

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: xnxtm@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);张铛锋讲师(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、氖、氩、氦等；

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。

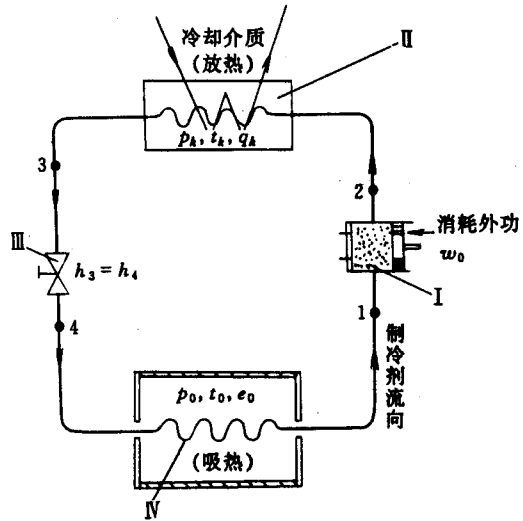


图 1-1 蒸气压缩制冷装置示意图
I—压缩机 II—冷凝器 III—节流机构 IV—蒸发器

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:

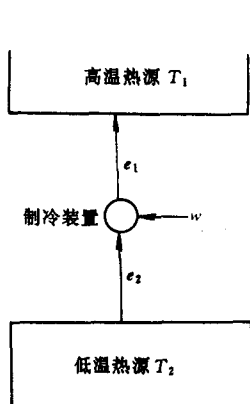


图 1-2 制冷装置与外界的关系

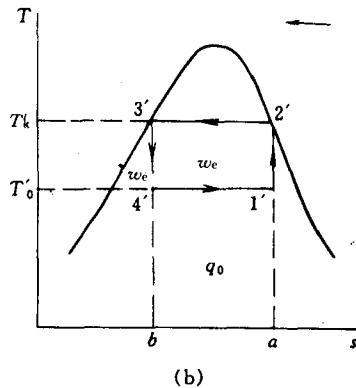
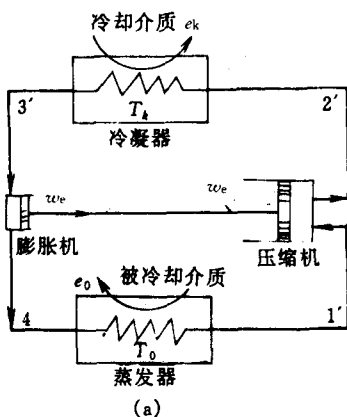


图 1-3 逆卡诺循环过程

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：

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

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

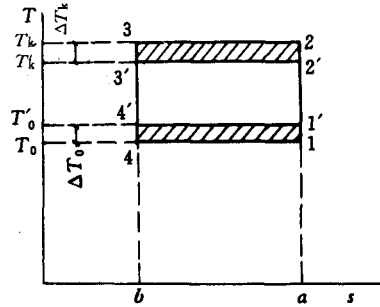


图 1-4 具有传热温差的逆卡诺循环

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

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。

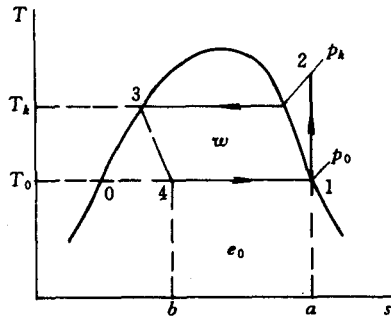


图 1-5 理论制冷循环的 $T-s$ 图

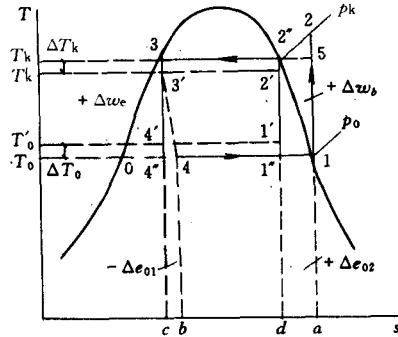


图 1-6 理想制冷循环和理论制冷循环的 $T-s$ 图

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， $1'2'3'4'1'$ 是理想制冷循环， $1''2''3''4''1''$ 是具有传热温差理想制冷循环， 12341 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_c 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);
- 采用回热交换器(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:

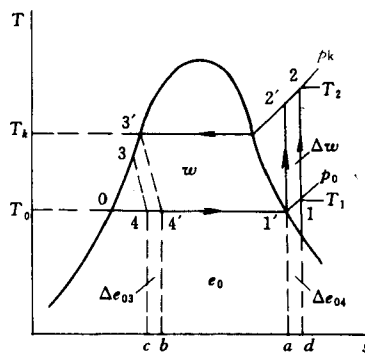


图 1-7 液体过冷和吸气过热循环

- (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

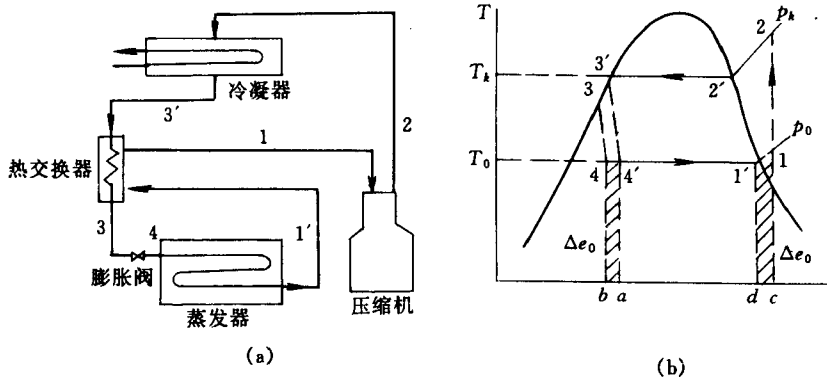


图 1-8 回热制冷循环及其 $T-s$ 图

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。

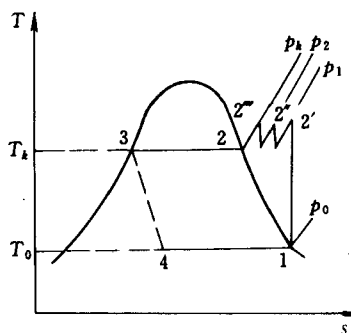


图 1-9 多级蒸汽压缩式制冷循环

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。

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

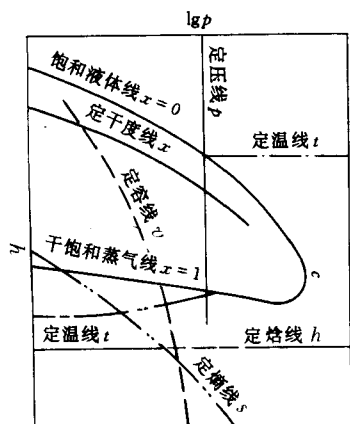


图 1-10 制冷剂的 $\lg p-h$ 图

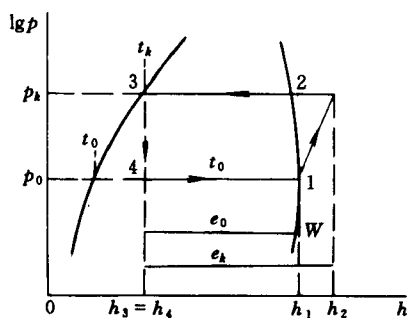


图 1-11 蒸气压缩制冷理论循环的 $\lg p-h$ 图

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。

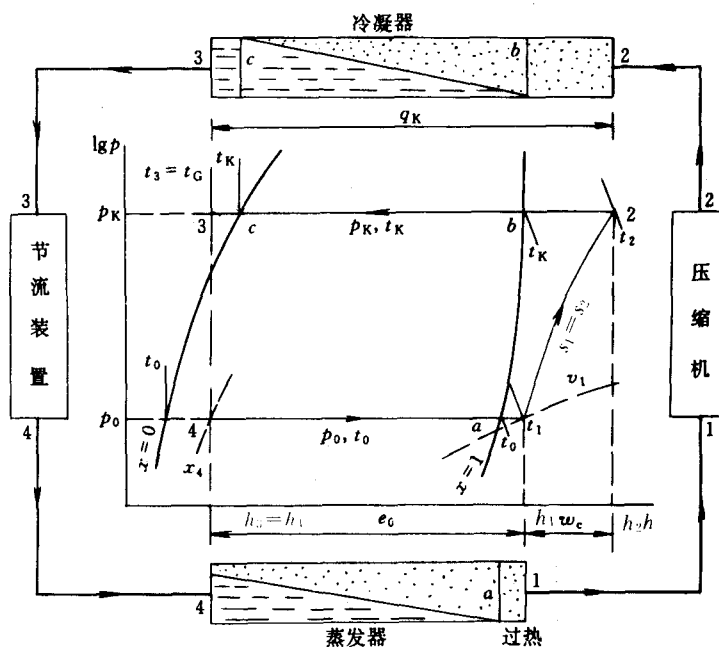


图 1-12 例 1-1 的制冷循环 $\lg p-h$ 图

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	$h_1=357 \quad h_2=377$ $h_3=234 \quad v_1=0.05$	$h_1=412 \quad h_2=440$ $h_3=243 \quad v_1=0.04$
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	查 $\lg p-h$ 图 $h/(kJ/kg)$ $v_1/(m^3/kg)$ $h_3=h_4$	R12	R22	R717
		计算公式	$h_1=357 \quad h_2=377$ $h_3=234 \quad v_1=0.05$	$h_1=412 \quad h_2=440$ $h_3=243 \quad v_1=0.04$
4	制冷剂体积流量 $q_v=q_m v_1 \quad (m^3/s)$	$0.325 \times 0.05 = 0.016$	$0.237 \times 0.04 = 0.009$	$0.036 \times 0.25 = 0.009$
5	冷凝器热负荷 $Q_k=q_m (h_2-h_3) \quad (kW)$	$0.325 (377-234)$ $=46.5$	$0.237 (440-243)$ $=46.7$	$0.036 (1940-662)$ $=46.1$
6	理论耗功率 $P=q_m (h_2-h_1) \quad (kW)$	$0.325 (377-357)$ $=6.5$	$0.237 (440-412)$ $=6.64$	$0.036 (1940-1779)$ $=5.8$
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

前面讨论的蒸气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。

蒸气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

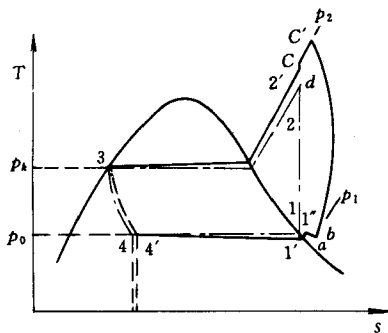


图 1-13 蒸气压缩式制冷的实际循环

发压力为 p_0 、冷凝压力为 p_k 的蒸气压缩制冷理论循环。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

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

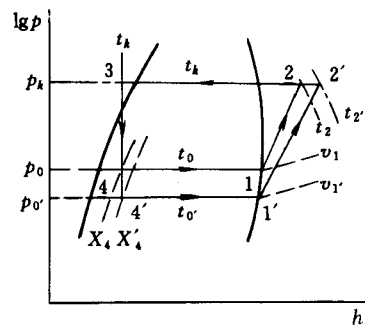


图 1-14 蒸发温度降低对单级制冷循环的影响