风冷冷凝器的冷凝温度 $t_{k1} = 32 + 15 = 47^\circ\text{C}$, 查图 8-19 得 $\varphi_1 = 1.65$ 由式 (8-21) 风冷冷凝器的热负荷为

$$Q_{k1} = \varphi_1 Q_j = 1.65 \times 8260 = 13600 (\text{W})$$

若采用水冷冷凝器, 设冷却水进水温度为 28°C , 进出水温差取 4°C , 则出水温度 t_2 为 32°C , 冷却水进出水平均温度 t_p 为 $\frac{28+32}{2} = 30^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_k = t_p + 7^\circ\text{C} = 37^\circ\text{C}$ 。查图 8-19 得 $\varphi = 1.5$, 由式 (8-21), 水冷冷凝器的热负荷为

$$Q_{k2} = \varphi_2 \cdot Q_j = 1.5 \times 8260 = 12400 (\text{kW})$$

(8) 冷凝器的传热面积

风冷冷凝器取 $K_{L1} = 28 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ $\Delta t_{11} = 12 \text{ K}$ 由式 (8-22), 风冷冷凝器的传热面积为

$$S_{k1} = \frac{Q_{k1}}{K_{L1} \cdot \Delta t_{11}} = \frac{13600}{28 \times 12} = 40.5 (\text{m}^2)$$

水冷冷凝器取 $K_{L2} = 300 [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ $\Delta t_{12} = 5 \text{ K}$, 由式 (8-22), 水冷冷凝器的传热面积为

$$S_{K2} = \frac{Q_{k2}}{K_{L2} \cdot \Delta t_{12}} = \frac{12400}{300 \times 5} = 8.3 (\text{m}^2)$$

(9) 水冷冷凝器的冷却水量

取冷凝器单位面积的冷却水量 $m = 0.7 \text{ t}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$, 则

q_m = mS_{K2} = 0.7 \times 8.3 = 5.81(t/h)

配用的冷却水泵和冷却塔水流量为

q'_m = 1.1q_m = 1.1 \times 5.81 = 6.4(t/h)

第五节 氟利昂小型冷库实例

使用氟利昂制冷系统的冷库，称为氟利昂冷库。氟利昂尽管具有毒性小，无燃烧爆炸危险，但由于价格贵，而使氟利昂系统多在库容量为 100t 以下的小型冷库中使用。本节通过对氟利昂小型冷库实例的介绍，从而了解氟利昂冷库的一些特点。

一、20t 氟利昂冷库

1. 冷库的组成及平面布置

冷库的组成取决于它的服务对象和性质。该库的用途主要是为饭店食品冷藏服务。所以除冷藏间外，尚需设有冻结间一个，水果库一间，从而形成了一个小型的综合性冷库。

冷库的平面布置见图 8-20 所示。

库温分别为：冻结间-23℃，鱼类、肉类冻结物冷藏间-18℃，水果蔬菜冷却物冷藏间 0℃，穿堂 5℃。

2. 压缩机和冷分配设备的配备

压缩机的选配应能满足生产的需要，再根据计算所得的机械负荷及冷凝温度，蒸发温度等选配压缩机。

该冷库的机械负荷为 14kW 选用 4FS₇B 半封闭高速多缸制冷压缩冷凝机组两台。在蒸发温度-30℃，冷凝温度 40℃时，每台制冷能力为 7.22kW。

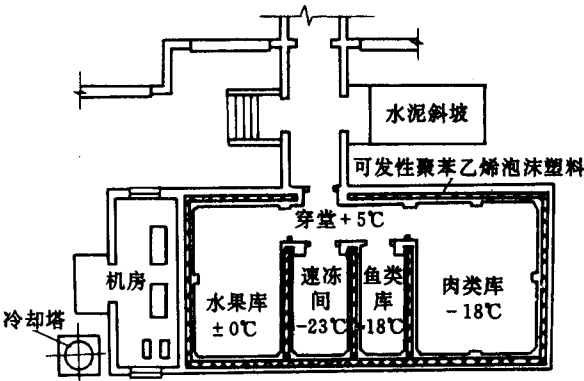


图 8-20 冷库的平面布置

本冷库的冷分配设备的选用及供液方式列入表 8-11 中。

表 8-11 冷间冷分配设备及供液方式			
冷间名称	冷间冷却设备	供液方式	说明
冻结间 -23℃	φ38mm×2.25mm 和 φ57mm×3.5mm 无缝钢管，搁架排管，库内设有轴流风机	由分液器供液，上部供液，下部回气、回油	为了加速冻结速度，库内设置轴流风机，进行强迫对流
肉库、鱼库 -18℃	φ38mm×2.25mm 无缝钢管，盘管式墙管、顶排管	上部供液，下部回气、回油	因是无包装食品，为了减少干耗，而采用墙、顶排管
水果、蔬菜库 0℃	φ38mm×2.25mm 无缝钢管，盘管式墙管	上部供液、下部回气、回油	

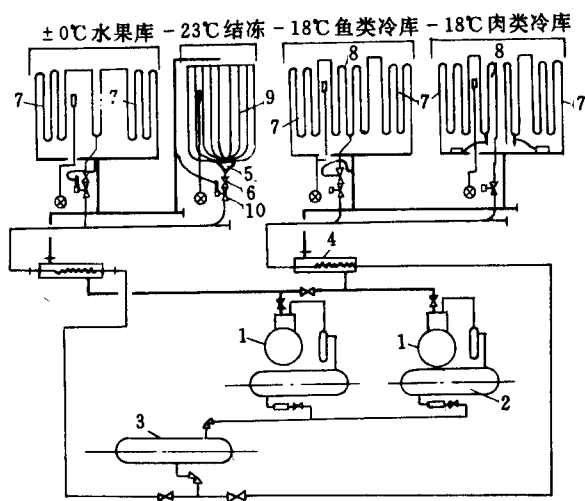


图 8-21 制冷系统原理图

- 1—制冷压缩机 2—冷凝器 3—贮液器
4—回热器 5—热力膨胀阀 6—分液器
7—墙排管 8—顶排管 9—搁架排管 10—电磁阀

有一个库的库温降到该库要求的库温时，电接点温度计随即发出信号给电磁阀，电磁阀即关闭，停止向该库供液。当四库均已达到库温要求时，四个库的电磁阀相继关闭，而同时压缩冷凝机组也接到了信号停车。只要四个库中任意一个库的库温回升，电接点温度计触点闭合，随即使该库的电磁阀开启，同时压缩冷凝机组也接到信号，即启动并继续运行。这样周而复始，使各库温度自动地长期保持恒定。

二、100t 氟利昂冷库

1. 冷库的组成及平面布置

本冷库由冻结间、冻结物冷藏间、冷却物冷藏间、穿堂、机房、值班室、公路站台等组成。平面布置如图 8-22 所示。冻结物冷藏间的库容量 100t 分成两间，并配有 8t 的一间冷却物冷藏间，专门用以贮藏鲜蛋、水果等。

库温分别为：冻结间 -20°C ，冻结物冷藏间 -15°C ，冷却物冷藏间 $0\sim 5^{\circ}\text{C}$ 。

2. 压缩机和冷分配设备

冷库机械负荷为 23.18kW。选四套 2F10 型压缩冷凝机组，每台机组的制冷能力为 5.93kW。

本库配备的冷分配设备，冻结物冷藏间和冷却物冷藏间都采用了墙排管或顶排管，冻结

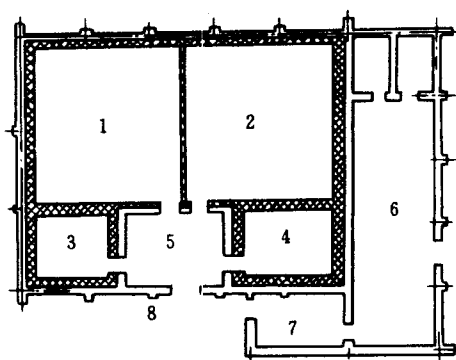


图 8-22 冷库平面布置图

- 1、2—— -15°C 冻结物冷藏间
3—高温库 4—冻结间 5—穿堂
6—机房 7—值班室 8—公路站台

间采用搁架式排管和顶排管，并配了轴流风机，详见表 8-12。

表 8-12 库内冷分配设备

冷间名称	排管形式	Q_E /kW	排管面积		管径 /mm	管长 /m	每 m ² 库房面积与冷却 设备表面之比
			计算	实配			
冻结间	搁架	7.56	42	45	$d38$	377	1 : 4.04
	顶排管	7.56	53.6	56.8	$d32$	565	1 : 4.04
冻结物冷藏间和冷却物冷藏间	顶排管	8.61	122	132.5	$d32$	1320	1 : 0.885
	墙排管	1.89	6.2	8.5	$d32$	85	1 : 0.45

3. 制冷系统

为了便于润滑油及时从冷分配设备中返回压缩机曲轴箱，采取一个压缩冷凝机组配一个库的冷分配设备或配几组冷分配设备，使每一个压缩冷凝机组成独立系统，这样既有利于回油，又便于实现自动控制，且易于使冷分配设备的供液均匀。

图 8-23 为本库的制冷系统原理图，可以看出，该系统以单独系统为主，辅以调节站将各单独系统沟通，以便在负荷较低或某个机组故障时进行调度。主要设备列入表 8-13 中。

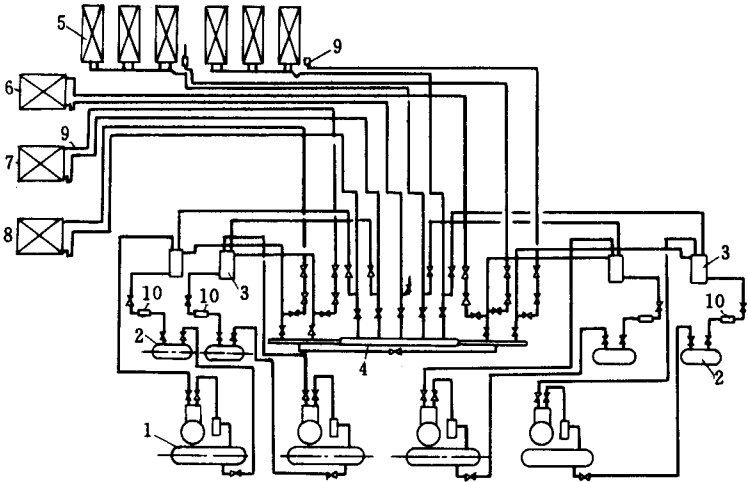


图 8-23 冷库制冷系统原理图

1—冷凝机组 2—贮液器 3—回热器 4—调节站 5、7—顶排管
6—墙排管 8—搁架排管 9—分液器 10—干燥过滤器

表 8-13

主要设备表

设备编号	设备名称	型 号 规 格	单 位	数 量
1	冷凝机组	2F10 压缩冷凝机组	台	4
2	贮液器	$\phi 400\text{mm} \times 1200\text{mm}$ $V=0.15\text{m}^3$	只	4
3	回热器	$\phi 250\text{mm} \times 350\text{mm}$ $A=0.2\text{m}^2$	只	4
4	调节站		组	1
5	顶排管	$\phi 32\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 220m	组	6
6	墙排管	$\phi 32\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 85m	组	1
7	顶排管	$\phi 32\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 565m	组	1
8	搁架排管	$\phi 38\text{mm} \times 2.5\text{mm}$ 377m	组	1
9	分液器	5、6、10 路	只	4
10	干燥过滤器	Dg16	只	4

三、氟利昂冷库的特点

通过以上两个实例，可看出氟利昂冷库具有以下一些独特之处：

(1) 由于氟利昂（如 R12）与润滑油互相溶解，润滑油随着氟利昂的流动，将遍及所有的设备和管道。因此，氟利昂小型冷库的回油是关键的问题，应从设备布置，管道配置及供液方式等方面采取相应的措施。

(2) 氟利昂几乎不溶于水，在 $t_0 < 0^\circ\text{C}$ 的制冷系统中，水分的存在将在节流阀处结冰，形成冰塞，破坏制冷系统的正常运行。同时，由于水分的存在，还会加速设备、管道的腐蚀作用，因此，在上述各种系统的节流阀前都加装干燥过滤器。

(3) 氟利昂小型冷库的制冷系统大部分采用热力式膨胀阀控制的直接膨胀供液。同时，系统的供液方式要满足回油和供液均匀的要求，因此，多采用有利于回油的上进下出供液方式，并辅以分液或在配管上采取措施以改进供液。

(4) 对于 R12 的制冷系统采用回热循环。

(5) 若采用直接供冷方式时，库房内的冷分配设备均为干式蒸发器，选用的排管面积稍大些，以便使氟利昂制冷剂过热。

第六节 其他形式的冷库

一、装 配 库

这种库的库体由工厂制造好一系列库体板、侧板、顶板和角板组装而成。如图 8-24 所示，根据用户的需要，它可迅速地组合成不同尺寸，不同的库间位置，不同类别的冷库（高温度、低温度、气调库）。因此装配式冷库广泛适用于各企、事业单位食品的冷冻、冷藏之用。

装配式冷库与其他冷库相比，具有如下特点：

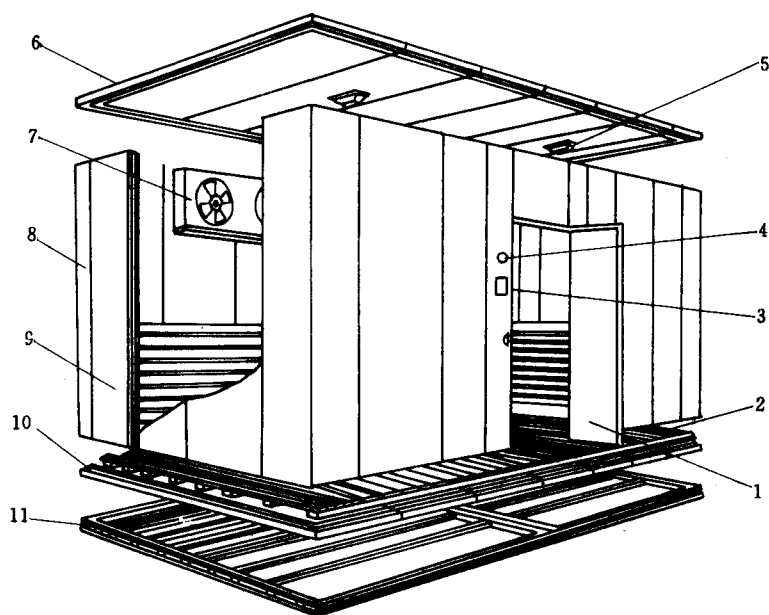


图 8-24 装配式冷库结构图

1—门板 2—脚踏板 3—灯开关 4—温度计 5—防水灯 6—天棚板
7—风扇蒸发器 8—角板 9—侧板 10—地板 11—托架

(1) 库板（夹芯隔热板）在工厂里批量生产，可使冷库组装周期短，投产使用见效快。

(2) 结构简单，能反复拆卸，运输方便，便于移动，很适宜于库址不定，需迁移的单位使用。

(3) 库板采用先进专用设备制造成型，加工精度高，库板相互间采用偏心钩联结，库板拼装后板缝均匀，涂以密封胶后密封性良好。

(4) 库板采用硬质聚氨酯泡沫板芯或膨胀的聚苯乙烯泡沫塑料板芯，面板材料常采用 0.5~1.0mm 厚的镀锌钢板、不锈钢板、涂塑钢板或合金铝板等。因此，库板的保温性能良好。同时也具有很好的防火性能和防水性能。

(5) 装配式冷库外形美观、大方。

(6) 库体质量轻。

库容在 10~600m³ 的装配式冷库，目前国内厂家已有标准规格产品。冷库内温度 5~-18℃。配有全套制冷机组，冷风机和照明灯具，制冷系统配有完善的自动控制装置，可以自动调整库内温度，自动开停制冷机组，自动除霜并配有各项自动保护装置，操作简便而且可靠。

库内蒸发器常采用墙排管、顶排管、货架排管、冷风机等形式、制冷剂一般为 R12。机组所配的冷凝器，库容在 80m³ 以下的采用风冷，库容在 80m³ 以上的采用风冷或水冷两种冷却方式。因此特别适于在边远缺水地区使用。

装配式冷库的形式很多,图 8-25 为立式和卧式装配式冷库的外形,其外部箱体为制冷压缩机组,除此之外,制冷系统可安装在冷藏库顶上,附在冷藏库上,见图 8-26。小型装配式冷库还可以采用制冷系统总成式,即制冷机组与冷风机集于一体,可在库的顶板或侧板开洞,将冷风机部分嵌入洞内即可。

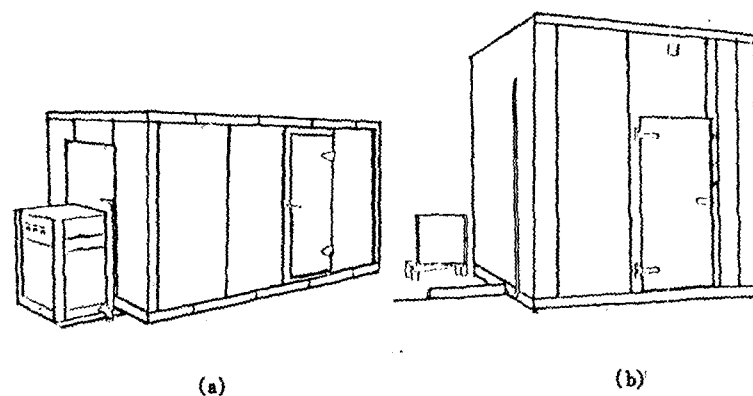


图 8-25 装配式冷库 (远离式机组)

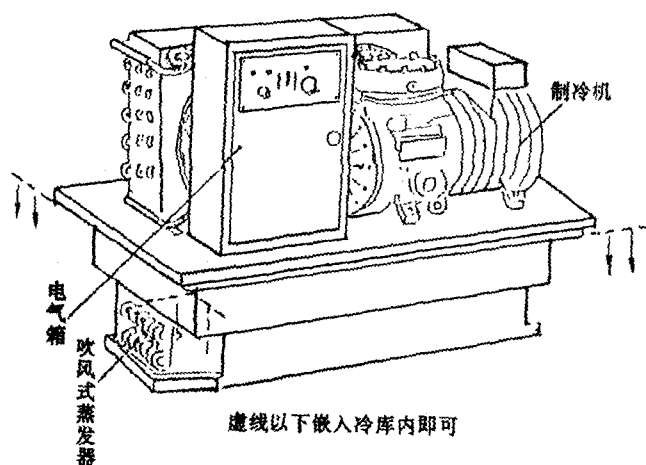


图 8-26 冷藏库组合图

装配式冷库可按库板的幅度的模数做任意拼装,一般可在横跨 6m 以内,库板宽度的倍数为库的长度。库板宽度为 0.9m、1.0m、1.2m 等。库的高度可在 6m 以下。这种库板的长度超过 6m,则强度减低或出现变形,见图 8-27 所示。在图 8-25 (a) 中冷藏库的容积可以按库板的宽度任意拼装。图 8-25 (b) 中所示为装配式冷库的库板聚苯乙烯连接方式。

装配式冷藏库的制冷压缩机多为半封闭和全封闭式。开启式压缩机用于制冷量在 4650~6970W 的设备中。

由于生产线设备价格昂贵,目前装配式冷库的造价尚偏高。

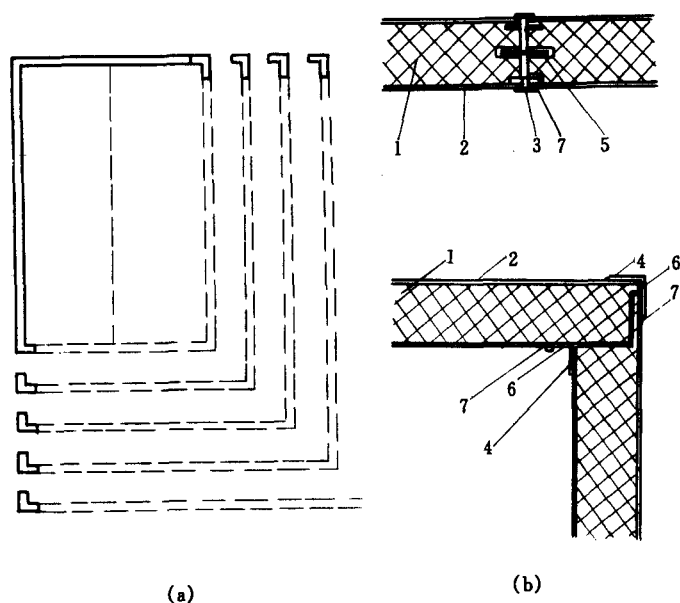


图 8-27 库板拼装

(a) 库板拼装 (b) 连接方式

1—聚苯乙烯板 2—彩塑钢板 3—抽芯铆钉 4—工字铝条 5—插板 6—铝角形条 7—密封胶

二、气调库

气调库用于较长期储存某些新鲜果、蔬。60年代前，所谓气调库主要是靠果实本身呼吸来降氧，用硝石灰等来脱除库内过多的二氧化碳气体。60年代后，出现机械式气调库。

机械式气调库以制冷设备保持食品储存所需的低温，以气调设备人工控制冷间内的气体成分。通过配备有降温、控湿和降氧、吸收二氧化碳等设备以及控制监测各种气体成分的仪器、仪表，使库内保持一定的低温、低氧，适宜的二氧化碳浓度和一定的湿度，及时控制和排除库内的有害气体（乙烯和其他挥发性气体），降低水果、蔬菜的呼吸强度，减少其水分蒸发，抑制乙烯的生物化学作用和催熟作用，使果、蔬的鲜度保持更长的时间。

图 8-28 为洗涤式气调库，它通过充入适量的惰性气体，降低氧的含量，再使库内回风通过洗涤设备（如生石灰箱），洗涤其中过量的二氧化碳，降低其含量，使库内空气的氧的含量约为 2%~3%，二氧化碳的含量约为 1%~1.5%，则可大大降低果蔬的呼吸率并增长果蔬的贮存期。

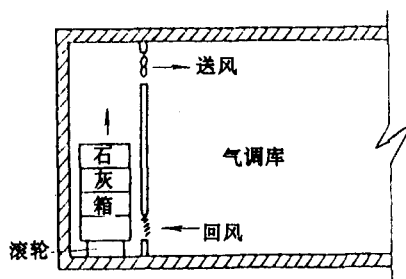


图 8-28 洗涤式气调库

三、夹套库

夹套库主要用于减少食品冷藏期间的干耗和

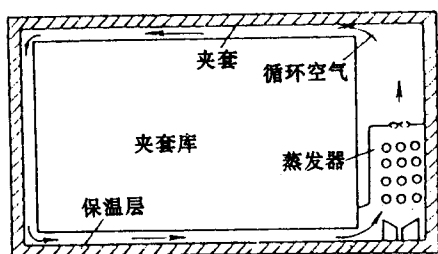


图 8-29 夹套库

保持库内温、湿度稳定。

夹套库与一般冷库主要不同点在于内墙与隔热层之间增加了一个内夹套结构, 见图 8-29。由设在冷间外的冷风机将冷风送入夹套中不断循环, 将外部围护结构传入的热量带走, 使热量难以侵入库内, 因此库内温度均匀、稳定, 而且食品干耗小, 当库温为 -18°C 时, 普通冷藏库为 2% 左右, 而夹套库只有 0.5%~0.7%。适宜用来冷藏非包装的鱼、肉、水果和蔬菜, 可以有效地防

止食品表面干裂和皱缩等变质现象。

夹套库的造价比普通冷藏库高 10%~15%, 电耗较一般排管式冷藏库增加 10%。

思 考 题

1. 制冷系统的什么设备在什么情况下需要除霜? 除霜有哪些方法? 试述热氨除霜操作的过程。

2. 土建库隔热、防潮、防冷桥及地坪防冻胀等应注意什么问题? 常用的隔热防潮材料有哪些?

3. 装配式冷库与其他小型冷库相比, 具有什么特点?

4. 气调库、洗涤式气调库及夹套库各有什么特点?

5. 小型冷库多采用何种供冷系统, 特点如何?

6. 小型冷库冷间的冷却方式有哪些种类? 有何特点?

7. 冷库的耗冷量主要由哪几部分组成?

8. 试述小型冷库制冷设备的选用原则。

9. 某风冷式冷库, 库体传热面积 $S=46\text{m}^2$, 库内容积 $V=20\text{m}^3$, 库温设计最低温度 -12°C , 库外环境温度 32°C , 库体采用导热系数为 $\lambda=0.023\text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$ 厚 50mm 的硬泡聚氨酯作隔热防潮层, 采用 R12 制冷机组。试计算:

①总耗冷量; ②压缩机所需制冷量; ③蒸发器的传热面积 (设定冷风机蒸发器 $K_2=35\text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ 传热计算温差 $\Delta t_2=10\text{K}$); ④风冷式冷凝器的热负荷; ⑤水冷式冷凝器的热负荷 (设定冷却水进出水温度为 $32/37^{\circ}\text{C}$ 。且 $t_k-t_p=7^{\circ}\text{C}$); ⑥风冷式冷凝器的传热面积 (设冷凝器 $K_1=28\text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$, 传热计算温差 $\Delta t_2=12\text{K}$); ⑦水冷式冷凝器的传热面积 (设冷凝器 $K_1=300\text{ [W/(m}^2\cdot\text{K)]}$ $\Delta t_2=5\text{K}$); ⑧水冷式冷凝器的冷却水量及配用的水泵和冷却塔所需流量。

第九章 冷水机组

冷水机组是制造低温冷冻水的设备，广泛应用于中央空调的制冷系统。

冷水机组主要包括制冷压缩机、冷凝器、干燥过滤器、膨胀阀、蒸发器等主要部件，还有相应的自动控制元件和电器控制柜等。冷凝器多数为水冷式。为使冷却水回收重复使用，要配置冷却水塔和冷却水泵。为防止制冷剂泄漏，制冷剂只是在冷水机组内循环。冷水机组通过制冷剂在蒸发器中蒸发，吸收水的热量从而产生出 5~12℃ 左右的冷冻水。冷冻水通过空气处理装置（热交换器）产生出空调所需要的冷风。

冷水机组主要根据制冷压缩机及组合形式的不同，有活塞式、螺杆式、离心式、模块式等等的形式。下面分别介绍它们的主要结构、技术性能、适用范围、主要优缺点等等。

第一节 活塞式冷水机组

冷水机组中以活塞式压缩机为主机的称为活塞式冷水机组。活塞式冷水机组的压缩机、水冷式的冷凝器、节流装置、蒸发器等部件已安装在一个机座上，其连接管路已在制造厂完成了装配。用户主要根据制冷量的要求，选购不同型号的活塞式冷水机组后，只要在现场连接电气线路及外接水管（包括冷却水进出管和冷冻水进出水管），对冻冷水管作保温包扎处理，即可投入运转。

活塞式冷水机组具有操作简单、结构紧凑、安装快、有很多种制冷量的机组可供选择等优点。另外，活塞式压缩机的易损零件如活塞环，活塞缸套等等形状简单，加工和更换都比较容易，是属于一种维修比较方便的机型。因此，它广泛应用于银行、舞厅、酒楼等中央空调制冷系统。对制冷量要求不太大的中小型制冷系统，采用活塞式冷水机组尤为合适。

一、开启式压缩机的冷水机组

图 9-1 为国产 FJI-30 冷水机组外形图，FJI-30 冷水机组使用 R22 为制冷剂，空调工况制冷量为 341.9kW。电动机与压缩机靠联轴器连接，有轴密封机构。主机为 6FW12.5 型压缩机，装有能量调节机构，制冷量可按 1/3、2/3、1 三档来进行调节。调节能量是通过油压分配器、油压缸、电磁阀等零部件来实施。有手动调节和温控调节两种操作方法。

为了保证压缩机安全和经济运行，冷水机组装有高低压力保护和油压差保护的继电器。压缩机的排气口与吸气口之间装有旁通安全阀，当排气压力超过旁通安全阀的调定值时，旁通安全阀自动跳动，使高压侧的气体流入低压侧，保护压缩机不会因过载而损坏。该冷水机组还设有防冻结的超低温保护继电器和断水保护继电器。当蒸发器的出水

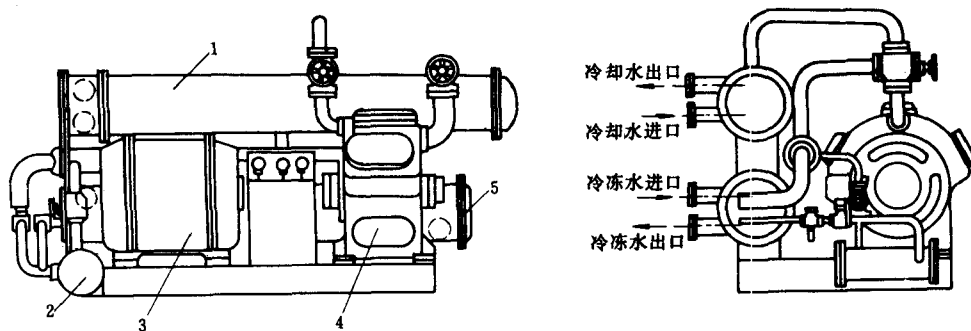


图 9-1 FJZ-30 冷水机组外形

1—冷凝器 2—气液热交换器 3—电动机 4—压缩机 5—蒸发器

温度太低或冷冻水流量不够时，会自动停机。

图 9-2 为 FJZ-30 冷水机组系统。

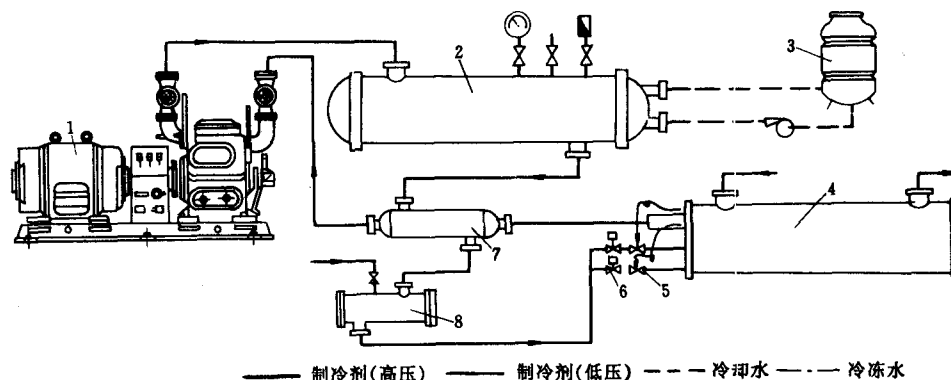


图 9-2 FJZ-30 冷水机组系统

1—压缩机组 2—冷凝器 3—冷却水塔 4—干式蒸发器 5—热力膨胀阀 6—电磁阀
7—气液热交换器 8—干燥过滤器

该系统设有气液热交换器 7，利用从蒸发器出来的温度还算是比较低的制冷剂蒸气降低从冷凝器出来的液态制冷剂的温度，目的是防止压缩机液击和提高制冷效果。

蒸发器采用紫铜管，R22 制冷剂在管内汽化，水在管外被冷却。这种蒸发器要求充注的制冷剂最少，而且没有蒸发器管组被冻裂的危险。

表 9-1 是部分国产活塞式冷水机组主要技术参数

表 9-1

部分国产活塞式冷水机组主要技术参数

机组型号	FJZ-15	FJZ-30	FJZ-40A	LS-200	LS-250	JZS-4F10
制冷剂	R22	R22	R22	R22	R22	R12
制冷量/kW	174.4	341.9	455.8	215.1	290.7	65.1

续表

机组型号		FJZ-15	FJZ-30	FJZ-40A	LS-200	LS-250	JZS-4F10
压缩机	型号	4V12.5	6W12.5	8S12.5	6FW10	8FS10	4F10
	配用电动机功率/kW	40	95	115	55	75	22
	电源	380V, 50Hz					
冷冻水	进口温度/℃	12	12	12	12	12	
	出口温度/℃	7	7	7	7	7	
	流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	30	60	78	40	50	8~15
	压头损失/Pa	$\leq 8 \times 10^4$	$\leq 8 \times 10^4$	$\leq 8.5 \times 10^4$	$< 5 \times 10^4$	$< 5 \times 10^4$	$< 15 \times 10^4$
	进出口通径/mm	80	100	125	80	80	50
冷却水	进口温度/℃	32	32	32	32	32	
	出口温度/℃	37	37	37	36	36	
	流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	36	75	100	65	90	12~15
	压头损失/Pa	5×10^4	5×10^4	$\leq 7 \times 10^4$	$< 5 \times 10^4$	$< 7 \times 10^4$	$\leq 7 \times 10^4$
	进出口通径/mm	80	100	125	80	80	50
制冷剂充填量/kg		72	100	120	65	80	45~50
外形尺寸	长度/mm	3000	3400	3400	3000	3460	2370
	宽度/mm	1200	2100	2250	1200	1200	900
	高度/mm	1900	1850	1850	2000	2000	1370
质量/kg		2600	4300	4900	2500	3000	1350

二、半封闭活塞式压缩机的冷水机组

这种压缩机和电动机做成整体,压缩机曲轴和电机轴做成同一条轴,避免使用联轴器和轴封,减少了制冷剂泄漏的麻烦。半封闭活塞式压缩机的冷水机组根据制冷量及可靠性的要求不同,往往有一台以上的压缩机,冷凝器多数是水冷式。图 9-3 是上海合众——开利公司生产的 30HK/HR 活塞式冷水机组典型接线和管路图。

如图 9-3 所示,压缩机安装在冷水机组机架的上方,冷凝器和蒸发器分别安装在机架的下方。机组的控制开关箱在机架上方的中间。该系列冷水机组也是采用 R22 为制冷剂,具有如下的特点:

(1) 启动功率低 因为具有多级能量调节,启动时压缩机呈卸载状态。另外,该电机有两组线圈,启动时只有一组线圈通电,所以起动电流较小。

(2) 运行经济 能自动调节制冷量为 1、66%、33%、0 四档。在随时满足冷负荷要

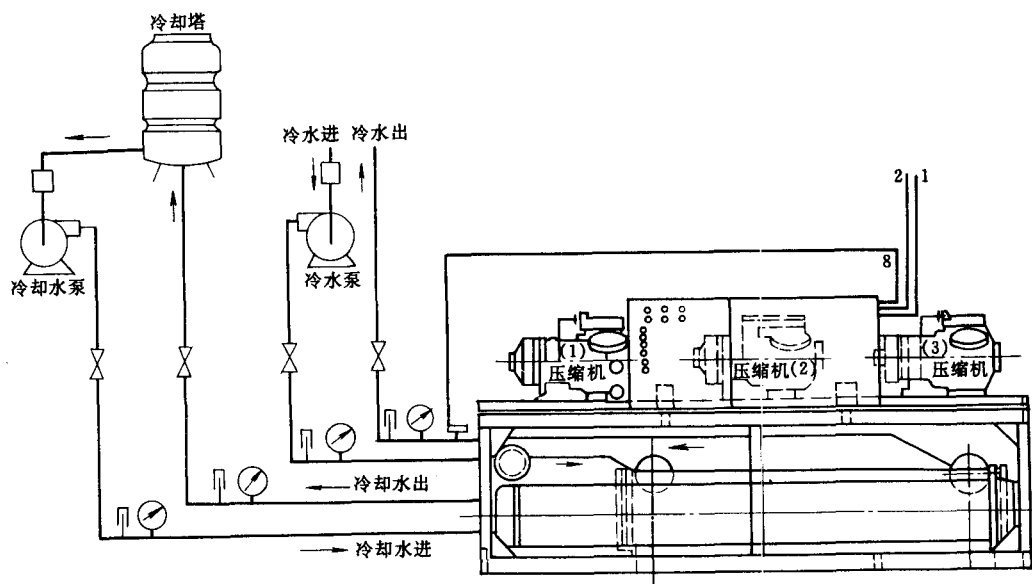


图 9-3 30HK/HR 活塞式冷水机组典型接线和管路

求的同时，力求省电（其自动控制原理，将在第十章自动控制部分详细介绍）。

(3) 有连锁电路 如果下列任何一个安全装置（即高/低压保护开关、冷冻水超低温保护开关、冷冻水流量继电器、排气超温升保护开关）跳离时，便自动切断压缩机电路，随即警报灯亮。只有查明原因，按下开关（ON/OFF）后，压缩机才能重新延时起动。

(4) 操作方便 控制板上有运行及故障的指示灯，控制柜门可以打开，使检查机组的运行状况及修理时倍加方便。

(5) 设有制冷剂液量视窗，操作人员能直观地监察制冷剂在系统中流动的状况。

(6) 曲轴箱机油设有电热器，当压缩机停机后，压缩机曲轴箱里的电热器便开始发热，防止润滑油被制冷剂稀释。

第二节 离心式冷水机组

以离心式压缩机为主机的冷水机组，称为离心式冷水机组。离心式制冷压缩机的原理与离心式水泵类似，目前使用的有单级、双级、三级三种。离心式冷水机组系统示意图如图 9-4 所示。

由于制冷剂蒸气比水轻得多，为了达到一定的输出压力，单级和双级离心式压缩机叶轮转速一般是 7780r/min，要加增速器 8 使叶轮增速。制冷剂蒸气从蒸发器上方被吸入，经过叶轮离心式压缩机压缩后输送到冷凝器 1 被冷却成液体。制冷剂液体经高压浮球阀 11 进入蒸发器，吸收冷冻水的热量后制冷剂再次变成蒸气。

由于离心式压缩机的结构及工作特性。它的输气量一般希望不小于 2500m³/h，因此

离心式冷水机组主要用于大型的空调制冷系统。

图 9-5 是国产 FJZ-1000 离心式冷水机组外形。该冷水机组以 R11 为制冷剂，当蒸发温度为 4°C ，冷凝温度为 38°C 时，制冷量为 872kW 。

图 9-6 是 FLZ-1000 离心式冷水机组制冷系统示意图

由于 R11 制冷剂在空调工况时的蒸发压力低于大气压，为了防止空气渗入制冷系统，离心式压缩机做成半封闭式。在冷水机组的制冷系统中，配有一台 2F4.8 型的压缩机，主要作用是对制冷系统抽真空、试压、排除进

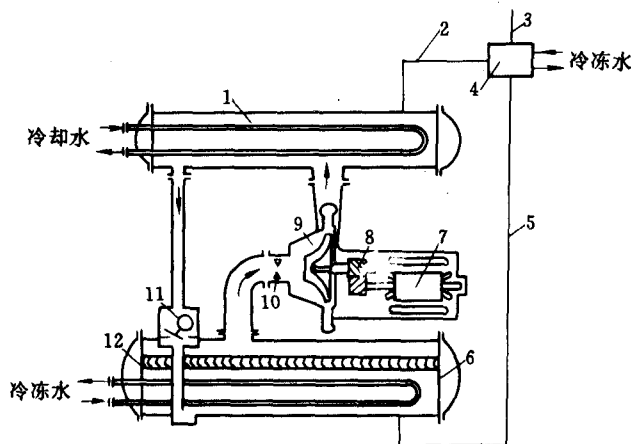


图 9-4 离心式冷水机组系统示意图

1—冷凝器 2—抽气管 3—放空气管 4—制冷剂回收装置 5—制冷剂回收管 6—蒸发器 7—电动机 8—增速器 9—压缩机 10—进口导叶 11—高压浮球阀 12—挡液板

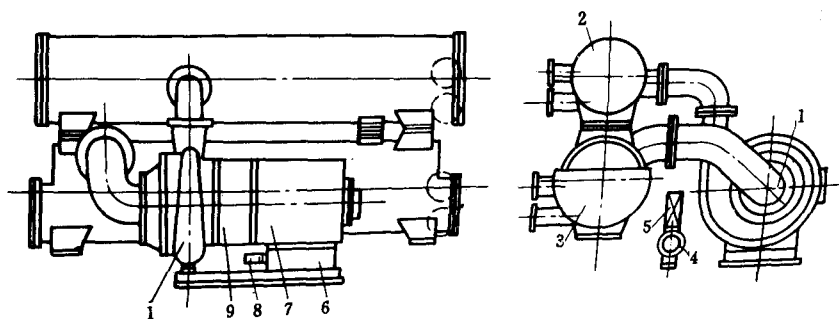


图 9-5 FJZ-1000 离心式冷水机组外形

1—压缩机 2—冷凝器 3—蒸发器 4—油冷却器 5—滤油器 6—油箱 7—电动机 8—油泵 9—增速箱

入系统的空气和回收系统的制冷剂。

当需要排除渗入制冷系统的空气时，混合气体从冷凝器 3 的顶部经抽气阀被活塞式压缩机 5 抽到油分离器 6，将混合气体中的油首先分离，然后进入气液分离器 7，在气液分离器中，制冷剂被冷冻水冷却液化，不凝性气体（主要是空气）通过放空气阀 8 排放。液化后的制冷剂经干燥器 9 去除水分后，经回液管回到蒸发器被重新使用。

为了保证离心式冷水机组各主要运动部件的润滑和冷却，设有一个包括油泵 13、油冷却器 12、油过滤器 11、油箱 10、油压调节阀等组成的润滑油系统。

表 9-2 是 FLZ 系列离心式冷水机组主要技术参数。

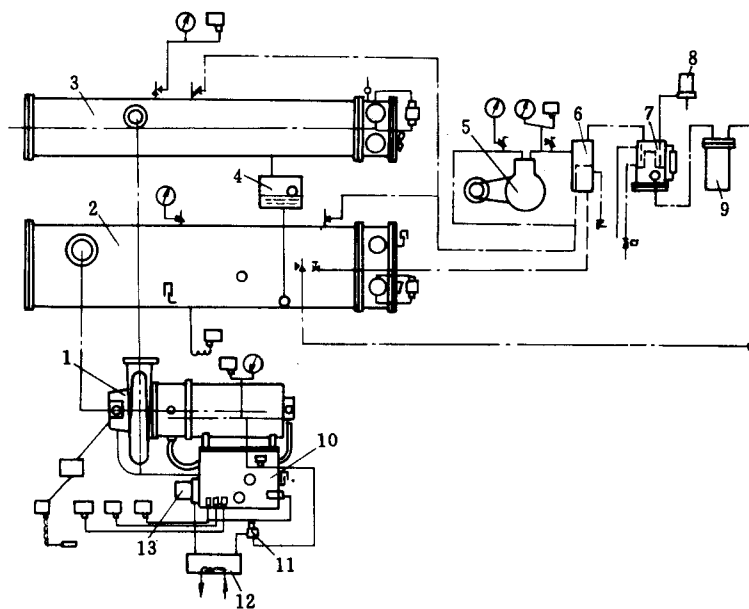


图 9-6 FLZ-1000 离心式冷水机组制冷系统示意图

1—离心压缩机 2—蒸发器 3—冷凝器 4—高压浮球阀 5—2F4.8 型压缩机
6—油分离器 7—气液分离器 8—放空气阀 9—干燥器 10—油箱
11—油过滤器 12—油冷却器 13—油泵

表 9-2

FLZ 系列离心式冷水机组主要技术参数

机组型号		FLZ-500	FLZ-500A	FLZ-1000A	FLZ-1000B
制冷量/kW		581.4	581.4	1162.8	1162.8
冷 冻 水	进口温度/℃	12	12	12	12
	出口温度/℃	8	7	7	7
	流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	125	100	200	200
	流程数	3	2	2	2
	压头损失/Pa	$\leq 10 \times 10^4$	$\leq 6 \times 10^4$	$\leq 6 \times 10^4$	$\leq 6 \times 10^4$
	污垢系数/ $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	8.6×10^{-5}	8.6×10^{-5}	8.6×10^{-5}	8.6×10^{-5}
	进出口通径/mm	150	150	200	200
冷 却 水	进口温度/℃	30	32	32	32
	流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	165	125	250	300
	流程数	2	2	2	2
	压头损失/Pa	$\leq 7 \times 10^4$	$\leq 7 \times 10^4$	$\leq 7 \times 10^4$	$\leq 7 \times 10^4$
	污垢系数/ $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	8.6×10^{-5}	8.6×10^{-5}	8.6×10^{-5}	3.4×10^{-4}
	进出口通径/mm	150	150	200	200

续表

机组型号		FLZ-500	FLZ-500A	FLZ-1000A	FLZ-1000B
电 动 机	配用功率/kW	150	160	315	315
	电源	3 ϕ , 380V, 50Hz	3 ϕ , 380V, 50Hz	3 ϕ , 380V, 50Hz	3 ϕ , 380V, 50Hz
	冷却方式	冷冻水	R11	冷冻水	R11
质 量	R11 充填量/kg	450	500	800	1200
	润滑油加入量/kg	120	80	80	80
	机器质量/kg	6500	6000	10500	14000
	运转质量/kg	7500	7100	11900	16100
	运输质量/kg	8000	7500	12300	16500
外 形 尺 寸	长度/mm	4715	4660	4734	5260
	宽度/mm	1400	1420	1850	2000
	高度/mm	2425	2220	2800	3060
	接管长度/mm	4200	4200	4200	4600

第三节 螺杆式冷水机组

以螺杆式压缩机为主机的冷水机组，称为螺杆式冷水机组。

螺杆式冷水机组主要由螺杆式压缩机、冷凝器、膨胀阀、蒸发器、油泵、润滑油冷却器、电器控制箱及相应的控制元件组成。

螺杆式冷水机组具有以下优点：

- (1) 传动平稳。由于螺杆压缩机没有往复运动的零部件，因此振动小。
- (2) 对湿行程不敏感，少量回液对设备没有影响。
- (3) 制冷量可以在 10%~100% 的大范围无级调节。
- (4) 零件少，结构紧凑、体积小、质量轻。
- (5) 排气温度低。由于采用喷油来润滑、冷却和密封，其排气温度比活塞式压缩机低。

由于螺杆式冷水机组具有以上的优点，近年来，已越来越广泛地应用于宾馆、饭店、医院等中等制冷量的空调系统中。

螺杆式的压缩机如果轴承严重磨损，则会造成螺杆转子与压缩机机体的磨损，其维修要比活塞式压缩机困难。

图 9-7 是 BLK-130M 半封闭式螺杆式冷水机组的外形图。

图 9-8 是 BLK-130M 半封闭式螺杆式冷水机组系统示意图。

由于螺杆式压缩机的转子需要喷射冷冻机油进行润滑、冷却和密封，所以该系统比

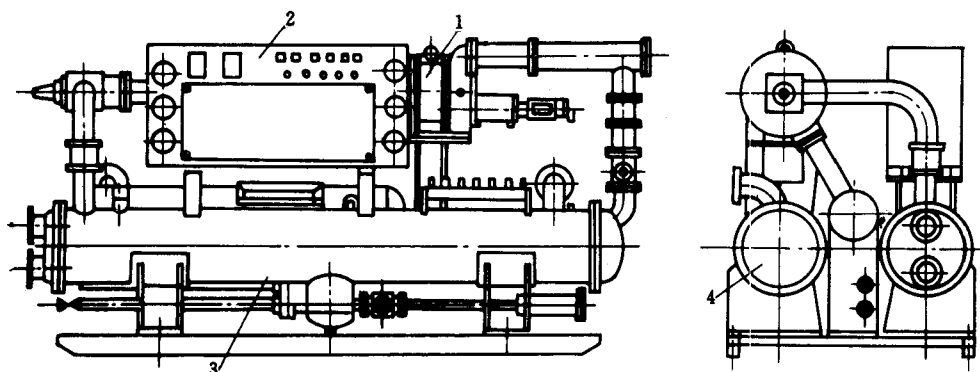


图 9-7 BLK-130M 半封闭式螺杆式冷水机组的外形图

1—压缩机 2—控制箱 3—冷凝器 4—蒸发器

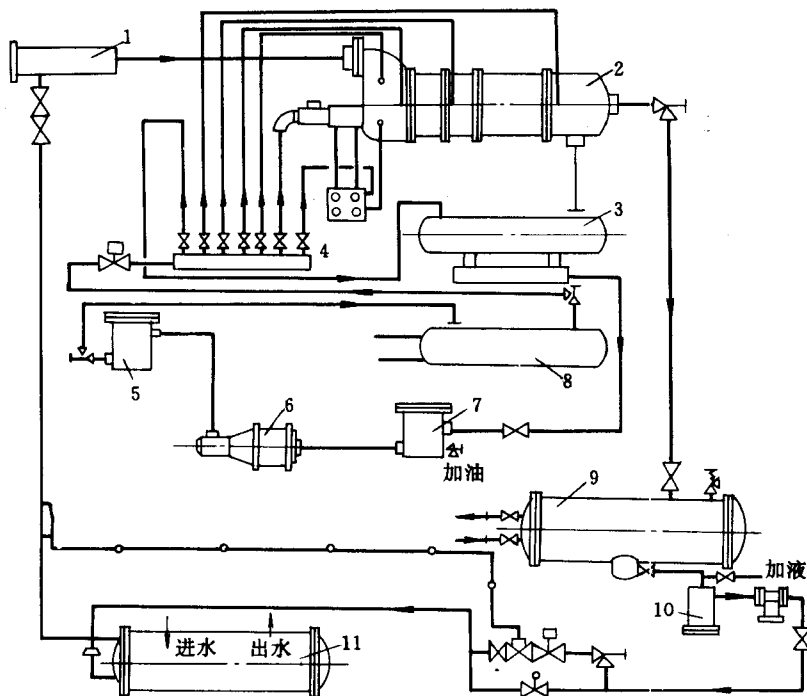


图 9-8 BLK-130M 半封闭式螺杆式冷水机组系统

1—吸气过滤器 2—半封闭式螺杆式压缩机 3—贮油器 4—集油管组 5—油精滤器
6—转子油泵 7—油粗滤器 8—油冷却器 9—卧式冷凝器 10—干燥过滤器
11—干式蒸发器

活塞式冷水机组系统多了专门的转子油泵 6、贮油器 3、油冷却器 8、油粗滤器 7、油精滤器 5、集油管组 4 等所组成的润滑油系统。

表 9-3 是国产的几种螺杆式冷水机组主要技术参数。

表 9-3 国产的几种螺杆式冷水机组主要技术参数

机组型号		JZS-KF10-10.4	JZS-KF16-48	JZS-KF20-96	BLK-130M
制冷剂		R22			
空调工况制冷量/kW		120.9	558.1	1116.3	151.2
制冷剂充填量/kg		60	330	500	100
噪声/dB (A)		≤82	≤89	≤92	74
压缩机	型号	KF10-5.2	KF16-24	KF20-48	BLC-125
	转速/r · min ⁻¹	2960	2960	2960	2930
	理论排量/m ³ · h ⁻¹	135	552	1078	172
	配用电动机功率/kW	30	125	250	40
	电源	380V, 50Hz			
冷冻水	进口温度/℃				
	出口温度/℃	5~15	5~15	5~15	8~10
	水量/m ³ · h ⁻¹	15~35	60~100	160~200	35
	压头损失/Pa	3~5×10 ⁴	4×10 ⁴	4×10 ⁴	8~10×10 ⁴
	进出口通径/mm	70	150	200	80
冷却水	进口温度/℃	≤32	≤32	≤32	≤32
	出口温度/℃				
	水量/m ³ · h ⁻¹	25~40	120	140	40
	压头损失/Pa	4~5.8×10 ⁴	4×10 ⁴	4×10 ⁴	5~6×10 ⁴
	进出口通径/mm	40	150	200	80
油冷却器	冷却水进口温度/℃	≤32	≤32	≤32	
	冷却水量/m ³ · h ⁻¹	0.6	6	1.4	
	冷却水进出口通径/mm	32	32	40	25
润滑油加入量/kg		60	120	200	35
油泵电动机功率/kW			2.2	3	1.5
外形尺寸(长×宽×高)/mm		2600×1200×1500	4010×1967×1785	5296×1745×2195	2700×1200×1500
机组质量/kg		1500	6000	10000	2500

图 9-9 是 BLK-130M 半封闭螺杆式冷水机组性能曲线。从图 (a) 可以看到, 冷水机组的制冷量随蒸发温度的降低而减少, 因此不宜将蒸发温度调得太低。从图 (b) 可以看到轴功率与冷凝温度有很大的关系, 冷凝温度越高, 轴功率越大, 因此应想办法提高冷凝器的冷凝效率, 适当地降低冷凝器的冷凝温度。

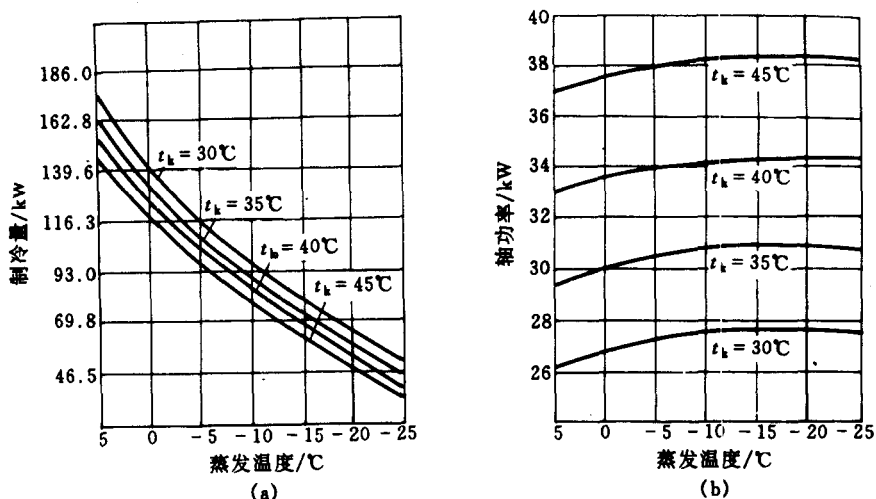


图 9-9 BLK-130M 半封闭螺杆式冷水机组性能曲线

第四节 模块式冷水机组

模块化冷水机组是由多台模块化冷水机单元并联组合而成。如图 9-10 所示，每个模块单元装有两台全封闭式压缩机、两套冷凝器、两套蒸发器及控制器。每个模块单元的外形尺寸往往为 460mm×1250mm×1622mm，质量约为 510kg。每个模块单元制冷量为 130kW，其中有两个独立的制冷系统，制冷量分别为 65kW。模块化冷水机组最多可并联 13 个单元为一组，即每组最大制冷量为 1690kW。多台模块化单元组装在一起，类似一台较大的柜式空调器，并且配有微电脑及显示器等等。

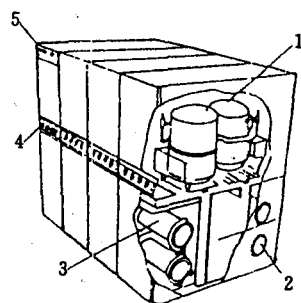


图 9-10 模块化冷水机组

- 1—全封闭式压缩机 2—换热器
- 3—冷冻及冷却水管接头
- 4—压力表 5—中微电脑

模块化冷水机组系统如图 9-11 所示。冷却水循环泵 21 把各单元并联的冷却水汇总之后输送到冷却塔，经冷却后重复使用。冷冻水水泵 8 把各单元并联产生的冷冻水汇总之后输送到各个房间供热交换器使用。设置蒸汽加热器 16 是为了在冬天能够向各个房间的热交换器提供热水（供热）。

模块化冷水机组是用 R22 为制冷剂，采用电脑（微机）全自动控制，具有以下的主要优点：

(1) 节能效果明显。根据冷负荷的大小，电脑能够自动控制制冷压缩机运行的台数。机组在任何负荷下均能维持很高的效率。

(2) 安装方便。与离心式和螺杆式冷水机组比较，不需要特制的基础。能够拆开按单元来搬运和安装，占地面积小。

(3)由于是采用全封闭式压缩机,噪音低、维护工作量少。

(4)压缩机逐台启动,对电网影响很小。

(5)故障分析完全智能化。若发生局部故障,电脑能及时显示故障的部位、运行的状态参数。能按程序关闭有故障的单元,开启备用单元。有关的数据也可以自动打印出来。

(6)维修一般不影响机组的正常运行。不像离心式和螺杆式的冷水机组,一旦维修就要全部停机。模块化冷水机组某个单元的维修对其他单元的运行没有影响。即使制冷剂泄漏,也只是某个单元的泄漏,对环境污染很小。

(7)一般不需要专职人员管理,能够节省管理费用。

由于模块化冷水机组具有很多优点,它的发展前景必将越来越广阔。

在选用模块化冷水机组时,应进行冷负荷计算。选购时,应比计算值多购一个模块单元作为备用。

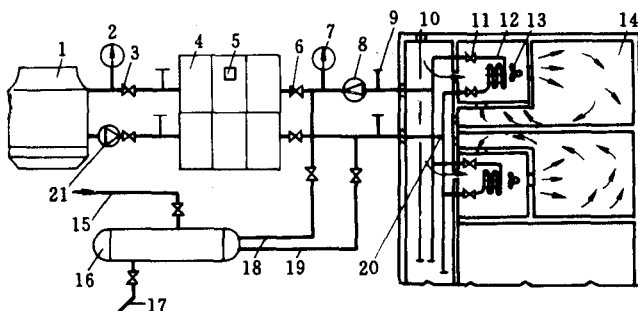


图 9-11 模块化冷水机系统

- 1—冷却塔 2—冷却水压力表 3—冷却水阀门 4—模块制冷机
5—监视微机 6—冷水阀 7—冷水压力表 8—冷水泵 9—冷水
流量计 10—新风管道 11—电磁阀 12—热交换器 13—风机
14—空调房间 15—蒸汽进口 16—蒸汽加热器 17—冷凝水管
18—热水输送管 19—热水回水管 20—回水总管
21—冷却水循环泵

第五节 中央机房

中央机房是安装中央空调系统主要动力设备的机房。其主要包括有冷水机组、冷却水泵、冷冻水泵、备用水泵、低压配电箱等等。

由于冷水机组等动力设备重量大,往往需要建立专用的设备基础,另外,也为了便于搬运和安装,所以有条件时,应把中央机房设置在建筑物的底层。由于冷水机组是中央空调系统最重要的设备,因此应优先考虑冷水机组布置的位置。各项动力设备的基础,应高出地面 20cm 左右以防水浸和潮湿。动力设备的周围,应留出检查及维修设备用的空间。各动力设备要水平安装并接地良好。各管线的布置要力求安全、不影响操作人员走动和美观。各阀门的安装,应方便工作人员操作。

集中式的空气处理装置(也称作风机盘管)可以安装在中央机房。分散式的空气处理装置往往被安置在需要空调房间的天花板内。空气处理装置其实质是一个热交换器,有冷冻水流动的列管和很多翅片状的传热片,有一台低噪音的风机、有接收冷凝水的水盆和下水管、有冷冻水的进水管。空气处理装置靠 5~12℃ 的冷冻水热交换而产生出冷风。有些空气处理装置还具有恒温、恒湿、冬天供热等功能,其原理与恒温恒湿式空调

器一致。

冷却塔一般不在中央机房内而多数置于楼顶，其结构已基本定型。被冷却的水在水泵作用下通过转盘上的管成点状由上滴下，用于风机的作用，空气自下而上地与冷却水进行热交换，将热量散发到大气当中。冷却后的水被冷却水泵重新吸入使用。冷却塔有浮球阀，会自动补充被蒸发和散失的冷却水。

思 考 题

1. 中央空调系统的冷水机组主要有哪几种类型？它们压缩制冷剂的原理是什么？它们在使用和维修方面有什么优缺点？
2. 上海合众——开利公司生产的 30HK 活塞式冷水机组主要由哪些零部件所组成？制冷剂、冷却水、冷冻水如何在冷水机组内流动？
3. 上海合众——开利公司生产的 30HK 活塞式冷水机组与其他公司生产的冷水机组比较，有什么特点？

第十章 制冷系统的自动控制

第一节 控制与保护器件

一、电 磁 阀

电磁阀是利用电磁原理,以电源的通断来控制管道气体或液体的流通。主要有一次启闭式和二次启闭式两种类型。图 10-1 为一次启闭式电磁阀结构图。当线圈通电后产生磁场,铁芯被向上吸引,带动阀芯提起,气体或液体即可通过。当线圈断电后,铁芯在自重及弹簧力作用下向下移动,关闭阀门。一次启闭式电磁阀一般用在小口径的管道上。大口径管道的电磁阀,可采用二次启闭式电磁阀。

二次启闭式电磁阀也叫间接开启式电磁阀,其结构如图 10-2 所示。在主阀活塞 9 上开有平衡孔 16。当电磁阀通电后导阀活塞 5 提起,B 区压力导向孔 17 迅速地放到低压端。主阀活塞 9 在 A 区压力作用下克服主阀复位弹簧 8 作用力而被顶起,主阀门开启。当电磁阀断电后,导阀活塞 5 下降关闭导阀。由于平衡孔 16 的作用,A 区与 B 区压力趋于平衡。主阀活塞 9 在主阀复位弹簧 8 的作用下下降,主阀关闭。

电磁阀的电源有交流 36、110、220V,直流 12、24、110、220V 等规格。电磁阀型号最后两位数字表示接管的公称直径 (mm)。

二、蒸发压力调节阀

如图 10-3 所示,当两蒸发器共用一台压缩机时,由于高温库与低温库的温度要求不同,其蒸发器的蒸发压力就各不相同。必须如图 10-3 所示,在高温库蒸发器的出口安装一只蒸发压力调节阀。

图 10-4 为蒸发压力调节阀的结构图。当蒸发压力超过某个设定值时,制冷剂蒸气通

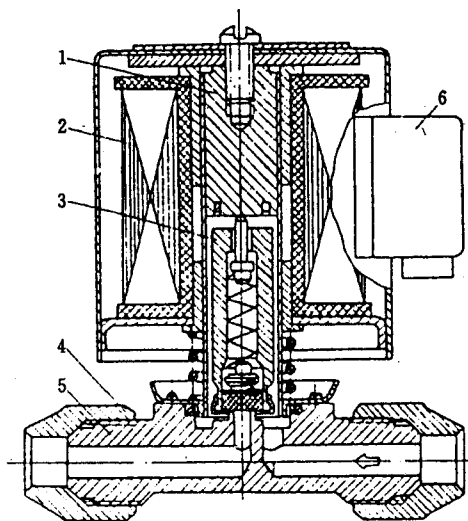


图 10-1 2FDF3~2FDF19 型一次开启式电磁阀结构图

1—挡铁 2—线圈 3—铁芯 4—接管螺母
5—阀体 6—接线盒

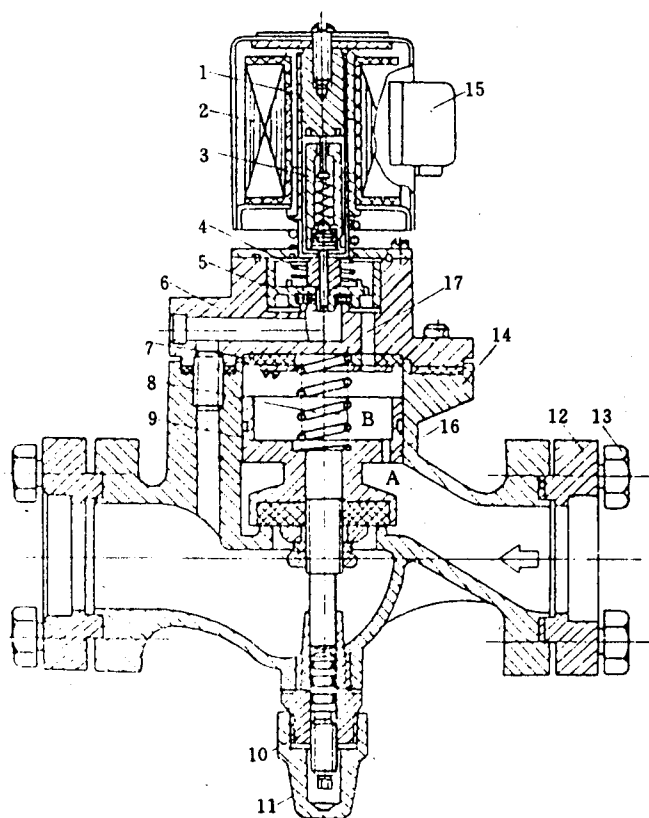


图 10-2 2FDF25、2FDF32 型二次开启式电磁阀结构图

- 1—挡铁 2—线圈 3—铁芯 4—导阀复位弹簧 5—导阀活塞 6—阀盖
7—防冲软垫 8—主阀复位弹簧 9—主阀活塞 10—手动杆 11—螺母
12—法兰 13—螺栓 14—阀体 15—接线盒 16—平衡孔 17—导向孔

由蒸发压力所控制。制冷剂蒸气如图中箭头所示，通过辅助孔道 8 顶开导阀膜片 6 进入活塞 17 的上端，活塞 17 克服主弹簧 24 的弹力下行而使主阀芯 20 有一定的开启度。当蒸发压力超过预调的压力时，顶开导阀膜片 6

进入活塞 17 上端的制冷剂蒸气的压力和流量均增加，活塞 17 下行，主阀芯 20 开启度增大，蒸发压力恢复到预调的给定压力，当蒸发压力低于预调的压力时，活塞 17 上端的压力变小，在主弹簧 24 作用下，活塞 17 上行，主阀芯 20 开启度小，蒸发压力将向预调的给定值回升。如果蒸发压力低于顶开导阀膜片所需的压力，活塞 17 上端的制冷剂蒸气通过活塞压力平衡孔 16 泄放，活塞在主弹簧 24 作用下上移，主阀芯上升使阀门全部关闭。

过阀芯 3 的小孔进入波纹管内，推动主活塞 5 克服弹簧力上行，带动阀芯 3 提起。阀门开大，蒸发压力将会下降；当蒸发压力低过某个设定值时，主活塞 5 在弹簧力作用下向下移动，带动阀芯 3 下降。阀门关小，蒸发压力将会回升。蒸发压力调节阀也叫背压阀，通过手轮 1 调整主弹簧的压力就可以调整阀前的压力。

为了防止压缩机停机时高温库的制冷剂蒸气倒流入低温库的蒸发器，在低温库蒸发器的出口处，要安装一只单向阀。

蒸发压力调节阀由于阀孔不大，一般只用于小型的制冷系统。对于大中型的制冷系统，则往往使用组合式恒压阀。组合式恒压阀由主阀和导阀所组成，其结构见图 10-5 所示。

主阀阀门的启闭与开度

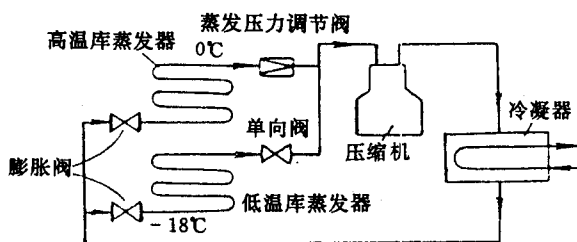


图 10-3 两蒸发器共用一台压缩机

通过手轮 1 调整辅助弹簧 4 的弹力就可以使主阀的开启度与需要控制的蒸发压力值对应。手动强开机构 11, 可用人工方法打开恒压主阀的阀门, 以供系统抽真空等情况时使用。

三、吸、排气压力保护继电器

当管路堵塞或冷凝器工作不正常时, 排气压力就会上升, 压缩机负荷就会增大, 不及时停机就有可能造成事故; 当吸气压力太低出现负压时, 制冷系统有可能从泄漏处吸入空气或水分。吸、排气压力保护继电器的作用, 就是当排气压力过高或吸气压力太低时, 及时断电, 停止压缩机的运转。吸、排气压力保护继电器也称作压力继电器。

如图 10-6 (b) 所示, 正常情况下①和③两点是接通的。当接排气压力的高压制冷剂蒸气压力过高时, 如图 10-6 (a) 所示, 高压波纹管被压缩, 传动螺钉 12 克服弹簧的压力下行, 微动开关 19 的触点翻转, ①点与③点断开; 当接吸气压力的低压制冷剂蒸气压力过低时, 低压波纹管在弹簧力作用下伸长, 传动芯棒 9 上移, 微动开关 1 的触点也会翻转, 令①点与③点断开。

KD 型压力继电器的型号后面有 S 字母的为有手动复位装置。若有手动复位的装置, 当高压超过额定值, 开关触点分离后有一自锁装置, 使触点不能复位闭合。需要查明原因和排除故障之后, 按一下手动复位装置, 触点才能够重新闭合, 起到保护压缩机的作用。

KD-155 型压力继电器低压端的压力调节范围是 $(0.73 \sim 3.4) \times 10^5 \text{Pa}$, 差动值 $(0.49 \sim 1.5) \times 10^5 \text{Pa}$ 。高压端的压力调节范围是 $(5.9 \sim 19.7) \times 10^5 \text{Pa}$, 差动值为 $(2.9 \pm 0.9) \times 10^5 \text{Pa}$ 。

四、压差继电器

压差继电器是压缩机润滑油系统的保护元件, 也称油压保护继电器。压缩机润滑油的压力, 是在压缩机启动后逐步建立的。压差继电器的作用是当压缩机运行 60s 之后仍然不能建立比曲轴箱压力高出某一值的润滑油压力时, 自动切断电动机电源, 从而起到保护压缩机的作用。

图 10-7 是国产 JC3.5 型压差继电器的结构原理及使用 380V 电源的接线图。

低压气箱 7 与曲轴箱连接, 高压气箱 1 与润滑油泵出口连接。如图所示, 电流可从 A 点通过交流接触器线圈 KM、延时开关 11、点 H 回到 G 点; 压缩机可以启动。压缩机

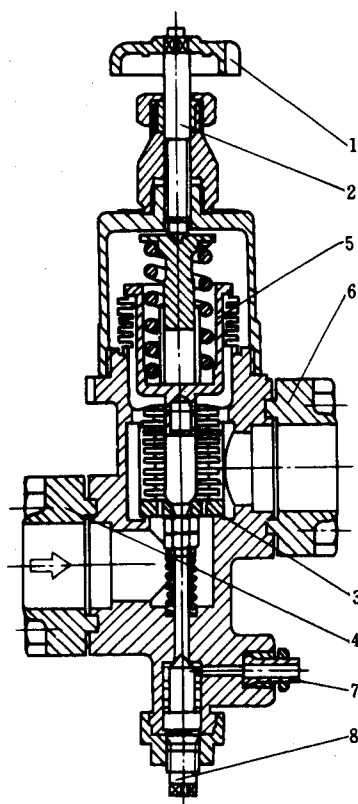


图 10-4 蒸发压力调节阀结构图

- 1—手轮 2—调节杆 3—阀芯 4—进口法兰
5—主活塞 6—出口法兰 7—压力表接头
8—压力表阀

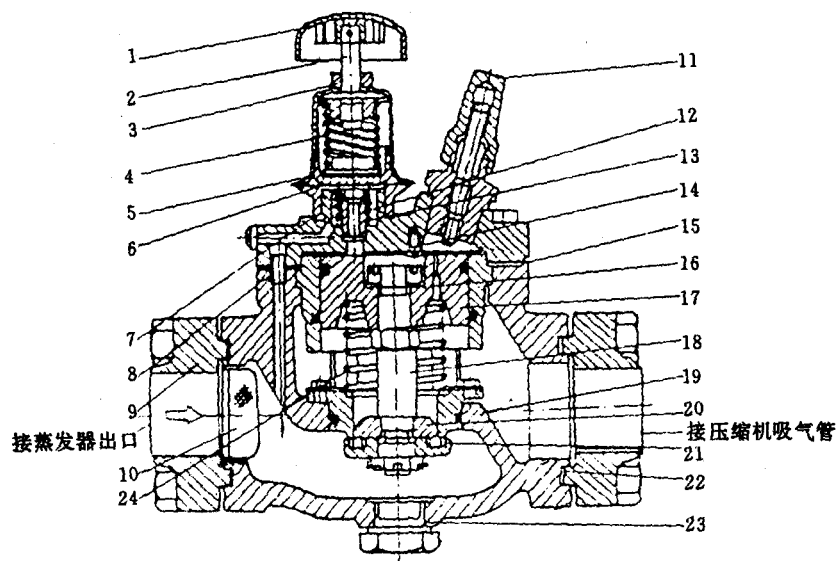


图 10-5 恒压主阀与导阀结构图

- 1—手轮 2—调节杆 3—密封圈 4—辅助弹簧 5—导阀 6—导阀膜片 7—垫片 8—辅助孔道
9—进口接管接蒸发器出口 10—主滤器 11—手动强开机构 12—导阀座 13—过滤板
14—止回阀片 15—垫片 16—压力平衡孔 17—活塞 18—推杆 19—“O”型圈
20—主阀芯 21—主阀板 22—垫片 23—泄放阀 24—主弹簧

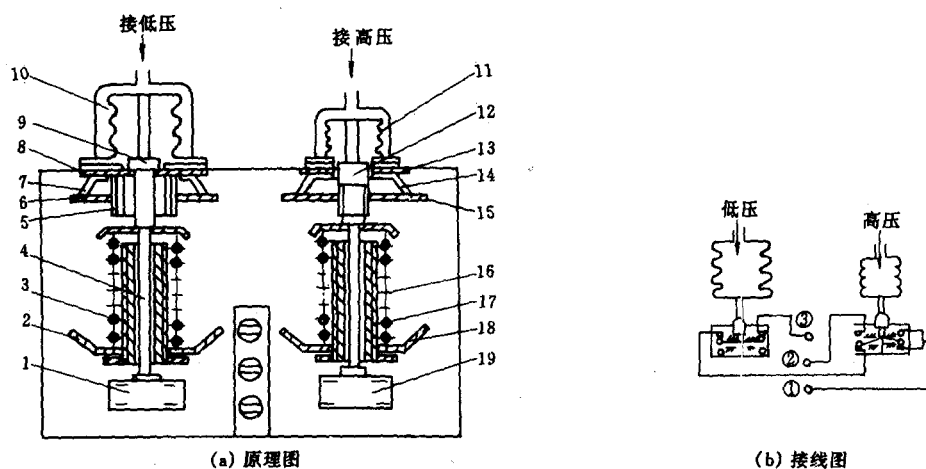


图 10-6 KD-155 型压力继电器的结构原理图和接线图

- 1、19—微动开关 2—低压调节盘 3—低压调节弹簧 4—传动杆 5—调节螺钉 6—低压压差调节盘
7—碟形弹簧 8—垫片 9—传动芯棒 10—低压波纹管 11—高压波纹管 12—传动螺钉 13—垫片
14—碟形弹簧 15—高压压差调节盘 16—传动杆 17—高压调节弹簧 18—高压调节盘
①—接电源进线 ②—接事故报警线（灯或铃） ③—接接触器线

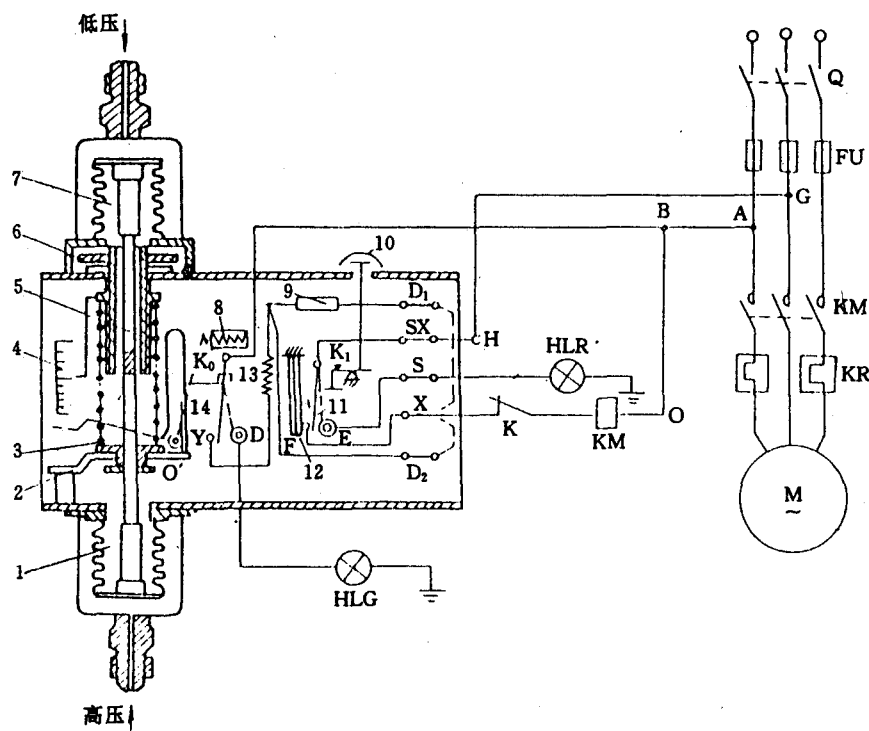


图 10-7 JC3.5 型压差控制器动作原理图

- 1—高压气箱 2—直角杠杆 3—弹簧 4—标尺 5—传动杆 6—调节轮 7—低压气箱 8—试验按钮
9—降压电阻（电源为 380V 时用） 10—复位按钮 11—延时开关 12—双金属片 13—加热器
14—压力开关 HLG—正常信号灯 HLR—事故信号灯

刚启动时正常油压未能建立，杠杆 2 使压力差开关 14 的 K_0 点与 Y 接触，电流由 A 点通过 K_0 、Y、加热器 13、降压电阻 9、 D_1 、X、 K_1 等到达 G 点，加热器通电慢慢发热。如果 60s 内能建立正常的油压差，顶杆 5 会推动杠杆 2 使压差开关 K_0 与 Y 断开， K_0 与 D 接触，加热器 13 停止发热，正常油压讯号灯 HLG 亮，压缩机进入正常运转；如果 60s 内不能建立正常的油压差，双金属片 12 由于长时间受热变形，会使延时开关 11 原来的触点断开而接通 E 点，交流接触器线圈 KM 断电，压缩机停转，事故讯号灯 HLG 亮。

五、启动继电器

为了保证单相交流电机正常起动和运转，电机内有工作绕组线圈和启动绕组线圈。启动继电器是在电机启动时，接通启动绕组，使电机能够正常启动；当电机投入正常运转后，又能自动切断启动绕组的电源这样的一种继电器。常用的有电流式启动继电器和 PTC 式启动继电器。

1. 电流式启动继电器

电流式启动继电器的结构如图 10-8 (a) 所示，接线图如图 10-8 (b) 所示。

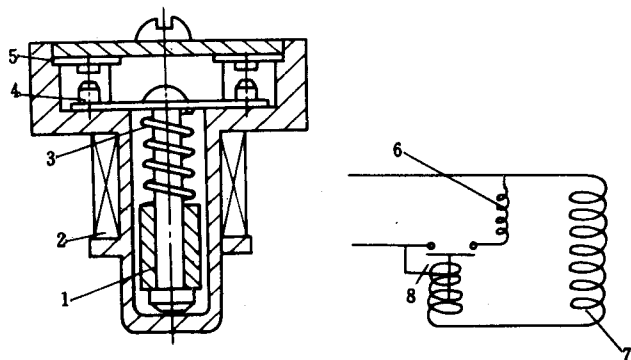


图 10-8 电流式启动继电器

(a) 结构图 (b) 接线图

1—重力衔铁 2—电流线圈 3—弹簧 4—动触点 5—静触点
6—启动绕组 7—运转绕组 8—继电器

当接通电机工作绕组时，启动电流可达正常运行电流的 6~8 倍，这样大的电流通过启动继电器的线圈，使线圈中的衔铁向上吸起，动触点与固定触点闭合，启动绕组被接通。电机在运行绕组和启动绕组共同作用下转子启动运转。当转速达到额定转速 80% 以上时，由于电机运行绕组的

电流趋于正常的电流值，启动继电器线圈的电磁吸力逐步减少。当吸力小于衔铁的重力时，衔铁落下，电机启动绕组断电。电机在运行绕组作用下维持正常运转。

2. PTC 启动继电器

PTC 是一种正温度系数的热敏电阻。其 $R-T$ 特性曲线如图 10-9 所示。当温度在 90°C 以内时，PTC 电阻很小，只有几十欧，几乎不随温度变化。当温度高于 100°C 以后电阻急剧上升，当温度达到 150°C 时，电阻约是 $20\text{k}\Omega$ ，电路可视为开路状态。

PTC 可作为一个无触点开关代替电流启动继电器。当电机初次启动时，PTC 温度低，电阻小，启动绕组接通电源，电机启动。当电机运转正常后，PTC 在电流作用下已发热，电阻变得很大，电机启动绕组此时可以近似看作没有电流通过，PTC 启动继电器的外形和内部电路见图 10-10。

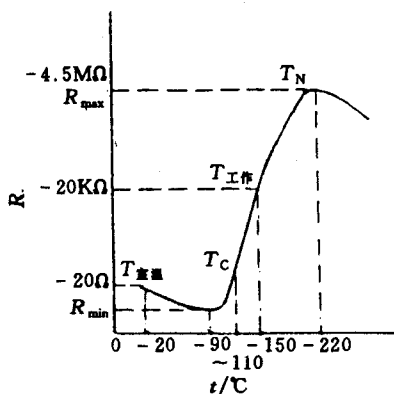


图 10-9 PTC 热敏电阻 $R-T$ 特性曲线图

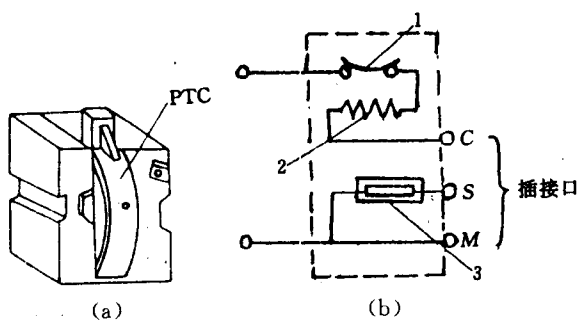


图 10-10 PTC 启动继电器

(a) PTC 启动继电器外形 (b) PTC 启动继电器内部电路
1—碟形双金属片 2—热元件 3—PTC 元件

六、碟形过流过热保护继电器

碟形过流过热保护继电器广泛用于冰箱和空调器，当通过压缩机的电流过大或压缩机的温度过高时，能自动断开电路，起到保护压缩机的作用。

图 10-11 为碟形过流过热保护继电器的结构图。其原理是温度过高时双金属片会变形翻转从而断开电路。

安装的时候要将其开口端压紧压缩机，以便感受压缩机的温升。

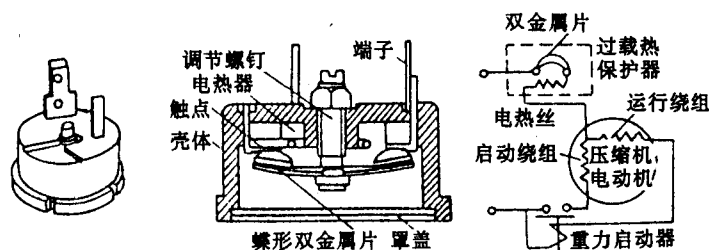


图 10-11 热保护过载继电器结构和接线图

七、温度继电器

温度继电器是控制温度恒定在某一范围内的电开关。其形式主要有以下几种。

1. 压力式温度继电器

图 10-12 为 WTZK-50 压力式温度继电器的工作原理图。它主要由感温包 1、波纹管

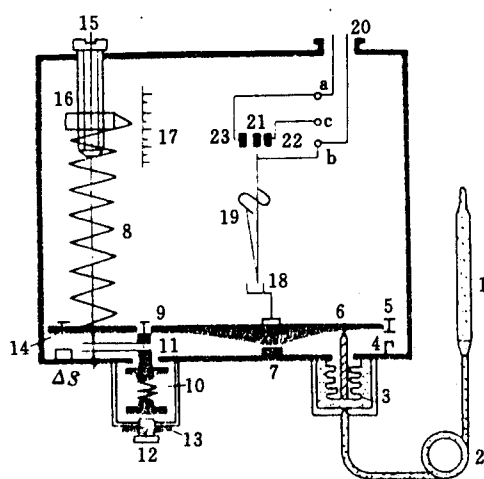


图 10-12 WTZK-50 型温度继电器结构原理图

- 1、2—温包及毛细管 3—波纹管 4—顶杆 5—止动螺钉
6—杠杆 7—支点 8—主簧 9—螺杆 10—幅差簧
11—幅差簧座 12—幅差旋钮 13—幅差调节刻度盘
14—限位螺钉 15—调节螺钉 16—调节螺母
17—主标尺 18—拨臂 19—跳簧 20—接线引出孔 21—动触点 22、23—静触点

3、主簧 8、幅差簧 10 及相应的调节机构、传动机构、电器部分组成。电器部分有两个静触点 22、23，一个动触点 21，它们分别与接线柱 c、a、b 连接。a、b 组成压缩机或供液电磁阀的控制回路，b、c 为指示灯回路。感温包内充注一定容积的制冷工质，并置于冷库中。

当库温在给定的范围内时，动触点 21 与静触点 22 闭合，b、c 构成回路，表示库温正常的指示灯亮。

在库温回升的过程中，感温包 1 的感应压力相应升高，并作用于波纹管 3，使顶杆 4 向上抬起，推动杠杆 6 克服主簧 8 的拉力作逆时针方向的转动。当螺钉 9 与幅差簧座 11 的间隙 ΔS 消除后，杠杆继续作逆时针方向转动，就要克服主簧 8 的拉力与幅差 10 的张力的合力。当温度回升到给定值的上限时，杠杆上的拨臂 18，拨动跳簧 19，使动触点 21 与静触点 23 闭合。此时，b、c 断开，a、b 形成回路，压

压缩机启动或开始供液。信号灯熄灭。库房开始降温。

在冷库的降温过程中，感温包的压力相应下降。杠杆 6 在主簧 8 和幅差簧 10 的合力作用下，作顺时针方向的转动。当螺杆 9 与幅差簧座 11 脱开后，杠杆 6 在主簧 8 的作用下继续转动，直至库温降到给定值的下限时，拨臂 18 拨动跳簧 19，使动触点 21 与静触点 23 脱开，而与静触点 22 闭合。此时，a、b 回路断开，b、c 回路接通。库房降温停止，表示库温正常的信号灯亮。

2. 热敏电阻桥式半导体温度继电器

热敏电阻是一种电阻值随温度变化的电阻。这种温度继电器往往选用负温度系数的热敏电阻，即随着温度的增加其阻值是减少的。负温度系数的热敏电阻往往由锰、铝、铁、镍、铜等两三种氧化物混合烧结而成。

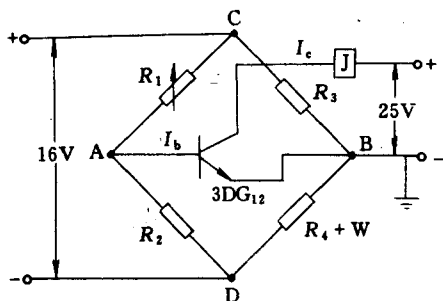


图 10-13 平衡电桥电路原理图

就有 I_b 电流通过晶体三极管的基极。根据三极管的电流放大原理，将产生较大的集电极电流 I_c 。温度越高， I_c 电流越大。当达到继电器 J 的吸合电流时，继电器 J 的常开触点闭合，压缩机通电制冷。当受控温度逐步降低时， R_1 阻值变大，A 点电压变低，A、B 两点电位差减少， I_b 电流减少， I_c 电流也减少。 I_c 电流小于继电器吸合电流后，继电器触点断开，压缩机停止制冷，温度又逐步上升。

图 10-14 为热敏电阻温控器整体电路。

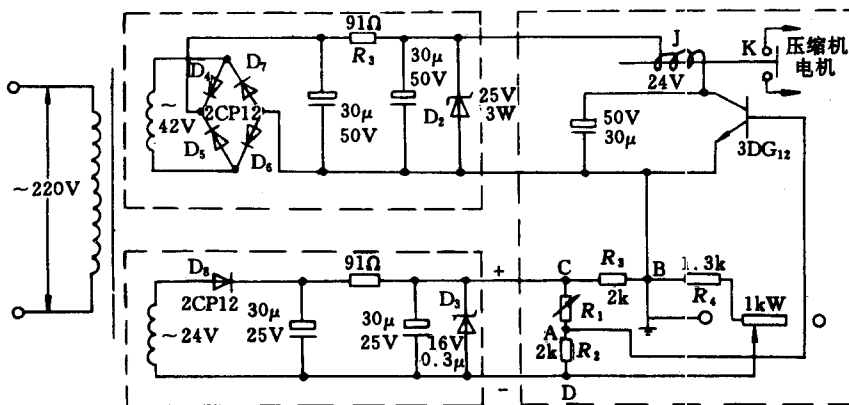


图 10-14 热敏电阻温控器整体电路

电路图用虚线分成三部分。左上部分是把变压器得到的 42V 交流电经全波桥式整流、滤波、电阻 R_5 降压、 D_2 稳压后输出 25V 直流电，供 3DG12 晶体管和继电器 J 线圈用。左下部分是把变压器得到的 24V 交流电经 D_3 半波整流、滤波、降压、稳压后输出 16V 直流电，供电桥 R_1 、 R_2 、 R_3 、 (R_4+W) 及晶体三极管基极使用。右边虚框的线路接法与图 10-13 相同。

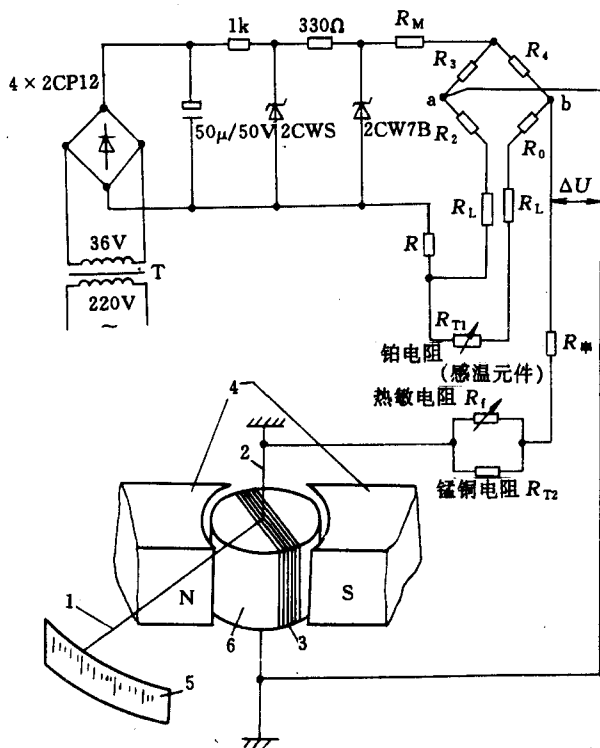


图 10-15 X CZ-102 型动圈式温度指示仪原理图

1—指针 2—张丝 3—动圈 4—磁钢 5—面板 6—铁芯
—200~+500℃范围内的各种气体、液体作温度测量。线路中 R_3 、 R_4 、 R_2+R_1 、 $R_T+R_1+R_0$ 组成四个电桥臂。根据铂热电阻 R_T 受热后电阻值改变，电桥不再平衡，有不平衡电流流过动圈，在永久磁场作用下指针发生偏转，指示出相应的温度值。

R_0 是供指针调零用的可调电阻。 R_1 是铂热电阻测量元件导线的电阻。 R_t 和 R_{b1} 是为补偿环境温度的变化而设立的。串联电阻 $R_{串}$ 是为了改变仪表量程。

图 10-16 是 XCT 型动圈式三位温度调节仪的面板结构。有一个动针 1 及两个设定范围的指针 $2_{上}$ 和 $2_{下}$ 。XCT-122 型设定上限为全量程的 10%~100%，下限为全量程的 0~90%。3 为零位调节旋钮，测量前用以调节动针

当可调电阻 W 向右滑动，阻值增大，B 点电位升高。这样，只有当受控温度升得更高、 R_1 电阻变得更小时，A 点电位才会高于 B 点电位，产生出 I_b 和 I_c 电流，导致压缩机运转。即调高了所控温度的上限值。

当可调电阻 W 向左滑动时，阻值变小、B 点电位变低。这样受控温度要更低时， R_1 值才会够大，A 点的电位才会降到接近 B 点电位，使 I_b 和 I_c 电流逐渐减少到使压缩机停止转动。即调低了所控温度的下限值。

3. 动圈式温度指示仪

对于大型冷库等需要远距离监控温度时，往往采用动圈式温度指示仪。

图 10-15 为动圈式温度指示仪原理图。

图中 RT_1 是铂热电阻，可对

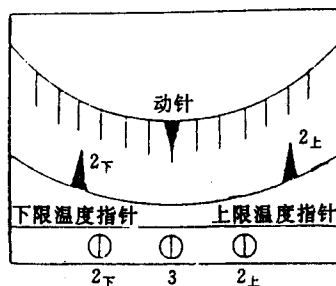


图 10-16 XCT 型三位调节仪面板结构

使之指到当前的温度。当温度升高，动针往 2_上 方向移动，温度达到设定的上限时，动针与 2_上 针接触，接通继电器一对触点，使压缩机启动制冷；当温度下降到设定的下限温度时，动针与 2_下 接触，继电器断电，压缩机便断电停机，停止制冷。这时，温度又会逐步升高。周而复始，实现对远距离目标（如冷库）的温度自行控制。

八、安全阀

安全阀是安装在制冷系统高压容器（如高压储液罐、冷凝器等）上的一种保险装置。图 10-17 为弹簧压力式安全阀的结构图，当制冷剂压力超过规定值时，阀门克服弹簧压力而跳动，超压的制冷剂被排放到大气当中，以保设备的安全。当制冷剂的压力低于额定压力后，安全阀即自动关闭。

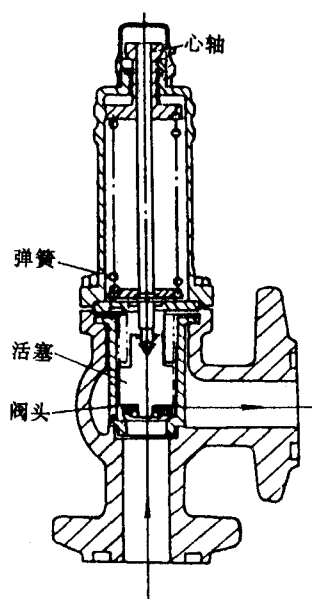


图 10-17 安全阀

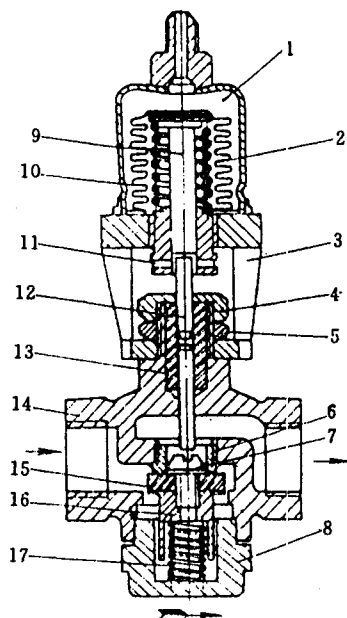


图 10-18 水量调节阀

- 1—高压气室 2—波纹管 3—支架 4—填料螺母 5—螺母 6—阀座
7—阀门螺钉 8—底盖 9—上顶杆 10—弹簧 11—调节螺母
12—下顶杆 13—填料 14—阀体 15—橡皮阀门
16—阀门座 17—阀门座弹簧

安全阀的启跳压力可由调节弹簧调整，一般是在 $(9.8 \sim 19.6) \times 10^5 \text{Pa}$ 范围内。右旋（顺时针）调节顶部螺钉，启跳压力升高，反之降低。安全阀的启跳压力一般调节到最大工作压力的 1.15~1.25 倍，但必须小于系统及设备的设计允许压力。

安全阀应定期由有关部门校验并加铅封。

小型制冷系统往往用一定厚度的易熔金属片做成易熔塞取代安全阀。当压力超过规定值时，金属片会被击穿，压力将被释放。

九、水量调节阀

水量调节阀是调节冷却水流量的阀门。通过压力的变化而调节冷却水的流量,以保持冷凝压力基本稳定。

图 10-18 为直接作用式冷却水量调节阀的结构图。顶部管接头与压缩机的排气腔连接。当冷凝压力升高时,压缩机的排气压力也会升高,波纹管被压缩,阀门下移开启。水量调节阀的启动压力一般在 $5.9 \times 10^5 \text{Pa}$,当排气压力高于 $5.9 \times 10^5 \text{Pa}$ 时,阀门开始微开。压力越大,阀门开启越大,冷却水流量也越大。在大量冷却水的冷却下,冷凝器的冷凝压力将会下降。

第二节 中央空调冷水机组的自动控制

中央空调制冷系统的冷水机组,无论是活塞式还是螺杆式,当它们运行出现异常情况时,都能自动停机保护。当系统的冷负荷发生变化时,冷水机组会自动调节制冷量,以达到节能的目的。

下面,以上海公众——开利空调设备有限公司生产的 30HK-036 活塞式冷水机组为例,介绍其自动控制的原理。

压缩机的控制电路如图 10-19 所示。

控制电路采用 220V 电源。合上控制回路断路器 CB2,压缩机曲轴箱加热器 CH 就开始发热,驱除冷冻机油中溶解的制冷剂,以保证开机时冷冻机油的润滑效果。该过程叫预热,一般为 1~2h 左右。应先开启冷水塔风机、冷却水泵、冷冻水泵,然后才开启制冷压缩机的开—停开关 CS。如果冷冻水温度不低于设定的 2°C ,低水温切断控制器 LWTC 就处于闭合状态,否则低水温切断指示灯就会亮。如果有足够的冷冻水在流动,冷水流量开关(也叫做靶式流量开关)CWFS 就处于闭合状态,否则冷水流量开关跳开的指示灯 CWFSL 亮。压缩机主电路的断路器(交流接触器)CB1 必须在冷却水泵、冷却塔风机、冷冻水泵开启的情况下才能通电吸合。如果 CB1 已吸合,控制线路的电流就可从 11 点到达 12 点。否则压缩机回路断路器指示灯 CBL 亮。如果压缩机排气压力正常,高压保护开关 HPSI 就接通 1 点和 3 点,否则高压超过的指示灯 HPL 亮。如果压缩机吸气压力正常,低压保护开关 LPS 就接通 3 点和 5 点,否则低压不正常的指示灯 LPL 亮。如果压缩机排气温度正常,排气温度继电器 DGT 就接通 5 点和 15 点。控制继电器 CR1 通电并自锁。CR1 常闭触点断开,警告指示灯 DTL 熄灭,说明以上各部分正常。CR1 常开触点闭合,为压缩机启动作好准备。

图 10-19 中各符号名称见表 10-1。

从 11 点,另一路控制电源到温度控制继电器 TC 的 R_1 点的定时器 TM 的 B_1 点。 B_1 与 B 接通,使计时马达 M 运转。计时马达使定时器各触点动作时程序如图 10-20。

定时器 TM 在通电的 5min42s 内 B 与 B_1 , A 与 A_1 接触,但压缩机不会运转,起到延时保护的作用。定时器 TM5min42s 之后 A 点断开 A_1 并接通 A_2 16s, B 点断开 B_1 并接通 B_2 17s。由于冷冻水的回水温度高于温度控制器 TC 预调的下限温度,温度控制继电器

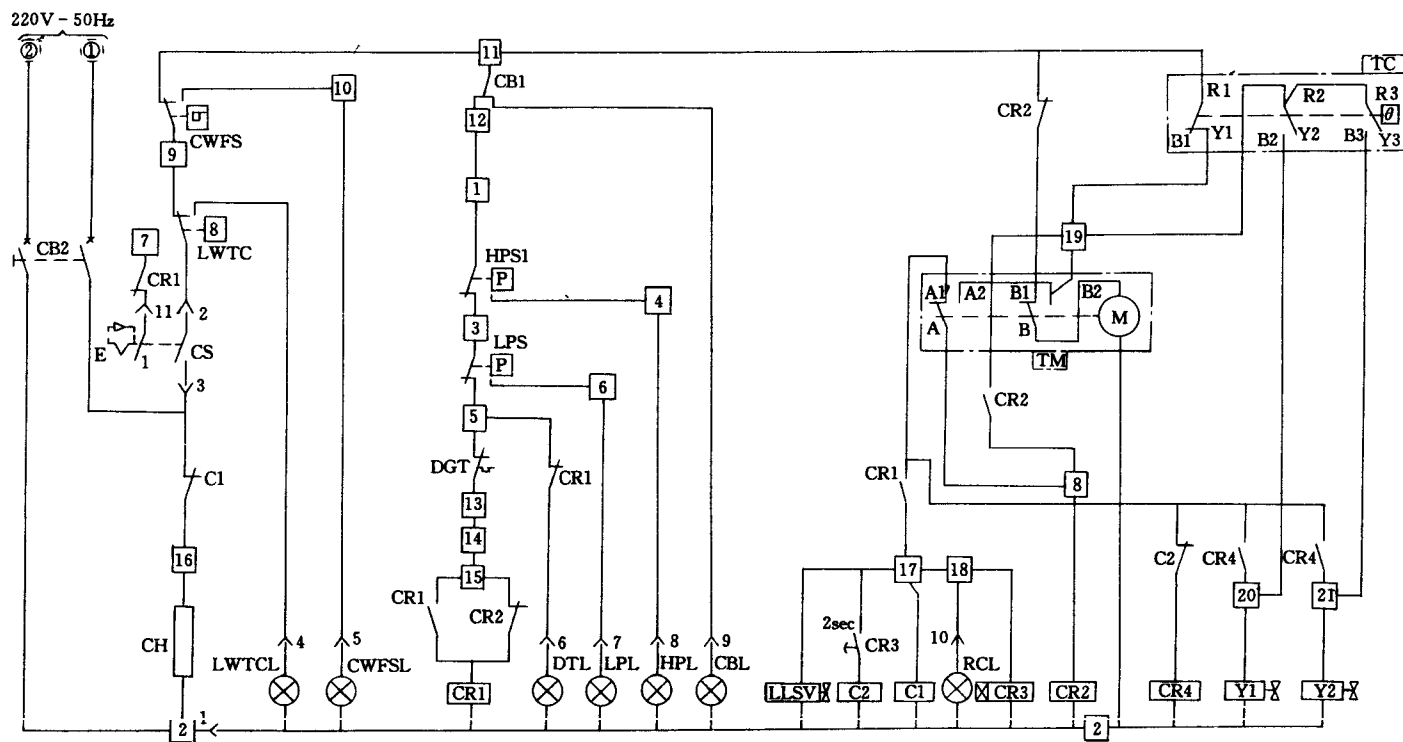


图 10-19 30HK 036 电气原理图

表 10-1

图 10-19 中各符号名称

C1、C2	压缩机接触器	LLSV	供液电磁阀
CB1	压缩机断路开关	LLSVR	供液电磁继电器
CB2	控制回路断路开关	LP	低压保护开关
CBL	压缩机回路断路指示灯	LPL	低压指示灯
CH	压缩机曲轴箱加热器	LWTC	低水温切断控制器
CP	压缩机	LWTCL	低水温切断指示灯
CR	控制继电器	PL	接插件
CWFS	冷水流量开关	RCL	压缩机运行指示灯
CWFSL	冷水流量开关指示灯	CS	开/停开关
DGT	排气温度继电器	TB	端子板
DGTL	排气温度指示灯	TC	温度控制器
HP	高压保护开关	TM	定时电机
HPL	高压指示灯	Y1、Y2	卸载电磁阀

R₁B₁ 接通, 19 点、B₂ 点有电, 因此计时马达 M 仍能运转。TM 中 A 与 A₂ 接通时, 控制继电器 CR2 通电并自锁, CR2 常闭触点断开, 使 TM 中 B₁ 点断电。16s 钟后, A 点与 A₁ 点接触, 电流经 19 点、8 点、A 点、A₁ 点, 到达控制继电器 CR4 和 17 点, 到达压缩机主电路接触

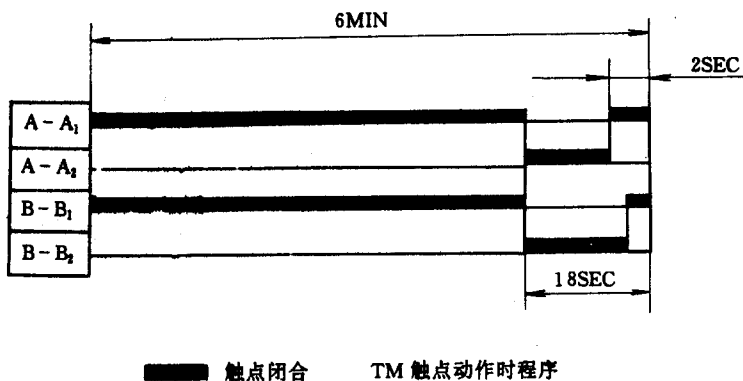


图 10-20 TM 触点动作时程序

器 C1。CR4 通电使常开触点闭合, Y₁Y₂ 卸载电磁阀工作, 压缩机 2/3 的气缸是卸载状态。电路接触器 C1 通电, 使压缩机一组线圈通电启动。与此同时通向蒸发器的电磁阀 LLSV 打开, 压缩机工作指示灯 RCL 亮, 时间继电器 CR3 通电, 2s 后主电路接触器 C2 接通, 压缩机另一组线圈也通电运转。C2 还使常闭触点断开, 控制继电器 CR4 断电。CR4 触点断开, 卸载电磁阀 Y₁、Y₂ 是否通电卸载转为由温度继电器 TC 控制。TC 是波纹管式温度继电器, 感温包测量的是冷冻水回水温度, 通断温度可以调整。例如设定冷冻水回水温度为 10℃。则冷冻水出水温度就约为 5℃左右。开始时 6 缸同时压缩制冷, 冷冻水温度很快下降。如果冷负荷少, 冷冻水回水温度低于设定的 10℃, 温度继电器就使 R₃ 与 B₃ 接触, Y₂ 卸载电磁阀通电, 其中两个活塞缸就处于卸载状态, 只有四个活塞缸正常工作。如果制冷量仍大于冷负荷, 水温进一步下降成 9℃, 温度继电器就使 R₂ 与 B₂ 接触, Y₁ 卸

载电磁阀通电，又有两只活塞缸进入卸载状态，只有两个活塞缸正常工作，输出制冷量为额定的 33%。如果制冷量不够，水温回升，温度继电器 TC 会使 R_2 与 B_2 断开，恢复四缸制冷。如果两个活塞正常工作制冷量仍然比冷负荷大，水温进一步下降（例如成为 8°C ），温度继电器 TC 就使 R_1 与 B_1 断开，因主电路接触器 C_1 、 C_2 断电，压缩机便停机不再制冷。进入蒸发器的电磁阀 LLSV 关闭，压缩机正常工作指示灯 RCL 熄灭，控制继电器 CR2 断电，CR2 触点恢复常闭状态和常开状态，TM 的 B_1 点获电，计时马达重新自动作延时启动，约 6min 后压缩机又会重新启动制冷。

压缩机正常运转时，B 与 B_1 已恢复接触，但由于控制继电器 CR2 通电，CR2 常闭触头断开，所以计时马达停转。另外，当出现压力过高或其它不正常现象导致控制继电器 CR1 断电时，相应的指示灯会亮，接触器 C_1 、 C_2 断电，压缩机就会停机。由于 CR2 常闭触头断开，即使压力暂时恢复正常，控制继电器 CR1 也不能通电， C_1 、 C_2 不通电，压缩机就不会重新启动。必须由工作人员查明原因并采取措施之后，断开 CS 开关，使控制继电器 CR2 断电，然后再接通 CS 开关，压缩机才能正常地延时启动和制冷。

第三节 冷藏库制冷系统的自动控制

冷库配置的制冷机器和设备，其产冷量一般都大于冷库实际的耗冷量。因此系统长期运行时的回气压力和温度总是趋向低于需要的回气压力和温度，这就造成运行时耗量增加。要在冷库热负荷波动的情况下使制冷系统的产冷量和冷库的耗冷量做到平衡，需要相当熟练的操作工才能达到目的。而自动化的制冷系统，仅需一般的操作工就能安全、准确、经济合理地达到操作的目的。氨冷藏库制冷系统的自动控制一般包括对库房温度的自动控制、氨泵回路的自动控制、安全保护的自动控制等等。

一、冷藏库自动控制系统原理

冷藏库自动控制系统原理见图 10-21 所示。

压缩机装有水流继电器（靶式流量开关）6、冷却水电磁阀 5、高低压力保护继电器 19、温度继电器 18、润滑油油压继电器 20。当压缩机出现冷却水流量不够、吸排气压力不正常、温度超过规定或经延时润滑油压仍不能建立时，即会自动切断压缩机的电源，令压缩机不能启动或停止运行，对压缩机实行保护。

在蒸发式冷凝器上装有压力继电器 16，可根据不同的蒸发压力，控制风机和水泵的开停。

在低压循环贮液桶上装有低液位遥测液位控制器 11。当液位低于规定高度值时，会接通供液电磁阀 9 的电源，令供液主阀 10 打开，由高压贮液桶向低压循环贮液桶供液，当液体达到规定高度值时，又会切断供液电磁阀 9 的电源，关闭供液主阀 10。

在低压循环贮液桶上还装有高液位遥测液位计 15。当桶内液位升至容器高度的 70% 以上时，切断压缩机的电源，防止压缩机的湿冲程。

在氨泵 12 上装有氨泵压差继电器 13 和低压安全阀 14。当氨泵不供液空载运行时，氨泵进出口压力差不能建立，压差继电器 13 会切断氨泵电源，防止氨泵轴承损坏；当氨

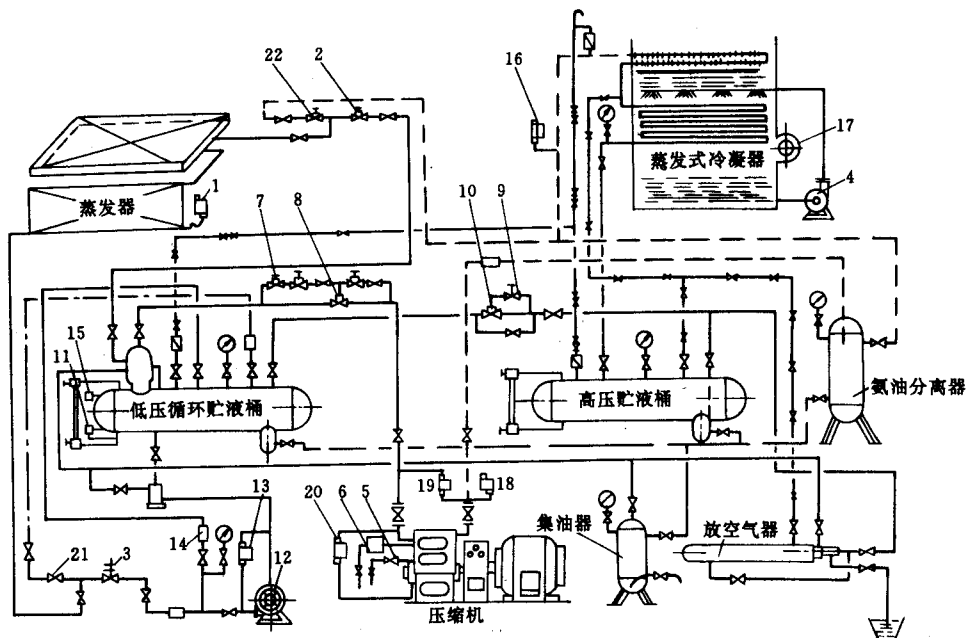


图 10-21 冷藏库自动控制系统原理示意图

- 1—温度继电器 2—吸入电磁阀 3—供液电磁阀 4—循环水泵 5—冷却水电磁阀 6—水流继电器
7—吸入管电磁阀 8—吸入总管主阀 9—供液电磁阀 10—供液主阀 11—低液位遥测液位计
12—氨泵 13—氨泵压差继电器 14—低压安全阀 15—高液位遥测液位计 16—压力继电器
17—风机 18—温度继电器 19—高低压继电器 20—油压继电器
21—排液电磁阀 22—热氨电磁阀

泵出口压力过高时，低压安全阀 14 会自动打开分流。

在蒸发器的库房内，装有温度继电器 1，控制着吸入电磁阀 2、供液电磁阀 3、氨泵、压缩机等的“开”或“关”。

在压缩机吸气总管上装有吸入总管主阀 8，该主阀由吸入管电磁阀 7 和后面的恒压阀所控制。恒压阀起到稳定蒸发压力的作用。

二、自动开机制冷程序

当制冷系统处于正常的自动控制状态时，如图 10-21 所示，只要某一冷库的温度达不到设定的温度，温度继电器 1 就会接通吸入电磁阀 2、供液电磁阀 3，压缩机冷却水电磁阀 5 打开，水泵 4 向冷凝器供水。如果压缩机有流量足够的冷却水，水流继电器接通，压缩机将启动运行。经数秒钟的延时，吸入总管电磁阀 7 打开，经恒压阀作用主阀 8 开启。如果吸排气压力正常、润滑油压正常，压缩机将连续正常运转，高温高压氨气经氨油分离器进入蒸发式冷凝器。当排气压力达到某一压力时，蒸发式冷凝器的压力继电器 16 将使风机 17 投入运转，以增加冷却效果。当冷凝压力降至压力继电器的断开值时，风机停

止运行,只有水泵工作。被冷凝后的氨液,进入高压贮液桶。低压循环贮液桶上的低液位遥测液位计 11 根据液位的高低,控制供液电磁阀 9 从而控制供液主阀 10 的通断,由高压贮液桶向低压循环贮液桶供液,使低压循环贮液桶的液面始终保持在规定的高度范围内。氨泵运行,氨液被输送到蒸发器,制冷开始。

采用氨泵供液的制冷系统,氨液的蒸发量仅为循环量的 $1/7 \sim 1/3$,有大量的氨液来不及蒸发成气体就被泵回低压循环贮液桶。刚开始制冷时,低压循环贮液桶的氨液被氨泵抽出,液位下降迅速,由高压贮液桶向低压循环贮液桶补充氨液的频率也比较频繁。当有大量未被蒸发的氨液循环回到低压循环贮液桶时,补充氨液的频率变低,有时可以减少到 30min 左右一次。

用一台氨泵向多个库房供液,温度达到要求的库房会自动关闭输液管道。当出现剩下的个别库房氨液流量过大、流速增加、摩擦发热时,库房反而难以降温。这时,氨泵的低压安全阀 14 会自动打开旁通回路,将多余的氨液不经蒸发器而直接流回低压循环贮液桶。

三、自动停机程序

当冷库全部的库房都达到所需的低温要求时,装在库房内的温度继电器 1 的触点将断开,供液电磁阀 3、吸入电磁阀 2、供液电磁阀 9、吸入管电磁阀 7 均关闭,导致供液主阀 10 关闭、吸入总管主管 8 关闭。压缩机经延时抽空降压后停机,冷凝器水泵 4 和压缩机冷却水电磁阀 5 也同时关闭。

四、安全自动保护

(1) 压缩机正常运行后若出现冷却水流量不够、吸排气压力不正常、异常发热、润滑油压力不足时,相应的水流继电器 6、高低压力继电器 19、温度继电器 18、油压继电器 20 均会自动切断压缩机电源,使压缩机停止运转。

(2) 高压贮液桶装有安全阀,当压力超过某规定值时,安全阀会自动打开放空,防止高压贮液桶因超压力而爆炸。

(3) 低压循环贮液桶的液位升到高液位上限时,高液位遥测液位计 15 会动作并关闭供液电磁阀 9 和供液主阀 10,关闭吸入管电磁阀 7 和主阀 8,停止压缩机运行,以防液击。

(4) 氨泵运转时空载,氨泵进出口压差不能建立,为保护氨泵免遭损坏,氨泵压差继电器会切断氨泵电源,使氨泵停止运行。

五、冲霜操作

冷库内有一定的水分,制冷一定时间以后,蒸发器上就会结霜。当蒸发器的霜层太厚时,会影响制冷的效果,需要定期冲霜。冷库常用的冲霜法有热氨冲霜和水冲霜两种。

热氨冲霜流程见图 10-21。当除霜计时器(图中未画出)累计制冷时间达到某一时数后,会自动关闭供液电磁阀 3 和吸入电磁阀 2,打开热氨电磁阀 22 和排液电磁阀 21。从氨油分离器出来的热氨气体经热氨电磁阀 22 进入蒸发器冲霜,然后通过排液电磁阀 21

回到低压循环贮液桶。冲霜结束后，以上电磁阀门会自动复位，重新投入制冷运行。

热氨冲霜自动化程度高，但热氨冲霜冷热温差较大、压力较大，对热氨所经过的管道和设备的密封，会有不利的影响。

水冲霜是关闭供液电磁阀 3 和吸气电磁阀 2 后，用常温的水冲淋蒸发器融霜。由于没有高温高压气体进入蒸发器等管路，所以对相应管道和设备密封的影响也较少。但是，水冲霜操作时自动化程度较低。水冲霜结束后要将冷库内水管的水放净，否则会冻裂水管。

思 考 题

1. 试述二次启闭式电磁阀的工作原理。
2. 什么情况下需要安装蒸发压力调节阀？为什么？
3. 高、低压力保护继电器的作用是什么？工作原理如何？
4. 启动继电器有什么作用？主要有哪几种类型？工作原理如何？
5. 试述波纹管式温度继电器的工作原理。
6. 试述热敏电阻桥式半导体温度继电器的工作原理。
7. 试述小型冷库压缩机控制电路的工作原理。
8. 上海合众——开利公司生产的 30HK 活塞式冷水机组有哪些自动保护元件？
9. 试述氨冷藏库自动开机制冷的原理。

第十一章 溴化锂吸收式制冷机

吸收式制冷机和蒸汽压缩式制冷机一样，都是利用液体的汽化潜热制冷的。两者的主要区别在于：蒸汽压缩制冷是消耗高品位的能量——电能（或机械能）作为补偿的，耗电量是其缺点之一。而吸收式制冷的最大特点之一就是可直接利用热能作为补偿，它可用 $0.05\sim 0.07\text{MPa}$ （表压）的低压蒸汽，也可用温度 $80\sim 120^{\circ}\text{C}$ 的热水，甚至可以直接利用工业生产中的废汽、废热及余热作为补偿热源，耗电量少。目前被应用的吸收式制冷机有两种：一种是氨吸收式制冷机；另一种是溴化锂吸收式制冷机。其中以水为制冷剂、溴化锂为吸收剂的溴化锂吸收式制冷机由于还具有运行平稳、噪声低，能量调节范围广，运行管理方便，无环境污染，对大气臭氧层无破坏作用等优点，近年来得到广泛的应用。本节着重介绍溴化锂吸收式制冷机。

第一节 溴化锂吸收式制冷机的工作原理

溴化锂吸收式制冷机，是利用溴化锂水溶液具有在常温下能强烈地吸收水蒸气，在高温下，又能将所吸收的水分释放出来的特性，以及水在真空状态下蒸发时，具有较低的蒸发温度来实现制冷的。

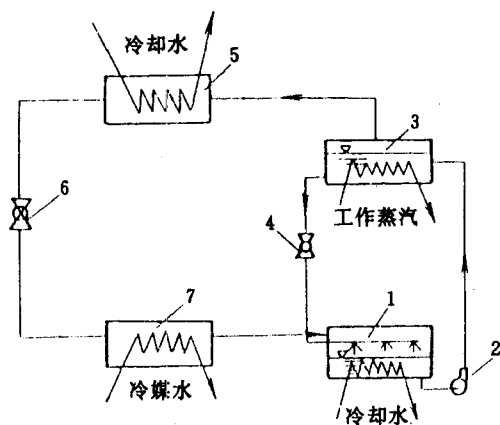


图 11-1 溴化锂吸收式制冷机工作原理图

- 1—吸收器 2—溶液泵 3—发生器
4、6—节流阀 5—冷凝器 7—蒸发器

由图 11-1 可见，溴化锂吸收式制冷机主要由四个热交换设备组成，即发生器、冷凝器、蒸发器和吸收器，它们组成两个循环环路：制冷剂循环与吸收剂循环。制冷剂循环由冷凝器、节流阀和蒸发器组成。吸收剂循环由吸收器、发生器、溶液泵及降压调节阀组成。

发生器内的溴化锂水溶液，由于外部热源的加热，使沸点低的水分，汽化成水蒸气。水蒸气进入冷凝器向冷却水放热被凝结为制冷剂水。制冷剂水经节流阀节流降压后进入蒸发器，在蒸发器内，低压制冷剂水吸收被冷却

介质的热量，汽化为低压水蒸气。被冷却介质因失去热量，温度降低而产生制冷效应。低压水蒸气进入吸收器，被其中的溴化锂溶液所吸收，吸收过程中放出的溶解热，由冷却水带走。吸收了水蒸气的溴化锂水溶液，变为稀溶液后，由溶液泵送到发生器中。发生器由于外部热源加热，使溴化锂稀溶液不断释放出水蒸气而浓度升高，成为浓溶液。浓溶液经降压后进入吸收器，吸收来自蒸发器的制冷剂水蒸气而浓度降低，再由溶液泵将吸

收器里的溴化锂稀溶液送入发生器。如此循环，从而达到不断制冷的目的。

从图 11-1 可以看出，溴化锂吸收式制冷机与蒸气压缩式制冷机的不同点在于将低压蒸气变为高压蒸气所采用的方式，压缩式制冷机是通过压缩机完成，而溴化锂吸收式制冷机则是通过发生器、节流阀、吸收器和溶液泵来完成的。

一、溴化锂水溶液的性质

1. 水

水是很容易获得的物质。它无毒、不燃烧、不爆炸、价格低廉、汽化潜热大，体积大。常压下的蒸发温度较高，常温下的饱和压力很低。例如当温度为 25°C 时，它的饱和压力为 3.16kPa ，体积为 $43.37\text{m}^3/\text{kg}$ 。用水作制冷剂只能得到 0°C 以上的制冷温度。

2. 溴化锂

溴化锂 (LiBr) 的性质与 NaCl 相似，属盐类，有咸味，呈无色粒状晶体，熔点为 549°C ；它的沸点很高，在一个物理大气压下沸点为 1265°C ，故在常温或一般高温下可以认为是不挥发的；溴化锂极易溶解于水，它性质稳定、在大气中不变质、不分解。

3. 溴化锂水溶液

溴化锂水溶液无毒，入口有咸味，对人体无损害，由于其强烈的吸水性，液滴溅在皮肤上时感到温热，但如溅入眼睛需立即清洗，以防失明。

溴化锂水溶液很易结晶而且结晶温度与浓度的关系很大。浓度升高一点，结晶温度就升高很多，它们的关系可以从表 11-1 中看出，当浓度在 65% 时这种情况尤为突出。为了防止结晶，所选取的浓度不得超过 65%。

表 11-1 溴化锂水溶液的浓度与结晶温度的关系

浓度/%	55	58	60	62	64	65	66	68	70
结晶温度/ $^{\circ}\text{C}$	-15	6.5	22.5	32.5	40.5	46.5	64	87.5	107.5

溴化锂水溶液的水蒸气分压小，它比同温度下纯水的饱和蒸气压力小得多，所以具有强烈的吸湿性。

溴化锂水溶液对一般金属具有较大的腐蚀性，特别在有空气时，在几个月内碳素钢板可锈蚀达 $1\sim 2\text{mm}$ ，但在高真空状态下，加入适当的缓蚀剂可减弱对金属的腐蚀。

4. 溴化锂水溶液的图表

(1) 溴化锂水溶液的压力-饱和温度图 图 11-2 为溴化锂水溶液的 ($p-t$ 图)。它表明溴化锂水溶液的压力、温度和浓度之间的关系。图中左侧第一条斜线表示纯水的压力和饱和温度的关系，最右侧的折线为溴化锂水溶液的结晶线。

从图中可以看出，在一定温度下溶液面上的水蒸气饱和分压力小于纯水的饱和压力，而且浓度越高，液面上水蒸气饱和分压力越小。例如在 25°C 时，浓度为 50% 的溴化锂水溶液的水蒸气压力仅为 0.8kPa ，而水在此时的饱和蒸气压力约为 3.16kPa 。这表明溴化锂水溶液的吸湿性很强，因为只要水蒸气压力大于 0.8kPa ，如 0.93kPa (水的饱和温度为

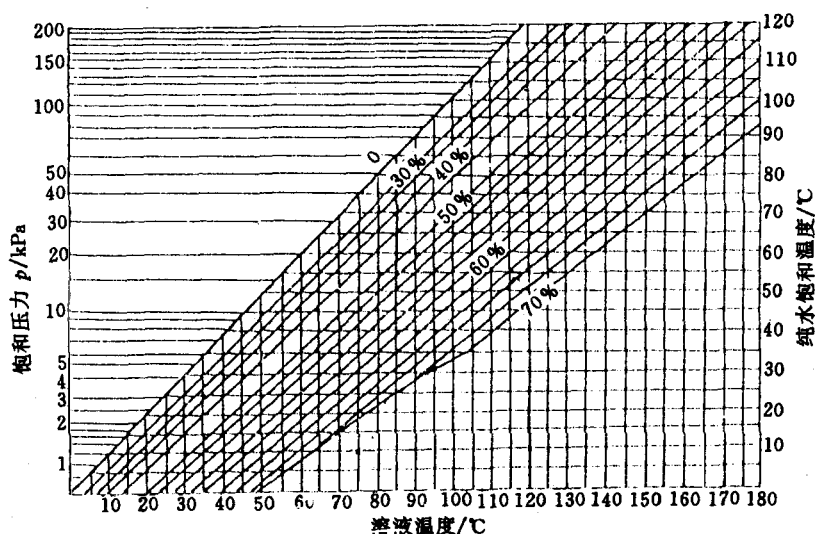


图 11-2 溴化锂水溶液的压力-饱和温度图 ($p-t$ 图)

6℃) 就会被 25℃、50% 的溴化锂水溶液所吸收, 即溴化锂水溶液具有吸收比其温度低得多的水蒸气的能力。这也正是溴化锂水溶液可作为吸收式机组工质的原因。

从图中还可以看出, 温度越低, 饱和浓度也越低, 因此溴化锂水溶液温度过低时也易形成结晶。

(2) 溴化锂水溶液的焓-浓度图 图 11-3 为溴化锂水溶液的 ($h-\rho$ 图)。纵坐标为溶液的焓值, 横坐标为溶液的浓度。图的下半部分为液相部分, 由等温线簇 (虚线) 和等压线簇 (实线) 组成; 图的上半部分为气相部分, 只有等压线簇。由于溶液面上水蒸气的温度和溶液温度相等, 因而在上部辅助曲线图上不再另画等温线。 $h-\rho$ 图表达了溴化锂水溶液的焓、浓度、温度以及溶液表面上水蒸气饱和和压力之间的相互关系。只要知道了其中任意两个参数, 就能由图确定其他参数。

例 11-1 已知饱和溴化锂水溶液的压力为 7mmHg, 温度为 40℃, 求溶液及其液面上水蒸气各状态参数。

解: 如图 11-3 中虚线所示, 首先在 $h-\rho$ 图的液态部分找到 7mmHg 等压线与 40℃ 等温线的交点 A, 读出浓度 $\rho_A = 59\text{g}/100\text{mL}$, 焓 $h_A = 260\text{kJ}/\text{kg}$ 。

液面上水蒸气温度等于溶液温度 40℃, 浓度 $\rho = 0$ 。通过 A 点的等浓度线 $\rho_A = 59\text{g}/100\text{mL}$ 与压力 7mmHg 的辅助线的交点 B 作水平线与 $\rho = 0$ 的纵坐标相交于 C 点, C 点即为液面上水蒸气状态点, $h_c = 2990\text{kJ}/\text{kg}$ 。其位置在 7mmHg 辅助线之上, 所以是过热蒸汽。

从饱和水蒸气表知, 压力为 7mmHg 时纯水的饱和温度为 6℃, 远低于 40℃, 可见溶液面上的水蒸气具有相当大的过热度。

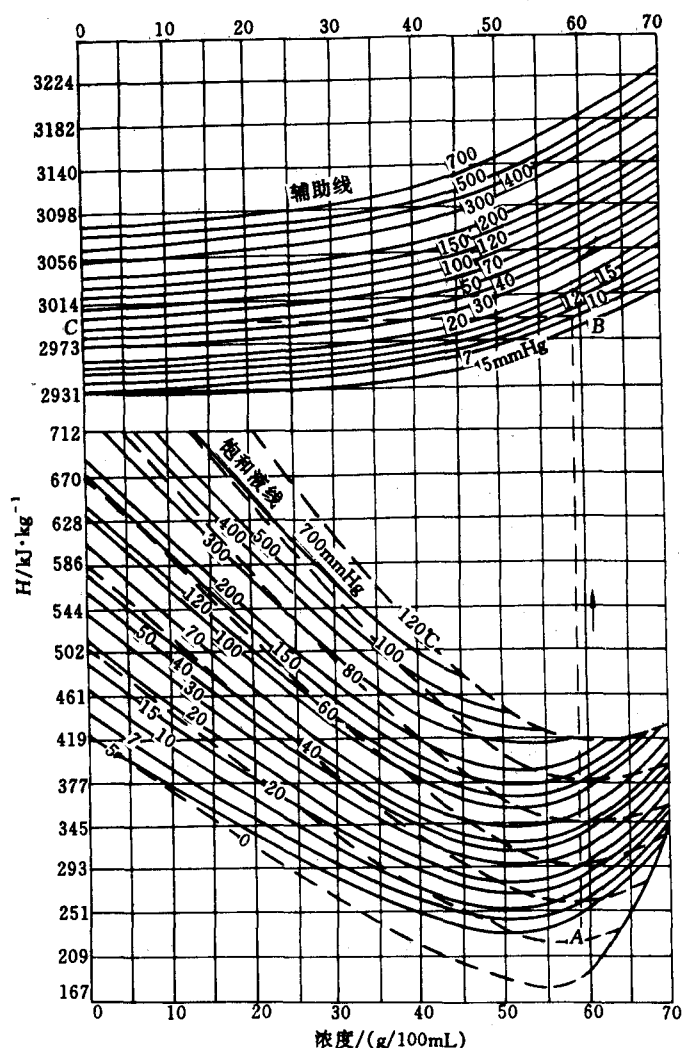


图 11-3 溴化锂水溶液的 $h-p$ 图

二、溴化锂吸收式制冷机的工作原理

(一) 单效溴化锂吸收式制冷机的工作原理

1. 工作流程

溴化锂吸收式制冷机整个系统在高真空条件下运转。结构的密封性是至关重要的技术条件。要求结构安排必须紧凑，连接部件尽量减少。通常是将发生器和吸收器等各个换热器合置在一个或两个密闭的筒体内，即所谓单筒结构或双筒结构。容量较大的机器一般采用双筒结构形式。

图 11-4 所示为双筒式溴化锂吸收式制冷机的结构简图，其工作过程如下：从吸收器出来的浓度为 ζ_a 的 F (kg) 稀溶液，由发生器泵 11 经过换热器 5，吸收由发生器 2 下来的高温浓溶液的热量提高温度后送入发生器 2。在发生器中受到管内工作蒸汽（或热水）

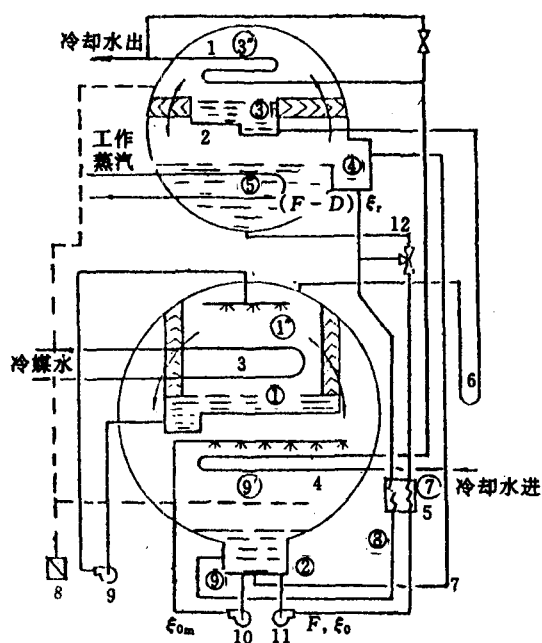


图 11-4 溴化锂吸收式制冷机系统图

- 1—冷凝器 2—发生器 3—蒸发器 4—吸收器
5—换热器 6—U形管 7—防结晶管 8—抽气装置
9—蒸发器泵 10—吸收器泵 11—发生器泵 12—三通阀
(图中圆圈内的数字表示状态点)

在发生器中，送往发生器中的稀溶液为 m_F (kg)，浓度为 ρ_a ，它被蒸气加热产生了 m_D (kg) 水蒸气，剩下的 $m_F - m_D$ (kg)，浓度变为 ρ_r 的浓溶液被送至吸收器，根据质量守恒原则，可求得下式：

$$\rho_a \cdot m_F = (m_F - m_D) \rho_r$$

或

$$\rho_a \cdot \frac{m_F}{m_D} = \left(\frac{m_F}{m_D} - 1 \right) \rho_r \quad (11-1)$$

式中 ρ_a ——稀溶液浓度 (kg/L)

ρ_r ——浓溶液浓度 (kg/L)

m_D ——水蒸气量 (kg)

m_F ——稀溶液量 (kg)

a ——循环倍率

式中 $\frac{m_F}{m_D}$ 意味着在发生器中产生 1kg 水蒸气所需溴化锂稀溶液的循环量。令 $\frac{m_F}{m_D} = a$ ， a 称为循环倍率，将 a 代入上式得：

$$\rho_a \cdot a = (a - 1) \rho_r$$

$$a = \frac{\rho_r}{\rho_r - \rho_a} \quad (11-2)$$

的加热，溶液中有 D (kg) 的水蒸发为水蒸气，水蒸气向上流经挡板分离液滴后进入冷凝器而凝结成制冷剂水，并聚积在冷凝器下部的水盘内。冷凝器内压力比蒸发器高，在重力及压差作用下，制冷剂水便沿 U 形管流至蒸发器 3 的水盘内，然后由蒸发器泵 9 送至蒸发器喷淋管中，均匀地洒到管簇上，水便蒸发吸热而制冷。

由于蒸发器内压力略高于吸收器内压力，所以蒸发出来的 m_D (kg) 水蒸气经挡水板将其中夹带的液滴分离后流入吸收器 4，被由吸收器泵 10 送来的并均匀喷淋在吸收器管簇外表面的中间溶液吸收，重新变成了稀溶液，中间溶液是由发生器来的浓度为 ρ_r 的浓溶液，与吸收器中的稀溶液混合而成，浓度用 ρ_{cm} 表示。吸收过程放出的吸收热由冷却水带走。吸收器中的稀溶液再由发生器泵、经换热器，送往发生器加热，循环重复进行。

$\rho_r - \rho_a$ ——放气范围，一般取 3.5%~6%

2. 循环过程在 h - ρ 图上的表示

溴化锂吸收式制冷机的工作循环过程及其状态的变化在 h - ρ 图上的表示，如图 11-5 所示。图中 p_k 为冷凝压力，即发生器压力； p_a 为吸收器，即蒸发压力。图中各点含义如下：

点 2：稀溶液出吸收器的状态。温度和浓度分别为 t_2 ， ρ_a 。

2-7：稀溶液在热交换器中的预热过程。温度升高，浓度不变。

7-5：稀溶液在发生器中的等浓度加热过程。温度由 t_7 升至饱和温度 t_5 ，浓度不变。

5-4：发生器内蒸汽发生过程。温度由 t_5 升高至 t_4 ，浓度由 ρ_a 增至 ρ_r ，同时产生点 3'' 状态的制冷剂蒸汽。

点 4：发生器出口浓溶液的状态，其浓度为 ρ_r ，温度为 t_4 。

4-8：浓溶液在热交换器中的预冷过程。温度由 t_4 降至 t_8 ，浓度为 ρ_r 不变。

8-9：浓溶液与稀溶液的混合过程。混合后的浓度 ρ_{cm} ，温度为 t_9 。

9-9'：混合溶液出吸收器喷嘴的闪发过程（由于水分蒸发，浓度稍有增加）。

9'-2：喷淋溶液在吸收器中吸收来自蒸发器的制冷剂蒸汽的吸收过程。并被在吸收器管内流动着的冷却水所冷却，溶液的浓度和温度降低。过程终了溶液状态为点 2。

3''-3：发生器中产生的制冷剂蒸汽在冷凝器中的冷凝过程。其状态是压力为 p_k 的饱和水。

3-1''：制冷剂水经过 U 形管，产生部分制冷剂水闪发（点 1''），尚未闪发的大部分制冷剂水（点 1）进入蒸发器中的蒸发过程。形成压力由 p_k 降至 p_a 的饱和蒸汽，被在吸收器中喷淋的混合溶液所吸收。

这样制冷机便完成了一个制冷循环。过程周而复始，就能不断地提供所需要的冷媒水，满足空调或生产工艺要求。

上面分析的发生与吸收过程是指理想情况而言。实际上由于发生器中溶液液柱的影响，而使溶液在较高的压力下蒸发，同时由于溶液与加热管表面接触的时间和面积有限，使发生器发生终了的浓溶液浓度 ρ'_r 比理想情况下的浓度 ρ_r 低。 $\rho'_r - \rho_r$ 称为发生不足。在吸收器中，由于吸收剂与被吸收的蒸汽相互接触的时间很短，再加上设备内空气和不凝性气体的影响，降低了吸收效果，因此吸收终了溶液的浓度 ρ'_a 比理想情况下的浓度 ρ_a 大， $\rho'_a - \rho_a$ 称为吸收不足。发生不足和吸收不足均会引起工作过程中状态参数的改变，并进而影响循环的经济性。

3. 热力计算

热力计算的原始数据有：制冷量 Q_0 ，加热介质温度 t_h ，冷却水温度 t_w 和冷媒水温度 t_c 。可根据如下一些经验关系选定设计参数。

在溴化锂吸收式制冷机中的冷却水，一般采用先通过吸收器再进入冷凝器的串接方

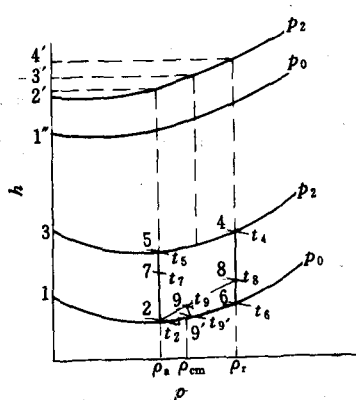


图 11-5 溴化锂吸收式制冷循环的 h - ρ 图

法。冷却水出入口总温差取 $8\sim 9^{\circ}\text{C}$ 。冷却水在吸收器和冷凝器内的温升之比与这两个设备的热负荷之比相近。一般吸收器的热负荷及冷却水的温升稍大于冷凝器。

冷凝温度 t_k 比冷凝器内冷却水出口温度高 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ ；蒸发温度 t_0 比冷冻水出口温度低 $2\sim 5^{\circ}\text{C}$ ；吸收器内溶液最低温度比冷却水出口温度高 $3\sim 5^{\circ}\text{C}$ ；发生器内溶液最高温度 t_4 比热媒温度低 $10\sim 40^{\circ}\text{C}$ ；热交换器的浓溶液出口温度 t_8 比稀溶液侧入口温度 t_2 高 $12\sim 25^{\circ}\text{C}$ 。

下面举例介绍热力计算方法与步骤。

例 11-2 如图 11-4 所示溴化锂吸收式制冷系统。已知制冷量 $Q_0=1745\text{kW}$ ，冷媒水出口温度 $t_{c2}=7^{\circ}\text{C}$ 冷却水入口温度 $t_w=32^{\circ}\text{C}$ ，加热用饱和蒸汽 $t_h=119.62$ ($p_h=1.96\times 10^5\text{Pa}$)。试对该系统进行热力计算。

解：

(1) 根据已知条件和经验关系确定如下设计参数

冷凝器冷却水出口温度 $t_{w2}=t_w+8=40^{\circ}\text{C}$

冷凝温度 $t_k=t_{w2}+5=40+5=45^{\circ}\text{C}$

冷凝压力 $p_k=9583\text{Pa}$

蒸发温度 $t_0=t_{c2}-2=7-2=5^{\circ}\text{C}$

蒸发压力 $p_0=870\text{Pa}$

吸收器冷却水出口温度 $t_{w1}=t_w+\Delta t_{w1}=32+4.5=36.5$ ($^{\circ}\text{C}$)

吸收器溶液最低温度 $t_2=t_{w1}+3.5=36.5+3.5=40$ ($^{\circ}\text{C}$)

发生器溶液最高温度 $t_4=t_h-23.6=96.02$ ($^{\circ}\text{C}$)

浓溶液出热交换器温度 $t_8-t_2=19^{\circ}\text{C}$ ， $t_8=t_2+19=59$ ($^{\circ}\text{C}$)

稀溶液浓度 $\rho_a=f(p_0, t_2)=58\%$

浓溶液浓度 $\rho_r=\xi_a+4\%=62\%$

吸收器压力 $p_a=p_0-\Delta p=870-32=838$ (Pa)

Δp 的大小与挡水板的结构和气流速度有关。一般 Δp 为 $13.3\sim 65\text{Pa}$

(2) 确定循环各点参数

根据以上所选取的参数，可以在 $h-\xi$ 图上进一步查到相应的各点的焓值，现将它们列于表 11-2。

表中所列点号与图 11-5 中相对应。

表 11-2 工作过程在 $H-\xi$ 图上各点参数值

序 号	名 称	点 号	温度/ $^{\circ}\text{C}$	压力/ 10^5Pa	浓度/ $\%$	焓值/ $\text{kg}\cdot\text{kg}^{-1}$
1	蒸发器出口处制冷剂蒸汽	1	5	0.0087	—	2929
2	吸收器出口处稀溶液	2	40	0.0084	58	276
3	冷凝器出口处冷却水	3	45	0.09583	—	607
4	冷凝器进口水蒸气	3'	94.5	0.09583	—	3092
5	发生器出口浓溶液	4	96	0.09583	62	381

续表

序 号	名 称	点 号	温度/℃	压力/10 ⁵ Pa	浓度/%	焓值/kg·kg ⁻¹
6	发生器进口处饱和稀溶液	5	87.5	0.09583	58	368
7	吸收器进口处饱和浓溶液	6	48	0.0084	62	376
8	热交换器出口稀溶液	7	73.5	—	58	341
9	热交换器出口浓溶液	8	59	—	62	312
10	吸收器喷淋溶液	9	45	—	59	285

热交换器出口的稀溶液焓值 h_7 可由热交换器的热平衡求得, 即

$$m_F(h_7 - h_2) = (m_F - m_D)(h_4 - h_8)$$

$$h_7 = \frac{(a-1)(h_4 - h_8)}{a} + h_2$$

式中

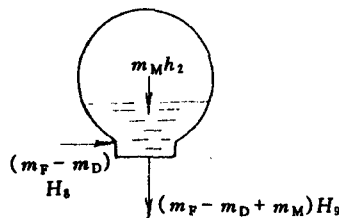
$$a = \frac{\rho_t}{\rho_t - \rho_a} = \frac{0.62}{0.62 - 0.58} = 15.5$$

所以

$$h_7 = \frac{(15.5-1)(91-74.5)}{15.5} + 60 = 341 \text{ (kJ/kg)}$$

根据 h_7 、 ρ_a 在 h - ρ 图上查得 $t_7 = 73.5^\circ\text{C}$ 。

因为中间溶液是由 $(m_F - m_D)$ (kg) 的浓溶液与 m_M (kg) 的稀溶液混合而成, 因此, 中间溶液的焓值和温度可根据混合溶液的热量平衡求得。如图 11-6 所示。



$$(m_F - m_D + m_M)h_9 = (m_F - m_D)h_8 + m_M h_2$$

上式简化后得:

$$h_9 = \frac{(a-1) \cdot h_8 + f_a \cdot h_2}{a + f_a - 1}$$

图 11-6 混合溶液热平衡

式中 $f_a = \frac{m_M}{m_D}$, 表示吸收 1kg 蒸汽所需稀溶液循环量。 f_a 称为吸收器溶液再循环倍率。一般 $f_a = 20 \sim 50$; 现取 $f_a = 50$

$$h_9 = \frac{(15.5-1) \times 312 + 50 \times 276}{15.5 + 50 - 1} = 285 \text{ (kJ/kg)}$$

同样可由混合溶液的物料平衡求出中间溶液的浓度 ρ_{cm}

$$\rho_{cm} = \frac{f_a \rho_a + (a-1) \rho_t}{a + f_a - 1}$$

代入数值后

$$\rho_{cm} = \frac{50 \times 0.58 + (15.5-1) \times 0.62}{15.5 + 50 - 1} = 0.59$$

由 h_9 、 ρ_{cm} 在 h - ρ 图上查出 $t_9 = 45^\circ\text{C}$ 。

(3) 各设备单位热负荷

发生器的单位热负荷 q_h : 由图 11-7 可知

$$Q_h = (m_F - m_D)h_4 + m_D h''_3 - m_F h_7$$

或

$$q_h = (a - 1)h_4 + h''_3 - ah_7$$

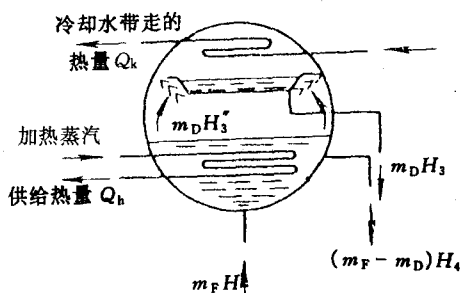


图 11-7 发生器和冷凝器的热平衡

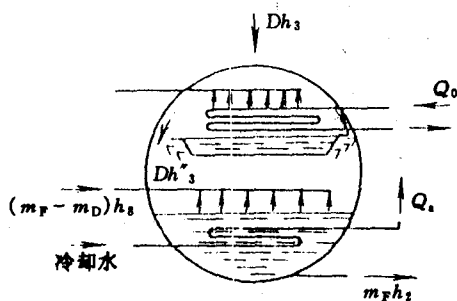


图 11-8 蒸发器和吸收器的热平衡

代入数值后:

$$q_h = (15.5 - 1) \times 381 + 3092 - 15.5 \times 341 = 3310 (\text{kJ/kg})$$

冷凝器单位热负荷 q_k : 由图 11-7 可知

$$Q_k = m_D h''_3 - m_D h_3$$

或

$$q_k = h''_3 - h_3$$

所以

$$q_k = 3092 - 607 = 2485 (\text{kJ/kg})$$

蒸发器单位热负荷 q_0 : 由图 11-8 可知

$$Q_0 = m_D h''_1 - m_D h_3$$

或

$$q_0 = h''_1 - h_3$$

所以

$$q_0 = 2929 - 607 = 2322 (\text{kJ/kg})$$

吸收器的单位热负荷 q_a , 由图 11-8 可知

$$Q_a = (m_F - m_D)h_8 + m_D h''_1 - m_F h_2$$

或

$$q_a = (a - 1)h_8 + h''_1 - ah_2$$

所以 $q_a = (15.5 - 1) \times 312 + 2929 - 15.5 \times 276 = 3143 (\text{kJ/kg})$

溶液热交换器的单位热负荷 q_t :

$$Q_t = (h_7 - h_2) \cdot m_F$$

或

$$q_t = (h_7 - h_2) \cdot a$$

所以

$$q_t = (341 - 276) \times 15.5 = 1013 (\text{kJ/kg})$$

热平衡 吸热 $q_h + q_0 = 3310 + 2322 = 5632 (\text{kJ/kg})$

放热 $q_a + q_k = 3143 + 2483 = 5626 (\text{kJ/kg})$

可以认为

$$q_h + q_0 = q_a + q_k$$

(4) 热力系数

$$\zeta = \frac{q_0}{q_h} = \frac{2322}{3310} = 0.702$$

(5) 各设备的热负荷及流量

$$\text{制冷剂水循环量 } m_D = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{1745 \times 10^3}{2322 \times 10^3} = 0.75 \text{ (kg/s)}$$

$$\text{稀溶液循环量 } m_F = a m_D = 15.5 \times 0.75 = 11.7 \text{ (kg/s)}$$

$$\text{浓溶液循环量 } m_F - m_D = (a-1) m_D = (15.5-1) \times 0.75 = 10.88 \text{ (kg/s)}$$

各设备的热负荷

$$\text{吸收器 } Q_a = m_D \cdot q_a = 0.75 \times 3143 = 2357 \text{ (kW)}$$

$$\text{发生器 } Q_h = m_D \cdot q_h = 0.75 \times 3310 = 2483 \text{ (kW)}$$

$$\text{冷凝器 } Q_k = m_D \cdot q_k = 0.75 \times 2483 = 1866 \text{ (kW)}$$

$$\text{热交换器 } Q_t = m_D \cdot q_t = 0.75 \times 1013 = 759.8 \text{ (kW)}$$

(6) 加热蒸汽消耗量

$$q_m = 1.05 \times \frac{Q_h}{\gamma h'' - h'}$$

式中 h'' ——加热蒸汽焓值 (kJ/kg)

h' ——加热蒸汽凝结水焓值 (kJ/kg)

1.05——考虑热损失的附加系数

$$\text{所以 } q_m = 1.05 \times \frac{2483}{2708 - 419} = 1.14 \text{ (kg/s)}$$

(7) 热力完善度

若取环境温度 $t_E = 32^\circ\text{C}$, 被冷却物温度 $t_C = 7^\circ\text{C}$, 热源温度 $t_H = 119.6^\circ\text{C}$, 则最大热力系数

$$\zeta_c = \left(\frac{t_C}{t_E - t_C} \right) \cdot \left(\frac{t_H - t_E}{t_H} \right) = \left(\frac{280}{305 - 280} \right) \cdot \left(\frac{392.6 - 305}{392.6} \right) = 2.5$$

热力完善度

$$\eta = \frac{\zeta}{\zeta_c} = \frac{0.702}{2.5} = 0.281$$

(二) 双效溴化锂吸收式制冷机的工作原理

单效溴化锂吸收式制冷机一般采用 (0.03~0.15) MPa (表) 低压蒸汽或 85~150°C 的热水作为加热热源, 循环的热力系数较低 (一般为 0.65~0.75)。如果有压力较高的蒸汽可以利用 (0.4MPa 以上), 则可采用双效溴化锂吸收式制冷循环, 热力系数可提高到 1 以上。

所谓双效溴化锂吸收式制冷机, 是在机组中装有高压发生器和低压发生器。在高压发生器中, 采用压力较高的蒸汽 [一般为 (0.6~0.8) MPa] 或燃气、燃油等高温热源加热, 在高压发生器中产生的高温制冷剂水蒸气, 用来加热低压发生器, 使低压发生器中的溴化锂溶液进一步产生制冷剂水蒸气 (故双效溴化锂制冷机又称两级发生式溴化锂制冷机), 这样不仅有效地利用了制冷剂水蒸气的汽化潜热, 同时又减少了冷凝器的热负荷, 使机组的经济性得到提高。

双效溴化锂吸收式制冷机循环的形式很多, 图 11-9 为其中一种较为常见的循环流程图。它由高压发生器、低压发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器、高温热交换器、低温热

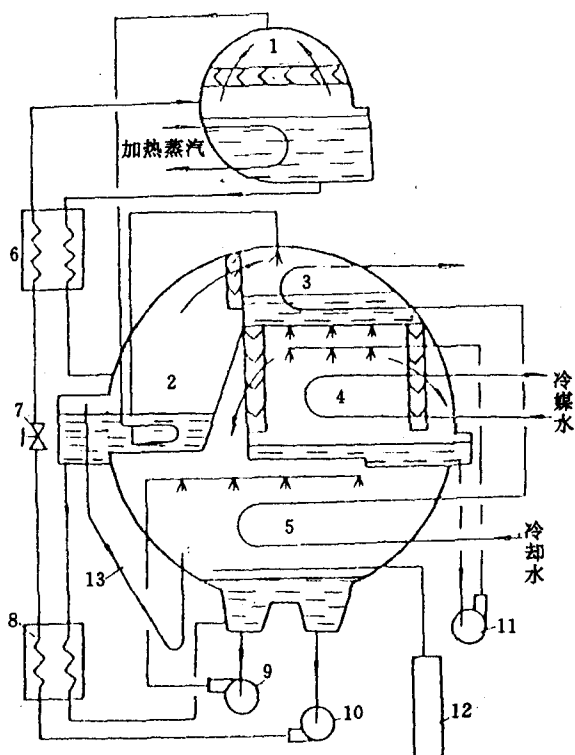


图 11-9 双效溴化锂吸收式制冷机系统图

- 1—高压发生器 2—低压发生器 3—冷凝器 4—蒸发器 5—吸收器
6—高温热交换器 7—溶液调节阀 8—低温热交换器 9—吸收器泵
10—发生器泵 11—蒸发器泵 12—抽气装置 13—放晶管

(图中圆圈内的数字表示状态点)

气，使溶液的浓度和温度升高，然后溶液由高压发生器 1 排出，经高温热交换器 6 后进入低压发生器 2，被来自高压发生器的高温冷剂水蒸气加热，再次产生冷剂蒸汽，溶液的浓度进一步提高。高压发生器产生的冷剂蒸汽在低压发生器中放出潜热，凝结成冷剂水，经节流后与低压发生器产生的冷剂蒸汽一起进入冷凝器 3，被管内冷却水冷却，形成冷剂水。冷剂水经过节流装置后进入蒸发器 4，由于压力突然降低，部分水汽化，剩余的冷剂水积存在水盘中，由蒸发器泵 11 输送，均匀地喷淋在蒸发器管簇的外表面，吸取管内冷媒水的热量并蒸发，产生冷剂水

交换器、泵、阀门和抽气装置等组成。高压发生器由一个单独的高压筒组成，低压发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器组成另一筒体，高压侧和低压侧之间用隔板隔开。

双效溴化锂吸收式制冷机有两个发生器和三个（或更多）热交换器，系统较单效吸收式复杂。根据稀溶液循环方式的不同可以组成多种工作流程，但基本上分为两大类，即串联流程和并联流程。图 11-10 是上述两种流程方案的原理图。串联流程指由吸收器出来的稀溶液串联地流过高、低压发生器；并联流程指由吸收器出来的稀溶液分两路分别进入高、低压发生器。下面对图 11-9 所示的串联流程方案加以论述。

由吸收器 5 出来的稀溶液经发生器泵 10 升压，先后流经低、高温热交换器 8、6，温度升高后进入高压发生器 1，被管内的工作蒸汽〔(0.6~1) MPa 的高压蒸汽〕或 160~200℃ 的高温水加热产生冷剂水蒸

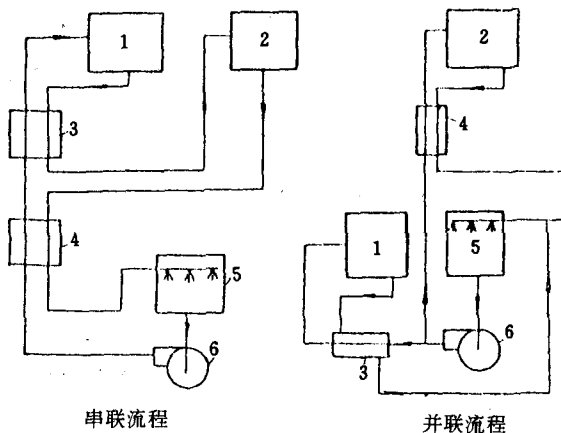


图 11-10 双效溴化锂吸收式制冷机流程框图

- 1—高压发生器 2—低压发生器 3—高温热交换器
4—低温热交换器 5—吸收器 6—溶液泵

蒸气。管内冷媒水得到冷却。另一方面，由低压发生器出来的浓溶液、经低温热换热器降温后进入吸收器，与部分稀溶液混合，形成中间溶液，然后由吸收器泵 9 在吸收器内均匀喷淋，吸收由蒸发器产生的制冷剂蒸汽，从而保持蒸发器所需要的低压，使制冷剂水不断地蒸发。中间溶液吸收了制冷剂水蒸气后重新变为稀溶液，由发生器泵送出。吸收过程中产生的热量由吸收器管簇内的冷却水带走，从而保证吸收过程的连续进行。

第二节 溴化锂吸收式制冷机的分类与结构

一、溴化锂吸收式制冷机的分类

溴化锂吸收式制冷机的分类方法很多。可按其用途、驱动热源-循环和结构等多种特征分类。

1. 按用途分类

(1) 冷水机组 供应空调用冷水或工艺用冷却水，是目前主要生产的机型。冷水出口温度一般分为 7℃、10℃、13℃三个级别。其中 7℃用于降温除湿，10℃、13℃只能用于降温冷却。

(2) 冷温水机组 供应空调和生活用冷热水，可以设计成同时供冷和供热，亦可设计成季节性的制冷和采暖。所供热水温度为 60℃左右。

2. 按驱动热源分类

(1) 蒸汽型 由工作蒸汽或废蒸汽驱动。按行业标准，单效机组的蒸汽压力为 0.1MPa，双效机组的蒸汽压力为 0.8MPa、0.6MPa、0.4MPa 及 0.25MPa 四个系列。

(2) 热水型 由 100℃左右的热水或废水驱动，是利用余热的节能型机组。

(3) 直燃型 由燃气或燃油的燃烧热驱动。通常设计成冷温水机组。由于对环境污染小，对操作人员要求不高，目前在建筑物空调和供热中得到广泛的应用。

3. 按循环分类

(1) 单效型 驱动热源的能量只在发生器中直接利用一次的机型。由低品位余热蒸汽或热水驱动的机组通常做成单效机型。

(2) 多效型 驱动热源的能量在制冷循环中被直接或间接地多次利用，可以提高循环的热力系数。

4. 按结构分类

(1) 单筒式 主要的热交换器，蒸发器、吸收器、发生器和冷凝器等，布置在一个筒体内。多为制冷量不大的机组采用。

(2) 多筒式 主要的热交换器布置在两个或多个筒体内。

(3) 卧式 主要的热交换器按其筒体轴线平行于地面布置，目前溴化锂吸收式制冷机主要结构是卧式。

(4) 立式 主要的热交换器按其筒体轴线垂直于地面布置。

二、溴化锂吸收式制冷机的结构

(一) 溴化锂吸收式制冷机的总体结构

溴化锂吸收式制冷机由若干换热器，并辅以屏蔽泵、真空阀门、管道、抽气装置、控制装置等组合而成。溴化锂吸收式制冷机的机型，是以各换热器的布置方式决定为单筒型、双筒型或三筒型。单筒型、双筒型多用于单效机组，而三筒型则大部分用于双效机组。

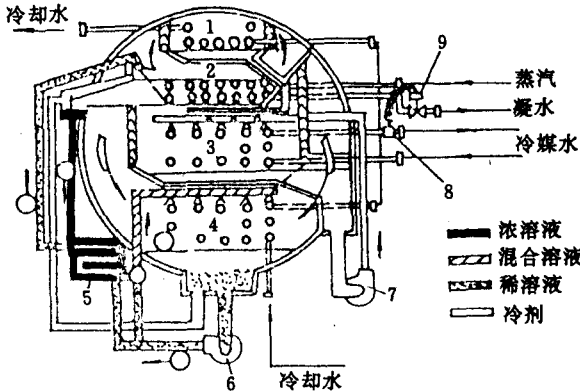


图 11-11 蒸汽单筒型单效溴化锂吸收式制冷机结构图
1—冷凝器 2—发生器 3—蒸发器 4—吸收器 5—热交换器
6—溶液泵 7—冷剂泵 8—温度调节器 9—凝结水控制阀

1. 单效溴化锂吸收式制冷机

(1) 单筒型单效溴化锂吸收式制冷机 单筒型单效溴化锂吸收式制冷机是将蒸发器、吸收器、发生器、冷凝器全都布置于单一简体内的形式，如图 11-11 所示。

单筒型单效溴化锂吸收式制冷机各换热器的不同布置方法，构成了四种基本形式。如图 11-12 所示。整

个简体一分为二，形成两个压力区，即发生—冷凝压力区和蒸发—吸收压力区。压力区之间通过管道及节流装置相联。单筒型具有机组结构紧凑、整体密封性好，机组高度低等优点，但制作较复杂，热应力及热损失比较大。

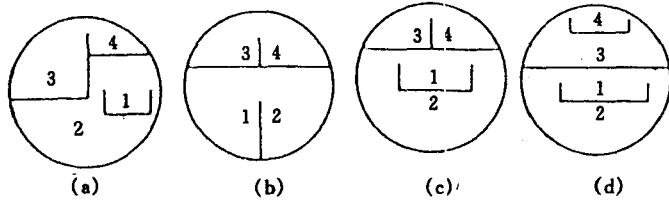


图 11-12 单筒型单效溴化锂吸收式制冷机布置形式
1—蒸发器 2—吸收器 3—发生器 4—冷凝器

(2) 双筒型单效溴化锂

吸收式制冷机 双筒型机是将压力大致相同的发生器和冷凝器置于一个筒体内，而将蒸发器和吸收器置于另一个筒体内，两个筒体上下叠置。采用双筒结构可以避免热损失，减小热应力，缩小安装面积，结构简单，制作方便，特别适合大冷量机组的分割搬运。不过高度有所增加，连接管道多，泄漏点较单筒多。双筒型的布置形式见图 11-13

图 11-14 所示的双筒型单效机组是按图 11-13 (a) 的方式排列。下筒体中蒸

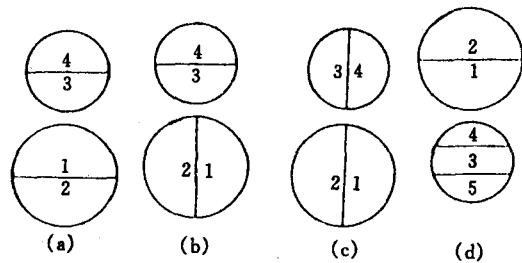


图 11-13 双筒型单效溴化锂吸收式制冷机布置形式
1—蒸发器 2—吸收器 3—发生器
4—冷凝器 5—热交换器

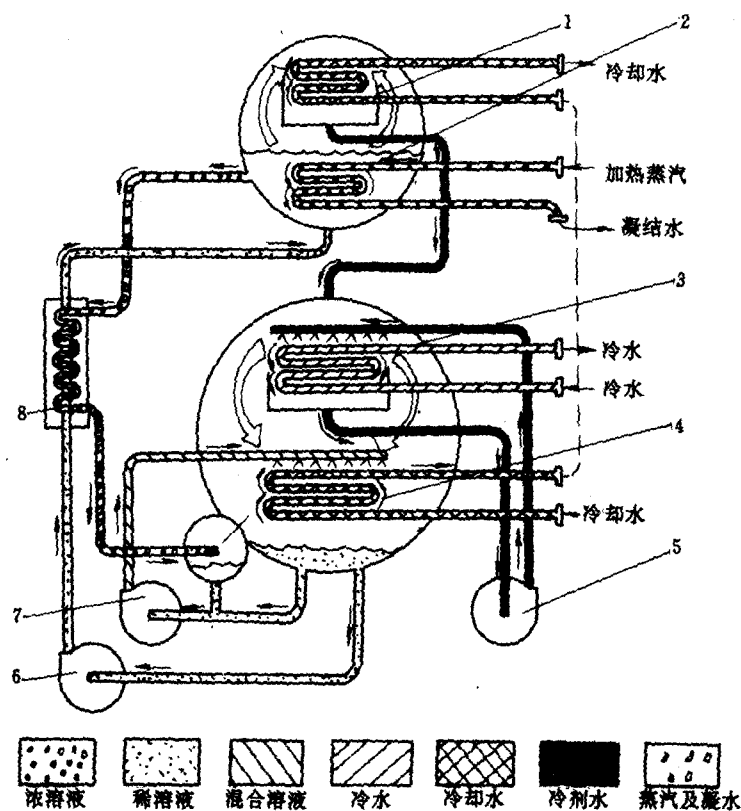


图 11-14 双筒单效溴化锂吸收式制冷机组之一

1—冷凝器 2—发生器 3—蒸发器 4—吸收器 5—制冷剂泵 6—溶液泵 7—溶液泵 I 8—溶液热交换器

发生器与吸收器和上筒体中发生器与冷凝器均为上下排列，优点是发生器、冷凝器、蒸发器与吸收器中的管排数少，提高了传热效果，目前采用较多。

图 11-15 所示的双筒型单效机组是按图 11-13(b) 的方式排列。下筒体中蒸发器与吸收器左右布置，上筒体中发生器与冷凝器上下布置。

2. 双效溴化锂吸收式制冷机

双效溴化锂吸收式制冷机是在单效机的基础上发展起来的。即在单效机上增加一个高压发生器与一只溶液热交换器。以双筒单效机为

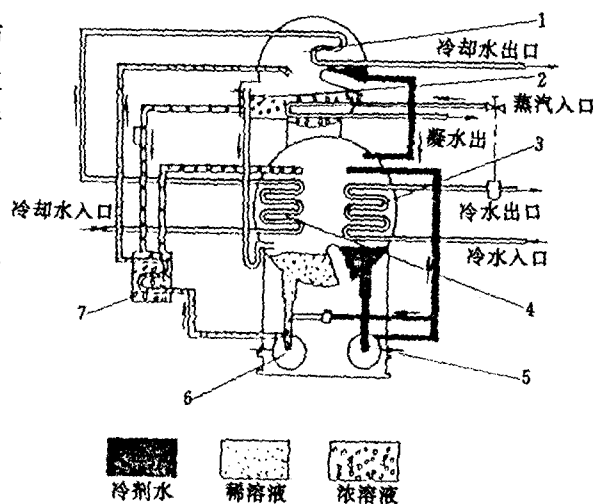


图 11-15 双筒单效溴化锂吸收式制冷机组之二

1—冷凝器 2—发生器 3—蒸发器 4—吸收器
5—制冷剂泵 6—溶液泵 7—溶液热交换器

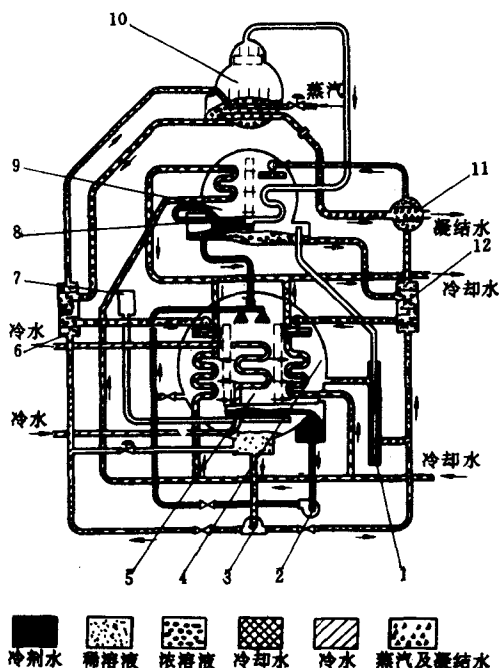


图 11-16 双效溴化锂吸收式冷水机组之一
1—自动熔晶管 2—制冷剂泵 3—溶液泵 4—吸收器
5—蒸发器 6—高温热交换器 7—集气室 8—低压发生器
9—冷凝器 10—高压发生器 11—凝水换热器
12—低温热交换器

板或聚氯乙烯薄板制成。

2. 吸收器

吸收器的作用是吸收制冷剂蒸汽，保持蒸发压力。

吸收器多为喷淋型。溴化锂浓溶液喷淋在传热管表面上，以吸收从蒸发器来的制冷剂水蒸气，使溶液浓度降低为稀溶液，放出的热量被冷却水带走。目前采用喷嘴使溶液雾化的比采用淋激式的为多。

吸收器的喷淋方式有三种：一种是借助于发生器和吸收器之间的压力差，使溶液在吸收器中喷淋；另一种是将溶液泵送往发生器的稀溶液旁通一部分，使之与浓溶液混合后喷淋；第三种是借助专用的溶液泵，将大量的溶液进行喷淋。

吸收器的传热管大多用紫铜管制成。也有采用铜镍合金管的。

3. 发生器

发生器的作用是利用外界热源加热溴化锂稀溶液（或中间溶液），使溶液沸腾，产生制冷剂蒸汽，同时将稀溶液（或中间溶液）浓缩。

发生器通常采用沉浸式结构，为了减少传热面上溶液浸没高度的影响，垂直方向的

基础构成的双效机为三筒型双效机，见图 11-16；以单筒单效机为基础构成的双效机为双筒型双效机。见图 11-17。双效溴化锂吸收式制冷机以三筒型居多。

（二）溴化锂吸收式制冷机主机设备的结构

1. 蒸发器

蒸发器的作用是借助于冷剂的蒸发来制造冷水。

蒸发器多采用喷淋式结构，为了达到较好的换热效果，通常在筒体下方设置制冷剂水泵，将 10~15 倍冷剂循环量的水用喷嘴喷淋在传热管上形成水膜。

蒸发器的传热管一般采用壁厚为 0.7~1.3mm 的紫铜管。筒体和管板用钢板制造。

通往吸收器的冷剂蒸汽如夹杂着水滴进入吸收器，就会增加冷剂蒸汽和冷却水的消耗，进而影响制冷机的汽耗和电耗。为此在气道中设置了挡水板，如图 11-18 所示。气流在挡水板形成的流道中转弯，在离心力的作用下分离出所夹带的液滴。挡水板常采用不锈钢薄

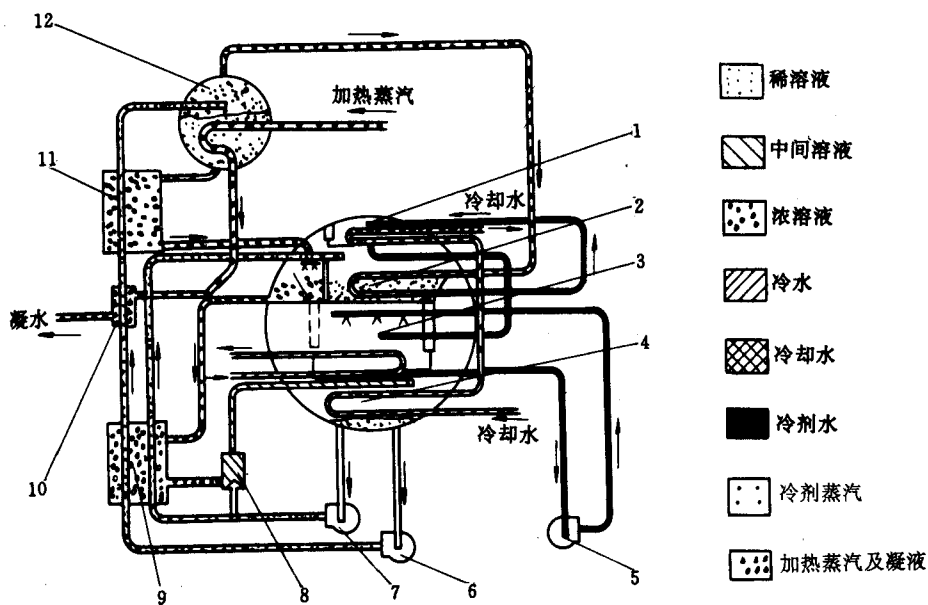


图 11-17 双效溴化锂吸收式冷水机组之二

1—冷凝器 2—低压发生器 3—蒸发器 4—吸收器 5—冷剂泵 6—溶液泵 I 7—溶液泵 II
8—引射器 9—低温热交换器 10—凝水换热器 11—高温热交换器 12—高压发生器

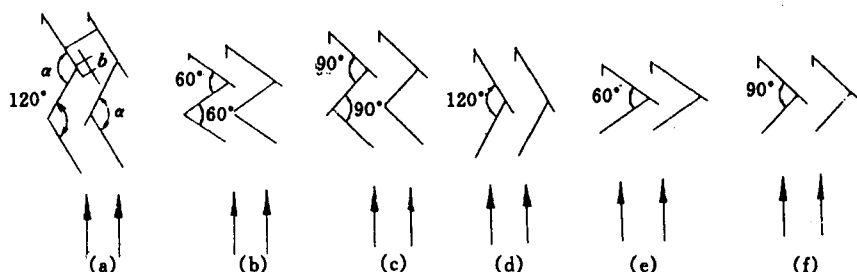


图 11-18 挡水板的形式

管排数应尽可能减少。

高压发生器的筒体用碳钢制成，而传热管用紫铜管、铜镍合金管或不锈钢管制成。低压发生器的传热管一般采用铜镍合金光管、紫铜管、不锈钢管或滚压螺纹管，筒体和管板都用钢板制成。

低压发生器的工作温度比较低，热应力的影响不大。但高压发生器由于工作温度高，在发生器筒体与传热管间产生很大的热应力，因此高压发生器采用浮动管板式 U 形传热管束结构，当传热管受热时可以自由伸缩。也有的机型，把传热管与管束支承板或折流板胀接以减小跨距和变形，或在高压发生器筒体中间的某部位设置膨胀节。消除发生器热应力的结构见图 11-19。

在发生器与冷凝器的管道中设置有挡液板。其作用是防止液滴被冷剂蒸汽夹带到冷

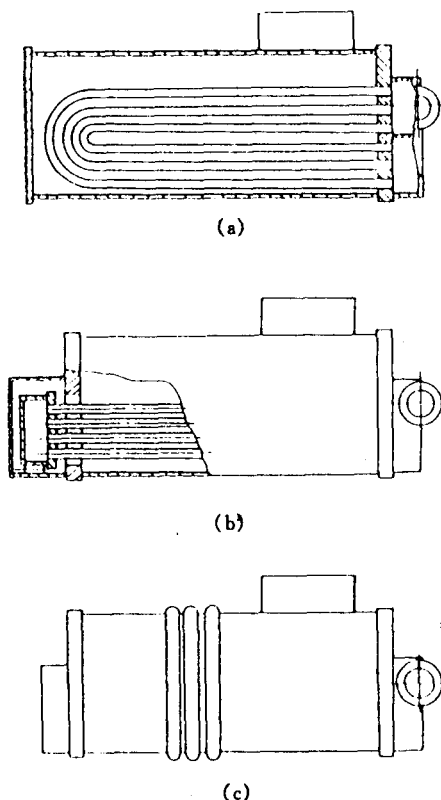


图 11-19 消除发生器热应力的结构
(a) U 形管结构发生器 (b) 浮头结构发生器
(c) 膨胀节结构发生器

是布置在主筒体以外的独立部件。传热管采用紫铜光管或低肋片紫铜管。也有采用板翅式结构的。

(三) 溴化锂吸收式制冷机附属设备的结构

1. 屏蔽泵

为了使制冷系统在运行中保持稳定的真空度，因而对设备的气密性要求较高，所以，吸收器泵、发生器泵和蒸发器泵都采用结构紧凑、密封性能良好、耐气蚀能力较强的屏蔽泵。

凝器。

4. 冷凝器

冷凝器的作用是使制冷剂蒸汽在冷凝器中被凝结成制冷剂水。

冷凝器一般均为壳管式换热设备。采用紫铜光管，管板及筒体采用钢板制造。制冷剂水从冷凝器下部的水盘流到蒸发器中，其间采用下列两种节流方式：孔板和 U 形管。

U 形管节流如图 11-20 (a) 所示。连接冷凝器和蒸发器的制冷剂水管做成 U 形管，其蒸发一侧管子的高度 H 必须是以保证形成液封，在任何负荷下都不会有窜通现象发生。U 形管的高度 H 与冷凝器、蒸发器间的压力差有关，通常为 $1 \sim 1.3\text{m}$ 。其管径由通过管内的制冷剂水量确定。

孔板节流是在连接冷凝器和蒸发器的制冷剂水管中装设孔板，以制冷剂的流动阻力为液封。但在低负荷时，由于制冷剂流量减少，有可能产生蒸气进入蒸发器的窜通现象。

5. 溶液热交换器

溶液热交换器的作用是使溴化锂稀溶液和浓溶液进行热交换。

溶液热交换器通常采用管壳式结构，并且

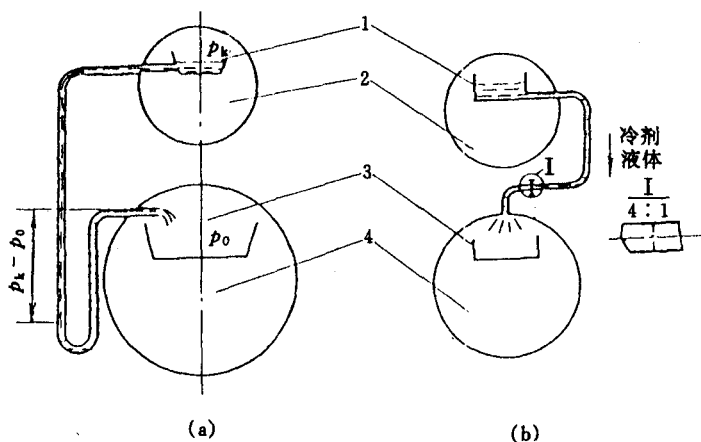


图 11-20 节流方式

(a) U 形管节流 (b) 孔板节流
1—冷凝器 2—发生器 3—蒸发器 4—吸收器

屏蔽泵是由离心泵与屏蔽电机组成一体的密封部件。泵轮部分的结构类似于一般的离心泵。电机部分与一般笼形感应电机不同，在定子和转子之间，用非磁性耐腐蚀的薄钢板加以屏蔽。转子浸没在液体中，由滑动轴承支承，循环液体起冷却和润滑的作用。图 11-21 和图 11-22 示出卧式和立式屏蔽泵的结构。采用卧式泵可降低机组高度，采用立式泵结构比较紧凑。

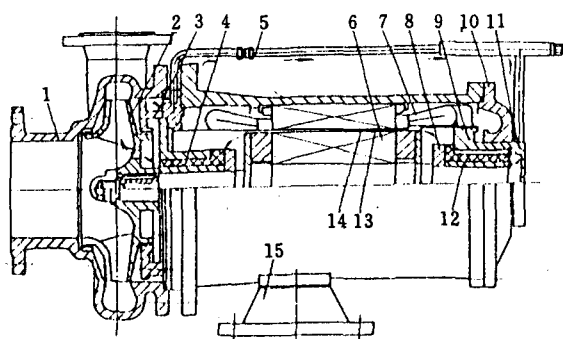


图 11-21 PN 型卧式屏蔽泵结构图

- 1—泵体 2—叶轮 3—后封环 4—石墨轴承 5—循环过滤器
6—转子 7—定子 8—推力板 9—后轴承座 10—后盖
11—后端盖 12—轴套 13—定子屏蔽套
14—转子屏蔽套 15—底座

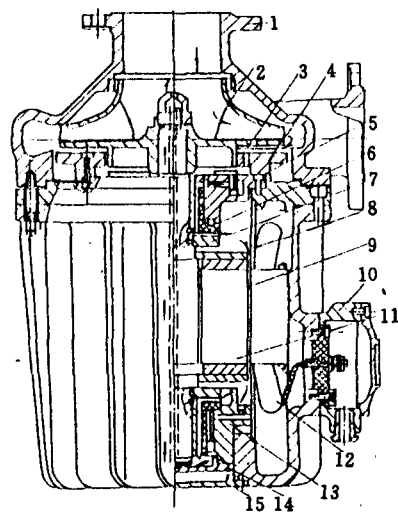


图 11-22 PNL 型立式屏蔽泵结构图

- 1—泵体 2—叶轮 3—过滤器 4—后封环
5—前轴承座 6—石墨轴承 7—推力板
8—定子屏蔽套 9—转子屏蔽套 10—出线盒
11—转子 12—定子 13—后轴承座
14—后盖 15—外盖

2. 真空泵

溴化锂吸收式制冷机是在极高的真空状态下运行的。机组运转前，机内应达到一定的真空度，机组运转过程中也应及时排除因泄漏或腐蚀产生的不凝性气体，机组保养时更需隔绝氧气以避免腐蚀。由此可见，真空对溴化锂吸收式制冷机极为重要。

真空泵就是用来抽除机组中的不凝性气体，以维持真空的主要设备。无论采用机械真空泵抽气，还是自动抽气，真空泵都是必不可少的。

图 11-23 所示为 2X 型旋片式真空泵结构图。该泵为双级串联结构。前、后级转子偏心安装在泵体前、后级气缸内，旋片在转子槽中自由滑动，并在旋片弹簧的作用下紧贴于缸壁。泵内隔板将整体气缸分成前、后两部分，随着转子和旋片的转动进行着吸气和排气。其工作过程如下：气体先由后级吸气管吸入，压缩后通过后级排气口与前级进气口连通进入前级，再经压缩，推开排气阀，穿出油面由排气口排出。排气阀浸没于油中，借助油封防止气体逆流。

3. 真空阀

由于制冷装置是在高度真空状态下运行的，因此在装置的管道上所采用的阀门应考

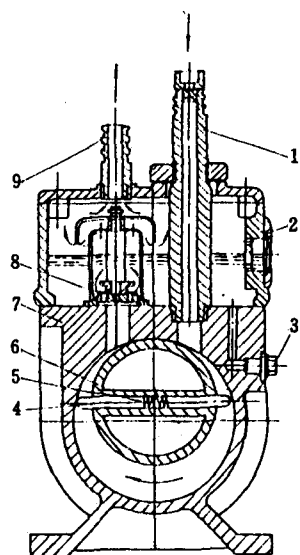


图 11-23 2X 系列旋片式真空泵的结构图

1—进气管 2—油位视镜 3—放油塞 4—旋片
5—旋片弹簧 6—转子 7—机壳 8—排气阀 9—排气管

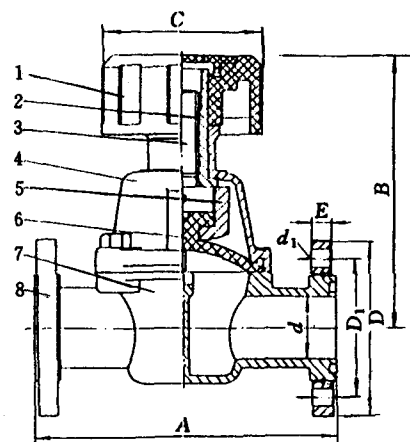


图 11-24 真空隔膜阀结构图

1—手轮 2—阀杆螺母 3—阀杆 4—阀盖
5—阀芯 6—隔膜 7—阀体 8—连接法兰

虑具有密封性能,而不能使用一般的阀门。为此,在需要经常调节的管路上应采用隔膜式真空阀,而在不经常开关的,只起启闭作用的地方可采用高真空蝶阀。图 11-24 为隔膜式真空阀结构图。图 11-25 为高真空蝶阀结构图。

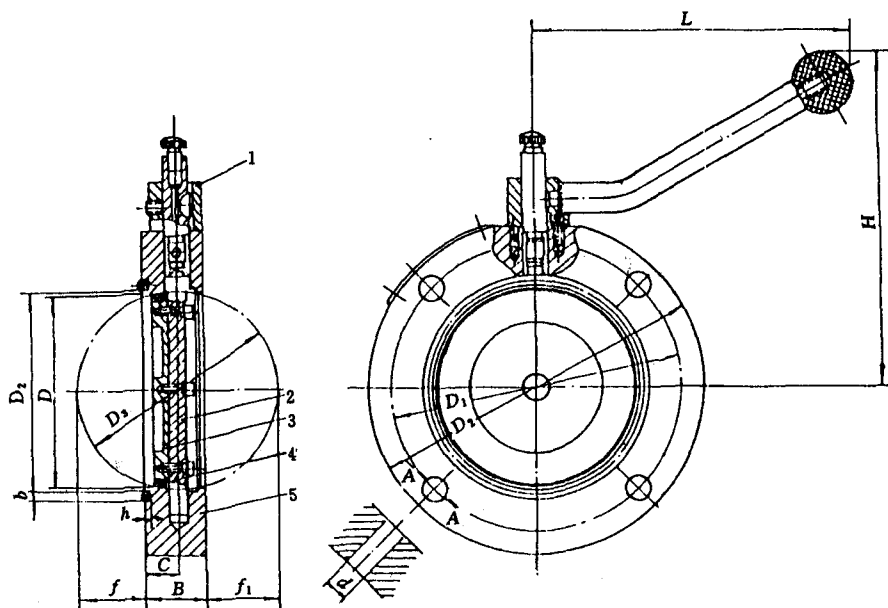


图 11-25 高真空蝶阀结构图

1—手柄 2—阀杆 3—蝶门 4—O 形密封环 5—阀体

4. 自动抽气装置

溴化锂吸收式制冷机是在高真空状态下工作的，因此必须装设抽气装置，及时将聚集在机组中的不凝性气体排除。常用的抽气装置有机械真空泵抽气装置和自动抽气装置。

自动抽气装置的形式很多，其基本原理都是以溶液泵排出的高压液流作为引射抽气的动力。

如图 11-26，自溶液泵流出的稀溶液进入引射器，在其喉部形成低压区，抽出吸收器中的不凝性气体，在贮气室中，不凝性气体聚集在顶部，溶液则经回流阀回到吸收器。排气时，关闭回流阀，依靠溶液泵的压力将不凝性气体压缩。当不凝性气体的压力升高到超过大气压时，打开放气阀，将不凝性气体排出机外。

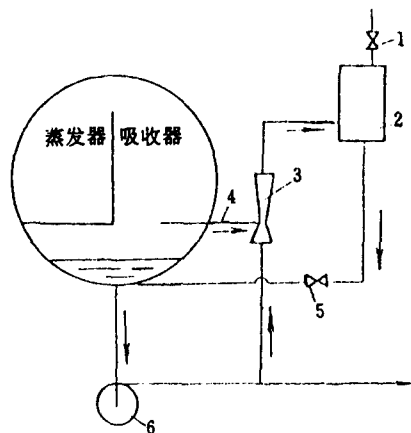


图 11-26 自动抽气装置原理图

1—放气阀 2—贮气室 3—引射器
4—抽气管 5—回流阀 6—溶液泵

5. 自动溶晶管

如果溴化锂溶液的浓度过高或温度过低，会使溴化锂吸收式制冷机在运行中结晶，而不得不迫使制冷机停止运行。

为了解决溴化锂溶液的结晶问题，在制冷机的结构上通常采用 J 型管（自动溶晶管）作为溶晶装置，如图 11-27 所示。当制冷装置正常运行时，浓溶液从发生器底部接出的正常浓溶液管流经热交换器而进入吸收器。如果浓溶液在热交换器中结晶，则管子被阻塞，溶液不能流通，使溢流箱内溶液液面升高，当液位高于 J 型管上端时，浓溶液即进入 J 型管，由 J 型管直接进入吸收器。由于热的浓溶液直接进入吸收器，使吸收器内溶液的温度有所提高，因而送入热交换器的稀溶液温度将提高，这样就可逐渐使原来浓溶液中结晶的溴化锂溶解，使浓溶液重新经正常的回流管及热交换器而进入吸收器。自动溶晶管只能消除结晶，并不能防止结晶。为此、制冷机还需采取其他防结晶措施。

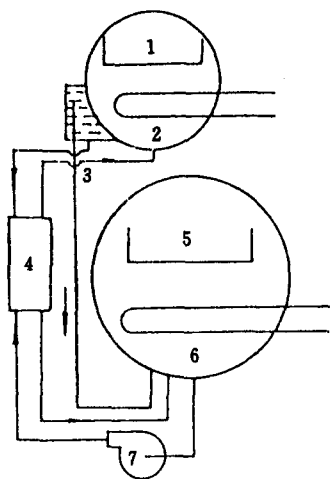


图 11-27 J 型管溶晶装置

1—冷凝器 2—发生器 3—J 形管
4—溶液热交换器 5—蒸发器
6—吸收器 7—发生器

（四）溴化锂吸收式制冷机的附加措施

1. 防腐措施

由于溴化锂溶液对金属材料具有强烈的腐蚀作用，尤其在有空气存在情况下腐蚀更为严重，而腐蚀产生的不凝性气体又将影响制冷机的性能，因此除了严格防止空气漏入并装设抽气装置外，还必须采取适当的防腐措施。

试验证明，在溶液温度不超过 120°C 的条件下，给溴化锂溶液中加入 $0.1\% \sim 0.3\%$ 的铬酸锂 (Li_2CrO_4) 作为缓蚀剂，同时加入 0.02% 的氢氧化锂 (LiOH)，使溶液呈弱碱

性,保持 pH 值在 9.5~10.5 之间,可以有效地延缓溴化锂溶液对金属的腐蚀作用。这是因为铬酸锂在金属表面形成了一层保护膜。保护膜的主要成分是氢氧化铬 (CrOH)。

应该指出,铬酸锂在温度高于 130℃ 的溶液中将分解,分解后缓蚀作用消失。所以采用这种缓蚀剂时,要严格控制发生器中加热蒸汽的温度,使溶液的温度不超过 120℃。而且,含铬酸锂的溴化锂溶液,其 pH 值必须控制在 11 以下,否则容易产生胶状扩散物或沉淀物。当溴化锂溶液温度高于 120℃ 时,可以选用其他高温缓蚀剂,如在溶液中加入 0.001%~0.1% 的氧化铅 (PbO),或加入 0.2% 的三氧化锑 (Sb₂O₃) 与 0.1% 的铌酸钾 (KNbO₃) 的混合物,即可起缓蚀作用。

2. 添加能量增强剂

在溴化锂溶液中加入能量增强剂辛醇 [CH₃(CH₂)₈CH₂OH],可以提高装置的制冷能力。

辛醇是一种表面活性剂,它不但能减小溴化锂溶液的表面张力,使溶液与水蒸气的结合能力增强,而且能降低溴化锂水溶液的分压力,使作为吸收推动力的压差增大,提高吸收效果。另外,添加辛醇后,冷凝器中的水蒸气由膜状凝结变为珠状凝结,提高了凝结效果。

实验表明,辛醇的添加量通常为溴化锂溶液量的 0.2%~0.3%。添加辛醇后,制冷量约提高 10%~15%。

辛醇的密度比水或溴化锂水溶液小,基本上不溶于水或溴化锂水溶液。因此,随着制冷机的不断运行,辛醇将积聚在蒸发器和吸收器液面上,逐渐失去了提高制冷量的作用。为此必须定期将蒸发器水盘中的溶液的温度有所提高,因而送入热交换的稀溶液温度将提高,这样就可逐渐使原来浓溶液中结晶的溴化锂溶解,使浓溶液重新经正常的回流管及热交换器而进入吸收器。

第三节 溴化锂吸收式制冷机的性能及制冷量调节

一、溴化锂吸收式制冷机的性能

溴化锂吸收式制冷机在实际运行中,常常由于热源工作参数(压力或温度)的波动、季节、气候的变化和用户负荷的改变,使制冷机不能在设计的工况下工作,其工作性能产生一系列的变化。例如引起制冷量、加热蒸气量与冷却水消耗量、制冷机热力系数的变化。当用户负荷发生变化时,制冷机的制冷量也应随时作相应的改变。因此,了解制冷机的性能对正确操作制冷机具有重要的意义。

1. 加热蒸汽压力(温度)对制冷量的影响

加热蒸汽压力对制冷量的影响如图 11-28 所示。

当外界条件、内部条件不变时,对单效机,加热蒸汽压力每提高 0.01MPa,制冷量 Q_0 约增加 3%~5%;对双效机,加热蒸汽压力降低 0.1MPa 时,制冷量约降低 9%~11%。

加热蒸汽压力下降,将引起浓溶液温度、浓度的降低,放气范围 ($\xi_1 - \xi_2$) 减小,使

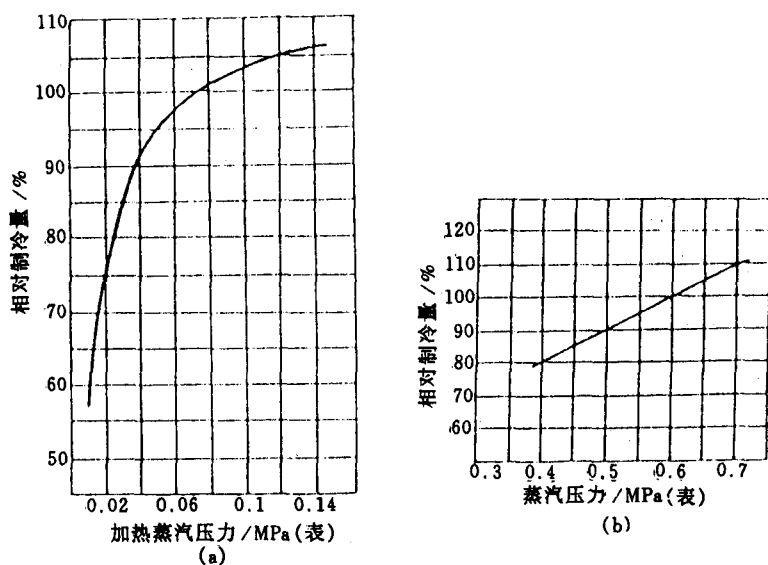


图 11-28 加热蒸汽压力与制冷量的关系

(a) 单效机 (b) 双效机

吸收器中溶液吸收冷水水蒸气的能力减弱，因而制冷量下降。

虽然提高加热蒸汽压力可以增加制冷量，但是随着加热蒸汽压力的提高，浓溶液浓度过高，易发生结晶的危险；特别是双效机，若加热蒸汽压力过高，高压发生器中溶液温度超过一定值时，会使铬酸锂缓蚀剂失效而影响缓蚀效果，故一般加热蒸汽温度不超过 132℃ (0.294MPa) 为宜。

2. 冷水出口温度对制冷量的影响

当其他参数不变时，蒸发器出口冷水温度与制冷量的关系如图 11-29 所示。冷水出口温度每升高 1℃，制冷量 Q_0 约提高 4%~7%。

由于蒸发压力取决于冷水出口温度，如果冷水出口温度降低，则蒸发压力（蒸发温度）下降，吸收器中吸收冷剂水蒸气的能力减弱，稀溶液浓度升高，放气范围 ($\rho_r - \rho_a$) 减小，因而制冷量下降。

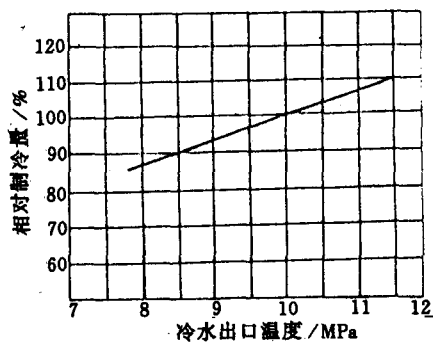


图 11-29 冷水出口温度与制冷量的关系

3. 冷却水进口温度对制冷量的影响

冷却水进口温度对制冷量的影响如图 11-30 所示。

当其他外界条件、内部条件不变时，在一定范围内，冷却水进口温度每升高 1℃，制冷量 Q_0 约下降 5%~7%，同时，虽然蒸汽耗量下降，但因放气范围 ($\rho_r - \rho_a$) 减小，热力系数也下降，单位耗汽量上升。

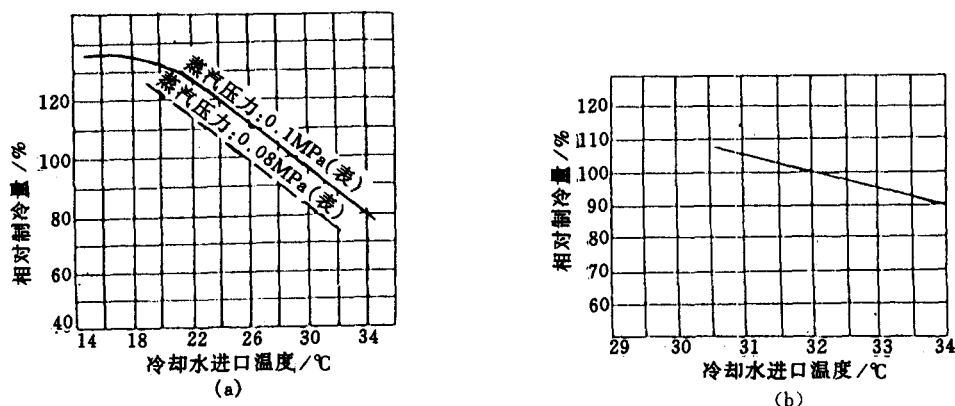


图 11-30 冷却水进口温度与制冷量的关系
(a) 单效机 (b) 双效机

值得注意的是：冷却水进口温度过低，将引起稀溶液温度过低与浓溶液浓度过高，两者均增加了浓溶液产生结晶的危险。同时还因稀溶液浓度过低，使发生器中溶液剧烈沸腾，溶液液滴极易通过发生器挡板进入冷凝器中，造成制冷剂水污染。故机组运转中不允许冷却水进口温度过低。反之，如冷却水出口温度过高，吸收效果大幅度下降，也将引起浓溶液浓度接近结晶线。因此，对长年使用的机组，必须控制冷却水进口温度。

4. 冷却水量、冷水量对制冷量的影响

由于冷却水量的变化将引起冷却水温度的改变，因此，其变化对制冷量的影响与冷却水温度变化对制冷量的影响相似。冷却水量变化对制冷量的影响如图 11-31 所示。在其他条件不变的情况下，在一定范围内，冷却水量减少 10%，则制冷量下降 3% 左右；反之，制冷量上升。

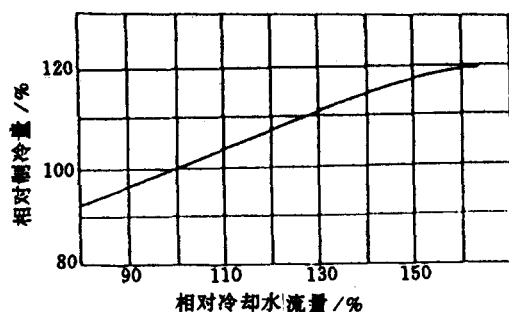


图 11-31 冷却水量与制冷量的关系

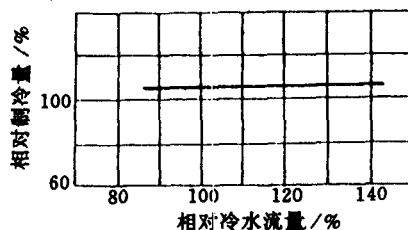


图 11-32 冷水量与制冷量的关系

冷水出口温度不变时，冷水量对制冷量的影响很小，以冷水量增大为例，虽然冷水量增大使蒸发器传热管内的流速加快，传热系数增大，制冷量增加，但是由于外界负荷不变，将使冷水的回水温度降低，导致平均温差减小，制冷量减少，其结果是制冷量几

乎不发生变化，如图 11-32。

5. 稀溶液循环量对制冷量的影响

图 11-33 表示稀溶液循环量、蒸汽压力与制冷量的关系。从图中可以看出，制冷量基本上与溶液循环量成正比。

6. 污垢系数对制冷量的影响

溴化锂吸收式制冷机运转一段时间后，在传热管内壁与外壁逐渐形成了一层污垢，污垢的影响常用污垢系数来度量。污垢系数越大，则热阻越大，传热性能越差，机组制冷量下降。表 11-3 示出污垢系数对制冷量的影响。

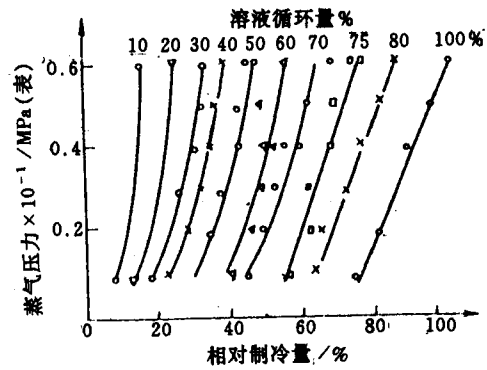


图 11-33 稀溶液循环量与制冷量的关系

表 11-3 污垢系数对制冷量的影响

制 冷 量 / %	污 垢 系 数 / $\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{kW}^{-1}$					
	0	0.043	0.086	0.172	0.258	0.344
水 侧						
冷却水侧	108	104	100	92	85	79
冷水侧	106	103		94	—	

7. 性能变化汇总

前面曾分析了三个主要外界参数变化对机组性能的影响，为直观各参数变化时机组的性能，汇总如表 11-4 所示。

表 11-4 外界条件变化时机组性能汇总表

变 化 条 件	吸 收 器					蒸 发 器			发 生 器			冷 凝 器		制 冷 量	单 位 蒸 汽 消 耗 量	其 他 可 能 发 生 的 现 象
	液 位	稀 溶 液 温 度	压 力	稀 溶 液 浓 度	喷 淋 溶 液 温 度	液 位	温 度	压 力	浓 溶 液 温 度	压 力	浓 溶 液 浓 度	温 度	压 力			
冷 水 出 口 温 度 下 降	↓	↓	↓	↑	↓	↑	↓	↓	变 化 大	↓	比 稀 溶 液 上 升 得 少	↓	↓	↓	↑	冷 剂 水 过 多 溶 液 量 不 足
加 热 蒸 汽 压 力 降 低	↑	↓	↑	比 浓 溶 液 下 降 得 少	↓	↓	↑	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	↑	冷 剂 水 不 足
冷 却 水 进 口 温 度 降 低	↑	↓	↓	↑	↓	↓	↓	↓	↓	↓	比 稀 溶 液 上 升 得 少	↓	↓	↑	↓	冷 剂 水 不 足

应指出的是，当外界参数朝着使机组性能增强的方向变化时，制冷量的增加是有限的，当变化的幅度超过某一范围时，制冷量就不再增加；而当外界参数朝着使机组性能减弱的方向变化时，变化的幅度愈大，制冷量的下降愈快。

二、制冷量调节

制冷量调节就是采用自动调节的办法使制冷机的制冷量和它的冷负荷相适应。

溴化锂吸收式制冷机冷量调节的方法很多,基本原理如图 11-34 所示。把制冷机作为调节对象,冷水出口温度作为被调参数,冷负荷的变化作为扰动。当冷负荷变化时,有扰动加入到调节对象,使冷水出口温度发生变化,并由感温元件发出信号。温度信号与比较元件的给定值比较后,通过调节器发出调节信号,使执行机构朝着克服扰动的方向动作。最后通过制冷量调节可以保持冷水出口温度恒定不变。

1. 加热蒸汽量调节法

在加热蒸汽管道上装设调节阀,在冷水出口管道上装设感温元件。当冷负荷降低时,感温元件发出信号,通过调节器和执行机构,使蒸汽管上的调节阀关小,使发生的制冷剂质量流量随之变化,达到减小制冷量,使冷水出口温度保持恒定不变的目的。图 11-35 为加热蒸汽量调节法的原理图

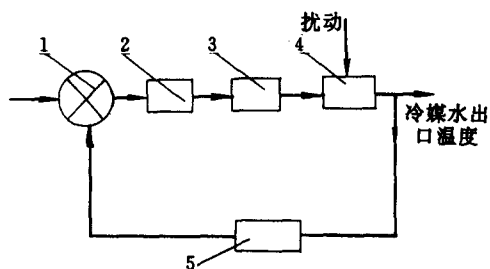


图 11-34 制冷量自动调节原理方框图

1—比较元件 2—调节器 3—执行机构
4—调节对象 5—感温元件

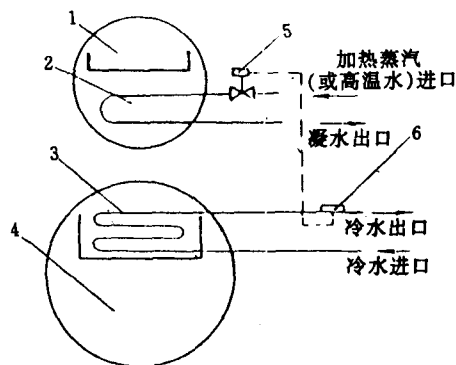


图 11-35 加热蒸汽量调节法原理图

1—冷凝器 2—发生器 3—蒸发器
4—吸收器 5—调节阀 6—感温元件

这种方法的优点是：简单可靠,调节元件的安装不涉及真空系统和溴化锂溶液,且调节反映较快。

其缺点是：如果稀溶液循环量不随着负荷的改变而变化,将使单位制冷量的耗热量增加,热力系数降低,因此这种方法不适于低负荷运行的机组。

2. 加热蒸汽凝结水量调节法

在加热蒸汽的凝结水管道上装设调节阀,如图 11-36 所示。当冷负荷降低时,装设在冷水出口管道上的感温元件发出信号,通过调节器和执行机构,使凝结水管道上的调节阀关小,发生器的传热管因积聚凝结水而减小传热面

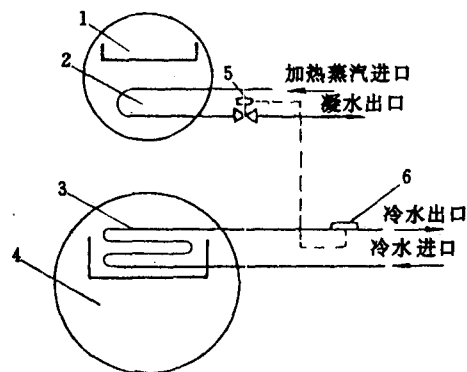


图 11-36 加热蒸汽凝结水量调节法原理图

积,使发生的制冷剂流量随之减小,达到减小制冷量,使冷水出口温度保持恒定不变的目的。

此法优点是:调节阀的尺寸小;调节机构轻巧,安装方便。缺点是:当凝结水排泄受阻时容易产生水击;在低负荷工况下,工作蒸汽单耗明显增大,热力系数降低。因此,采用这种方法时,制冷量的调节范围以60%~100%为宜。这种方法常用于单效机的容量调节。

3. 溶液循环量调节法

上述两种方法,在低负荷工况下,会使制冷机热力系数下降,运行的经济性变差。为了提高低负荷工况下制冷机运行的经济性,可以用减小稀溶液的循环量的方法,使发生器的放气范围基本保持不变,从而保持较高的热力系数。

图11-37所示,在高、低压发生器的稀溶液进口管道上装设调节阀。当冷负荷降低时,装设在冷水出口管道上的感温元件发出信号,通过

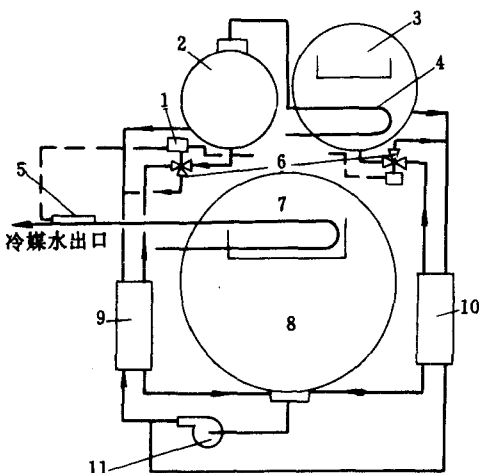


图 11-37 溶液循环量调节法原理图

- 1—调节器 2—高压发生器 3—冷凝器
4—低压发生器 5—感温元件 6—三通阀
7—蒸发器 8—吸收器 9—高温热交换器
10—低温热交换器 11—发生器泵

调节器和执行机构,使稀溶液进口管道上的调节阀关小,减少进入发生器的稀溶液量,可使发生器的放气范围基本保持不变,而制冷量随着溶液量的减小而减小,使冷水出口温度保持恒定不变。

实践表明,采用溶液循环量调节法经济性最高,制冷量由100%降低到10%时,制冷机的热力系数近似不变。

溶液循环量调节法的缺点是:调节阀装设在溶液管道上,有可能影响制冷机的密封性;发生器中溶液的温度和浓度升高,不利于防止溴化锂溶液的结晶和腐蚀。因此溶液量调节法很少单独使用,常用的是将它和别的调节方法结合起来的组合式调节法。

4. 组合式调节法

最常用的是加热蒸汽量调节法和溶液循环量调节法的组合。图11-

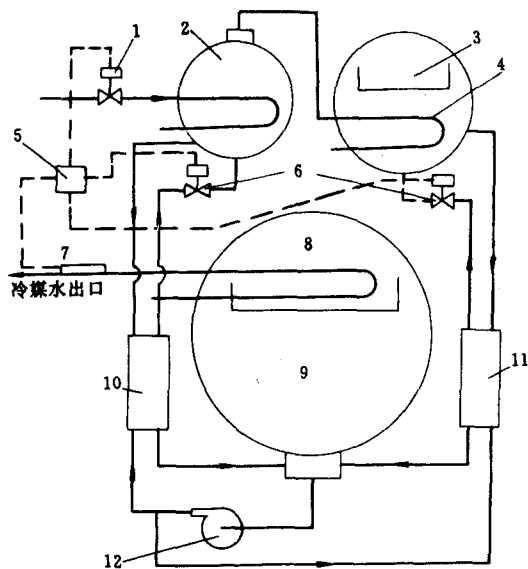


图 11-38 组合式调节法原理图

- 1—蒸汽调节阀 2—高压发生器 3—冷凝器 4—低压发生器
5—调节器 6—溶液调节阀 7—感温元件 8—蒸发器 9—吸收器
10—高温热交换器 11—低温热交换器 12—发生器泵

38所示为二效机的组合式调节法原理。

在蒸汽管道和高、低压发生器的稀溶液进口管道上装设调节阀。当冷负荷降低时, 设在冷水出口管道上的感温元件发出信号, 通过调节器和执行机构, 使调节阀关小, 减少进入高压发生器的蒸汽量, 同时也减少进入高、低压发生器的稀溶液量, 可以使发生器的放气范围基本保持不变, 也可以使发生器出口处的溶液参数基本保持不变, 从而避免溶液的结晶和腐蚀, 而制冷量则随着蒸汽量和溶液循环量的减小而减小, 使冷水温度保持恒定不变。

除上述四种方法外, 还有其他的制冷量调节法, 而最常用的则是加热蒸汽量调节法和加热蒸汽量与溶液循环量的组合调节法。目前随着变频技术的发展和应用, 可以用溶液泵电机的变频器代替调节阀来调节溶液量, 从而避免了调节机构与溶液的接触, 杜绝了调节溶液量产生泄漏的可能性。

三、安全保护

为了保证溴化锂吸收式制冷机的正常运行, 防止事故的发生, 往往在机组上设置下列各种安全保护装置。

1. 防冻结安全保护装置

在溴化锂吸收式制冷机的运行过程中, 如果外界负荷突然降低或冷水泵发生故障, 均会使蒸发器中制冷剂水和冷水温度下降, 严重时会使冷水管冻裂。防冻结的安全保护装置有:

(1) 冷水流量保护装置 在冷水管道上装设压力继电器或在冷水封盖箱的进出口装设压差继电器。当冷水泵发生故障或冷水流量低于额定流量的 50% 时, 通过继电器发出信号、使制冷机停止运行。

(2) 冷水低温保护装置 在冷水出口封盖箱上装设镍电阻温度传感器。当冷水温度低于设定值时, 温度继电器动作, 关闭蒸汽阀并使制冷机进入稀释运行状态。待水温回升高于设定值后, 机组重新投入正常工作。

(3) 制冷剂水低温保护装置 在制冷剂泵的出口管道上或蒸发器液囊上装设镍电阻温度传感器。当制冷剂水温度低于某一给定值时, 温度继电器动作, 使吸收器泵停止运行, 并关闭蒸汽阀。待制冷剂水温度回升高于设定值后, 机组重新投入正常运行。

2. 防结晶安全保护装置

由溴化锂溶液的性质可知, 当溶液的浓度过浓或温度过低时, 溶液就会产生结晶, 堵塞管道、破坏机组正常的运行。为防止溴化锂溶液结晶, 除在结构上设置自动熔晶管外, 还可采用以下安全保护装置:

(1) 发生器溶液高温保护装置 在发生器出口浓溶液管道上装设铂电阻温度传感器。当溶液温度高于某一给定值时, 温度继电器动作, 关小或关闭蒸汽阀, 并发出警报, 可以防止结晶事故的发生。

(2) 冷却水流量保护装置 冷却水流量减小或发生断流, 会使吸收效果减弱, 稀溶液浓度升高, 易发生结晶故障。

因此在冷却水管道上装设压力继电器, 或在冷却水封盖箱的进口装设压差继电器。当冷却水压力或压差低于某一给定值时, 继电器动作, 关闭蒸汽阀并发出警报。在故障排除后, 重新启动制冷机。

(3) 蒸发器高液位保护装置 蒸发器的液位升高,发生器出口的浓溶液浓度就升高,会引起结晶。

在蒸发器液囊中装设液位控制器。当制冷剂的液位超过某一给定值时,液位控制器动作,使制冷剂从蒸发器旁通到吸收器,可以降低溶液的浓度,防止因溶液浓度过高而结晶。

(4) 冷却水温度保护装置 冷却水温度过低(例如小于 20℃)会导致溶液热交换器稀溶液侧温度过低,从而引起热交换器浓溶液侧结晶。为避免结晶,可以在冷却水管道上安装温度控制器,控制冷却水量的增减,以使冷却水出水温度基本恒定。

(5) 停车时的防结晶安全保护装置 制冷机停机后,由于发生器溶液浓度比较高,有可能因温度降低而发生结晶。为防结晶,可采用延时继电器,使溶液泵和冷剂泵在切断热源后再运行一段时间,以使稀溶液和浓溶液充分混合。另外还可以在发生器浓溶液出口管道上安装温度控制器,待溶液稀释至一定温度后再停机。

3. 屏蔽泵安全保护装置

吸入高度不够,会使泵轮产生汽蚀;润滑油压力过低或温度过高,会使轴承或电机烧坏。屏蔽泵的安全保护装置有:

(1) 蒸发器、吸收器低液位保护装置 在蒸发器、吸收器液囊中装设液位控制器,当液位过低时,液位控制器动作,使屏蔽泵停止运行,一般在蒸发器液囊中装设有高低液位保护的液位控制器。当液位过高时,高位触点动作,将冷剂水旁通到吸收器,既可防止溶液结晶,又可防止吸收器液位过低,屏蔽泵汽蚀。当液位过低时,低位触点动作,使冷剂水泵停止运行而避免汽蚀。

(2) 过电流保护装置 在电路中装设熔断器和热继电器等保护设备,当泵轮卡死或其他原因使负荷大幅度增加时,熔断器的保险丝烧断,或者热继电器动作,切断电源,使电机停止运行。

4. 防污染安全保护装置

当冷却水温度过低时,由于冷凝压力过低使得发生过程剧烈进行,有可能将溴化锂溶液溅入冷凝器中,使冷剂水受到污染,影响制冷机的性能。因此,在冷却水进口处装设水量调节阀,通过减少冷却水量的办法来提高冷却水进冷凝器的温度及冷凝压力,从而预防冷剂水的污染。

第四节 直燃型溴化锂吸收式冷温水机

直燃型溴化锂吸收式冷温水机(以下简称直燃机)作为吸收式制冷机行业最新的品种,近年来得到蓬勃发展。

直燃机的工作是采用燃油或燃气产生的热量为热源利用吸收式制冷原理,生产空调用冷热水和洗浴用卫生热水。它是在蒸汽型和热水型溴化锂制冷机的基础上,增加热源设备发展而来的,因此除了吸收式制冷机固有的特点外,还具有自身具备热源,无需另建锅炉房或依赖城市热网,对大气环境无污染,无爆炸隐患,可生产卫生热水等特点。

一、直燃型溴化锂冷温水机的工作原理

(一) 直燃机的制冷工作原理

直燃机的制冷原理与蒸汽型、热水型溴化锂制冷机的制冷原理相同。其制冷循环的流程已如上述，而制冷原理见图 11-39 (a)。

(二) 直燃机采暖工作原理

直燃机的采暖原理按目前国内外厂家不同的产品分为以下两类。

1. 主体采暖

如图 11-40 所示，吸收器中稀溶液，由泵加压经过低温和高温热交换器进入高压发生器，被加热后产生冷剂蒸气，浓溶液经热交换器回到吸收器，冷剂蒸气直接进入蒸发器中，加热蒸发器管簇内流过的热水，释放出热量成为冷剂水，冷剂水回到吸收器与溶液混合，完成一次循环。

2. 热水器采暖

见图 11-39 (b)，高压发生器产生的水蒸气直接进入热水器进行汽水换热，加热盘管中的采暖水而自身被冷凝成液态水回到高压发生器。这种方式具有以下特点：

(1) 减少主体磨损与腐蚀。可以向机内充入氮气，使外界空气无法进入，因而寿命可延长。

(2) 减少运转部件。整台主机只有一台燃烧机在运转，因而可靠性更高。

(3) 可以提高水温（达 95℃），可用于暖气片采暖。

(4) 减少机组散热损失。由于主体为冷态，散热面积大为减少。

(5) 降低排烟温度，减少排烟损失。

(6) 由于没有多级温度控制，压力控制及安全阀保护，高压发生器在任何时候均为负压，绝对安全。

(三) 直燃机制取卫生热水的工作原理

直燃机制取卫生热水必须通过热水器，单独制取卫生热水必须使主体与高压发生器完全隔离。工作时，高压发生器产生的水蒸气进入热水器进行汽水换热，在加热盘管中的卫生热水后，自身凝结成液态水回到高压发生器，如此循环不已。见图 11-39 (b)。其主要特点有：

(1) 节省设备购置费用，节省设备占地；

(2) 提高直燃机利用率；

(3) 高压发生器负压运转，安全可靠；

(4) 热水器采用抗结垢设计，长期使用不易结垢；

(5) 排烟及主体散热损失小；

(6) 可以在制冷或采暖的同时制取卫生热水，亦可单独提供卫生热水；

(7) 操作简单，控制灵活。

二、直燃型溴化锂冷温水机的分类与结构

1. 直燃机的分类

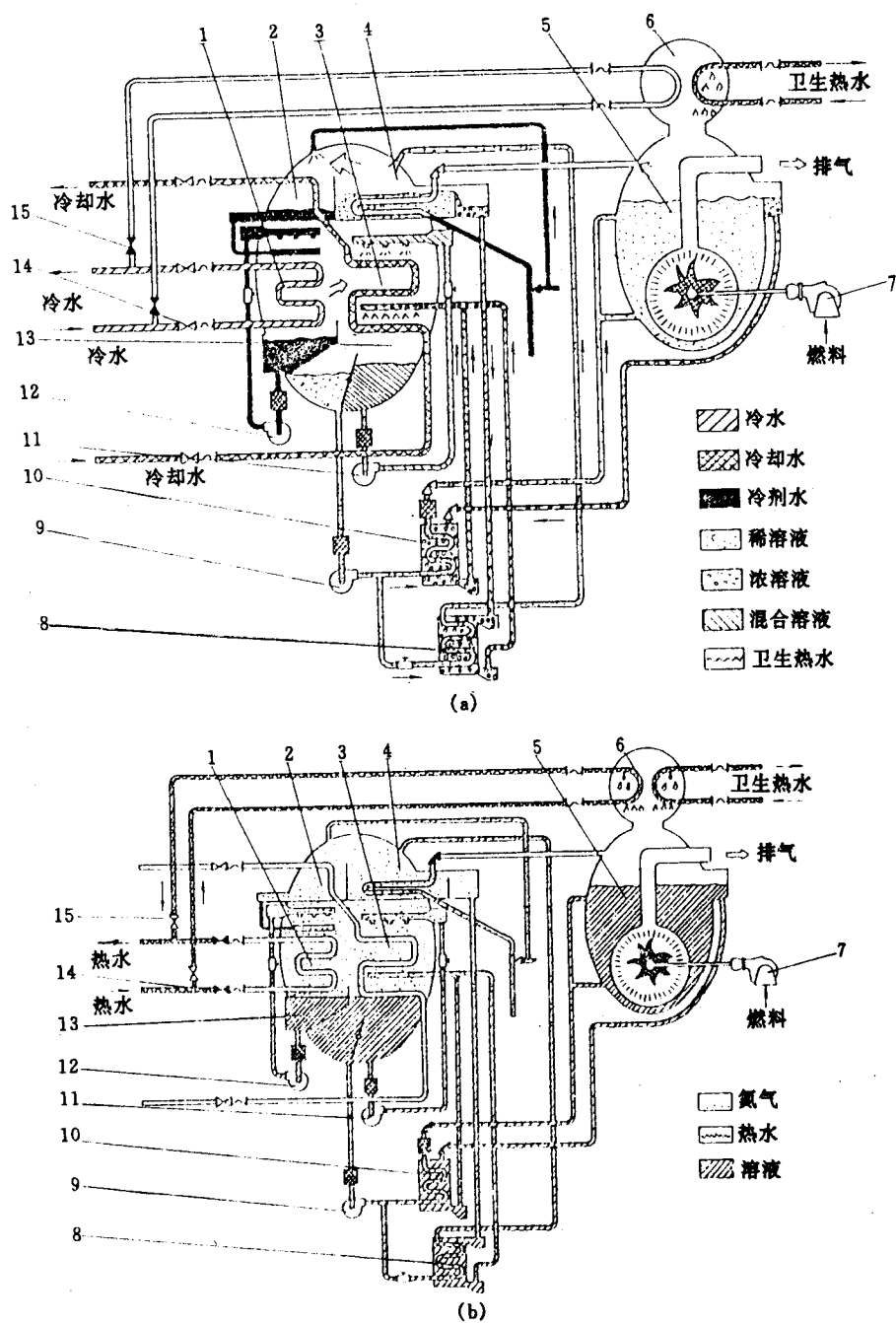


图 11-39 直燃双效溴化锂吸收式冷温水机之一

(a) 制冷循环 (b) 采暖循环

- 1—蒸发器 2—冷凝器 3—吸收器 4—低压发生器 5—高压发生器 6—热水器 7—燃烧器
8—低温热交换器 9—溶液泵 I 10—高温热交换器 11—溶液泵 II
12—冷剂泵 13—预冷却装置过滤器 14—冷水阀 15—热水阀

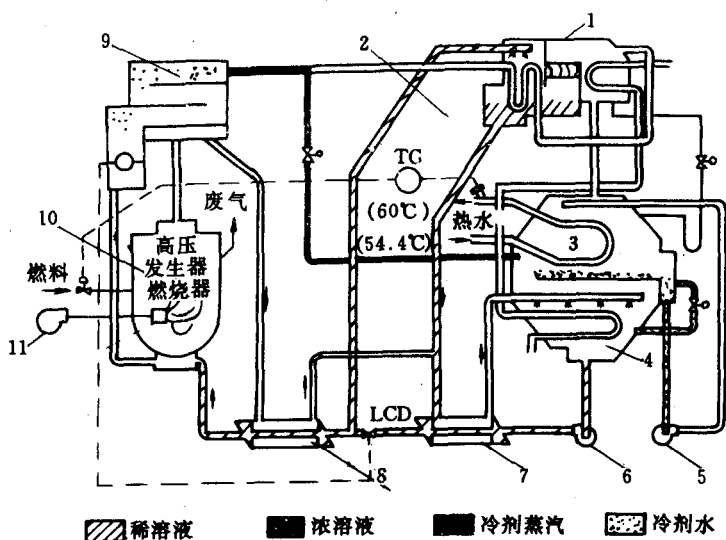


图 11-40 直燃双效溴化锂吸收式冷温水机之二

- 1—冷凝器 2—低压发生器 3—蒸发器 4—吸收器 5—冷剂泵
6—溶液泵 7—低温热交换器 8—高温热交换器 9—分离器
10—高压发生器（燃烧器） 11—鼓风机

直燃机从其利用的能源可分为燃油型、燃气型及油气两用型；从功能上可分为标准型（具备制冷、采暖、卫生热水三种功能）、空调型（具备制冷、采暖功能）和单冷型。

2. 直燃机的结构

直燃机的结构与蒸汽型双效溴化锂制冷机的构造基本相同。一般由高压发生器、低压发生器、冷凝器、蒸发器、吸收器、高温热交换器、低温热交换器和热水器组成。布置方式一般如图 11-41 所示。下面结合图 11-39 和图 11-40 介绍直

燃机各部分结构及工作流程。

(1) 高压发生器 直燃机与其他溴化锂机组的最大差别在于高压发生器的结构不同。直燃型高压发生器是以燃油或燃气为燃料，产生的烟气直接加热溴化锂稀溶液，产生冷剂蒸气。从结构上讲，直燃型高压发生器实质上是一台溴化锂溶液锅炉。主要由燃烧设备和发生器本体组成。高压发生器本体除了具有与蒸汽型发生器类似部件外，还有适用于锅炉燃烧系统的炉筒、对流换热器、余热回收装置、烟囱等设备，直燃型高压发生器工作时，燃油或燃气由燃烧机喷出，在炉筒中燃烧，形成高温烟气，烟气通过炉筒和传热管加热溴化锂稀溶液，经余热回收装置通过烟囱排出。稀溶液被加热浓缩成浓溶液，产生的冷剂蒸气流向低压发生器、高压发生器内的压力约 0.093MPa。

(2) 低压发生器 由折流板及前后水室组成。高压发生器产生的水蒸气进入前水室，将铜管外侧的溴化锂稀溶液加热，使之沸腾产生水蒸气，同时使溶液浓缩。水蒸气进入冷凝器，而浓缩后的溶液经低温热交换器进入吸收器。同时铜管内的水蒸气被管外溶液冷凝后，经过一内节流阀（针阀）流进冷凝器。低压发生器内压力约为 0.0076MPa。

(3) 冷凝器 由铜管及前后水盖组成。冷却水从后水盖流进铜管内，使管外侧的来自高压发生器的冷剂水冷却和来自低压发生器的冷剂水蒸气冷凝；而冷却水从铜管流经前水盖进入冷却塔。在这里，冷却水带走了高压发生器、低压发生器的热量（即燃烧热量）。冷凝器与低压发生器同在一个空间（上筒体），压力相当。

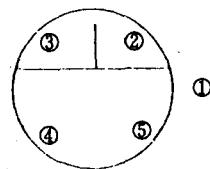


图 11-41 直燃机的布置方式

- 1—高压发生器
2—低压发生器
3—冷凝器 4—蒸发器
5—吸收器

(4) 蒸发器 由铜管、前后水盖、喷淋盘、水盘、冷剂泵组成。冷水从水盖进入铜管(约 12°C),而管外来自冷凝器的冷剂水由于淋漓于铜管上获得热量而蒸发,部分未蒸发的水落到水盘中,被冷剂泵吸取再次送入喷淋盘循环,使其蒸发;冷水失去热量后温度降为 7°C ,流出蒸发器进入用户。蒸发器内的压力约为 0.93kPa 。

(5) 吸收器 由铜管、前后水盖及喷淋盘,溶液箱、吸收泵和发生泵组成。溴化锂溶液在一定温度和浓度条件下,具有极强的吸水性能,这时,它大量吸收了由同一空间的蒸发器所产生的冷剂水蒸气,并把吸收来的汽化热量传给冷却水带走。吸收了水蒸气的溴化锂溶液变为稀溶液,从而丧失吸收能力。这时稀溶液又由发生器泵送入高压和低压发生器,再次产生冷剂水蒸气并使稀溶液浓缩。

(6) 高、低温热交换器 由铜管、折流板及前、后液室组成,分成稀液侧和浓液侧。其作用是使稀溶液升温及浓溶液降温,以达到节省燃料及减少冷却水负荷,提高吸收效果的双重目的。

(7) 热水器 热水器实质上是壳管式汽水换热器,使高压发生器产生的水蒸气进入热水器进行热交换,以加热采暖热水或卫生热水,而水蒸气自身冷凝成液态水又流回高压发生器。

思 考 题

1. 叙述吸收式制冷的工作原理及特点。
2. 叙述溴化锂的主要性质和溴化锂水溶液的特性。在溴化锂吸收式制冷系统中是采用哪些措施防止腐蚀的?
3. 什么叫循环倍率、放气范围和热力系数?
4. 溴化锂吸收式制冷装置的性能与哪些因素有关?
5. 什么叫双效溴化锂吸收式制冷机?
6. 蒸汽型单效溴化锂吸收式制冷机有哪些主要的换热部件?说明各个部件的作用和工作原理。为什么说溶液热交换器是个节能部件?
7. 双效溴化锂吸收式制冷机有哪些主要的换热部件?与单效机组相比增添了哪些部件?说明各个部件的作用和工作原理,指出其中的节能部件。为什么双效机组比单效机组节能?
8. 直燃型溴化锂双效冷温水机组的主要部件与蒸汽型冷水机组相比有哪些不同?指出其中的节能部件。
9. 何谓溴化锂吸收式机组的性能?影响性能的因素有哪些?
10. 提高机组真空度的措施有哪些?

第十二章 其他制冷方法

前面主要介绍了蒸气压缩式制冷法，但是在制冷应用中随着要求温度的不同，需要采用不同的制冷方法，可初步归纳如下，见表 12-1。

表 12-1 制冷方法

制冷类别	温度范围	常用的制冷方法		应用举例
普通制冷	$>153\text{K}$	液体汽化制冷法	蒸汽压缩式	空气调节、冷藏， 化工生产等
			吸收式	
			蒸汽喷射式	
		热电制冷法		空气调节器、医疗等
深度制冷	$20\sim 160\text{K}$	气体膨胀制冷法		制氧等
低温工程	$2\sim 20\text{K}$	气体膨胀制冷法		物质的超导、液氮
	$<2\text{K}$	绝热去磁制冷法		物质的超导

现将其他制冷方法的系统组成和它们的工作原理简单介绍如下。

第一节 蒸汽喷射式制冷

蒸汽喷射式制冷机也是依靠液体的汽化来制冷的。这一点和蒸气压缩式及吸收式制冷完全相同。不同的是怎样从蒸发器中抽取并压缩蒸汽。在蒸气压缩式制冷中，低压制冷剂蒸气的压缩是通过压缩机的机械作用完成的，而蒸汽喷射式制冷，则是利用高压蒸汽的喷射、引射及扩压作用实现对蒸汽的压缩。

蒸汽喷射式制冷的工质可以是水、氨、R12、R11、R114 等，目前在空调工程中采用的基本上都是以为水为工质的蒸汽喷射式制冷装置，称为水蒸气喷射式制冷装置，简称蒸汽喷射式制冷装置。

一、蒸汽喷射式制冷工作原理

蒸汽喷射式制冷机主要由喷射器、冷凝器、蒸发器、节流阀、泵等组成，喷射器又由喷嘴、吸入室、扩压器三部分组成，如图 12-1 所示。蒸汽喷射器，具有相当于真空泵和压缩机的两种功能。它既可借助喷管对工作蒸汽起到降压增速的作用，以抽吸蒸发器内产生的制冷剂蒸汽，来维持蒸发器所需的真空度，又可借助扩压管对气流的降速增压的作用，将制冷剂蒸汽的压力由蒸发压力提高到所需的冷凝压力，使之能在常温中被冷凝。锅炉来的高温、高压蒸汽(工作蒸汽)进入喷射器，在喷嘴中膨胀，在喷嘴出口处得到

1000m/s 以上的流速，并得到很低的压力(例如，蒸发温度为5℃，相应的压力为0.87kPa)，这就为蒸发器内的水在低温下汽化创造了条件。由于水汽化时需从未汽化的水中吸收汽化潜热，因而使未汽化水的温度降低，这部分低温水便可用于空气调节或其他生产工艺

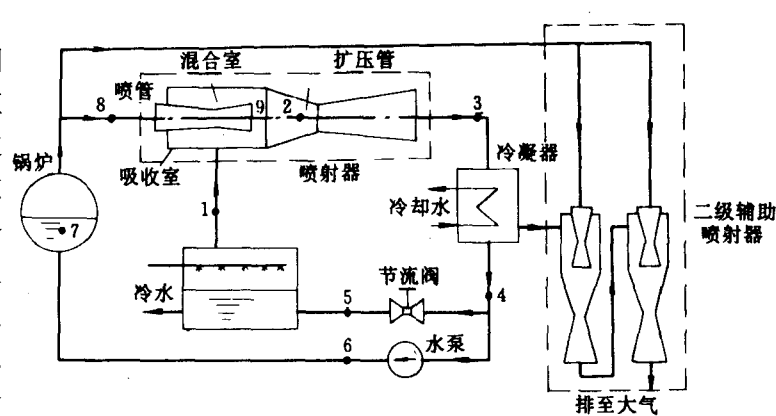


图 12-1 蒸汽喷射式制冷工作原理图

过程。蒸发器中产生的制冷剂蒸汽和工作蒸汽在喷嘴出口处混合，一起进入扩压器，在扩压器中蒸汽压力升高然后进入冷凝器，与外部的冷却水交换热量，冷凝成液体，从冷凝器下部排入冷却水池，作为循环冷却水的补充水使用。

二、蒸汽喷射式制冷装置及系统

由于蒸汽喷射器的压缩比不可能太大（目前只能达到 8），因此喷射器不可能将混合蒸汽直接排入大气，只能排入一个压力较低的容器即冷凝器中。例如蒸发器中蒸发温度为 10℃，其相应的蒸发压力为 1227Pa，而大气压力约为 101325Pa，则压缩比为：

$$\frac{101325}{1227} = 82.6$$

显然无法排入大气。如果冷却混合蒸汽的冷凝温度为 40℃，其相应的冷凝压力为 7377Pa，则压缩比为：

$$\frac{7377}{1227} = 6.01$$

这个压缩比喷射器是能够达到的。因此有了冷凝器以后，喷射器就能很好地工作。

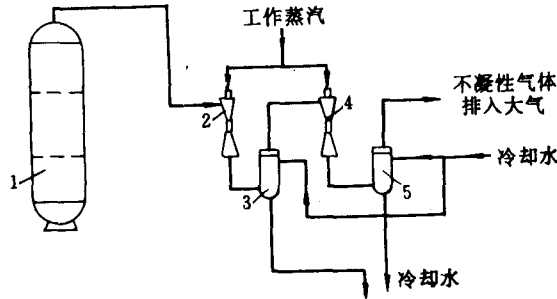


图 12-2 两级辅助喷射器和两级辅助冷凝器系统图

1—冷凝器 2—一级辅助喷射器 3—一级辅助冷凝器
4—二级辅助喷射器 5—二级辅助冷凝器

还应该指出，冷凝器中还会有一些没有凝结的蒸汽和从外界漏入的空气，这些都会影响冷凝器的正常工作。为了保证冷凝器的正常工作，再设置一组或两组从冷凝器抽吸蒸汽和空气的喷射器、冷凝器，一般分别称它们为辅助喷射器和辅助冷凝器。前面所说的喷射器和冷凝器则称为主喷射器、主冷凝器。图 12-2 所示为两级辅助喷射器和两级辅助冷凝器的系统图。积存在冷凝器顶部的蒸汽及不凝性气

体，被一级辅助喷射器 2 吸出，进入一组辅助喷射器的工作蒸汽和不凝性气体，经扩压器后进入一级辅助冷凝器 3，在其中受到冷却水的冷却。大部分蒸汽凝结成水，而还未凝结的蒸汽及不凝性气体，再被吸入二级辅助喷射器 4 进行第二次增压。此时不凝性气体的压力已大于大气压力，这样就可以从二级辅助冷凝器 5 的顶部排出。

蒸汽喷射式制冷装置的蒸发器中，只有一种蒸发温度时叫单效蒸发，具有两种以上不同的蒸发温度时叫做多效蒸发。多效蒸发的每个蒸发室中，各具有互不相同的蒸发温度及其相应的蒸发压力。一般冷冻水进出蒸发器温差在 $5\sim 7^{\circ}\text{C}$ 时采用单效；温差为 $5\sim 12^{\circ}\text{C}$ 时采用两效；温差为 $10\sim 20^{\circ}\text{C}$ 时采用三效。

根据冷凝器形式的不同，蒸汽喷射式制冷装置分混合式和蒸发式两种。

图 12-3 为三效混合式蒸汽喷射式制冷装置的流程图。它由蒸发器，一、二、三效喷射器，混合式主冷凝器、一、二级辅助喷射器，一、二级辅助冷凝器及水泵等组成。空调回水从三效立式蒸发器 3 上部进入，经淋水板三次淋洒和蒸发后，使其温度逐次降低，

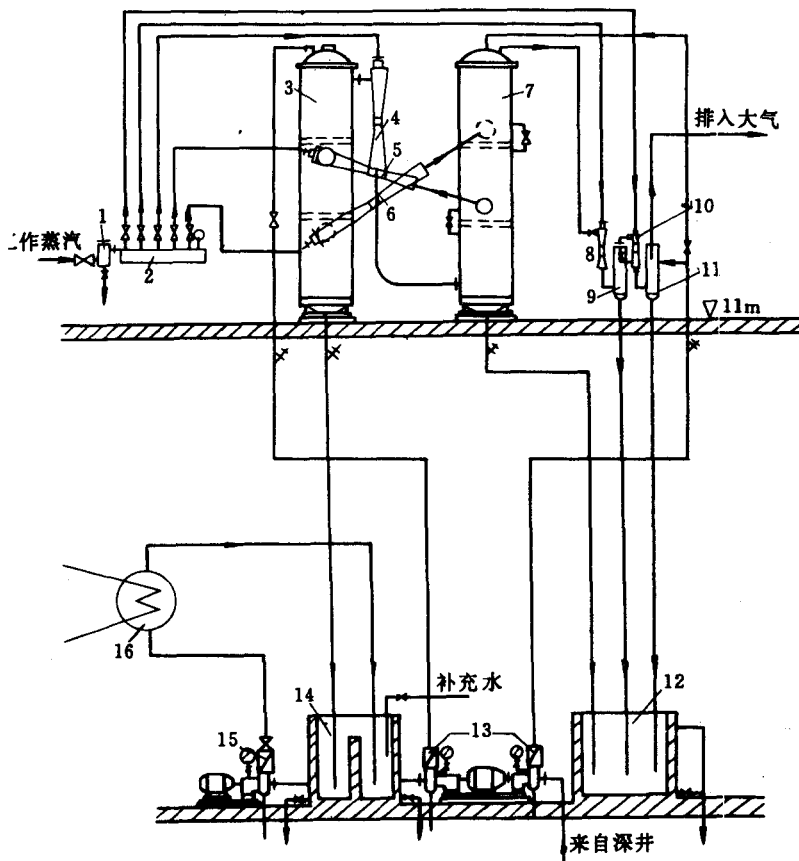


图 12-3 三效混合式蒸汽喷射式制冷装置流程图

- 1—水分离器 2—分汽缸 3—蒸发器 4—一效主喷射器 5—二效主喷射器 6—三效主喷射器
7—主冷凝器 8—一级辅助喷射器 9—一级辅助冷凝器 10—二级辅助喷射器 11—二级辅助冷凝器
12—冷却水排水池 13—水泵 14—冷媒水池 15—冷媒水泵 16—冷却系统

成为所需求的冷冻水，然后从蒸发器 3 的下部流出供空调使用。主喷射器 4、5、6 出来的混合蒸汽进入主冷凝器 7，冷却水从主冷凝器顶部流入，混合蒸汽与冷却水直接接触换热后被冷却，并与冷却水一起由下部排入水池 12。为保持主冷凝器中具有一定的真空度和将系统中的空气排入大气，还设有一、二级辅助喷射器 8、10 和一、二级辅助冷凝器 9、11。

蒸发式蒸汽喷射制冷装置与混合式基本相同，只是采用蒸发式冷凝器。图 12-4 为两效蒸发式蒸汽喷射制冷装置的流程图。蒸发式冷凝器 5 都是一效的，一、二效主喷射器 3、4 射出的混合蒸汽并联后送入蒸发式冷凝器 5。在冷凝器中，混合蒸汽在管内冷凝时放出的热量，是通过在管外喷淋冷却水的汽化来吸收的。冷却水汽化所产生的水蒸气和热空气由风机排出。在冷凝排管中的空气和未凝结的蒸汽，同样是通过一级、二级辅助喷射器 6、7 和一级辅助冷凝器，将其连续抽出并压缩到高于大气压力而排出的。

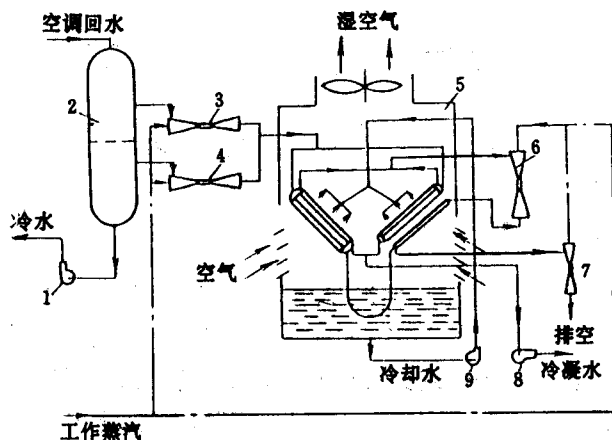


图 12-4 两效蒸发式蒸汽喷射制冷装置流程图

- 1—冷媒水泵 2—蒸发器 3—一效主喷射器 4—二效主喷射器
5—蒸发式冷凝器 6—一级辅助喷射器 7—二级辅助喷射器
8—排水泵 9—循环水泵

蒸汽喷射式制冷装置与其他形式的制冷比较，其优点是：设备结构简单；一次投资低；设有运动部件，使用寿命长；操作、维修比较容易；以水为制冷剂，运行安全可靠。其缺点是：蒸汽和冷却水消耗量比较大，制冷效率低；运行时噪声大等。

蒸汽喷射式制冷装置对有大量废热的轻纺、化工、冶金等工厂企业，可作为空调冷源，制取冷冻水的温度范围为 $2\sim 20^{\circ}\text{C}$ ，由于蒸汽喷射式制冷装置需要大量的冷却水，所以适用于水源丰富的地区。

第二节 吸附式制冷

如前所述，氨水或溴化锂吸收式制冷机可以采用工业废气或太阳能作为制取冷量的补偿热源。如果热源温度较低或冷凝温度较高，上述制冷方式的热效率很低，倘若采用沸石分子筛，利用吸附的方式制冷，则可获得较满意的结果。

沸石分子筛是一种铝硅盐矿物，具有强烈的吸水性，沸石的吸附水量对温度特别敏感，微小的温度变化将导致吸附量的较大改变，从而导致封闭系统中压力的较大变化，利用沸石温度变化，便可起到压缩机的作用。

图 12-5 是以太阳能作为热源，以沸石分子筛为吸附剂和水作为吸附质的沸石吸附制冷原理图。

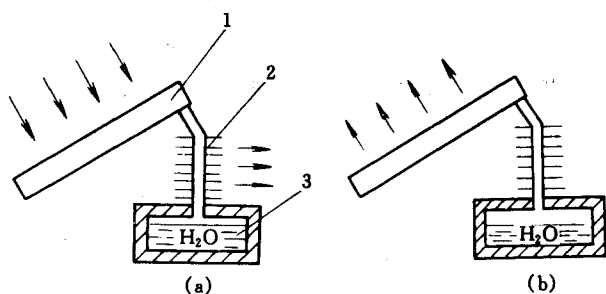


图 12-5 太阳能沸石吸附制冷原理图

(a) 脱附 (b) 吸附制冷

1—沸石密封盒 2—冷凝器 3—储水箱 (蒸发器)

图(a)为白天脱附,图(b)为夜间吸附制冷。该装置的壳体全部用金属材料制成。在沸石盒内盛有沸石分子筛并充有一定数量的水。白天,沸石在密封的容器内被太阳加热,含水沸石在吸取热量(太阳供给)后,即开始脱附水蒸气,随之系统中的分压力开始升高。当分压力达到与环境温度所对应的饱和压力时,水蒸气在冷凝器中放出汽化潜热而凝结成水,然后靠重力流入储水箱(蒸发器内)。夜间,环境温度降低,沸石在密封盒中靠对流换热也随着冷却,其吸附水蒸气的能力也逐步提高。于是开始吸附储水箱中的水蒸气,同时向外界放出吸附热,并造成系统中更低的真空状态(可达 0.266kPa 或更低)。此时的储水箱便成为蒸发器,使水在低温下蒸发(只要系统压力低于 0.6kPa ,水将在 0°C 以下蒸发),吸收被冷却物体或空间的热量,从而达到了制取冷量的目的。这种制冷装置使用时具有不消耗电能、无噪声、结构简单,运行管理方便等优点。

图 12-5 所示系统的制冷过程是在夜间进行的,这种制冷系统可应用于食品冷藏及制成太阳能制冰机等,但对建筑物的空气调节来说,冷却需要在白天进行,这就必须在系统中增设某种形式的蓄冷装置,这是一切太阳能制冷系统的典型特性。如果采用其他热源,对沸石交替地进行加热和冷却,便能达到白天和夜间均可制冷的目的。

采用氯、氢、氨等气体作为被吸附介质,利用沸石的吸附和脱附作用,可以制取到极低温。

用作吸附剂的沸石筛种类很多,有天然沸石,也有人工合成沸石,如 3A、4A、5A、10X、13X 等,其中对水的吸附性能以 13X 为最好。

沸石分子筛极易吸水,因此使用前必须进行活化处理,常用的活化温度一般在 $400\sim 500^\circ\text{C}$ 之间。如果温度过低,活化后残存水量较多;温度过高,沸石的格有可能遭到破坏,影响甚至丧失吸附性。如果沸石分子筛置于真空下活化,则可降低活化再生温度。

第三节 热电制冷

热电制冷又称为半导体制冷。它是一种利用热电制冷效应的制冷方法,其主要的基理论是西伯克(Seebeck)效应和帕尔帖(Peltier)效应。

一、热电制冷的基本原理

1. 西伯克效应

在由两种不同的导体组成的开路中,如果导体的两个结点存在温度差,开路中将产

生电动势 E 。这就是西伯克效应。

西伯克效应的原理示意图见图 12-6。它由铜、铁两种导线组成，当这两种金属接触时，由于它们的电子压力不同，一部分电子由铁向铜转移，由此产生的电位差使电子压力达到平衡。

温度越高，转移的电子越多，电位差越大。当热电偶的两个节点处于不同温度时，节点上的电位差不同，因而形成了电动势。若已知一个结点的温度，测量该电势，就能求出另一结点的温度。这就是热电偶测温的基本原理。

2. 帕尔帖效应

电流流过两种不同导体的界面时，将从外界得到或向外界放出热量。这就是帕尔帖效应。由帕尔帖效应产生的热流量称帕尔帖热。

电荷载体在导体中运动形成电流。由于电荷载体在不同的材料中处于不同的能量级，当它从高能级的材料向低能级的材料运动时，便释放出多余的能量；反之，从低能级的材料向高能级的材料运动时，需要从外界吸收能量。能量在界面处处以热的形式吸入或放出。

帕尔帖效应与西伯克效应有密切联系，它们实际上互为反效应，都是温差电效应。前者是说电偶中有温差存在时会产生电动势；后者是说，电偶中有电流通过时，将产生温差。

二、热电制冷器的特性

1. 电偶的热电制冷效应

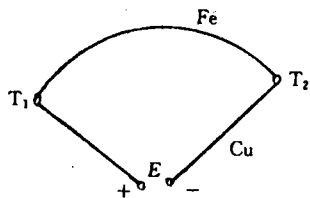


图 12-6 由铜、铁组成的电偶

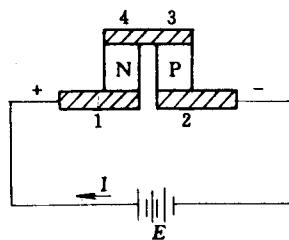


图 12-7 基本热电偶

热电制冷器的基本元件是电偶，如图 12-7 所示。由于半导体材料本身的物理特性使得它产生的帕尔帖效应比其他导体材料要显著很多，所以，热电制冷器的基本元件都用半导体材料制成，故又称半导体制冷器。

图 12-7 中的电偶是由一个 P 型和一个 N 型半导体组成的回路。当通以直流电流 I 时，P 型半导体内的载何体（空穴）和 N 型半导体内的载荷体（电子）在外电场的作用下产生运动。空穴的运动方向与电流同向，电子的运动方向与电流反向。由于电子在金属中的能量级低于它在 N 型半导体中的能量级，所以，当它从金属片中流入 N 型半导体中时，需要吸收热量；P 型半导体中的空穴与电子反向运动，当在结点 2 处与电子相遇时，导致内能增加，温度因此而上升并向周围环境放热；在结点 3 处，空穴与电子分离，产

生电子——空穴时，导致内能减少，温度下降并向周围环境吸热。这样 1、2 结点放热，3、4 结点吸热。

显然，通过改变电流方向可实现从制冷变为加热的目的。

2. 热电制冷器

一个半导体电偶对产生的致冷效应一般约为 1.163W，仍然较小。如将数十个半导体电偶对的冷热两端各放在一起，串联组成热电堆，就可获得较大的制冷量。

根据制冷所要求的温差，热电堆可制成单级电堆和多级电堆。图 12-8 (a) 所示为单级电堆，单级电堆制冷温差通常约为 50℃，图中的冷板 1 装在电堆 4 的吸热端（即冷端）；散热器 5 则装在电堆的放热端；冷板和散热器与电堆联接时，中间都隔有电绝缘导热层 2；冷板和散热器可根据换热要求制成各种形式，如平板式或助片式等；联接片 3 是导体片（如铜片），它将同一半导体电偶对在一端（上端）连接起来，又将组成电堆的各个电偶对在另一端（下端）串联起来。

图 12-8 (b) 为二级电堆，它将第二级电堆的热端置于第一级电堆的冷端上，让第一级电堆作为第二级电堆的散热器，采用多级电堆致冷可获得较大的温差和更低的温度，一般只需二级或三级。最多 8 级。例如，某二级半导体制冷器，第一级用 56 对电偶，第二级只要 22 对电偶，串联、风冷，总温差可达 70℃。某三级 4 对，串联，水冷，总温差可达 99℃。6~8 级的电堆，若热端的温度为 50℃，冷端温度可达 140~160K。

多级热电堆的实际联结，可以采用串联、并联或串并联的连接形式如图 12-8 (b) (c) (d) 所示。

串联型多级热电堆的特点是各级的工作电流相同，级与级之间的连接处需要一层电绝缘的导热层（一般用阳极氧化铝等）隔开。要求导热层的导热系数大，这样可使温差损失减小。

并联型多级热电堆的特点除工作电流较大外，由于级间既要导热又要导电，所以不需要电绝缘层，也无级间温差。当要求的温差和负荷与串联型热电堆相同时，并联型比

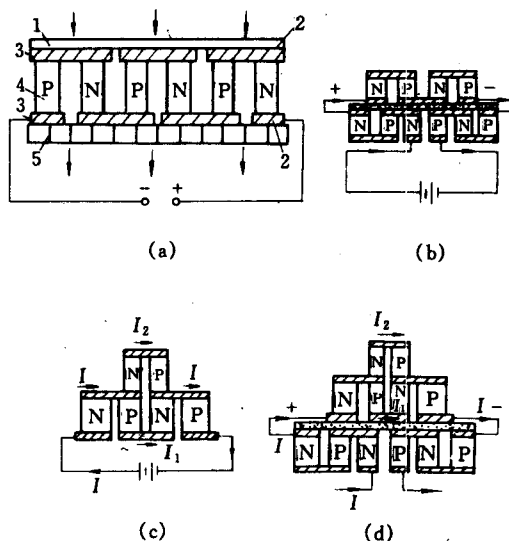


图 12-8 单级与二级电堆

(a) 单级 (b) 串联二级 (c) 并联二级 (d) 串并联三级

串联型耗电要小些，但线路设计较复杂。

3. 热电材料

热电制冷器的制冷系数和可获得的最大温差与热电偶的优值系数 Z 有直接关系。材料是否可用作热电偶的元件，由它的优值系数 Z 决定。

$$Z = \frac{\alpha^2}{\rho\lambda} \quad (12-1)$$

式中 α ——西伯克系数，V/K。其大小与材料的物理性质和结点的温度有关

ρ ——材料的电阻率， $\Omega \cdot \text{m}$

λ ——材料的导热系数，W/(m·K)

Z 值越高，材料越好。 Z 中所包含的三个参数 α 、 ρ 、 λ 的值是相互联系的。它们的大小主要取决于电荷载体（电子或离子）的浓度。离子传导型导体中，载荷体可能是正离子也可能是负离子，它有消弱或加强电子的作用。电子传导型导体中，载荷体是电子，电流可由电子的运动完成，也可以是“空穴”移动形成电流。

优值系数 Z 及组成它的三个参数 ρ 、 λ 、 α 与载荷密度 n 之间关系见图 12-9。由图中可以看出， n 值趋于 10^{19} 个/cm³ 时， Z 达到最大。这恰好在半导体的范围内。

因此，在热电堆中使用的材料，应是落在元素周期表的金属和非金属转换线两侧的元素化合物对。最常用的元素为：铋 (Bi)、锑 (Sb)、碲 (Te)、硒 (Se)。这些元素已经用来作成各种半导体化合物在热片装置中使用：例如：PbTe，SnTe，Bi₂Te₃，Si₂Se₂，Sb₂Te₃，ZnSb 等。

表 12-2 为某些半导体材料在室温下的温差电性能。其中 P 型是磷化铋—碲化铋 (Bi₂Te₃—Sb₂Te₃) 固溶体合金。N 型是碲化铋—硒化铋 (Bi₂Te₃—Bi₂Se₃) 固溶体合金。

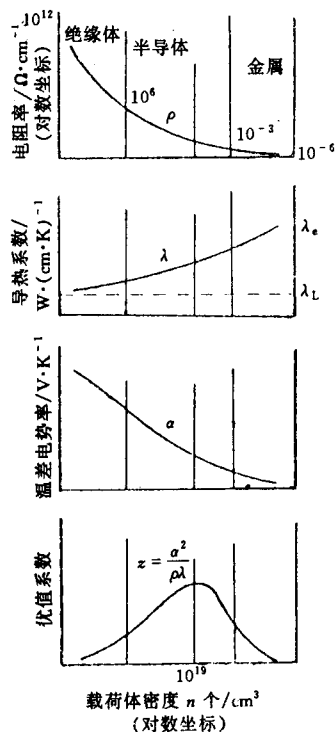


图 12-9 载荷体密度对优值系数及其三个组成参数的影响

表 12-2 半导体材料在室温下的温差电性能

性能	制备方法	区熔法制备		粉末冶金法制备	
	半导体	P 型	N 型	P 型	N 型
$\alpha/\mu\text{V} \cdot \text{K}^{-1}$		215~210	200~230	180~200	180~200
$\rho/\Omega \cdot \text{cm}^{-1}$		1050~1150	800~1200	800~900	900~1000
$\lambda/10^{-3}\text{W} \cdot (\text{cm} \cdot \text{K})^{-1}$		16~18	18~20	11~13	13~15
Z/K^{-1}		$(3.2 \sim 3.5) \times 10^{-3}$	$(3.0 \sim 3.2) \times 10^{-3}$	$(2.3 \sim 2.8) \times 10^{-3}$	$(2.2 \sim 2.7) \times 10^{-3}$

三、热电制冷的特点

热电制冷是借助于电子或空穴在运动中直接传输能量而制冷的。这使它在结构上与

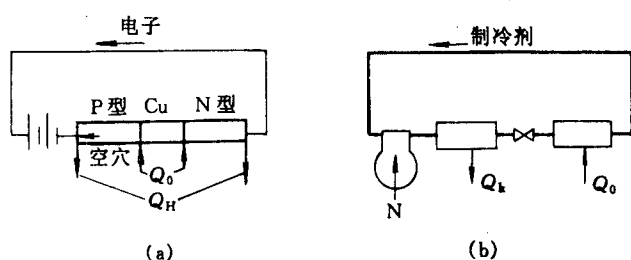


图 12-10 制冷循环系统
(a) 热电制冷系统 (b) 蒸汽压缩式制冷系统

热电制冷具有下述特点：

- (1) 结构简单，整个制冷器由热电堆和导线联成，无任何机械运动部件，因而无噪声、无磨损，可靠性高，寿命长，维修方便。
- (2) 体积小，特别在小冷量，小体积的用冷场合，有其独到之处。

表 12-3 热电制冷与蒸汽压缩式制冷的类比（按部件作用类比）

	热电制冷	蒸汽压缩式制冷
能量载体	电子、空穴	制冷剂
连接件	金属导线	管道
供能设备	直流电源	电动机
	电偶	压缩机
高温散热器	热端散热器	冷凝器
低温散热器	冷端吸热片	蒸发器
	冷、热结点	膨胀阀

表 12-4 热电制冷与蒸汽压缩式制冷的类比（按特性和能耗类比）

热 电 制 冷	蒸汽压缩式制冷
(1) 材料的导热性使电偶中有一股从热端流向冷端的反向热流，造成冷量损失	(1) 制冷剂蒸气从气缸或气阀处泄漏，引起损失
(2) 材料的电阻率引起焦耳热损失	(2) 由于摩擦，吸气压力损失和使压缩机吸气过热的其他因素，引起压缩机吸气量损失
(3) 一部分电源电压消耗在热电动势 $E_{PN} = a\Delta T$ 上。	(3) 由于余隙容积的存在，要损失一部分吸气量
(4) 优值系数 $Z = \frac{a^2}{\rho\lambda}$ ，受三个因素（参数） a 、 ρ 、 λ 的影响	(4) 输气系数 $\lambda = (\lambda_c \lambda_p \lambda_T) \lambda_0$ ，受上述三方面因素的影响
(5) 最大温差 $\Delta T_{\max} = \frac{1}{2}TZ\%$ ，受优值系数和冷端温度的影响	(5) 最大压差 $\Delta p_{\max} = (p_h - p_0)_{\max}$ ，受输气系数和吸气压力的影响

采用制冷剂传递能量的其他各种制冷机有显著的不同，但两者在很多方面仍可进行类比。

图 12-10 示出热电制冷与蒸汽压缩式制冷的循环系统。按系统中各部件所起的作用加以类比，见表 12-3。

从制冷的重要特性参数和能量分析方面加以类比，见表 12-4。

(3) 启动快、控制灵活。只要接通电源,即可迅速制冷。冷却速度和制冷温度都可通过调节工作电流实现。

(4) 操作具有可逆性,既可用来制冷,又可通过改变电流方向作制热用,因而可以用来做高于室温到低于室温范围内的恒温器。

(5) 热电制冷的主要缺点是效率低,耗能大。由于缺少更好的半导体材料,限制了它的发展。在大容器的情况下,热电制冷的效率比蒸气压缩式制冷低;但是蒸气压缩式制冷机的效率随着容量的减少而降低,而热电制冷器的效率与容量无关。产冷量在 20W 以下,温差不超过 50℃ 时,热电制冷的效率高于压缩式制冷的效率。

四、热电制冷的应用

目前,热电制冷技术主要在小冷量、小型化、性能可靠性和控制精度较高的范围内应用。具体应用在以下几个方面:

1. 在医疗卫生方面的应用

- (1) 对高烧病人进行局部或全身快速降温;
- (2) 对病人在手术时降低体温,以减慢血液循环;
- (3) 在外科手术中,实施冷冻麻醉。

2. 在电子器件方面的应用

对温度反应敏感,使用条件严格的电子元件、器件,可以用热电制冷器使它们维持低温或恒温的工作条件,例如:对大规模集成电路、光敏器件、功率元件、高频晶体管等电子元、器件以及热摄像仪,电视摄像管和电视摄像仪等的冷却或恒温。

3. 在工业方面的应用

热电制冷零点基准仪是传统使用的以冰块作为零度基准点的重大创新,使操作台因没有水和冰块的容器而显得干净和干燥,并且零点准确,操作方便。

4. 在军工方面的应用

目前最大的热电制冷器是核潜艇上使用的空调装置。另外,在卫星站、宇航服中也采用了热电制冷。对导弹、雷达装置中的红外探测器的冷却也应用热电制冷。多功能头盔对宇航飞行员、坦克战斗人员的头部采用热电制冷进行恒温调节,以保持清醒头脑,从而提高战斗力。

5. 在其他方面的应用

在能源充足,经济性不作为首要考虑问题的场合,取热电制冷可靠、简单、无噪声、无振动、无工质泄漏等优点,用它作为空调或冷藏装置,如地下建筑的空调、卫星站、飞机等。另外还用于手提式冷暖箱,司机醒脑器等。

下面列出了部分热电制冷装置的名称,可见其应用范围之广。

真空扩散泵冷却器	辐射能接收器	红外线探测器
光电倍增管冷却器	无线电装置恒温器	超级恒温器
参数放大器致冷器	激光器冷却器	流体速度计
航空设备冷却器	温度计校正仪	零点仪
霍尔器件制冷器	显微镜载物台	司机醒脑器
生物试验制冷器	石油凝固点测定器	真空干燥器

计量用恒温器
皮肤病冷疗器
体外循环装置
精密铸模冷却器
家庭空调器

地震仪
白内障摘除器
冷冻切刀台
舰艇空调器
奶品恒温器

脱蜡器
低温麻醉器
工艺干燥器
宇航服
土壤冷冻器

热电制冷装置在使用时，应防止碰撞和剧烈振动；通电以前，应先使热端冷却（先开通风机或先通冷却水），以防热端温度过高（不超过 60°C ）烧坏电堆。

第四节 空气压缩制冷

近十多年来，氯氟烃物质（CFCs）一类氟利昂物质释放到大气层后，对臭氧层有严重的破坏作用，国际上先后签订相关议定书，对五种 CFCs 进行了限制，要求到 2000 年禁止生产和使用。CFCs 的禁用将对空调、制冷工业产生巨大影响，寻找 CFCs 的替代物和开展新的制冷循环机理的研究是当务之急。采用空气制冷技术，是今后制冷技术发展的重要方向之一。

空气制冷是指空气压缩制冷。空气压缩制冷机是以空气为工质，利用空气状态在制冷机内循环变化，实现人工制冷的装置。它是基于压缩空气的节流效应和压缩空气在膨胀机中绝热膨胀并对外界做功，从而获得低温气流来制取冷量的。

构成这种制冷方式的循环形式主要有定压缩循环、带回热的定压缩循环和定容循环。

定压循环由两个等压过程和两个等熵过程组成。制冷流程和循环的 $T-s$ 图见图 12-11。从压缩机排出的高温高压（ T_2 、 p_2 ）气体进入冷却器，在定压 p_2 下被冷却到温度 T_3 ，然后进入膨胀机中，等熵膨胀到冷室的压力 p_1 （一般为 1 个大气压），同时温度降低 T_4 ，成为低温低压的冷气流，冷气流进入冷室，使被冷却对象降温，而空气本身因吸收热量，温度回升到 T_1 ，这个过程是在 p_1 压力下的等压吸热过程。离开冷室的空气以 p_1 下状态进入压缩机，等熵压缩后，温度、压力提高到 T_2 、 p_2 ，完成一个循环。

循环中各特征点状态参数的关系如下：

$$T_2 = T_1(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{K}) \quad (12-2)$$

$$T_3 = T_4(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} \quad (\text{K}) \quad (12-3)$$

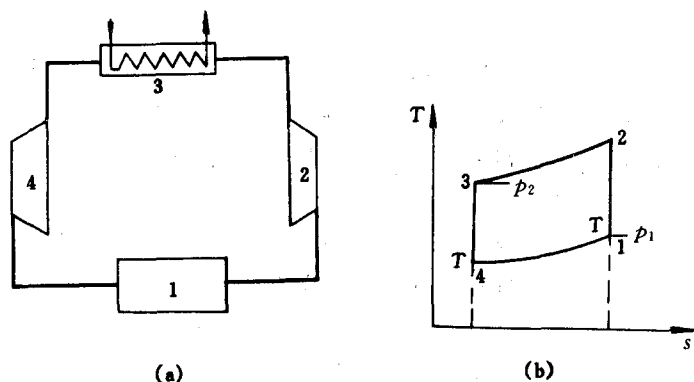


图 12-11 采用定压缩循环的空气制冷机

(a) 系统流程图 (b) 循环的 $T-s$ 图

1—冷藏室 2—离心式压缩机 3—冷却器 4—膨胀机

的高温高压（ T_2 、 p_2 ）气体进入冷却器，在定压 p_2 下被冷却到温度 T_3 ，然后进入膨胀机中，等熵膨胀到冷室的压力 p_1 （一般为 1 个大气压），同时温度降低 T_4 ，成为低温低压的冷气流，冷气流进入冷室，使被冷却对象降温，而空气本身因吸收热量，温度回升到 T_1 ，这个过程是在 p_1 压力下的等压吸热过程。离开冷室的空气以 p_1 下状态进入压缩机，等熵压缩后，温度、压力提高到 T_2 、 p_2 ，完成一个循环。

每公斤空气在冷室中的吸热量:

$$q_0 = h_1 - h_4 = cp(T_1 - T_4) \quad \text{kJ/kg} \quad (12-4)$$

循环中消耗的比功:

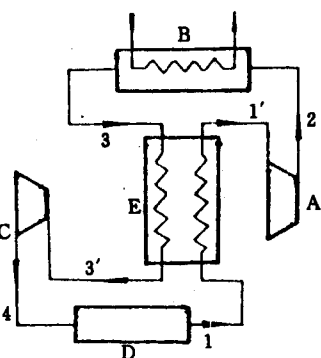
$$\begin{aligned} w_0 &= (H_2 - H_1) - (H_3 - H_4) \\ &= cp[(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)] \\ &= cp[(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1](T_1 - T_4) \quad \text{kJ/kg} \end{aligned} \quad (12-5)$$

制冷系数:

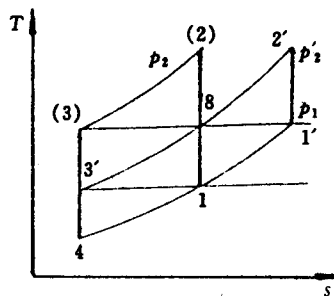
$$\epsilon = q_0/w_0 = \frac{1}{(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \quad (12-6)$$

可见,循环的经济性与压力比 p_2/p_1 有关,压力比越高制冷系数越低。

气体制冷机是利用气体吸收显热来实现制冷的。因气体比热较小,当冷量要求较大时,需要很大的气体流量,往复式压缩机和膨胀机很难胜任,应该采用透平式压缩机和膨胀机。由于透平机结构上的原因,它的压力比不宜太大,因此就出现了带有回热器的定压回热气体制冷循环,它的



(a) 系统流程图



(b) 循环的 $T-s$ 图

图 12-12 有回热定压循环的空气制冷机

A—压缩机 B—冷却器 C—膨胀机 D—冷室 E—回热器

的系统流程图及循环的温-熵图如图 12-12 所示。气体首先在透平压缩机 A 中被绝热压缩,然后进入冷却器 B 冷却,将热量传递给环境介质;冷却后的气体进入回热器 E,与冷箱 D 中返回的气体进行热交换,温度进一步降低;然后进入透平膨胀机 C,绝热膨胀后,压力和温度同时降低,进入冷箱 D 中制取冷量;从冷箱 D 中出来的气体进入回热器 E,冷却进入膨胀机前的空气,自身温度有所提高,最后进入透平压缩机 A,又被压缩成高压高温气体,完成了—个制冷循环。在 $T-s$ 图中定压回热气体制冷机循环可用 $1'-2'-8-3'-4-1-1'$ 表示。 $1-2'$ 为等熵压缩过程; $2'-8$ 为冷却器中定压冷却过程; $8-3'$ 为回热器中的回热(定压冷却)过程; $3'-4$ 为等熵膨胀过程; $4-1$ 为冷箱中定压吸热(制冷)过程; $1-1'$ 为回热器中的回热(定压加热)过程。

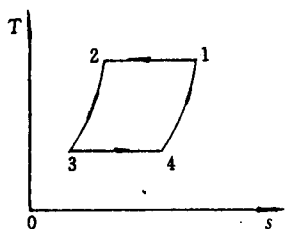


图 12-13 定容回热循环

1~2 等温过程 2~3 等容过程
3~4 等温过程 4~1 等容过程

在原理上更先进的空气制冷循环是定容回热循环,即斯特林 (Sterling) 循环。循环由两个等温过程和两个等容过程组成,见图 12-13。它实际是斯特林发动机的逆向循环。

斯特林理论循环是可逆循环,可以达到卡诺循环的效

率,因而是一种十分经济的循环形式,特别适用于制冷温度较低(一般在 -80°C 以下)的场合。

第五节 磁 制 冷

磁制冷是利用磁性物质的磁热效应来完成磁制冷循环的。

磁性物质是由原子或具有磁矩的磁离子组成的结晶体,它有一定的热运动或热振动。当不加磁场时,结晶体内磁矩的取向是无规则的,此时其相应的熵较大。当磁场作用到工质上(磁化)时,磁矩沿磁场方向择优取向。等温条件下,该过程导致工质熵的下降,有序度增加,向外界排热。若此后磁场强度减弱,由于磁离子的热运动,其磁矩又趋于无序,在熵增和等温条件下,工质从外界吸热,就能达到制冷的目的。

我们把磁性物质在磁场作用下绝热磁化时升温,绝热退磁时降温的这种物理现象称为磁热效应。这就是磁制冷的基本原理。

利用顺磁盐(铁铵钒、铬钾钒等)作为工质绝热去磁的热效应,可构成多种类型的制冷循环,较常见的制冷循环有:卡诺循环、斯特林循环、埃里克森循环、布雷顿循环。这四种循环中,卡诺循环的原理、机构和动作最为简单。因此,磁制冷机研究进展较大的是卡诺型磁制冷机。

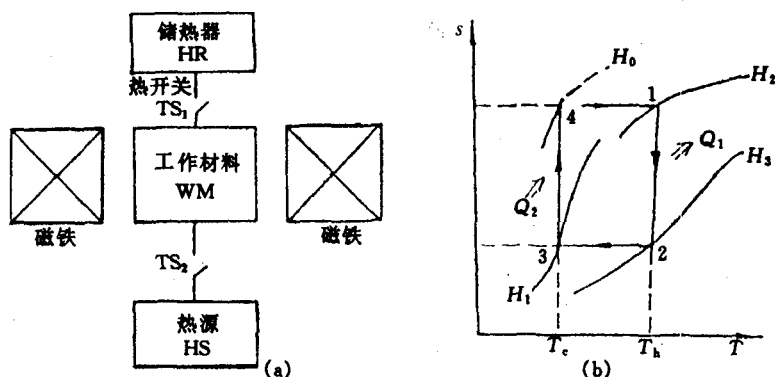


图 12-14 卡诺型磁制冷机的结构框图及循环 s - T 图

图 12-14 为卡诺型磁制冷机的结构框图及循环 s - T 图。其工作过程如下:

(1) 热开关 TS_1 闭合, 磁场施加于工作材料 WM 上, 使其熵减小, 通过储热器与 WM 的热力连接, 热量从 WM 传入 HR, 工质被等温磁化(过程 1~2)。

(2) 然后 TS_1 断开, 逐渐移去磁场, 工作材料内自旋系统逐渐无序, 在此过程中消耗内能, 使 WM 温度下降到热源 HS 温度。工质绝热去磁(内冷却过程 2~3)。

(3) 磁场继续减弱, 闭合 TS_2 , WM 则从热源 HS 吸热。工质等温退磁(过程 3~4)。

(4) 断开 TS_2 , 施加一较小磁场, WM 温度逐渐上升至 HR 温度。工质绝热磁化(过

程 4~1)。

磁制冷技术与目前通用的蒸气压缩式制冷相比，具有下列特点：

- (1) 单位体积的制冷功率大，易小型化。
- (2) 效率高（高于 20%），有节能优势。
- (3) 经济性好，可靠性高，寿命长。
- (4) 温区宽（可覆盖 0.001~300K 温区）。

思 考 题

1. 试叙述沸石吸附制冷原理及其特点。
2. 什么是帕尔帖效应？其物理机理是什么？
3. 电偶的热电制冷效应是什么？
4. 为什么要采用多级热电堆，其工作原理是什么？
5. 热电制冷的特点有哪些？它的主要应用范围如何？
6. 蒸汽喷射式制冷装置中的蒸汽喷射器由哪些部件组成？喷射器的作用如何？
7. 说明蒸汽喷射制冷装置的基本组成。
8. 比较蒸汽喷射式制冷与压缩式制冷的异同。
9. 采用多效蒸发和冷凝有什么好处？
10. 磁制冷与蒸气压缩式制冷相比有什么特点？
11. 说明卡诺型磁制冷机的结构生成及其一般的工作过程。

附录

附表 1 饱和水与饱和水蒸气表

温 度	饱和压力	比 体 积		焓		汽化潜热	熵	
		饱和水	饱和蒸汽	饱和水	饱和蒸汽		饱和水	饱和蒸汽
t ℃	p_s 10 ⁵ Pa	v' m ³ /kg	v'' m ³ /kg	h' kJ/kg	h'' kJ/kg	r kJ/kg	s' kJ/(kg·K)	s'' kJ/(kg·K)
0	0.006108	0.0010002	206.321	-0.04	2501.0	2501.0	-0.0002	9.1565
0.01	0.006112	0.00100022	206.175	0.000614	2501.0	2501.0	0.0000	9.1562
1	0.006566	0.0010001	192.611	4.17	2502.8	2498.6	0.0152	9.1298
2	0.007054	0.0010001	179.985	8.39	2504.7	2496.3	0.0300	9.1035
4	0.008129	0.0010000	157.267	16.80	2508.3	2491.5	0.0611	9.0514
6	0.009346	0.0010000	137.768	25.21	2512.0	2486.8	0.0913	9.0003
8	0.010721	0.0010001	120.952	33.60	2515.7	2482.1	0.1213	8.9501
10	0.012271	0.0010003	100.419	41.99	2519.4	2477.4	0.1510	8.9009
12	0.014015	0.0010004	93.828	50.38	2523.0	2472.6	0.1805	8.8525
14	0.015974	0.0010007	82.893	58.75	2526.7	2467.9	0.2098	8.8050
16	0.018170	0.0010010	73.376	67.13	2530.4	2463.3	0.2388	8.7583
18	0.020626	0.0010013	65.080	75.50	2534.0	2458.5	0.2677	8.7125
20	0.023368	0.0010017	57.833	83.86	2537.7	2453.8	0.2963	8.6674
22	0.026424	0.0010022	51.488	92.22	2541.4	2449.2	0.3247	8.6232
24	0.029824	0.0010026	45.923	100.59	2545.0	2444.4	0.3580	8.5797
26	0.033600	0.0010032	41.031	108.95	2548.6	2439.6	0.3810	8.5370
28	0.037785	0.0010037	36.726	117.31	2552.3	2435.0	0.4088	8.4950
30	0.042417	0.0010013	32.929	125.65	2555.9	2430.2	0.4365	8.4537
35	0.056217	0.0010060	25.246	146.56	2565.0	2418.4	0.5049	8.3586
40	0.073749	0.0010078	19.548	167.45	2574.0	2406.5	0.5721	8.2576
45	0.095817	0.0010099	15.278	188.45	2582.9	2394.5	0.6383	8.1655
50	0.12335	0.0010121	12.048	209.26	2591.8	2382.5	0.7035	8.0771
55	0.15740	0.0010145	9.5812	230.17	2600.7	2370.5	0.7677	7.9922
60	0.19919	0.0010174	7.6807	251.09	2609.5	2358.4	0.8310	7.9106
65	0.25008	0.0019199	6.2042	272.02	2618.2	2346.2	0.8933	7.8320

续表

温 度	饱和压力	比 体 积		焓		汽化潜热	熵	
		饱和水	饱和蒸汽	饱和水	饱和蒸汽		饱和水	饱和蒸汽
t °C	p_s 10 ⁵ Pa	v' m ³ /kg	v'' m ³ /kg	h' kJ/kg	h'' kJ/kg	r kJ/kg	s' kJ/(kg·K)	s'' kJ/(kg·K)
70	0.31161	0.0010228	5.0479	292.97	2626.8	2333.8	0.9548	7.7568
75	0.38548	0.0010259	4.4356	313.94	2635.3	2321.4	1.0154	7.6837
80	0.47359	0.0010292	3.4104	334.92	2643.8	2308.9	1.0752	7.6135
85	0.57803	0.0010326	2.8300	355.92	2652.1	2296.2	1.1343	7.5459
90	0.70108	0.0010361	2.3624	376.94	2660.3	2283.4	1.1925	7.4805
95	0.84525	0.0010398	1.9832	397.99	2668.4	2270.4	1.2500	7.4174
100	1.01325	0.0010437	1.6738	419.05	2676.3	2257.2	1.3069	7.3564
110	1.4326	0.0010519	1.2106	461.32	2691.8	2230.5	1.4185	7.2402
120	1.9854	0.0010606	0.89202	503.7	2706.6	2202.9	1.5276	7.1310
130	2.7012	0.0010700	0.66815	546.3	2720.7	2174.4	1.6344	7.0281
140	3.6136	0.0010801	0.50875	589.1	2734.0	2144.9	1.7390	6.9307
150	4.7597	0.0010908	0.39261	632.2	2746.3	2114.1	1.8416	6.8381
160	6.1804	0.0011022	0.30685	675.5	2757.7	2082.2	1.9425	6.7498
170	7.9202	0.0011145	0.24259	719.1	2768.0	2048.9	2.0416	6.6652
180	10.027	0.0011275	0.19381	763.1	2777.1	2014.0	2.1393	6.5838
190	12.552	0.0011415	0.15631	807.5	2784.9	1977.4	2.2356	6.5052
200	15.551	0.0011565	0.12714	852.4	2791.4	1939.0	2.3307	6.4289
210	19.079	0.0011726	0.10422	897.8	2796.4	1893.6	2.4247	6.3546
220	23.201	0.0011900	0.08602	943.7	2799.9	1856.2	2.5178	6.2819
230	27.979	0.0012087	0.07143	990.3	2801.7	1811.4	2.6102	6.2104
240	33.480	0.0012291	0.05964	1037.6	2801.6	1764.0	2.7021	6.1397
250	39.776	0.0012513	0.05002	1085.8	2799.5	1713.7	2.7936	6.0693
260	46.940	0.0012756	0.04212	1135.0	2795.2	1660.2	2.8850	5.9989
270	55.051	0.0013025	0.03557	1185.4	2788.3	1602.9	2.9766	5.9278
280	64.191	0.0013324	0.03010	1237.0	2778.6	1541.6	3.0687	5.8555

附表 2

氢 (R717) 饱和状态下的热力性质

温度 $t/^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/10^5\text{Pa}$	比体积		比焓/ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$		比潜热 r $/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	比熵/ $\text{kJ}\cdot\text{s}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	
		$v'/\text{L}\cdot\text{kg}^{-1}$	$v''/\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	h'	h''		s'	s''
-77	0.0641	1.3633	14.88457	157.03	1643.84	1486.81	0.5284	8.1083
-75	0.0750	1.3675	12.81183	169.26	1647.27	1478.01	0.5904	8.0495
-70	0.1094	1.3783	9.00904	188.77	1656.56	1467.79	0.6876	7.9127
-65	0.1563	1.3893	6.45252	210.11	1665.58	1455.48	0.7914	7.7838
-60	0.2190	1.4006	4.69999	233.20	1674.31	1441.11	0.9010	7.6620
-55	0.3015	1.4122	3.48642	254.31	1683.02	1428.71	0.9988	7.5480
-50	0.4085	1.4242	2.62526	276.05	1691.48	1415.44	1.0973	7.4402
-45	0.5450	1.4364	2.00436	298.38	1699.69	1401.31	1.1961	7.3382
-40	0.7171	1.4491	1.55124	320.24	1707.70	1387.46	1.2908	7.2417
-35	0.9312	1.4621	1.21508	342.37	1715.44	1373.07	1.3846	7.1502
-30	1.1946	1.4755	0.96244	364.76	1722.89	1358.14	1.4775	7.0631
-25	1.5150	1.4893	0.77048	386.99	1730.08	1343.09	1.5678	6.9802
-20	1.9011	1.5036	0.62275	409.43	1736.95	1327.52	1.6571	6.9011
-15	2.3620	1.5184	0.50790	431.94	1743.51	1311.57	1.7449	6.8255
-10	2.9075	1.5337	0.41770	454.56	1749.72	1295.17	1.8313	6.7531
-9	3.0277	1.5368	0.40206	459.07	1750.93	1291.85	1.8484	6.7390
-8	3.1517	1.5399	0.38712	463.63	1752.11	1288.49	1.8655	6.7250
-7	3.2797	1.5431	0.37286	468.16	1753.29	1285.13	1.8825	6.7111
-6	3.4117	1.5463	0.35923	472.67	1754.45	1281.78	1.8993	6.6973
-5	3.5479	1.5495	0.34619	477.22	1755.60	1278.38	1.9162	6.6837
-4	3.6883	1.5527	0.33372	481.80	1756.72	1274.92	1.9332	6.6701
-3	3.8331	1.5560	0.32179	486.36	1757.84	1271.48	1.9500	6.6566
-2	3.9822	1.5593	0.31038	490.90	1758.94	1268.04	1.9667	6.6433
-1	4.1359	1.5626	0.29945	495.47	1760.03	1264.55	1.9835	6.6300
0	4.2941	1.5659	0.28899	500.02	1761.10	1261.08	2.0001	6.6169
1	4.4571	1.5693	0.27896	504.61	1762.15	1257.54	2.0168	6.6038
2	4.6428	1.5727	0.26935	509.18	1763.19	1254.02	2.0333	6.5909
3	4.7974	1.5761	0.26015	513.72	1764.22	1250.50	2.0497	6.5780
4	4.9750	1.5795	0.25132	518.33	1765.23	1246.90	2.0662	6.5652
5	5.1576	1.5830	0.24285	522.91	1766.22	1243.31	2.0826	6.5526
6	5.3454	1.5865	0.23472	522.91	1767.20	1239.70	2.0990	6.5400
7	5.5385	1.5900	0.22693	527.50	1768.17	1236.09	2.1152	6.5275
8	5.7370	1.5936	0.21944	532.07	1769.11	1232.43	2.1315	6.5151
9	5.9409	1.5972	0.21225	536.68	1770.64	1228.75	2.1478	6.5027
10	6.1503	1.6008	0.20535	545.88	1770.96	1225.08	2.1639	6.4905
12	6.5864	1.6081	0.19233	555.10	1772.74	1217.63	2.1962	6.4663
14	7.0459	1.6155	0.18030	564.35	1774.45	1210.09	2.2282	6.4423
16	7.5298	1.6231	0.16917	573.60	1776.09	1202.49	2.2600	6.4187
18	8.0388	1.6308	0.15886	582.90	1777.66	1194.77	2.2918	6.3954
20	8.5737	1.6386	0.14930	592.19	1779.17	1186.97	2.3233	6.3723
22	9.1356	1.6466	0.14042	601.51	1780.60	1179.09	2.3547	6.3495
24	9.7252	1.6547	0.13217	610.85	1781.96	1171.12	2.3858	6.3270
26	10.3434	1.6630	0.12450	620.20	1783.25	1163.05	2.4169	6.3047
28	10.9911	1.6417	0.11736	629.60	1784.46	1154.86	2.4478	6.2826
30	11.6693	1.6800	0.11070	639.01	1785.59	1146.57	2.4786	6.2608
32	12.3788	1.6888	0.10449	648.46	1786.64	1138.18	2.5093	6.2392
34	13.1205	1.6978	0.09869	657.93	1787.61	1129.69	2.5398	6.2177
36	13.8955	1.7069	0.09327	667.42	1788.50	1121.08	2.5702	6.1965
38	14.7074	1.7162	0.08820	676.95	1789.31	1112.36	2.6004	6.1754
40	15.5489	1.7257	0.08345	686.51	1790.03	1103.52	2.6306	6.1545
42	16.4923	1.7355	0.07900	696.12	1790.66	1094.53	2.6607	6.1338
44	17.3467	1.7454	0.07483	705.76	1791.20	1085.44	2.6907	6.1132
46	18.3022	1.7556	0.07092	715.44	1791.64	1076.21	2.7206	6.0927
48	19.2968	1.7660	0.06724	725.15	1791.99	1066.84	2.7504	6.0723
50	20.3314	1.7767	0.06378	734.92	1792.25	1057.33	2.7801	6.0521

附表 3

R12 饱和状态下的热力性质

温度 $t/^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/(10^5\text{Pa})$	比体积/ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$		比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$		比潜热 r $/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	比熵/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	
		v'	v''	h'	h''		s'	s''
-80	0.062	0.615	2140.00	129.14	315.10	185.96	0.6946	1.6574
-75	0.088	0.620	1539.19	133.43	317.44	184.01	0.7165	1.6451
-70	0.123	0.625	1128.72	137.73	319.79	182.06	0.7379	1.6341
-65	0.168	0.630	842.50	142.03	322.15	180.12	0.7589	1.6242
-60	0.226	0.636	639.13	146.36	324.53	178.17	0.7794	1.6153
-55	0.300	0.641	492.11	150.70	326.91	176.21	0.7995	1.6072
-50	0.392	0.647	384.11	155.06	329.30	174.24	0.8192	1.6000
-45	0.505	0.653	303.59	159.45	331.69	172.24	0.8386	1.5936
-40	0.642	0.659	242.72	163.85	334.07	170.22	0.8576	1.5877
-35	0.807	0.665	196.12	168.27	336.44	168.17	0.8764	1.5825
-30	1.005	0.672	160.01	172.72	338.80	166.08	0.8948	1.5779
-25	1.237	0.678	131.73	177.20	341.15	163.95	0.9130	1.5737
-20	1.510	0.685	109.34	181.70	343.48	161.78	0.9309	1.5699
-15	1.827	0.693	91.45	186.23	345.78	159.55	0.9485	1.5666
-10	2.193	0.700	77.03	190.78	348.06	157.28	0.9659	1.5636
-9	2.272	0.702	74.49	191.71	348.52	156.81	0.9693	1.5630
-8	2.354	0.703	72.05	192.62	348.97	156.35	0.9728	1.5625
-7	2.437	0.705	69.70	193.54	349.42	155.88	0.9762	1.5619
-6	2.523	0.706	67.46	194.46	349.87	155.41	0.9796	1.5614
-5	2.612	0.708	65.29	195.38	350.32	154.94	0.9830	1.5609
-4	2.702	0.710	63.22	196.30	350.76	154.46	0.9865	1.5604
-3	2.795	0.711	61.22	197.22	351.21	153.99	0.9899	1.5599
-2	2.891	0.713	59.30	198.15	351.65	153.50	0.9932	1.5594
-1	2.989	0.715	57.45	199.07	352.09	153.02	0.9966	1.5589
0	3.089	0.716	55.68	200.00	352.54	152.54	1.0000	1.5584
1	3.192	0.718	53.97	200.92	352.97	152.05	1.0034	1.5580
2	3.297	0.720	52.32	201.86	353.41	151.55	1.0067	1.5575
3	3.405	0.721	50.74	202.79	353.85	151.06	1.0101	1.5571
4	3.516	0.723	49.21	203.72	354.28	150.56	1.0134	1.5567
5	3.629	0.725	47.74	204.66	354.72	150.06	1.0168	1.5563
6	3.746	0.727	46.32	205.59	355.15	149.56	1.0201	1.5559
7	3.865	0.728	44.95	206.53	355.58	149.05	1.0234	1.5555
8	3.986	0.730	43.63	207.47	356.01	148.54	1.0267	1.5551
9	4.111	0.732	42.36	208.42	356.44	148.02	1.0300	1.5547
10	4.238	0.734	41.13	209.35	356.86	147.51	1.0333	1.5543
12	4.502	0.738	38.80	211.25	357.71	146.46	1.0399	1.5536
14	4.778	0.741	36.63	213.14	358.54	145.40	1.0465	1.5529
16	5.067	0.745	34.61	215.05	359.37	144.32	1.0530	1.5522
18	5.368	0.749	32.71	216.97	360.20	143.23	1.0595	1.5515
20	5.682	0.753	30.94	218.88	361.01	142.13	1.0660	1.5509
22	6.011	0.757	29.29	220.81	361.81	141.00	1.0725	1.5502
24	6.352	0.762	27.73	222.75	362.61	139.86	1.0790	1.5496
26	6.709	0.766	26.28	224.69	363.39	138.70	1.0854	1.5491
28	7.080	0.770	24.91	226.65	364.17	137.52	1.0918	1.5485
30	7.465	0.775	23.63	228.62	364.94	136.32	1.0982	1.5479
32	7.867	0.779	22.42	230.59	365.69	135.10	1.1046	1.5474
34	8.284	0.784	21.29	232.59	366.44	133.85	1.1110	1.5468
36	8.717	0.789	20.22	234.59	367.17	132.58	1.1174	1.5463
38	9.167	0.794	19.21	236.60	367.89	131.29	1.1238	1.5457
40	9.634	0.799	18.26	238.62	368.60	129.98	1.1301	1.5452
42	10.118	0.804	17.36	240.66	369.29	128.63	1.1365	1.5447
44	10.620	0.810	16.52	242.71	369.97	127.26	1.1429	1.5441
46	11.140	0.815	15.72	244.78	370.64	125.86	1.1492	1.5436
48	11.679	0.821	14.96	246.86	371.29	124.43	1.1556	1.5431
50	12.236	0.827	14.24	248.96	371.92	122.96	1.1620	1.5425

附表 4

R22 饱和状态下的热力性质

温度 $t/^\circ\text{C}$	绝对压力 $p/(10^5\text{Pa})$	比体积/ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$		比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$		比潜热 r $/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	比熵/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	
		v'	v''	h'	h''		s'	s''
-90	0.049	0.649	3556.81	104.61	362.77	258.16	0.5825	1.9921
-80	0.105	0.659	1757.88	113.62	367.85	254.23	0.6304	1.9466
-75	0.149	0.665	1273.99	118.27	370.41	252.14	0.6541	1.9266
-70	0.206	0.671	940.11	123.02	372.97	249.95	0.6778	1.9081
-65	0.281	0.667	705.32	127.88	375.53	247.65	0.7013	1.8911
-60	0.376	0.683	537.29	132.84	378.07	245.23	0.7249	1.8754
-55	0.497	0.689	415.07	137.92	380.60	242.68	0.7483	1.8608
-50	0.646	0.695	324.82	143.10	383.09	239.99	0.7718	1.8473
-45	0.830	0.702	257.23	148.40	385.55	237.15	0.7952	1.8347
-40	1.053	0.709	205.95	153.80	387.97	234.17	0.8186	1.8229
-35	1.321	0.717	166.57	159.30	390.34	231.04	0.8418	1.8119
-30	1.640	0.724	135.98	164.89	392.65	227.76	0.8649	1.8016
-25	2.016	0.732	111.97	170.58	394.90	224.32	0.8880	1.7919
-20	2.455	0.740	92.93	176.33	397.07	220.74	0.9108	1.7827
-15	2.964	0.749	77.70	182.17	399.17	217.00	0.9335	1.7740
-10	3.550	0.758	65.40	188.06	401.18	213.12	0.9559	1.7658
-9	3.677	0.760	63.23	189.24	401.57	212.33	0.9603	1.7642
-8	3.807	0.762	61.15	190.43	401.96	211.53	0.9648	1.7626
-7	3.941	0.764	59.16	191.61	402.34	210.73	0.9692	1.7610
-6	4.078	0.766	57.24	192.81	402.73	209.92	0.9736	1.7594
-5	4.219	0.768	55.39	194.00	403.10	209.10	0.9781	1.7579
-4	4.364	0.770	53.62	195.20	403.48	208.28	0.9825	1.7563
-3	4.512	0.772	51.92	196.40	403.85	207.45	0.9869	1.7548
-2	4.664	0.774	50.28	197.59	404.21	206.62	0.9912	1.7533
-1	4.820	0.776	48.70	198.79	404.57	205.78	0.9956	1.7517
0	4.980	0.778	47.18	200.00	404.93	204.93	1.0000	1.7502
1	5.143	0.780	45.72	201.20	405.28	204.08	1.0043	1.7488
2	5.311	0.782	44.32	202.41	405.63	203.22	1.0087	1.7473
3	5.483	0.784	42.96	203.62	405.98	202.36	1.0130	1.7458

续表

温度 $t/^{\circ}\text{C}$	绝对压力 $p/(10^5\text{Pa})$	比体积/ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$		比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$		比潜热 r $/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	比熵/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	
		v'	v''	h'	h''		s'	s''
4	5.659	0.786	41.66	204.83	406.32	201.49	1.0174	1.7444
5	5.839	0.788	40.40	206.03	406.65	200.62	1.0216	1.7429
6	6.023	0.790	39.19	207.25	406.99	199.74	1.0259	1.7415
7	6.211	0.793	38.02	208.45	407.31	198.86	1.0302	1.7400
8	6.404	0.795	36.89	209.67	407.64	197.97	1.0345	1.7386
9	6.601	0.797	35.80	210.89	407.96	197.07	1.0387	1.7372
10	6.803	0.799	34.75	212.10	408.27	196.17	1.0430	1.7358
12	7.220	0.804	32.76	214.54	408.88	194.34	1.0515	1.7330
14	7.656	0.809	30.91	216.98	409.48	192.50	1.0599	1.7302
16	8.112	0.814	29.17	219.44	410.06	190.62	1.0682	1.7275
18	8.586	0.819	27.56	221.88	410.61	188.73	1.0765	1.7248
20	9.081	0.824	26.04	224.34	411.15	186.81	1.0848	1.7220
22	9.597	0.829	24.62	226.80	411.66	184.86	1.0930	1.7194
24	10.135	0.835	23.29	229.26	412.15	182.89	1.1012	1.7167
26	10.694	0.840	22.05	231.74	412.62	180.88	1.1093	1.7140
28	11.275	0.846	20.88	234.21	413.06	178.85	1.1174	1.7113
30	11.880	0.852	19.78	236.70	413.49	176.79	1.1255	1.7086
32	12.508	0.858	18.74	239.18	413.88	174.70	1.1335	1.7660
34	13.160	0.864	17.77	241.68	414.25	172.57	1.1414	1.7033
36	13.837	0.871	16.85	244.18	414.59	170.41	1.1494	1.7006
38	14.540	0.877	15.99	246.69	414.91	168.22	1.1572	1.6979
40	15.269	0.884	15.17	249.21	415.19	165.98	1.1651	1.6952
42	16.024	0.891	14.40	251.74	415.44	163.76	1.1730	1.6924
44	16.807	0.899	13.67	254.29	415.66	161.37	1.1808	1.6896
46	17.618	0.906	12.98	256.85	415.85	159.00	1.1886	1.6868
48	18.458	0.914	12.33	259.43	416.00	156.57	1.1964	1.6840
50	19.327	0.923	11.70	262.03	416.11	154.08	1.2043	1.6811
55	21.635	0.945	10.29	268.62	416.20	147.58	1.2238	1.6736
60	24.146	0.970	9.03	275.40	415.99	140.59	1.2436	1.6656

附表 5

氨 (R717) 饱和液的物理性质

温度 /℃	汽化潜热 /kJ·kg ⁻¹	密度 /kg·m ⁻³	比热容 /kJ· (kg·K) ⁻¹	导热系数 /W· (m·K) ⁻¹	导温系数 /10 ⁶ m ² · h ⁻¹	动力粘度 /kN· s·m ⁻²	运动粘度 /10 ⁶ m ² · s ⁻¹	表面张力 /N·m ⁻¹	普朗特数
-70	1467.79	725.53	4.338	0.550	0.175	0.474	0.654	0.0549	3.737
-60	1441.11	713.98	4.371	0.552	0.177	0.380	0.533	0.0514	3.006
-50	1415.44	702.15	4.409	0.552	0.178	0.324	0.462	0.0481	2.596
-40	1387.46	690.08	4.438	0.551	0.180	0.285	0.413	0.0447	2.294
-30	1358.14	677.74	4.467	0.549	0.181	0.225	0.376	0.0417	2.077
-20	1327.52	665.07	4.509	0.544	0.181	0.228	0.348	0.0384	1.922
-10	1295.17	652.02	4.551	0.537	0.181	0.206	0.316	0.0353	1.746
0	1261.08	638.61	4.597	0.525	0.178	0.187	0.293	0.0324	1.646
10	1225.08	624.69	4.647	0.509	0.176	0.169	0.271	0.0293	1.540
20	1186.97	610.28	4.710	0.494	0.172	0.152	0.249	0.0263	1.448
30	1146.57	595.24	4.789	0.475	0.166	0.137	0.230	0.0234	1.386
40	1103.52	579.47	4.899	0.455	0.160	0.126	0.217	0.0206	1.356
50	1057.33	562.84	5.020	0.433	0.153	0.114	0.203	0.0178	1.327

附表 6

R12 饱和液的物理性质

温度 /℃	汽化潜热 /kJ·kg ⁻¹	密度 /kg·m ⁻³	比热容 /kJ· (kg·K) ⁻¹	导热系数 /W· (m·K) ⁻¹	导温系数 /10 ⁴ m ² · h ⁻¹	动力粘度 /kN· s·m ⁻²	运动粘度 /10 ⁶ m ² · s ⁻¹	表面张力 /N·m ⁻¹	普朗特数
-40	170.22	1517.45	0.883	0.100	2.69	0.423	0.280	0.0180	3.79
-30	166.08	1488.10	0.896	0.095	2.58	0.376	0.254	0.0166	3.55
-20	161.78	1459.85	0.909	0.091	2.47	0.342	0.236	0.0153	3.44
-10	157.28	1428.57	0.921	0.086	2.36	0.314	0.220	0.0137	3.36
0	152.54	1396.65	0.934	0.081	2.25	0.294	0.211	0.0124	3.38
10	147.51	1362.40	0.950	0.077	2.14	0.278	0.204	0.0111	3.44
20	142.13	1328.02	0.967	0.072	2.02	0.265	0.199	0.0098	3.55
30	136.32	1290.32	0.984	0.067	1.91	0.251	0.194	0.0085	3.66
40	129.98	1251.56	1.001	0.063	1.80	0.240	0.191	0.0072	3.82
50	122.96	1209.19	1.084	0.058	1.59	0.233	0.186	0.0061	4.21
60	115.07	1164.14	1.118	0.053	1.48	0.228	0.184	0.0043	4.49
70	106.03	1114.83	1.160	0.048	1.33	0.219	0.183	0.0032	4.97

附表 7

R22 饱和液的物理性质

温度 /℃	汽化潜热 /kJ·kg ⁻¹	密度 /kg·m ⁻³	比热容 /kJ· (kg·K) ⁻¹	导热系数 /W· (m·K) ⁻¹	导温系数 /10 ⁴ m ² · s ⁻¹	动力粘度 /10 ⁴ N· s·m ⁻²	运动粘度 /10 ⁶ m ² · s ⁻¹	表面张力 /N·m ⁻¹	普朗特数
-70	249.95	1490.31	0.950	0.124	3.16	6.48	0.434	0.0231	3.94
-60	245.23	1464.13	0.984	0.120	3.00	4.75	0.323	0.0215	3.88
-50	239.99	1438.85	1.017	0.116	2.86	3.96	0.275	0.0201	3.46
-40	234.17	1410.44	1.047	0.112	2.71	3.51	0.249	0.0184	3.31
-30	227.76	1381.22	1.080	0.108	2.60	3.20	0.232	0.0169	3.20
-20	220.74	1351.35	1.114	0.104	2.48	2.95	0.218	0.0152	3.17
-10	213.12	1319.26	1.147	0.100	2.38	2.77	0.210	0.0136	3.18
0	204.93	1285.35	1.181	0.095	2.26	2.63	0.204	0.0120	3.25
10	196.17	1251.56	1.214	0.091	2.16	2.49	0.199	0.0104	3.32
20	186.81	1213.59	1.248	0.087	2.08	2.38	0.197	0.090	3.41
30	176.79	1173.71	1.277	0.083	1.98	2.29	0.196	0.076	3.55
40	165.98	1131.22	1.310	0.079	1.91	2.22	0.196	0.060	3.67
50	154.08	1083.42	1.344	0.074	1.84	2.13	0.196	0.047	3.78
60	140.59	1030.93	1.373	0.071	1.80	2.08	0.202	0.034	3.92

附表 8

某些气体的物理性质

气体名称	温度 /℃	密度 /kg·m ⁻³	比定压热容 /kJ· (kg·K) ⁻¹	运动粘度 /m ² ·s ⁻¹	导热系数 /W· (m·K) ⁻¹	导温系数 /m ² ·h ⁻¹	普朗特数
干空气 $p=0.98\times10^5$ [Pa]	-20	1.348	1.00	0.120×10^{-4}	0.0224	0.0597	0.73
	0	1.251	1.00	0.138	0.0241	0.0689	0.72
	20	1.166	1.00	0.156	0.0257	0.0789	0.71
	40	1.091	1.01	0.175	0.0272	0.0892	0.71
	60	1.026	1.01	0.196	0.0287	0.100	0.71
	80	0.968	1.01	0.217	0.030	0.111	0.70
饱和氨蒸气	-60	0.2128	2.14	34.46×10^{-6}	0.0159	35.10×10^{-6}	0.982
	-40	0.6446	2.26	12.41	0.0176	11.97	1.037
	-20	1.606	2.47	5.42	0.0197	4.947	1.096
	0	3.460	2.78	2.77	0.0221	2.354	1.177
	20	6.698	3.06	1.56	0.0255	1.245	1.253
	40	11.983	3.56	0.98	0.0299	0.700	1.400
饱和 R12 蒸气	-60	1.5646	0.486	6.634×10^{-6}	0.0063	8.303×10^{-6}	0.80
	-40	4.1200	0.519	2.637	0.0070	3.269	0.81
	-20	9.1458	0.557	1.249	0.0078	1.522	0.82
	0	17.980	0.603	0.873	0.0090	0.825	0.82
	20	32.321	0.670	0.406	0.0107	0.491	0.83
	40	54.765	0.741	0.263	0.0127	0.310	0.85
饱和 R22 蒸气	60	89.593	0.850	0.179	0.0154	0.201	0.89
	-80	0.56887	0.519	15.27×10^{-6}	0.0079	26.87×10^{-6}	0.568
	-60	1.8612	0.540	5.142	0.0085	8.424	0.610
	-40	4.8555	0.569	2.150	0.0093	3.350	0.642
	-20	10.761	0.603	1.039	0.0100	1.541	0.674
	0	21.195	0.641	0.563	0.0107	0.786	0.716
饱和 R22 蒸气	20	38.402	0.708	0.329	0.0114	0.415	0.793
	40	65.920	0.804	0.199	0.0121	0.223	0.892

附表 9

氯化钙水溶液的物理性质

15℃时的 密度 /kg·m ⁻³	质量浓 度/(g /100ml)	凝固温度 /℃	溶液温度 /℃	比热容 /kJ· (kg·K) ⁻¹	导热系数 /W· (m·K) ⁻¹	动力粘度 /10 ⁴ N· s·m ⁻²	运动粘度 /10 ⁶ m ² ·s ⁻¹	导温系数 /10 ⁴ · m ² ·h ⁻¹	普朗特数
1.080	9.4 (10.4)①	-5.2	20	3.643	0.584	12.36	1.15	5.35	7.75
			10	3.634	0.570	15.49	1.44	5.23	9.88
			0	3.626	0.556	21.57	2.00	5.11	14.1
			-5	3.601	0.549	25.50	2.36	5.08	16.7
1.130	14.7 (17.3)	-10.2	20	3.362	0.576	14.91	1.32	5.46	8.7
			10	3.349	0.563	18.63	1.64	5.35	11.05
			0	3.320	0.549	25.60	2.27	5.26	15.6
			-5	3.316	0.542	30.40	2.70	5.20	18.7
			-10	3.308	0.534	40.60	3.60	5.15	25.3
1.170	18.9 (23.3)	-15.7	20	3.148	0.572	17.95	1.54	5.60	9.9
			10	3.140	0.558	22.36	1.91	5.47	12.6
			0	3.128	0.544	29.91	2.56	5.37	17.2
			-5	3.098	0.537	34.32	2.94	5.34	19.8
			-10	3.086	0.529	46.68	4.00	5.29	27.3
			-15	3.065	0.523	61.49	5.27	5.28	35.9
1.190	20.9 (26.5)	-19.2	20	3.077	0.569	20.01	1.68	5.59	10.9
			10	3.056	0.555	24.52	2.06	5.50	13.6
			0	3.044	0.542	32.75	2.76	5.38	18.5
			-5	3.014	0.535	38.25	3.22	5.35	21.5
			-10	3.014	0.527	50.70	4.25	5.30	28.9
			-15	3.014	0.521	65.90	5.53	5.23	38.2
1.220	23.8 (31.2)	-25.7	20	2.998	0.565	23.54	1.94	5.62	12.5
			10	2.952	0.551	28.73	2.35	5.50	15.4
			0	2.931	0.538	38.15	3.13	5.43	20.8
			-10	2.910	0.523	59.23	4.87	5.32	33.0
			-15	2.910	0.518	75.51	6.20	5.27	42.5
			-20	2.889	0.511	94.73	7.77	5.20	53.8
			-25	2.889	0.504	115.7	9.48	5.15	66.5
1.240	25.7 (34.6)	-31.2	20	2.889	0.562	26.28	2.12	5.66	13.5
			10	2.889	0.548	32.17	2.51	5.50	16.5
			0	2.868	0.535	42.56	3.43	5.43	22.7
			-10	2.847	0.521	66.78	5.40	5.32	36.6
			-15	2.847	0.514	83.65	6.75	5.25	46.3
			-20	2.805	0.508	105.6	8.52	5.26	58.5
			-25	2.805	0.501	129.2	10.40	5.20	72.0
			-30	2.763	0.494	148.1	12.00	5.21	83.0

续表

15℃时的 密度 $/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	质量浓 度/ $(\text{g}/100\text{ml})$	凝固温度 $/^\circ\text{C}$	溶液温度 $/^\circ\text{C}$	比热容 $/\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	导热系数 $/\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	动力粘度 $/10^4 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$	运动粘度 $/10^6 \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	导温系数 $/10^4 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{h}^{-1}$	普朗特数
1.260	27.5 (37.9)	-38.6	20	2.847	0.558	29.32	2.33	5.63	14.9
			10	2.826	0.545	36.09	2.87	5.50	18.8
			0	2.809	0.531	48.05	3.81	5.41	25.3
			-10	2.784	0.519	75.22	5.97	5.33	40.3
			-20	2.763	0.506	118.7	9.45	5.24	65.0
			-25	2.742	0.499	147.1	11.70	5.20	80.7
			-30	2.742	0.492	171.6	13.60	5.12	95.5
			-35	2.721	0.486	215.8	17.10	5.12	120.0
1.270	28.4 (39.7)	-43.6	20	2.805	0.557	31.38	2.47	5.62	15.8
			0	2.780	0.529	51.19	4.02	5.40	26.7
			-10	2.763	0.518	80.22	6.32	5.31	42.7
			-20	2.721	0.505	126.5	10.00	5.25	68.8
			-25	2.721	0.498	159.9	12.60	5.18	87.5
			-30	2.700	0.491	188.3	14.90	5.16	103.5
			-35	2.700	0.484	245.2	19.30	5.10	136.5
			-40	2.680	0.478	304.0	24.0	5.07	171.0
1.280	29.4 (41.6)	-50.1	20	2.805	0.555	34.03	2.65	5.57	17.2
			0	2.755	0.528	54.92	4.30	5.40	28.7
			-10	2.721	0.516	86.30	6.75	5.35	45.4
			-20	2.680	0.504	138.3	10.8	5.28	73.4
			-30	2.659	0.490	212.8	16.6	5.19	115.0
			-40	2.638	0.477	323.6	25.3	5.10	179.0
			-45	2.617	0.470	402.1	31.4	5.06	223.0
			-50	2.617	0.464	490.33	38.3	4.98	235.0
1.286	29.9 (42.7)	-55	20	2.784	0.554	35.11	2.75	5.58	17.8
			0	2.738	0.528	56.88	4.43	5.40	29.5
			-10	2.700	0.515	90.42	7.04	5.34	47.5
			-20	2.680	0.502	144.2	11.23	5.25	77.0
			-30	2.659	0.488	225.6	17.6	5.16	123.0
			-35	2.638	0.483	284.4	22.1	5.10	156.5
			-40	2.638	0.476	353.0	27.5	5.06	196.0
			-45	2.617	0.470	431.5	33.5	5.02	240.0
			-50	2.617	0.463	509.9	39.7	4.96	290.0
			-55	2.596	0.456	647.2	50.2	4.91	368.0

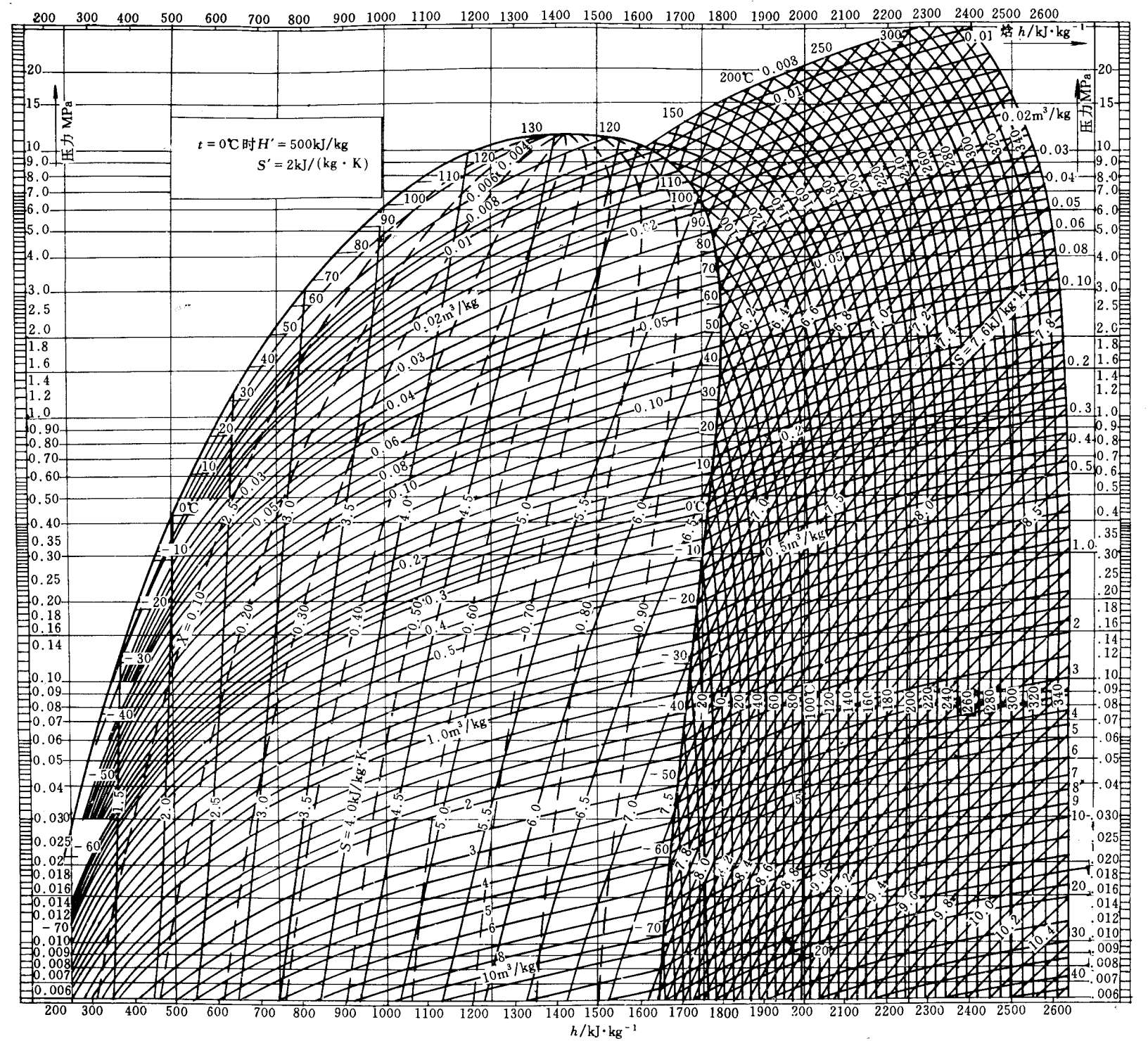
①括号中的数值为100kg水中氯化钙质量的kg数。

附表 10

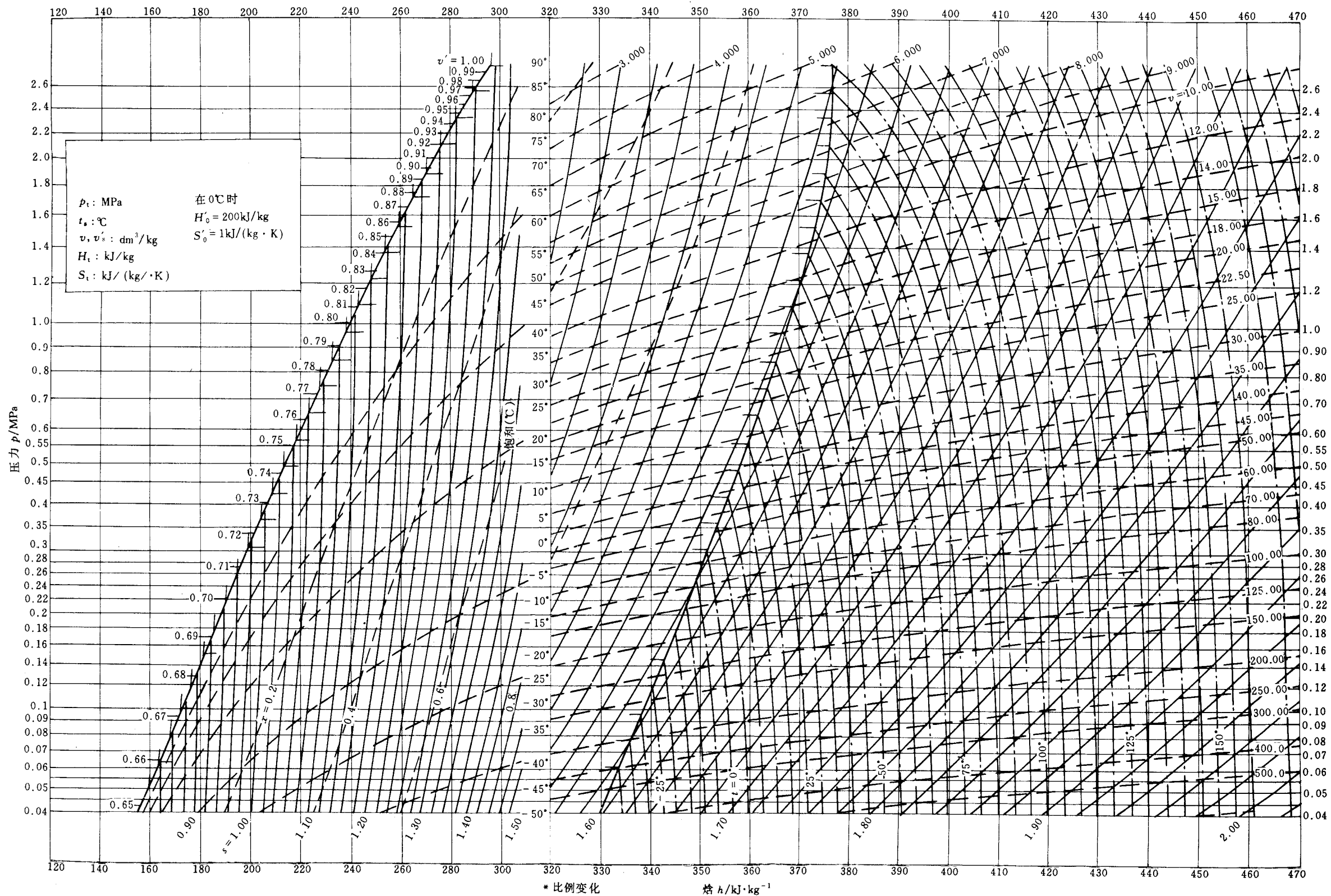
氯化钠水溶液的物理性质

15℃时的 密度 $/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	质量浓 度/ $(\text{g}/100\text{ml})$	凝固温度 $/^{\circ}\text{C}$	溶液温度 $/^{\circ}\text{C}$	比热容 $/\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	导热系数 $/\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	动力粘度 $/10^4 \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$	运动粘度 $/10^6 \text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	导温系数 $/10^4 \cdot \text{m}^2 \cdot \text{h}^{-1}$	普朗特数
1.050	7 (7.5) ^①	-4.4	20	3.843	0.593	10.79	1.03	5.31	6.95
			10	3.835	0.576	14.12	1.34	5.16	9.4
			0	3.827	0.559	18.73	1.78	5.02	12.7
			-4	3.818	0.556	21.57	2.06	5.00	14.8
1.080	11 (12.3)	-7.5	20	3.697	0.593	11.47	1.06	5.33	7.2
			10	3.684	0.570	15.20	1.41	5.15	9.9
			0	3.676	0.556	20.20	1.87	5.08	13.4
			-5	3.672	0.549	24.42	2.26	4.98	16.4
			-7.5	3.672	0.545	26.48	2.45	4.96	17.8
1.100	13.6 (15.7)	-9.8	20	3.609	0.593	12.26	1.12	5.40	7.4
			10	3.601	0.568	16.18	1.47	5.15	10.3
			0	3.588	0.554	21.48	1.95	5.07	13.0
			-5	3.584	0.547	26.09	2.37	5.00	17.1
			-9.8	3.580	0.540	34.32	3.13	4.94	22.9
1.120	16.2 (19.3)	-12.2	20	3.534	0.573	13.14	1.20	5.21	8.3
			10	3.525	0.569	17.26	1.57	5.18	10.9
			0	3.513	0.552	22.26	2.02	5.07	15.1
			-5	3.509	0.544	28.34	2.58	5.00	18.6
			-10	3.504	0.535	34.91	3.18	4.93	23.2
			-12.2	3.500	0.533	42.17	3.84	4.90	28.3
1.140	18.8 (23.1)	-15.1	20	3.462	0.582	14.32	1.26	5.32	8.5
			10	3.454	0.566	18.53	1.63	5.17	11.4
			0	3.442	0.555	25.60	2.25	5.05	16.1
			-5	3.433	0.542	31.19	2.74	5.00	19.8
			-10	3.429	0.533	38.74	3.40	4.92	24.8
			-15	3.425	0.525	47.76	4.19	4.86	31.0
1.160	21.2 (26.9)	-18.2	20	3.395	0.579	15.49	1.33	5.27	9.1
			10	3.383	0.563	20.10	1.73	5.17	12.1
			0	3.375	0.547	28.24	2.44	5.03	17.5
			-5	3.366	0.538	34.42	2.96	4.96	21.5
			-10	3.362	0.530	43.05	3.70	4.09	27.1
			-15	3.358	0.522	52.76	4.55	4.85	33.9
			-18	3.354	0.518	60.80	5.24	4.80	39.4
1.175	23.1 (30.1)	-21.2	20	3.345	0.565	16.67	1.42	5.30	9.6
			10	3.337	0.549	21.77	1.84	5.05	13.1
			0	3.324	0.544	30.40	2.59	5.02	18.6
			-5	3.320	0.536	37.46	3.20	4.95	23.3
			-10	3.312	0.528	47.07	4.02	4.89	29.5
			-15	3.308	0.520	57.47	4.90	4.83	36.5
			-21	3.303	0.514	77.47	6.60	4.77	50.0

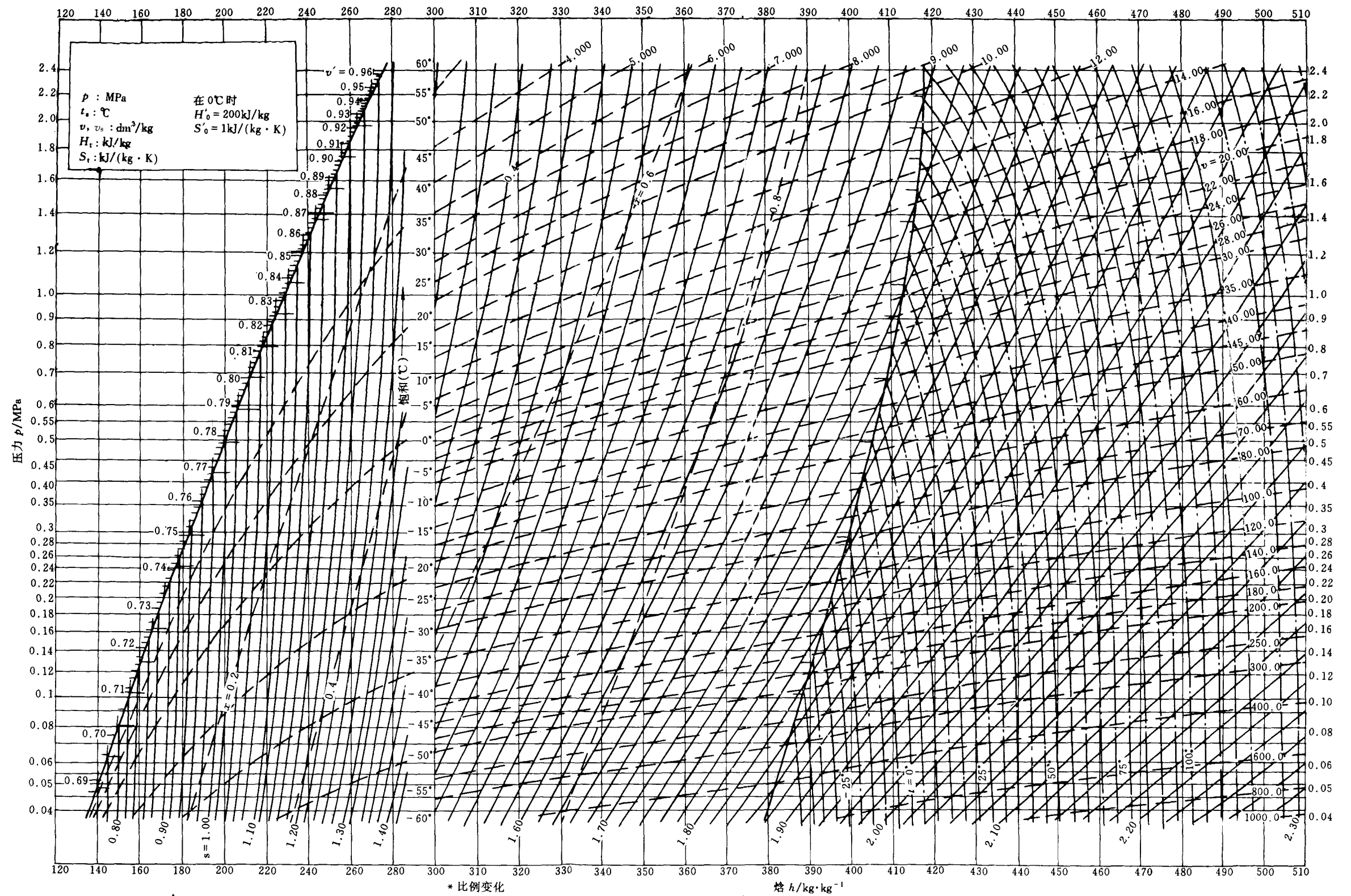
①括号中的数值为 100kg 水中氯化钠质量的 kg 数。



附图 1 R717 $\lg p$ - h 图



附图 2 R12 $\lg p-h$ 图



附图 3 R22 $\lg p-h$ 图