

第三章 单级蒸气压缩式制冷循环

蒸气压缩式制冷是目前应用最广泛的制冷方法之一，通常可用来制取 $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上的低温。蒸气压缩式制冷机结构紧凑，操作管理方便，根据使用场合的不同，可以制成大、中、小型制冷机，在普通制冷温度范围内具有较高的循环效率。

本章主要介绍单级蒸气压缩制冷的理论循环和实际循环。

第一节 单级蒸气压缩式制冷理论循环

单级蒸气压缩制冷理论循环是以制冷循环的四大部件为主体，按理论制冷循环的假设条件所进行的热力循环。

一、单级蒸气压缩式制冷理论循环的组成及工作过程

单级蒸气压缩式制冷理论机由制冷压缩机、冷凝器、节流机构和蒸发器(通常称为制冷四大部件)组成，如图 3-1 所示。

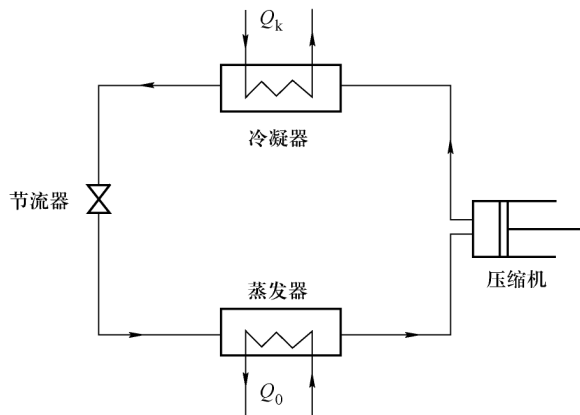


图 3-1 单级蒸气压缩式制冷系统图

单级蒸气压缩式制冷循环的工作过程如下：压缩机不断地抽吸蒸发器中产生的干饱和蒸气，并将其压缩到冷凝压力。然后制冷剂被送往冷凝器，在冷凝压力下等压冷却、冷凝成饱和液体，制冷剂冷却和冷凝时放出的热量传给冷却介质(通常是水或空气)。故与冷凝压力相对应的冷凝温度一定要高于冷却介质的温度。冷凝后的制冷剂液体进入膨胀阀或其它节流元件。当制冷剂通过膨胀阀时，压力从冷凝压力降到蒸发压力，部分液体气化，剩余液体的温度降至蒸发温度，变成蒸发温度下的气液两相状态的制冷剂。最后离开膨胀阀的制冷剂进入蒸发器，在蒸发器中，蒸发温度低于被冷却物体或流体(环境介质)的温度，制冷剂在蒸发压力下沸腾，

吸收环境介质的温度，实现制冷。蒸发器出口的制冷剂饱和气体又被吸入压缩机，开始新一轮的循环。以此周而复始，不断循环。

二、单级蒸气压缩式制冷理论循环的假设条件及热力状态图

单级蒸气压缩式制冷理论循环是简化了的实际制冷循环，它忽略了制冷机在实际运转中的一些复杂因素，将循环加以抽象，以便于分析几个基本参数对循环的影响。

单级蒸气压缩式制冷理论循环是建立在以下一些假设的基础上的：

(1) 压缩过程为等熵过程，即在压缩过程中不存在任何不可逆损失。

(2) 制冷剂的冷凝温度 T_k 等于冷却介质的温度 T_H ，蒸发温度 T_0 等于被冷却介质的温度 T_L ，且冷凝温度和蒸发温度都是定值。即在冷凝器和蒸发器中，不考虑制冷剂与高、低温热源之间的传热温差。

(3) 离开蒸发器、进入压缩机的制冷剂蒸气为蒸发压力 p_0 下的干饱和蒸气，离开冷凝器、进入节流机构的液体为冷凝压力 p_k 下的饱和液体。即制冷剂在换热设备中无流动阻力，无压降。

(4) 制冷剂在管道内流动时，没有流动阻力损失，忽略动能变化，除了蒸发器和冷凝器内的管子外，制冷剂与管外介质之间没有热交换。

(5) 制冷剂在流过节流机构时，与外界环境没有热交换，可视为等焓过程。

根据以上假设，单级蒸气压缩式制冷理论循环在温 - 熵图和压 - 焓图上的表示如图 3 - 2 所示。

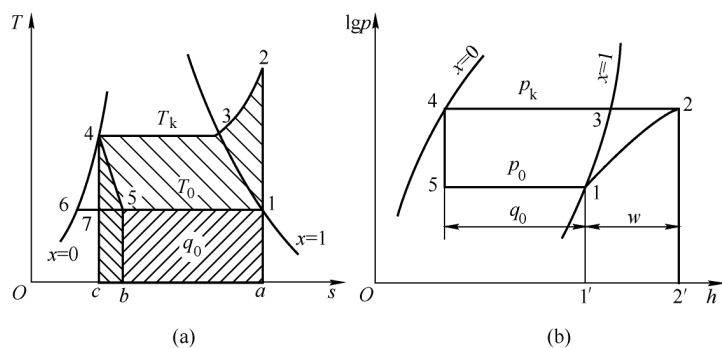


图 3-2 理论循环在 $T-s$ 图和 $\lg p-h$ 图上的表示

1-2 表示制冷剂在压缩机中的等熵压缩过程。点 1 表示压缩机吸入的是干饱和蒸气。

2-3-4 表示制冷剂在冷凝器中的冷却和冷凝过程。其中 2-3 是制冷剂在冷凝压力下等压冷却的过程，向环境介质放出显热，温度下降。而 3-4 是制冷剂等压冷凝过程，释放出气化潜热，制冷剂与环境介质无温差。也就是说，在冷凝器中，制冷剂压力始终保持不变，且等于冷凝温度 T_k 下的饱和蒸气压力 p_k 。

4-5 表示节流过程。制冷剂在节流过程中压力和温度都降低，但焓值保持不变，且节流进入气液两相区。

5-1 表示制冷剂在蒸发器中的蒸发过程，制冷剂在温度 T_0 、饱和压力 p_0 保持不变的情况下蒸发，被冷却物体或载冷剂的热量被制冷剂带走，从而实现制冷的过程。

按照热力学第一定律，对于在控制容积中进行的状态变化存在如下关系：

$$dq = dh - dw \quad (3-1)$$

这里，把自外界传入的功作为负值。对上式积分可以得到整个过程的表达式：

$$q = \Delta h - w \quad (3-2)$$

按照式(3-1)和式(3-2)，单级压缩蒸气制冷机循环的各个过程有如下关系：

压缩过程： $dq = 0$ ， $dh = dw$

$$w = h_2 - h_1 \quad (3-3)$$

w 称为单位理论功，在 $T-s$ 图上用面积 $1-2-3-4-c-6-5-1$ 表示，而在 $\lg p-h$ 图上以横坐标上线段 $1'-2'$ 的长度来表示。

冷凝过程： $dw = 0$ ， $dq = dh$

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (3-4)$$

q_k 称为单位冷凝热，在 $T-s$ 图上用面积 $a-2-3-4-c-a$ 代表，而在 $\lg p-h$ 图上是线段长度 $2-4$ 来表示。

节流过程：节流过程是一个不可逆过程，不能用微分符号表示，但对整个节流过程前后可用积分式表示，即 $w = 0$ ， $q = 0$ ，所以 $\Delta h = 0$

$$h_4 = h_5 \quad (3-5)$$

表示节流过程前后焓值相等，4、5 两点在等焓线上。

蒸发过程： $dw = 0$ ， $dq = dh$

$$q_0 = h_1 - h_5 \quad (3-6)$$

q_0 称为单位制冷量，习惯上取为正值，在 $T-s$ 图上用面积 $1-5-b-a-1$ 代表，而在 $\lg p-h$ 图上则以线段长度 $5-1$ 来表示。

三、单级蒸气压缩式制冷理论循环的热力性能及分析

单级蒸气压缩式制冷理论循环是在一定假设条件下进行的，它不涉及制冷系统的大小和复杂性，因此理论循环的性能指标不考虑循环量 q_m ，只讨论单位质量制冷量 q_0 ，单位容积制冷量 q_v ，单位理论功 w_0 ，单位冷凝器负荷 q_k ，理论制冷循环制冷系数 ε 和热力完善度 β 等性能指标。这些性能指标均可通过循环各点的状态参数计算出来。

1. 单位质量制冷量 q_0

蒸气压缩制冷循环单位制冷量 q_0 是指制冷压缩机每输送 1 kg 制冷剂经循环从低温热源中获取的冷量，单位为 J/kg 或 kJ/kg，即

$$q_0 = h_1 - h_5 \quad (3-7)$$

2. 单位容积制冷量 q_v

单位容积制冷量 q_v 是指制冷压缩机每输送 1 m³ 制冷剂蒸气经循环从低温热源中获取的冷量，单位为 J/m³ 或 kJ/m³，即

$$q_v = q_0 / v_1 = (h_1 - h_5) / v_1 \quad (3-8)$$

其中： v_1 是制冷剂在压缩机吸气状态下的比容，m³/kg。

由式(3-8)可知，循环的单位容积制冷量随压缩机吸气状态下制冷剂比容的变化而变化。吸气比容 v_1 随蒸发温度(或蒸发压力)的降低而增大。因此对一确定的制冷剂来说，若冷凝温

度已经确定, 单位容积制冷量 q_v 将随蒸发温度的降低而变小。

3. 单位理论功 w_0

理论循环中制冷压缩机输送 1 kg 制冷剂所消耗的功称为单位理论功, 单位为 J/kg 或 kJ/kg, 即

$$w_0 = h_2 - h_1 \quad (3-9)$$

由于制冷剂在节流过程中不做外功, 因此, 压缩机所消耗的理论功即是循环的理论功。单位理论功随制冷剂的种类和制冷机循环的工作温度的变化而变化, 与制冷压缩机的形式无关。

4. 单位冷凝器热负荷 q_k

单位质量(1 kg)制冷剂蒸气在冷凝器中等压冷却、冷凝时向高温热源放出的热量, 称为单位冷凝器热负荷, 单位为 J/kg 或 kJ/kg, 即

$$q_k = (h_2 - h_3) + (h_3 - h_4) = h_2 - h_4 \quad (3-10)$$

在单级压缩式蒸气制冷机理论循环中, 单位制冷量 q_0 、单位理论功 w_0 、单位冷凝器热负荷 q_k 存在着下列关系:

$$q_k = q_0 + w_0 \quad (3-11)$$

这与用热力学第一定律分析制冷循环时得出的结论是完全一致的。

5. 制冷系数 ε_0

对于单级蒸气压缩制冷机理论循环, 制冷系数是单位制冷量 q_0 和单位理论功 w_0 的比值, 即理论制冷循环的效果和代价之比:

$$\varepsilon_0 = q_0/w_0 = (h_1 - h_5)/(h_2 - h_1) \quad (3-12)$$

制冷系数 ε_0 不仅与循环的工作温度有关, 还与制冷剂的种类有关, 是分析理论制冷循环的一个重要性能指标

6. 热力完善度 β

单级蒸气压缩制冷机理论循环的热力完善度按定义可表示为:

$$\beta = \varepsilon_0/\varepsilon_c \quad (3-13)$$

在单级蒸气压缩制冷机理论循环中, 制冷剂的冷凝温度 T_k 等于冷却介质的温度 T_H , 蒸发温度 T_0 等于被冷却介质的温度 T_L , 因此工作在蒸发温度 T_0 和冷凝温度 T_k 之间的逆卡诺循环的制冷系数 ε_c 为

$$\varepsilon_c = T_L/(T_H - T_L) = T_0/(T_k - T_0) \quad (3-14)$$

制冷系数和热力完善度都是用来评价循环经济性的指标, 但是它们的意义是不同的。制冷系数是随循环的工作温度而变的, 因此只能用来评定相同热源温度下循环的经济性; 而对于在不同温度下工作的制冷循环, 需要通过热力完善度的数值大小(接近 1 的程度)来判断循环的经济性。热力完善度愈大, 说明该循环接近可逆循环的程度愈大。

【例 3-1】 单级蒸气压缩制冷理论循环的蒸发温度 $t_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$, 冷凝温度 $t_k = 35\text{ }^\circ\text{C}$, 工质为 R22, 循环的制冷量 $Q_0 = 55\text{ kW}$, 试对该循环进行热力计算。

【解】 该循环的压焓图如图 3-3 所示:

根据 R22 的热力性质表, 查出有关状态参数值:

$$\begin{aligned} h_1 &= 401.180\text{ kJ/kg}, v_1 = 0.0654\text{ m}^3/\text{kg} \\ h_3 &= h_4 = 242.930\text{ kJ/kg}, p_0 = p_1 = 0.355\text{ MPa} \end{aligned}$$

$$p_k = 1.3496 \text{ MPa}$$

由图可知: $h_2 = 435.20 \text{ kJ/kg}$, $t_2 = 57 \text{ }^\circ\text{C}$

(1) 单位质量制冷量:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 158.25 \text{ kJ/kg}$$

(2) 单位容积制冷量:

$$q_v = q_0/v_1 = 2419.7 \text{ kJ/m}^3$$

(3) 制冷剂质量流量:

$$q_m = Q_0/q_0 = 0.3475 \text{ kJ/kg}$$

(4) 理论比功:

$$w_0 = h_2 - h_1 = 34.02 \text{ kJ/kg}$$

(5) 压缩机消耗的理论功率:

$$W_0 = q_m \times w_0 = 11.82 \text{ kW}$$

(6) 压缩机吸入的容积:

$$V = q_m \times v_1 = 0.0227 \text{ m}^3/\text{s}$$

(7) 制冷系数:

$$\varepsilon_0 = q_0/w_0 = 4.65$$

(8) 冷凝器单位热负荷:

$$q_k = h_2 - h_3 = 192.27 \text{ kJ/kg}$$

(9) 冷凝器热负荷:

$$Q_k = q_m \times q_k = 66.81 \text{ kW}$$

(10) 热力完善度:

$$\varepsilon_c = T_0/(T_k - T_0) = 5.84$$

$$\beta = \varepsilon_0/\varepsilon_c = 0.796$$

【例 3-2】 一台单级蒸气压缩制冷机工作在高温热源温度为 $40 \text{ }^\circ\text{C}$, 低温热源温度为 $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ 下, 试求分别用 R134a、R22 和 R717 工作时理论循环的性能指标。

【解】 根据工作温度查对应 R134a、R22 和 R717 各点状态参数, 见表 3-1:

表 3-1 各点的状态参数

状态点	参数	单位	R134a	R22	R717
1	p_1	kPa	132.7	244.9	190.1
	t_1	$^\circ\text{C}$	-20	-20	-20
	v_1	m^3/kg	0.1472	0.09213	0.6232
	h_1	kJ/kg	384.70	396.46	1437.12
2	t_2	$^\circ\text{C}$	48.4	67.6	135.2
	p_2	kPa	1016.4	1533.6	1555.5
	h_2	kJ/kg	427.31	443.06	1757.03
4	t_4	$^\circ\text{C}$	40	40	40
	p_4	kPa	1016.4	1533.6	1555.5
	h_4	kJ/kg	256.2	249.44	393.99
5	h_5	kJ/kg	256.2	249.44	393.99

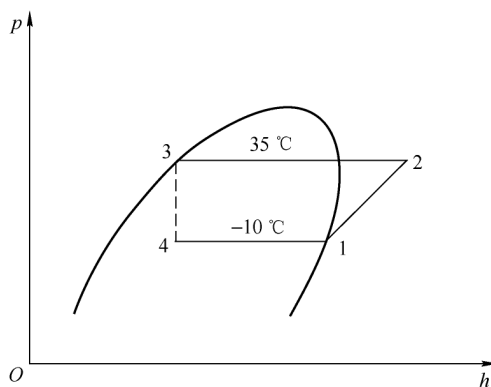


图 3-3 循环的压焓图

分别计算各性能指标，见表 3-2：

表 3-2 各性能指标

项 目	计 算 公 式	单 位	R134a	R22	R717
单位制冷量	$q_0 = h_1 - h_4$	kJ/kg	128.5	147.0	1 043.1
单位容积 制冷量	$q_v = \frac{q_0}{v_1}$	kJ/m ³	872.9	1 595.9	1 673.9
单位理论功	$w_0 = h_2 - h_1$	kJ/kg	42.60	46.59	319.90
单位冷凝热	$q_k = h_2 - h_4$	kJ/kg	171.10	193.62	1 363.03
制冷系数	$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{w_0}$	—	3.016	3.155	3.261
卡诺循环 制冷系数	$\varepsilon_c = \frac{T_0}{T_4 - T_0}$	—	4.219	4.219	4.219
热力完善度	$\beta = \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_c}$	—	0.715	0.748	0.773

分析计算结果可以看出：在相同工作条件下：①R22、R717 的单位容积制冷量很相近，而 R134a 的单位容积制冷量则小得多(约小 45%)；②三种制冷剂的制冷系数及热力完善度相差不大。

第二节 单级蒸气压缩式制冷实际循环

一、单级蒸气压缩式制冷实际循环的特性

单级蒸气压缩式制冷理论循环是在理想化假设的前提下建立的模型，在实际循环中有许多假设是无法实现的。

实际循环和理论循环的差异主要表现在：

- (1) 制冷压缩机的压缩过程不是定熵过程，且有摩擦损失。
- (2) 热交换过程中，有气体过热、液体过冷现象存在。通常制冷压缩机的吸气是过热蒸气，节流阀前的液体是过冷液体。
- (3) 热交换过程中，存在着传热温差，被冷却对象温度高于制冷剂的蒸发温度，环境介质温度低于制冷剂冷凝温度，即 $T_L > T_0$ 、 $T_H < T_k$ 。
- (4) 节流过程不完全是绝热过程，即不是等焓节流过程。
- (5) 制冷剂在设备及管道内流动时，存在着流动阻力损失，且与外界有热量交换。
- (6) 制冷系统中存在着不凝性气体。

下面具体介绍上述几方面因素对制冷循环的影响。

(一) 制冷压缩机的实际压缩过程

单级蒸气压缩式制冷循环中通常采用的压缩机有往复式、滚动转子式、刮片式、涡旋

式、螺杆式和离心式等。以往活塞式压缩机为例，它是依靠气缸、气阀和在气缸中作往复运动的活塞所构成的可变工作容积来完成制冷剂蒸气的吸入、压缩和排出功能的。

制冷压缩机按理论循环工作始终是不可能实现的，许多不可避免的损失将使制冷压缩机的实际性能偏离理论的情况，因此压缩机的实际压缩过程是增熵过程，具体表现在：

(1) 实际吸气过程中，制冷剂蒸气通过吸气管道、吸气阀件时有摩阻压降，使得进入压缩气缸中的制冷剂蒸气压力低于系统的蒸发压力。低温蒸气进入压缩气缸时将吸收气缸壁热量而比体积增大，使实际吸气量减少。

(2) 实际压缩过程不是等熵过程，也不是绝对的绝热过程。在压缩的初始阶段，制冷剂蒸气的温度低于气缸壁的温度，制冷剂蒸气会吸收气缸壁的热量；在压缩的终了阶段，制冷剂蒸气温度高于气缸壁的温度，制冷剂蒸气会向气缸壁放出热量；只在压缩的中间阶段才是绝热的。所以，压缩过程是一个多变指数不断变化着的不可逆多变过程，其表现出来的总效应使得压缩后的熵增加。

(3) 实际排气过程，对于活塞式制冷机而言只有当实际排气压力高于冷凝压力时，才能开启排气阀件，制冷剂通过排气阀件时有节流压降。对于螺杆式制冷机由于排气压力与背压间的差异，会造成系统能耗的附加损失。

(4) 制冷剂会通过制冷机内部部件的间隙由高压部位向低压部位泄漏，且制冷压缩机余隙的存在会造成实际输气量的减少。另外，制冷机运动部件工作时也存在机械摩擦，这些不可逆因素的存在都会使实际循环的制冷量减少，无效功耗增大。

(二) 液体过冷、吸气过热以及回热对实际制冷循环性能的影响

1. 液体过冷对制冷循环性能的影响

制冷剂液体的温度低于同一压力下饱和液体的温度称为过冷。两者温度之差称为过冷度，用 Δt_{gl} 表示。

理论制冷循环中，冷凝完毕的制冷剂液体正好是饱和液状态，忽略制冷剂流动时的热交换，制冷剂到达节流阀前仍为饱和液状态，如图 3-4 所示的 3 点。实际制冷循环中，由于下列原因会使节流阀前液体过冷：

(1) 冷凝器中冷凝面积的选择往往大于设计所需的冷凝面积。

(2) 冷凝器选择条件是根据最热天气，最高的环境介质温度。而在使用中的绝大多数时间内冷凝器是在低于上述条件的情况下工作，从而使冷凝面积过剩，为制冷剂过冷创造了条件。

(3) 在设计过程中，人为设计了过冷度，如单级蒸汽压缩式制冷循环中设 3~5℃ 的过冷度。

(4) 在制冷系统中设置了过冷器。

(5) 制冷系统中设置了回热器(详见“回热循环”)。

在图 3-4 中，同时给出了理论制冷循环 1—2—3—4—1 和具有节流阀前液体过冷的过冷循环 1—2—3'—4'—1。

从制冷系数变化的角度对比如下。

$$\begin{aligned} 1-2-3-4-1 \text{ 理论循环: } & \quad q_0 = h_1 - h_4 \\ & \quad w_0 = h_2 - h_1 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{w_0}$$

1—2—3'—4'—1 过冷循环:

$$q'_0 = h_1 - h'_4 = q_0 + \Delta q_0$$

$$w'_0 = h_2 - h_1$$

$$\varepsilon'_0 = \frac{q'_0}{w'_0} = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_0$$

以上分析显示,液体过冷循环使制冷循环的制冷系数 ε_0 增大,使制冷循环的单位质量制冷量 q_0 增加,从而使制冷循环的质量流量 q_m 减少,使制冷循环的单位容积制冷量 q_v 增加,制冷循环的压缩机实际输气量 V_s 减少,即制冷循环所需要的制冷压缩机的尺寸可以减小,因此液体过冷对单级蒸汽压缩式制冷循环有益。同时从图 3-4 可以看出,过冷循环的节流点与理论循环的节流点相比,更接近饱和和液体,即过冷循环节流后制冷剂的干度减小,闪发性气体减少,这对制冷循环也是有益的。

获得一定的过冷度,在技术上是切实可行的,如增大冷凝面积,加装过冷器、回热器以及相关的深井、泵、管道和管件等附属设施。但同时要看到需要为此付出一定的经济代价,既增加了一次性设备投资也同时增大了运行管理费用。因此,是否采用过冷,采用哪种过冷方式,多大的过冷度均需从技术、经济两方面综合考虑。

通常情况下,小型制冷循环尤其氟利昂制冷循环中,非常需要过冷,因为小型制冷系统通常未设置气液分离辅助设备,节流后的湿蒸气直接进入蒸发器。从图 3-4 中可以看出,有过冷时,节流后制冷剂状态点 4' 较点 4 的闪发性气体减少,从而减少了闪发性气体在蒸发器内占有的面积。另外,在制冷系统有多个蒸发器并联使用时,可减少供液不均的可能。

2. 蒸气过热对制冷循环性能的影响

制冷剂蒸气的温度高于同一压力下饱和蒸气的温度称为过热,两者温度之差称为过热度,用 Δt_{gr} 表示。

过热分为有效过热和有害过热两种。过热吸收的热量来自被冷却对象,产生了有用的制冷效果,这种过热称为有效过热。反之,过热吸收的热量来自被冷却对象之外,没有产生有用的制冷效果,则称为有害过热。

理论制冷循环中,可以认为制冷剂在蒸发器中蒸发完毕时恰好是饱和蒸气状态,忽略制冷剂蒸气流动时与外界的热交换,因此,制冷压缩机吸入的制冷剂蒸气为饱和蒸气。但实际制冷循环中,制冷压缩机吸入的制冷剂蒸气往往是过热的蒸气。

实际循环中,由于下列原因会使制冷压缩机的吸气过热:

- (1) 蒸发器的蒸发面积的选择大于设计所需的蒸发面积,属有效过热。
- (2) 为了保护制冷压缩机不走“湿冲程”(制冷压缩机吸入了制冷剂液体为“湿冲程”),设计时人为地增加了过热过程。
- (3) 蒸发器与制冷压缩机之间的连接管道吸取外界环境的热量而过热,属有害过热。
- (4) 蒸发器与制冷压缩机之间的连接管道吸取被冷却对象的热量而过热,属有效过热。

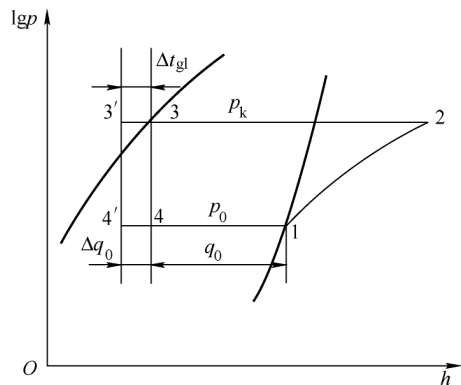


图 3-4 理论循环与过冷循环的 $\lg p-h$ 图

(5) 制冷系统中设置了回热器, 属有害过热, 但有过冷过程伴随。

(6) 半封闭、全封闭制冷压缩机中, 制冷压缩机吸气需要冷却电动机而过热, 属有害过热, 但是必须的。

在图 3-5 中, 同时给出了理论制冷循环 1—2—3—4—1 和具有吸气过热的过热循环 1'—2'—3—4—1'。

从制冷系数变化的角度对比如下。

理论循环 1—2—3—4—1:

$$q_0 = h_1 - h_4$$

$$w_0 = h_2 - h_1$$

$$\varepsilon_0 = \frac{q_0}{w_0}$$

过热循环 1'—2'—3—4—1' :

有效过热 $q'_0 = h'_1 - h_4 = q_0 + \Delta q_0$

有害过热 $q''_0 = h_1 - h_4 = q_0$

有效过热 $w'_0 = h'_2 - h'_1 = w_0 + \Delta w_0$

有害过热 $w''_0 = h_2 - h'_1 = w_0 + \Delta w_0$

有效过热 $\varepsilon'_0 = \frac{q'_0}{w'_0} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 + \Delta w_0}$

有害过热 $\varepsilon''_0 = \frac{q''_0}{w''_0} = \frac{q_0}{w_0 + \Delta w_0} = \varepsilon_0 - \Delta \varepsilon_0$

以上分析显示, 有害过热使制冷循环的制冷系数减少, 对制冷循环不利。因此, 节流阀后、制冷压缩机前的低温管道和设备如果暴露在冷却空间之外, 均需包绝热材料, 尽量避免产生有害过热。

有效过热对制冷循环的影响不能轻易确定, 研究表明, 有效过热对循环是否有益与制冷剂的种类有关。对制冷剂 R134a、R290、R502 等, 蒸气过热有益, 使循环的制冷系数增加, 且制冷系数的增加值与过热度成正比; 对制冷剂 R22、R717 等, 蒸气过热有害, 使循环的制冷系数降低, 且制冷系数的降低值与过热度成正比, 制冷剂 R717 表现更为突出。

但是在使用 R22、R717 等制冷剂的循环中, 仍然采用一定的过热度, 一方面是过热循环普遍可以改善制冷循环的性质参数, 另一方面是为了保护制冷压缩机, 避免“湿冲程”。正是由于这个原因, 在 R717 做制冷剂的两级压缩制冷系统中, 采用中间完全冷却制冷循环。

3. 回热对制冷循环性能的影响

如前所述, 从蒸发器出来的低温蒸气, 在回气管道中不可避免地会吸收周围空气的热量, 从而增大系统的无效制冷量。而出冷凝器的制冷剂饱和液体在再冷却时, 需增大设备和投资,

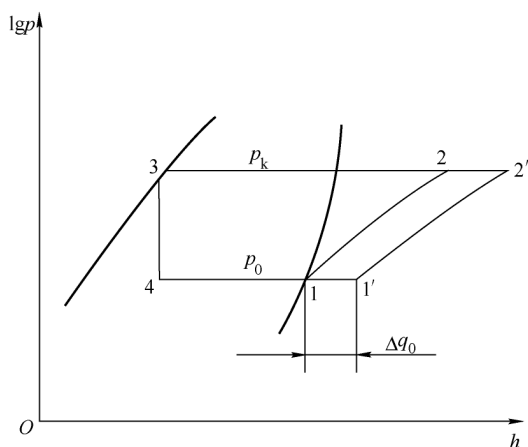
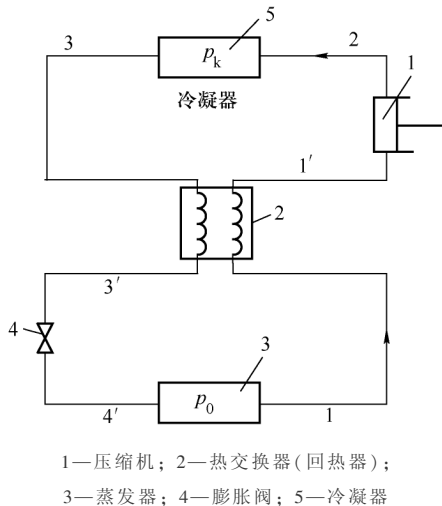


图 3-5 理论循环与过热循环的 $\lg p-h$ 图

并且过冷度也受到条件的限制。在系统中增加一个回热器(气—液热交换器),使节流前的制冷剂液体与制冷压缩机吸入前的低温制冷剂蒸气进行热交换,达到节流前制冷剂液体过冷、制冷压缩机吸气过热的目的,这种方法称为回热。回热循环如图3-6所示。

图3-6中可知,回热循环实质是在普通的制冷循环系统中增加了一个回热器。回热器又称气—液热交换器,是一个热交换设备。在回热器内进行的气、液热交换过程中,由于制冷剂液体的比热容始终大于制冷剂过热蒸气的比热容,因此蒸气温度的升高值始终大于液体温度的降低值,也就是说,经过回热器的热交换,制冷剂蒸气的过热度大于制冷剂液体的过冷度。

如图3-7所示,回热循环 $1'-2'-3'-4'-1'$ 与理论循环 $1-2-3-4-1$ 相比,多了蒸气过热段 $1-1'$,液体过冷段 $3-3'$ 。若不计回热器与外界环境之间的热交换,则回热器内液体过冷放出的热量应等于蒸气过热吸收的热量。



1—压缩机; 2—热交换器(回热器);
3—蒸发器; 4—膨胀阀; 5—冷凝器

图3-6 单级蒸汽压缩式制冷回热循环系统图

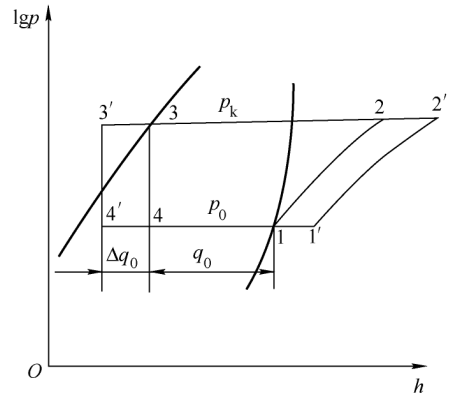


图3-7 理论循环与回热循环的 $\lg p-h$ 图

回热循环的过冷、过热过程均在自己系统内部完成。过热过程因不是在被冷却空间进行,因而没有产生制冷效果,属于有害过热,对循环不利。但它同时置换了一定的过冷度,对制冷循环有益。因此,回热循环对实际制冷循环是否有益,取决于过热和过冷过程对制冷循环影响的程度。

在实际应用中:

(1) 氟利昂制冷循环适合使用回热器。因为氟利昂制冷系统一般采用直接膨胀供液方式给蒸发器供液,为简化系统,一般不设气液分离装置。回热循环的过冷可使节流降压后的闪发性气体减少,从而使节流机构工作稳定,蒸发器供液均匀。同时回热循环的过热又可使制冷压缩机避免“湿冲程”,从而保护制冷压缩机。

直接膨胀供液是指靠压力差给蒸发器供液,即利用节流阀前、后的高低压差($p_k - p_0$)给制冷剂液体提供动力,向蒸发器供液。家用冰箱、空调器即属于直接膨胀供液方式。

(2) 在低温制冷装置中也使用回热器。这样做是为了避免吸气温度过低致使制冷压缩机气缸外壁结霜,润滑条件恶化,同时减少节流后的闪发性气体。

(3) 对于制冷剂 R113、R114 和 RC318 等，由于其热力性质图的特殊性，制冷压缩机吸入饱和蒸气进行压缩时，其压缩过程线将进入两相区，为了保护制冷压缩机，宜采用过热或回热循环。

(4) 在小型氟制冷冷库中，也可以采用将制冷压缩机的吸气管与节流阀前的供液管捆绑在一起的简易做法，同样起到了回热器的作用。

(三) 传热温差对制冷循环的影响

理论制冷循环中假设了在冷凝器、蒸发器中进行热交换时，被冷却对象、环境介质与制冷剂之间没有传热温差，即被冷却对象温度 T_L 等于制冷剂的蒸发温度 T_0 ，环境介质温度 T_H 等于制冷剂的冷凝温度 T_k (通常 T_L 、 T_H 称为热源温度， T_0 、 T_k 称为制冷循环的工作温度)。

实际制冷循环中，没有温差的传热是不可能实现的，制冷剂与热源之间必须存在一个传热温差：被冷却对象温度 T_L 必须大于制冷剂的蒸发温度 T_0 ，被冷却对象的热量 Q_0 才能通过蒸发器传递给制冷剂；同理，环境介质温度 T_H 必须小于制冷剂的冷凝温度 T_k ，环境介质才能带走冷凝器内制冷剂蒸气放出的热量 Q_k 。

传热温差的存在影响了制冷循环的效率，降低了制冷循环的制冷系数，使系统消耗同样的功率却制取不了同样的制冷量。

【例 3-3】 某一单级蒸气压缩式制冷循环用于高温冷库，冷库总热量 $Q_0 = 50 \text{ kW}$ ，用 R22 做制冷剂，要求库内温度为 $0 \text{ }^\circ\text{C}$ 。当地的冷却介质温度为 $30 \text{ }^\circ\text{C}$ ，制冷剂与热源的传热温差分别取 $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 和 $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ，试计算该制冷循环的制冷系数。为方便起见，不考虑制冷循环的过热、过冷。

【解】 制冷循环的工作温度

传热温差 $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，

蒸发温度 $t_0 = (0 - 5) \text{ }^\circ\text{C} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$

冷凝温度 $t_k = (30 + 5) \text{ }^\circ\text{C} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

传热温差 $\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，

蒸发温度 $t_0 = (0 - 10) \text{ }^\circ\text{C} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$

冷凝温度 $t_k = (30 + 10) \text{ }^\circ\text{C} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

根据制冷循环工作温度，在制冷剂 R22 的 $\lg p - h$ 图上分别绘出两个制冷循环， $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，制冷循环为 1—2—3—4—1； $\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，制冷循环为 1'—2'—3'—4'—1'，如图 3-8 所示。

由制冷剂 R22 的热力性质表和 $\lg p - h$ 图，分别查出对应两个制冷循环的各状态点的参数如下。

$\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，制冷循环 1—2—3—4—1：

$h_1 = 403.496 \text{ kJ/kg}$ ， $v_1 = 0.05534 \text{ m}^3/\text{kg}$

$h_2 = 432.5 \text{ kJ/kg}$ ， $h_3 = h_4 = 243.114 \text{ kJ/kg}$ ， $t_2 = 53 \text{ }^\circ\text{C}$

$\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ 时，制冷循环 1'—2'—3'—4'—1'：

$h_{1'} = 401.555 \text{ kJ/kg}$ ， $v_{1'} = 0.06534 \text{ m}^3/\text{kg}$

$h_{2'} = 439.5 \text{ kJ/kg}$ ， $h_{3'} = h_{4'} = 249.686 \text{ kJ/kg}$ ， $t_{2'} = 62 \text{ }^\circ\text{C}$

计算结果见表 3-3。

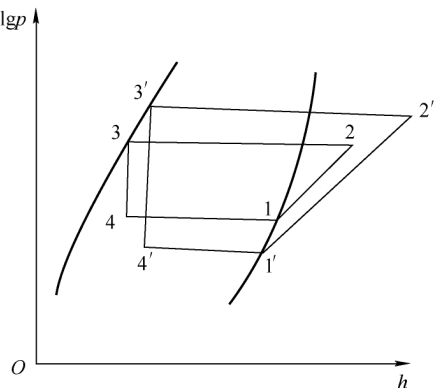


图 3-8 制冷循环的 $\lg p - h$ 图

表 3-3 两个制冷循环的制冷系数

序号	热力性质参数	单 位	计 算 公 式		计 算 结 果		变化百分比 %
			$\Delta t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta t = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\Delta t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	
1	单位质量制冷量 q_0	kJ/kg	$h_1 - h_4$	$h_{1'} - h_{4'}$	160.382	151.869	-5.3
2	单位容积制冷量 q_v	kJ/m ³	$\frac{h_1 - h_4}{v_1}$	$\frac{h_{1'} - h_{4'}}{v_{1'}}$	2 898.12	2 324.288	-19.8
3	理论比功 ω_0	kJ/kg	$h_2 - h_1$	$h_{2'} - h_{1'}$	29.004	37.945	30.8
4	制冷系数 ε_0		$\frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$	$\frac{h_{1'} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}}$	5.53	4	-27.7
5	质量流量 q_m	kg/s	$\frac{Q_0}{h_1 - h_4}$	$\frac{Q_0}{h_{1'} - h_{4'}}$	0.312	0.329	5.3
6	压缩机实际输 气量 V_s	m ³ /h	$\frac{Q_0 v_1}{h_1 - h_4}$	$\frac{Q_0 v_{1'}}{h_{1'} - h_{4'}}$	0.017 3	0.021 5	24.3
7	理论功率 P_0	kW	$\frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_4} Q_0$	$\frac{h_{2'} - h_{1'}}{h_{1'} - h_{4'}} Q_0$	9.04	12.493	38

从计算结果可看出, 制冷循环中制冷剂与热源之间的传热温差越大, 制冷循环的效率越低; 反之, 制冷循环中制冷剂与热源之间的传热温差越小, 制冷循环的效率越高; 没有传热温差存在时制冷循环的效率应该是最高的, 这就是前面所介绍的理论制冷循环。然而, 在实际制冷循环中, 制冷剂与热源之间的传热温差须取一个适当的值。因为传热温差太大, 制冷循环的效率就会降低; 而传热温差太小, 制冷循环的效率虽会相应提高, 但传递热量所需要的传热面积(蒸发器面积、冷凝器面积)将大大增加, 导致制冷设备庞大且一次性投资增大。

(四) 节流过程不绝热对制冷循环的影响

在实际制冷循环的节流过程中, 节流机构或多或少与外界有热量的交换, 因此实际制冷循环的节流过程不是完全绝热的, 也不是一个等焓过程。但由于节流过程非常短暂, 与外界热交换有限, 对制冷循环影响较小, 故可以忽略不计。

实际应用中, 为减少节流过程与外界的热交换, 常把节流机构设置于制冷房间内。如果节流机构设置于制冷房间以外, 在节流机构处(包括低温部分)需要包绝热材料。

(五) 压力损失及热交换对制冷循环的影响

制冷剂在制冷设备和制冷管道中连续不断地流动, 或多或少与外部环境进行热交换, 同时会产生沿程阻力损失和局部阻力损失, 使制冷循环的效率降低, 制冷量减少, 对制冷循环不利。因此要求制冷系统在满足工艺流程安装、检修方便的前提下, 管道走向尽可能简短, 管件(阀门、弯头等)尽可能少, 制冷管道的管径选取合理, 制冷设备阻力小, 低温管道、低温设备包绝热材料, 以尽量减少制冷系统的压力损失和热损失, 提高制冷循环的效率。

在实际制冷循环中, 由于阻力损失不便于统计, 且使制冷循环的热力计算复杂化, 因此通常忽略不计。在热力计算时, 仍认为蒸发压力、冷凝压力为定值。

(六) 不凝性气体对实际制冷循环的影响

不凝性气体是在冷凝压力下不能冷凝为液体的气体, 因为不能通过冷凝器或储液器内液体

部分的液封往下传递，因此一般积存于冷凝器和储液器上部。

制冷系统中不凝性气体来源于系统检修时带入的空气，部分润滑油、制冷剂发生的分解，制冷压缩机负压时低压部分渗透进来的空气。

不凝性气体的存在使冷凝器内冷凝面积减少，冷凝压力升高，导致制冷压缩机排气压力、温度升高，理论比功增加，制冷系数下降，制冷量减少。在热力计算中由于无法统计且数量小，通常忽略不计。

实际应用中采取以下措施减少不凝性气体的影响：

(1) 小型家用空调在安装时，靠室外机内原有的制冷剂压力排出连接管路中的不凝性气体。

(2) 中、大型冷库制冷系统中加装空气分离器。定期由空气分离器排出不凝性气体。

(3) 在一些中央空调系统中，由于使用的制冷机是在高真空度下工作，如溴化锂吸收式制冷机、使用 R11 的离心式制冷机等，在系统中加装抽气装置，及时抽出制冷机中的不凝性气体，维持制冷系统的高真空度。

二、单级蒸气压缩式制冷实际循环的热力状态图

单级蒸气压缩式制冷实际循环的热力状态如图 3-9 所示。其中，循环 1—2—3—4—5—1 是用做比较的单级蒸气压缩式制冷理论循环；1—1'—1s—2s—2'—3'—4'—5'—1 是单级蒸气压缩式制冷实际循环。

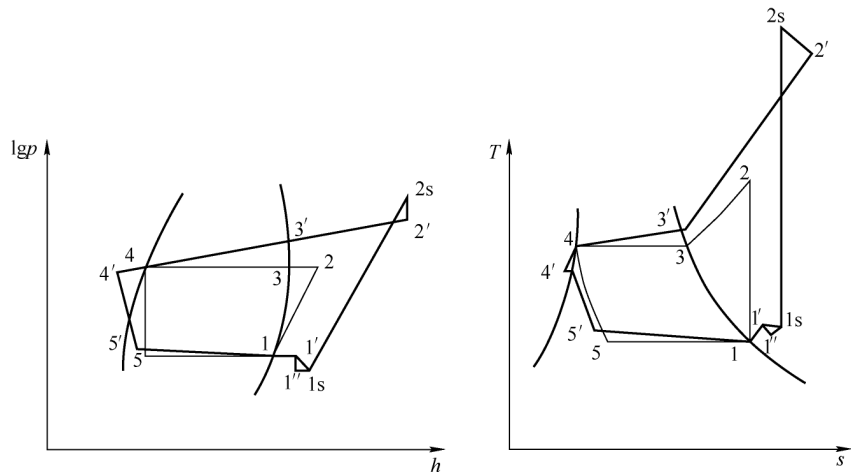


图 3-9 实际循环在 $\lg p-h$ 图和 $T-s$ 图上的表示

单级蒸气压缩式制冷实际循环的各个热力过程分别是：

1—1'是制冷剂蒸气的过热过程，1'点是制冷压缩机的吸气状态点。

1'—1s 是制冷压缩机的吸气过程，是制冷剂蒸气流过吸气阀件时的节流过程 1'—1''和吸气过程中蒸气与气缸壁进行热交换过程 1''—1s 合成。在 1'—1''过程中，1''压力是吸气开始时气缸内的压力。因为制冷剂流过吸气阀件时有流阻压降，故 1''的压力必低于吸气阀前点 1'压力，这一压差较小，故吸气时的节流过程可近似地看作是等焓过程。在 1''—1s 吸气过程中，气缸内压力可近似看作不变，即 $p_{1''} = p_{1s}$ ，但制冷剂蒸气吸收了气缸壁的热量，温度升高，比容

增大。

1s—2s 是制冷剂蒸气的实际增熵压缩过程。压缩终压 p_2 高于冷凝压力 p_k 。

2s—2' 是经压缩后的高温高压制冷剂蒸气通过排气阀件进入排气管道时的节流压降过程，可近似地看作是等焓过程。

2'—3'—4 是排气后的制冷剂蒸气在排气管道和冷凝器内由过热蒸气冷却、冷凝到饱和液体的过程。在此过程中，制冷剂向热源放出冷却冷凝热 Q_k ，并克服管路和冷凝器中的流动阻力，压力由 p_2' 降至 p_k 。

4—4' 是制冷剂由饱和液体再冷却到过冷液体的过程。该过程可以在再冷却器、回热器等设备内进行，4' 是节流器前制冷剂的状态。

4'—5 是实际节流过程，经节流器制冷剂压力由 p_4' 降至 p_5' ，并且焓值略有增加。

5'—1 是经节流后的制冷剂湿饱和和蒸气在蒸发器内吸热气化过程，制取冷量 Q_0 ，此时，制冷剂吸热温度高于被冷却系统温度，即 $T_0 < T_L$ ，并在蒸发器内有流阻压降 ($p_5' > p_1$)。

图 3-9 只是对实际制冷循环的近似表述。在制冷原理讨论范围内，往往采用如下的简化办法来修正复杂的实际制冷循环：

(1) 不考虑管道和换热设备中的压力降以及管道的传热和管道内制冷剂的状态变化，将这些问题归属于制冷工艺设计中解决。

(2) 忽略节流时制冷剂与环境的换热，仍近似认为是等焓过程。

(3) 考虑制冷剂与热源、冷源间的有温差传热。

(4) 考虑制冷循环中的蒸气过热和液体过冷现象的影响。

(5) 通过输气系数 λ 、制冷压缩机的指示效率 η_i 将压缩过程中的实际输气量的减少、压缩的非等熵变化等复杂的不可逆过程，简化成一个从吸气压力 p_1 ($p_1 = p_0$) 到排气压力 p_2 ($p_2 = p_k$) 的简单增熵压缩过程。

事实证明，通过如此简化归纳之后的实际制冷循环的热力分析计算符合工程实际。经上述简化后单级蒸气压缩实际制冷循环时的循环热力图由图 3-9 简化成图 3-10。

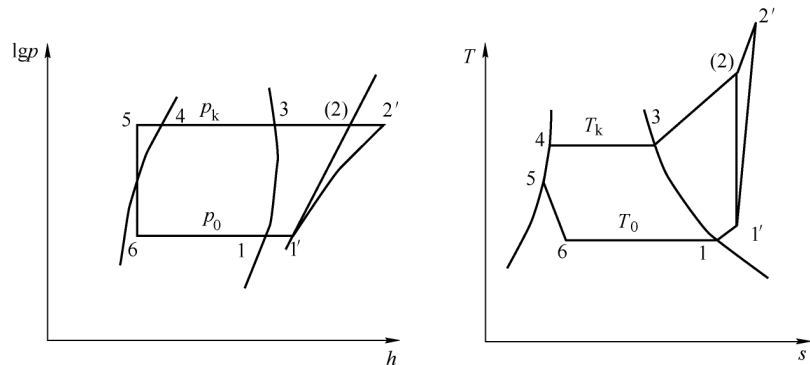


图 3-10 简化分析的单级制冷实际循环的热力状态图

在图 3-10 中：

1—1' 为蒸气过热过程，1' 是制冷压缩机吸气状态点。

1'—2'为实际增熵压缩过程。

2'是实际压缩过程排气状态点，也是进入冷凝器的蒸气状态点。

1'—(2)为理论压缩过程。

2'—3—4为制冷剂在冷凝压力 p_k 下的等压冷却冷凝过程。

4—5为制冷剂在冷凝压力 p_k 下的再冷却过程。

5—6为制冷剂的等焓节流过程。

6—1为制冷剂在蒸发压力 p_0 下的等压气化吸热过程。

若无特殊说明，在以后的讨论中就以图3-10作为分析单级蒸气压缩制冷实际循环的依据。

三、单级蒸气压缩式制冷实际循环的热力性能及分析

单级蒸气压缩式制冷实际循环的性能指标主要如下。

(一) 理论输气量、实际输气量、输气系数、循环量

1. 理论输气量 V_h

理论输气量是单位时间内制冷压缩机按理论过程工作时的输气量。

例如，单级活塞式制冷压缩机的理论输气量是活塞在单位时间内所扫过的气缸容积，即

$$V_h = \pi/4 \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot Z \cdot 60 \quad (3-15)$$

式中： V_h ——理论输气量， m^3/h ；

D ——气缸直径， m ；

S ——活塞行程， m ；

n ——压缩机转速， r/min ；

Z ——气缸数，个。

螺杆式制冷压缩机的理论排气量是单位时间内阴螺杆与阳螺杆转过的齿间容积之和，即

$$V_h = V_1 + V_2 = 60 \cdot (m_1 n_1 + m_2 n_2) \cdot C_p \quad (3-16)$$

式中： V_1 、 V_2 ——阳螺杆、阴螺杆的齿间容积，即一个齿槽的容积， m^3 ；

m_1 、 m_2 ——阳螺杆、阴螺杆的齿数；

n_1 、 n_2 ——阳螺杆、阴螺杆的转速， r/min ；

C_p ——扭角系数(转子扭转角对吸气容积的影响程度)。

理论输气量 V_h 表示一台制冷压缩机的理论工作容量， V_h 值与制冷压缩机的结构有关。

2. 实际输气量 V_s

实际输气量指实际压缩过程运行时在单位时间内将制冷剂蒸气从吸气管道输送到排气管道的容积。在工程中，实际输气量一般只能由实测得到。因为压缩实际运行时存在着余隙容积和各种不可逆损失，所以实际输气量必低于理论输气量。

3. 输气系数 λ

压缩机的输气系数被定义为实际输气量 V_s 和理论输气量 V_h 之比。即：

$$\lambda = V_s / V_h \quad (3-17)$$

输气系数是表示压缩机气缸工作容积利用率的参数，亦称为容积效率。它综合了影响制冷压缩机实际输气量的各种因素，即：余隙容积的影响，压力损失的影响，制冷剂与气缸壁间的传热的影响，内部泄漏的影响等。在工程上，近似地把输气系数表示为四部分的组成，即：

$$\lambda = \lambda_v \cdot \lambda_p \cdot \lambda_t \cdot \lambda_l \quad (3-18)$$

式中： λ_v 、 λ_p 、 λ_t 、 λ_l 分别为容积系数、压力系数、温度系数、泄漏系数（即气密性系数）。这些系数又分别和工况、压力比、制冷剂性质及压缩机种类有关。

（二）循环量

循环量 q_m 指制冷压缩机在单位时间内所输送的制冷剂的质量流量，也称为循环量。

$$q_m = V_s / (3\,600 \cdot v_{1'}) = V_h \cdot \lambda / (3\,600 \cdot v_{1'}) \quad (3-19)$$

（三）制冷量

$$(1) \text{ 单位质量制冷量: } q_0 = h_1 - h_6 \quad (3-20)$$

$$(2) \text{ 单位容积制冷量: } q_v = q_0 / v_{1'} \quad (3-21)$$

(3) 制冷量 Q_0 ，指制冷循环在单位时间内制冷剂从被冷却系统中吸收的热量。

$$Q_0 = q_m \cdot q_0 = V_s \cdot q_v / 3\,600 = V_h \cdot \lambda \cdot q_v / 3\,600 \quad (3-22)$$

制冷系统总制冷量等于系统内有效制冷量与无效制冷量的总和。无效制冷量是指蒸发器冷量损失、载冷剂冷量损失和泵、风机运转时产生的热量等。蒸发器的无效制冷量应根据实际情况确定。制冷系统净制冷量是从被冷却系统中吸收的热量，即制冷系统的有效制冷量。在制冷原理范围内讨论的制冷量是特指制冷系统的有效制冷量。

（四）制冷压缩机的功率和效率

1. 单位理论压缩功与理论功率

单位理论压缩功指制冷压缩机按等熵压缩过程 1'—2 工作时每压缩 1 kg 制冷剂蒸气所消耗的功。

$$w_0 = h_2 - h_{1'} \quad (3-23)$$

压缩机理论功率指在单位时间内按等熵压缩工作时，制冷压缩机所消耗的功率。

$$P_0 = q_m \cdot w_0 = q_m \cdot (h_2 - h_{1'}) \quad (3-24)$$

2. 单位指示功、指示功率与指示功率

单位指示功指制冷压缩机每压缩 1 kg 制冷剂蒸气实际所消耗的功。

$$w_i = h_{2'} - h_{1'} \quad (3-25)$$

压缩机指示功率指在单位时间内压缩制冷剂蒸气制冷压缩机实际所消耗的功率。

$$P_i = q_m \cdot w_i = q_m \cdot (h_{2'} - h_{1'}) \quad (3-26)$$

指示效率指单位理论功 w_0 和单位指示功 w_i 之比，或者也等于理论耗功率和指示功率的比值。即：

$$\eta_i = w_0 / w_i = P_0 / P_i \quad (3-27)$$

指示效率是衡量压缩机实际工作过程能量转换的完善程度的性能指标。它与压缩机的结构、性能、工况条件和制冷剂性质等因素有关。在实际计算中，指示效率可通过查相应图表和经验公式得到。

3. 摩擦功率

摩擦功率指实际制冷压缩机在运行中存在的机械摩擦所损耗的功率，用 P_m 表示。

4. 压缩机轴功率

压缩机轴功率指原动机传到制冷压缩机轴上的功率。

$$P_s = P_i + P_m \quad (3-28)$$

5. 机械效率和绝热效率

机械效率 η_m 指压缩机指示功率和轴功率的比值, 而绝热效率 η_e 指压缩机理论功率和轴功率的比值。故有:

$$\eta_m = P_i / P_s \quad (3-29)$$

$$\eta_e = P_0 / P_s = \eta_i \cdot \eta_m \quad (3-30)$$

绝热效率也成为压缩机的总效率。通常 $\eta_e = 0.65 \sim 0.72$ 。

6. 电动机功率与输入功率

制冷压缩机配用的电动机功率 P_{mot} 需考虑传动效率和一定的裕量, 即

$$P_{mot} = (1.10 \sim 1.15) P_s / \eta_d \quad (3-31)$$

式中, η_d 为传动效率。直接传动 $V_d = 1$; 三角带传动 $V_d = 0.9 \sim 0.95$ 。

输入电动机的功率 P_{in} 为

$$P_{in} = P_{mot} / \eta_{mot} \quad (3-32)$$

式中, η_{mot} 为电动机效率, 全封闭制冷压缩机的电动机效率为 $0.65 \sim 0.85$ 。

(五) 冷凝器热负荷、过冷器热负荷

(1) 单位冷凝器热负荷, 指单位质量制冷剂通过冷凝器释放出的热量:

$$q_k = h_{2'} - h_4 \quad (3-33)$$

(2) 冷凝器热负荷, 指制冷剂通过冷凝器释放出的热量总和:

$$Q_k = q_m \cdot q_k = q_m \cdot (h_{2'} - h_4) \quad (3-34)$$

(3) 单位过冷负荷指单位质量制冷剂通过过冷器向外界传出的热量:

$$q_{gl} = h_4 - h_5 \quad (3-35)$$

(4) 过冷总负荷指制冷剂通过过冷器向外界传出的热量的总和:

$$Q_{gl} = q_m \cdot q_{gl} = q_m \cdot (h_4 - h_5) \quad (3-36)$$

若过冷过程在回热器内进行, 则此时的热负荷就是回热器热负荷 Q_R 。

(六) 制冷系数(性能系数)、热力完善度和能效比

1. 制冷系数(性能系数)

单级蒸气压缩式制冷实际循环的制冷系数(性能系数) ε 是有效制冷量与轴功率的比值:

$$\varepsilon = COP = \frac{Q_0}{P_s} = \frac{q_0}{w_s} = \frac{q_0}{w_0 / \eta_e} = \varepsilon_0 \eta_e \quad (3-37)$$

2. 热力完善度

$$\beta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_e} \quad (3-38)$$

3. 能效比

制冷循环的能效比 E. E. R 是有效制冷量与总输入功率的比值, 在国际单位制中量纲为 1, 通常用于衡量半封闭、全封闭制冷压缩机和空调机的性能。

$$E. E. R = \frac{Q_0}{P_{in}} \quad (3-39)$$

第三节 单级蒸气压缩式制冷实际循环的热力计算

一、实际制冷循环的热力计算任务

(1) 根据工况要求计算出实际制冷循环性能,即制冷压缩机的制冷量和轴功率,冷凝器、过冷器、蒸发器、回热器等换热设备的热负荷等,为选择或设计制冷压缩机、制冷设备及制冷系统提供原始数据。

(2) 根据制冷工艺需要对选定的制冷机、制冷设备等进行校核计算,以使其达到安全、高效运行的目的。

二、实际制冷循环热力计算的基本原则

(1) 根据生产需要的制冷系统冷负荷进行热力计算,一般不考虑制冷系统的备用负荷。

(2) 设备负荷与制冷机负荷应相匹配,即根据制冷机负荷进行设备负荷计算。

(3) 选定的制冷循环工作条件不得超过制造厂所规定的允许工作条件,以保证制冷系统安全、高效运行,否则整个计算都是无意义的。

三、单级实际制冷循环热力计算的一般步骤

(一) 确定制冷剂和制冷循环形式

根据用途选择制冷剂;根据制冷剂的性质和制冷工艺要求来确定制冷循环形式。例如 R22 系统宜采用回热循环形式, R717 系统采用无回热循环形式等。

(二) 确定循环的工作温度

单级实际制冷循环的工作温度包括蒸发温度 t_0 、冷凝温度 t_k 、过冷温度 t_{gl} 、过热温度 t_{gr} 。制冷循环的工作温度根据制冷工艺要求、当地气象水文条件、所选用的制冷剂种类、制冷机和制冷设备的形式等因素确定。

1. 蒸发温度 t_0

蒸发温度 t_0 的确定取决于被冷却系统的低温要求、制冷剂与被冷却系统间的传热温差、蒸发器的冷却方式及载冷剂的种类等因素。

(1) 冷却液体载冷剂。直管式 and 螺旋管式蒸发器:

$$t_0 = t_2 - \Delta t \quad (3-40)$$

式中: t_2 ——载冷剂出口温度, $^{\circ}\text{C}$;

Δt ——载冷剂出口温度与蒸发温度之差,取 $\Delta t = 3 \sim 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

卧式壳管式蒸发器:

$$t_0 = \frac{1}{2}(t_1 + t_2) - \Delta t_m \quad (3-41)$$

式中: t_1 、 t_2 ——载冷剂进、出口温度,氨: $t_2 = t_1 + (3 \sim 5) \text{ }^{\circ}\text{C}$; 氟利昂: $t_2 = t_1 + (4 \sim 6) \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Δt_m ——平均传热温差,氨: $\Delta t_m = 4 \sim 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 氟利昂: $\Delta t_m = 6 \sim 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 冷却空气的冷却排管或冷风机:

$$t_0 = t_{\text{air}} - \Delta t = t_n - \Delta t \quad (3-42)$$

式中： t_{air} ——空气温度，设计时以室内计算温度 t_n 确定， $^{\circ}\text{C}$ ；

Δt ——传热温差，一般取 $\Delta t = t_n - t_0 = 8 \sim 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

(3) 空气调节用直接蒸发式表面冷却器：

$$t_0 = t_{\text{air},2} - \Delta t \quad (3-43)$$

式中： $t_{\text{air},2}$ ——表面冷却器出口空气干球温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

Δt ——出口空气与蒸发温度之差，取 $\Delta t = 8 \sim 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

2. 过热温度 t_{gr}

过热温度 t_{gr} 取决于回热的形式、蒸发温度和制冷剂种类等。过热温度可根据名义工况所规定的过热温度范围来确定，也可按经验确定。

(1) 氨制冷压缩机允许吸气温度可参考表 3-4。

表 3-4 氨制冷压缩机允许吸气温度

$t_0/^{\circ}\text{C}$	0	-5	-10	-15	-20	-25	-28	-30	-33	-40
$t_{\text{s,h}}/^{\circ}\text{C}$	1	-4	-7	-10	-13	-16	-18	-19	-21	-25
$\Delta t_{\text{s,h}}/^{\circ}\text{C}$	1	1	3	5	7	9	10	11	12	15

(2) 氟制冷压缩机循环， $t_{\text{gr}} \leq +15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ，但不能太低。

3. 冷凝温度 t_k

冷凝温度 t_k 取决于冷却条件和冷凝器形式，同时也受到制冷机极限工作条件的限制，另外在设计计算时宜留有 $1 \sim 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 的裕度。

(1) 采用水作冷却介质的立式、卧式壳管式、淋激式、套管式、组合式冷凝器：

$$t_k = \frac{t_1 + t_2}{2} + \Delta t_m \quad (3-44)$$

式中： t_1 、 t_2 ——冷却水进、出口温度。立式壳管式、淋激式， $t_2 = t_1 + (2 \sim 3) \text{ }^{\circ}\text{C}$ ；卧式壳管式、套管式、组合式， $t_2 = t_1 + (3 \sim 5) \text{ }^{\circ}\text{C}$ ；

Δt_m ——冷凝器中平均传热温差，取 $\Delta t_m = 4 \sim 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

(2) 风冷式冷凝器：

当迎面风速为 $2 \sim 3 \text{ m/s}$ ，传热系数 $k = 24 \sim 29 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 时，冷凝温度 t_k 为：

$$t_k = t_{\text{air},1} + \Delta t \quad (3-45)$$

式中： $t_{\text{air},1}$ ——进口空气干球温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

Δt ——冷凝温度与进口空气干球温度之差，取 $\Delta t = 10 \sim 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

(3) 蒸发式冷凝器：

$$t_k = t'_{\text{air},1} + \Delta t \quad (3-46)$$

式中： $t'_{\text{air},1}$ ——进口空气湿球温度， $^{\circ}\text{C}$ ；

Δt ——冷凝温度与进口空气湿球温度之差，取 $\Delta t = 8 \sim 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

4. 过冷温度 t_{gl}

过冷温度取决于制冷剂特性和冷却方式。氟制冷系统采用回热器时，取液体过冷度

$t_{gl} = 3 \sim 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。

(三) 确定状态参数值

根据选定的制冷剂、循环形式和相应的工作参数，作制冷循环热力状态图，确定状态点，求出各状态点的有关热力参数。

(四) 热力性能计算

根据要求计算制冷循环的制冷量 Q_0 、轴功率 P_s 、制冷系数 ε 以及冷凝器负荷 Q_k 、回热器负荷 Q_R 、过冷器负荷 Q_{gl} 等。

下面结合例题来介绍单级蒸气压缩式制冷实际循环的热力计算方法。

【例 3-4】 某冷藏库采用单级氨制冷系统，冷间空气温度要求达到 $-10 \text{ } ^\circ\text{C}$ ，立式冷凝器出水温度为 $25 \text{ } ^\circ\text{C}$ ，液体无过冷，库房耗冷量为 200 kW ($72 \times 10^4 \text{ kJ/h}$)，试进行制冷循环的热力分析计算。

【解】 1. 确定工作参数

(1) 蒸发温度与蒸发压力：

$$t_0 = t_{\text{air}} - 10 \text{ } ^\circ\text{C} = -10 \text{ } ^\circ\text{C} - 10 \text{ } ^\circ\text{C} = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_0 = 0.190 \text{ 11 MPa}$$

(2) 冷凝温度与冷凝压力：

$$t_k = t_2 + 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 25 \text{ } ^\circ\text{C} + 5 \text{ } ^\circ\text{C} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_k = 1.016 \text{ 693 MPa}$$

压力比：

$$\frac{p_k}{p_0} = \frac{1.016 \text{ 693}}{0.190 \text{ 11}} = 6.14$$

可采用单级压缩制冷循环。

(3) 吸气温度：

由 $t_0 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$ ，取 $t_{gr} = -13 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。

(4) 过冷温度：

取 $\Delta t_{gl} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。

2. 由工作温度画出 $\lg p - h$ 、 $T - s$ 图(图 3-11)，并求状态参数值(见表 3-5)

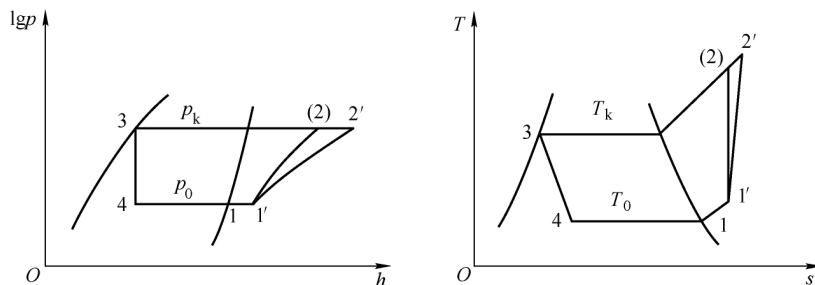


图 3-11 $\lg p - h$ 和 $T - s$ 图

表 3-5 各状态参数值

状态点	参数	单位	数值	备注
1	t_1	°C	-20	$t_1 = t_0$
	p_1	MPa	0.190 11	$p_1 = p_0$
	h_1	kJ/kg	1 737	
1'	$t_{1'}$	°C	-13	$t_{1'} = t_{s,b}$
	$p_{1'}$	MPa	0.190 11	$p_{1'} = p_0$
	$v_{1'}$	m ³ /kg	0.64	
	$h_{1'}$	kJ/kg	1 758	
2	t_2	°C	122	$p_2 = p_k$
	p_2	MPa	1.166 93	$s_2 = s_{1'}$
	h_2	kJ/kg	2 026	
3	t_3	°C	30	$t_3 = t_k$
	p_3	MPa	1.166 93	$p_3 = p_k$
	h_3	kJ/kg	639	
4	t_4	°C	-20	$t_4 = t_0$
	p_4	MPa	0.190 11	$p_4 = p_0$
	h_4	kJ/kg	639	$h_4 = h_3$

3. 热力性能计算

(1) 单位制冷量、单位容积制冷量:

$$q_0 = h_1 - h_4 = (1\,737 - 639) \text{ kJ/kg}$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_{1'}} = \frac{1\,098}{0.64} \text{ kJ/m}^3 = 1\,715.6 \text{ kJ/m}^3$$

(2) 制冷量:

由题意得 $Q_0 = 200 \text{ kW}$ 。

(3) 制冷剂循环量:

$$q_m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{200}{1\,098} \text{ kg/s} = 0.182 \text{ kg/s}$$

(4) 理论功率:

$$p_0 = q_m \cdot \omega_0 = q_m \cdot (h_2 - h_{1'}) = 0.182\,1 \times (2\,026 - 1\,758) \text{ kW} = 48.8 \text{ kW}$$

(5) 指示功率:

$$\text{指示效率: } \eta_i = \frac{T_0}{T_k} + b \cdot t_0 = \frac{273 - 20}{273 + 30} = 0.001 \times (-20) = 0.815$$

$$\text{指示功率: } p_i = \frac{p_0}{\eta_i} = \frac{59.88}{0.85} \text{ kW} = 59.88 \text{ kW}$$

(6) 轴功率(取机械效率 $\eta_m = 0.85$):

$$p_s = \frac{p_i}{\eta_m} = \frac{59.88}{0.85} \text{ kW} = 70.45 \text{ kW}$$

(7) 制冷系数:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\omega_s} = \frac{q_0}{\omega_0} \cdot \eta_i \cdot \eta_m = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_{1'}} \cdot \eta_i \cdot \eta_m = \frac{1737 - 639}{2026 - 1758} \times 0.815 \times 0.85 = 2.84$$

(8) 制冷压缩机实际排气焓值:

$$h_{2'} = h_{1'} + \frac{h_2 - h_{1'}}{\eta_i} = \left[1758 + \frac{2026 - 1758}{0.815} \right] \text{kJ/kg} = 2087 \text{ kJ/kg}$$

(9) 冷凝器负荷:

$$Q_k = q_m \cdot q_k = q_m \cdot (h_{2'} - h_3) = 0.1821 \times (2087 - 639) \text{ kW} = 263.68 \text{ kW}$$

$$\frac{Q_k}{Q_0} = \frac{263.68}{200} = 1.318$$

【例 3-5】 有 R134a 单级蒸汽压缩式制冷回热循环, 已知冷凝温度 35°C , 蒸发温度 -15°C , 制冷压缩机吸气温度 15°C , 过冷温度 30°C 。制冷系统制冷量为 $2 \times 10^5 \text{ kJ/h}$ (55.56 kW), 并已知蒸发器内 R134a 有过热, 不考虑蒸发器至制冷压缩机的回气管道及回热器的冷量损失, 试进行热力循环分析计算。

【解】 1. 已知制冷循环的工作参数

$$t_0 = -15^\circ\text{C}, p_0 = 0.16405 \text{ MPa}$$

$$t_k = 35^\circ\text{C}, p_k = 0.88724 \text{ MPa}$$

有压力比 $p_k/p_0 = 0.88724/0.16405 = 5.41$, 采用单级压缩制冷循环。

$$t_{gr} = 15^\circ\text{C}, t_{gl} = 30^\circ\text{C}$$

制冷剂在蒸发器的出口状态由回热器的热平衡式确定。

2. 作图求值(图 3-12)

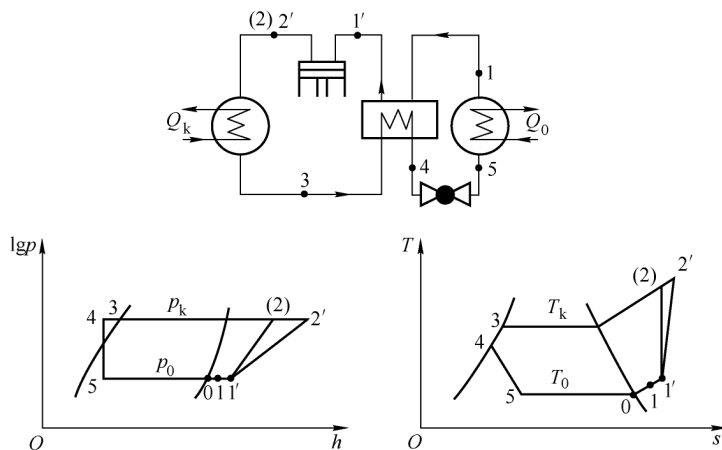


图 3-12 热力循环分析图

$$t_0 = -15^\circ\text{C}$$

$$t_{1'} = 15^\circ\text{C}, h_{1'} = 416 \text{ kJ/kg}, v_{1'} = 0.133 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$t_2 = 73^\circ\text{C}, h_2 = 455 \text{ kJ/kg}, s_2 = s_{1'}$$

$$t_3 = 35^\circ\text{C}, h_3 = 249 \text{ kJ/kg}$$

$$t_4 = 30 \text{ }^\circ\text{C}, h_4 = 242 \text{ kJ/kg}$$

$$t_5 = -15 \text{ }^\circ\text{C}, h_5 = 242 \text{ kJ/kg}$$

3. 热力循环性能计算

(1) 确定制冷剂出蒸发器状态点 1 的参数值。

图 3-13 是回热器热平衡分析图。假定制冷剂只在蒸发器、回热器内过热，忽略管道内过热和其它热损失，列出回热器热平衡式：

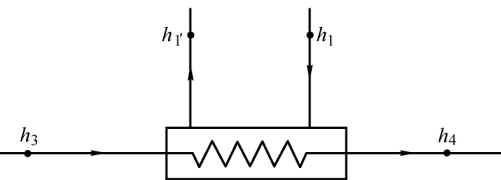


图 3-13 回热器热平衡分析图

$$h_3 - h_4 = h_{1'} - h_1$$

即：
$$h_1 = h_{1'} - (h_3 - h_4) = [416 - (249 - 242)] \text{ kJ/kg} = 409 \text{ kJ/kg}$$

并在 R134a 的 $\lg p - h$ 图中，查得状态 1 点的温度值 $t_1 \approx 5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

(2) 单位制冷量、单位容积制冷量：

$$q_0 = h_1 - h_5 = (409 - 242) \text{ kJ/kg} = 167 \text{ kJ/kg}$$

$$q_v = \frac{q_0}{v_{1'}} = \frac{167}{0.133} \text{ kJ/m}^3 = 1256 \text{ kJ/m}^3$$

(3) 制冷剂循环量：

$$q_m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{55.56}{167} \text{ kg/s} = 0.333 \text{ kg/s}$$

(4) 理论功率：

$$p_0 = q_m \cdot \omega_0 = q_m \cdot (h_2 - h_{1'}) = 0.333 \times (455 - 416) \text{ kW} = 13 \text{ kW}$$

(5) 指示功率：

氟利昂： $b = 0.0025$

$$\text{指示效率：} \quad \eta_i = \frac{T_0}{T_k} + b \cdot t_0 = \frac{273 - 15}{273 + 35} + 0.0025 \times (-15) = 0.800$$

$$\text{指示功率：} \quad p_i = \frac{p_0}{\eta_i} = \frac{13}{0.800} \text{ kW} = 16.25 \text{ kW}$$

(6) 轴功率：

取机械效率：

$$\eta_m = 0.86$$

$$p_s = \frac{p_i}{\eta_m} = \frac{16.25}{0.86} \text{ kW} = 18.9 \text{ kW}$$

(7) 制冷系数：

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{p_s} = \frac{55.56}{18.9} = 2.94$$

(8) 冷凝器负荷：

制冷压缩机实际排气焓值：

$$h_{2'} = h_{1'} + \frac{h_2 - h_{1'}}{\eta_i} = \left[416 + \frac{455 - 416}{0.800} \right] \text{ kJ/kg} = 465 \text{ kJ/kg}$$

冷凝器负荷：

$$Q_k = q_m \cdot q_k = q_m \cdot (h_{2'} - h_3) = 0.333 \times (465 - 249) \text{ kW} = 72 \text{ kW}$$

$$\frac{Q_k}{Q_0} = \frac{72}{55.56} = 1.3$$

(9) 回热器负荷:

$$Q_R = q_m \cdot q_R = q_m \cdot (h_3 - h_4) = 0.333 \times (249 - 242) \text{ kW} = 2.33 \text{ kW}$$

第四节 单级蒸汽压缩式制冷循环的特性分析

一、冷凝温度 T_k 和蒸发温度 T_0 的变化对环境的影响

单级蒸汽压缩式制冷实际循环的制冷量 Q_0 (kW) 和轴功率 P_s (kW) 分别表示为:

$$Q_0 = \frac{V_h \cdot \lambda \cdot q_v}{3600} \quad (3-47)$$

$$P_s = \frac{P_0}{\eta_e} = \frac{q_m \cdot \omega_0}{\eta_e} = \frac{V_h \cdot \lambda}{3600 \cdot v_{1'}} \cdot \frac{\omega_0}{\eta_e} = \frac{V_h \cdot \lambda}{3600 \cdot \eta_e} \cdot \omega_v \quad (3-48)$$

式中, ω_v 是单位容积理论功 (kJ/m^3), 即制冷压缩机每压缩 1 m^3 吸气状态下的蒸气所消耗的理论功。

一台现有的制冷压缩机, 当转速 n 不变时, 制冷压缩机的理论输气量 V_h 不变。但冷凝温度的 T_k 和蒸发温度 T_0 的变化, 会使制冷压缩机的输气系数 λ 、单位容积制冷量 q_v 、制冷压缩机的绝热效率 η_e 以及单位容积理论功 ω_v 等发生变化, 从而导致制冷量 Q_0 、轴功率 P_s 和制冷系数 ε 的变化。

当制冷循环的冷凝温度 T_k 升高和蒸发温度 T_0 下降时, 制冷压缩机的输气系数 λ 、指示效率 η_i 、绝热效率 η_e 都下降。若忽略制冷压缩机的输气系数 λ 和绝热效率 η_e 随工作温度变化的特性。令式(3-47)、式(3-48)中的 $\lambda = 1$ 、 $\eta_e = 1$, 那么公式中的 Q_0 和 P_s 就是理论循环的制冷量和理论功率(并令 $\Delta T_{gi} = 0, \Delta T_{gr} = 0$)。

(一) 冷凝温度 T_k 升高对循环的影响

冷凝温度 T_k 的变化主要由地区和季节不同、冷却方式不同等原因引起。假设制冷循环的蒸发温度 T_0 为定值, 冷凝温度由 T_k 升高至 T'_k 时, 循环由 $1-2-3-4-1$ (工作温度 T_k, T_0) 变化至 $1-2'-3'-4'-1$ (工作温度 T'_k, T_0), 如图 3-14 所示。

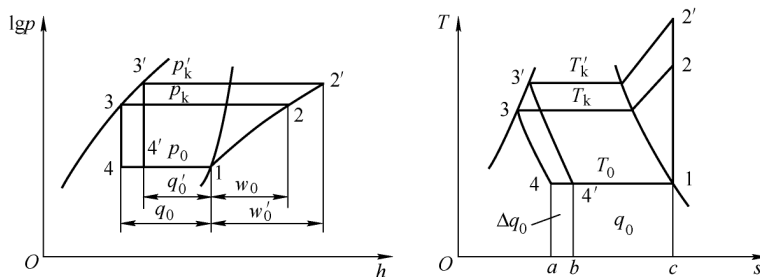


图 3-14 当蒸发温度 T_0 为定值, 冷凝温度 T_k 升高时的热力循环状态图

由此可见, 当冷凝温度 T_k 升高时对循环的主要影响有:

(1) 冷凝压力 p_k 随冷凝温度 T_k 的升高而升高, 循环的压力比 p_k/p_0 增大, 制冷压缩机的排气温度 T_2 升高。

(2) 单位制冷量减少, 吸气比体积 v_1 不变, 单位容积制冷量减少。

$$q'_0 = h_1 - h_{4'} < q_0 = h_1 - h_4 \quad (3-49)$$

$$q'_v = \frac{q'_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_{4'}}{v_1} < q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad (3-50)$$

(3) 单位理论功增大, 单位容积理论功增大。

$$w'_0 = h_{2'} - h_1 > w_0 = h_2 - h_1 \quad (3-51)$$

$$w'_v = \frac{w'_0}{v_1} = \frac{h_{2'} - h_1}{v_1} > w_v = \frac{w_0}{v_1} = \frac{h_2 - h_1}{v_1} \quad (3-52)$$

(4) 若忽略输气系数 ε 的变化, 则制冷剂循环量 $q_m = \frac{V_h \cdot \lambda}{3600 \cdot v_1}$ 不变, 所以循环的制冷量 Q_0 降低, 轴功率 P_s 增大(如图 3-15 所示)。

事实上, 随冷凝温度 T_k 的升高, 输气系数 λ 和绝热效率 η_c 也都下降, 从而导致循环量 q_m 下降, 制冷量 Q_0 下降。单位轴功 $w_s = \frac{w_0}{\eta_c}$ 增大, 而轴功率 P_s (kW) 为:

$$P_s = \frac{P_0}{\eta_c} = \frac{q_m \cdot w_0}{\eta_c} = q_m \cdot w_s \quad (3-53)$$

由于循环量 q_m 的下降速率低于单位轴功 w_s 的增大速率, 所以轴功率 P_s 仍然是增大的。

(5) 制冷系数降低。

$$\varepsilon'_0 = \frac{q'_0}{w'_0} = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_{2'} - h_1} < \varepsilon_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3-54)$$

由此得出结论: 在制冷循环中, 由于冷凝温度 T_k 的升高, 会导致制冷循环的制冷量 Q_0 下降, 耗功 P_s 增大, 制冷系数 ε 下降, 这对于循环是不利的。在实际工程中, 应尽可能地改善冷凝器工作条件, 尽可能降低冷凝温度, 提高制冷循环工作性能。

(二) 蒸发温度 T_0 降低对循环的影响

蒸发温度 T_0 的高低主要由生产工艺要求和实际操作工况的变化决定。假设循环的冷凝温度 T_k 为定值, 蒸发温度由 T_0 降低到 T'_0 时, 循环由 1—2—3—4—1 (工作温度 T_k 、 T_0) 变化至 1'—2'—3—4'—1' (工作温度 T_k 、 T'_0) , 如图 3-16 所示。

同样, 蒸发温度 T_0 降低对循环的主要影响有:

(1) 蒸发压力 P_0 随蒸发温度 T_0 降低而降低, 压力比 p_k/p_0 增大, 制冷压缩机的排气温度由 T_2 升高至于 $T_{2'}$, 也导致制冷压缩机的不可逆熵增大。

(2) 单位制冷量减少, 而 $h_4 = h_{4'}$, $h_1 - h_{1'}$ 的差值很小, 可近似看作 $q_0 \approx q'_0$ 。但由于吸气

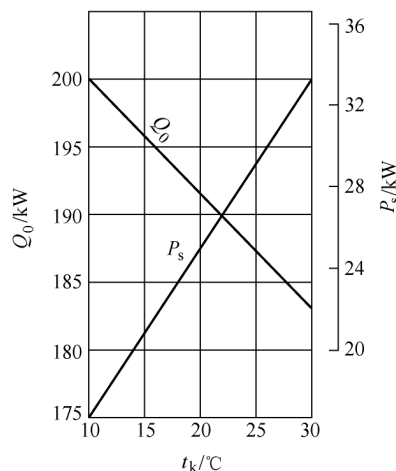


图 3-15 T_0 不变时, 制冷量 Q_0 和轴功率 P_s 随 T_k 变化的关系

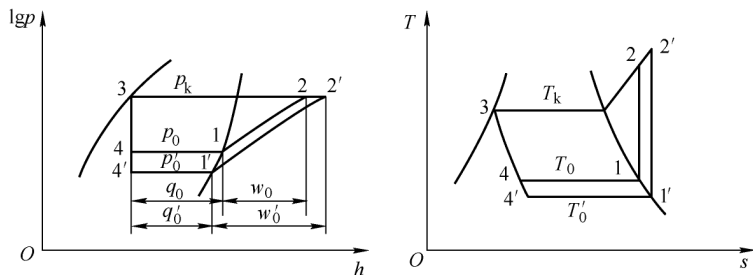


图 3-16 当冷凝温度 T_k 为定值, 蒸发温度 T_0 降低时的热力循环状态图

比体积的增大 ($v_{1'} > v_1$), 单位容积制冷量明显减少。

$$q'_0 = h_{1'} - h_{4'} < q_0 = h_1 - h_4 \quad (3-55)$$

$$q'_v = \frac{q'_0}{v_{1'}} = \frac{h_{1'} - h_{4'}}{v_{1'}} < q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1} \quad (3-56)$$

(3) 吸气比体积增大, 制冷剂的循环量减少 ($q'_m < q_m$), 因而制冷量减少 ($Q'_0 < Q_0$)。

(4) 单位循环功增大, 单位容积循环功增大。

$$w'_0 = h_{2'} - h_{1'} > w_0 = h_2 - h_1 \quad (3-57)$$

$$w'_v = \frac{w'_0}{v_{1'}} = \frac{h_{2'} - h_{1'}}{v_{1'}} > w_v = \frac{w_0}{v_1} = \frac{h_2 - h_1}{v_1} \quad (3-58)$$

但由于循环量的减少, 因此不能直接地看出制冷循环轴功率是增大还是减少。由制冷压缩机的理论功率计算式:

$$P_0 = \frac{V_h}{3600} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_0 \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (3-59)$$

得到: 当 $P_0 = P_k$ 及 $P_0 = 0$ 时, 理论功率 P_0 都等于零, 因此当蒸发压力 p_0 由 p_k 变化到零时, 理论功率 P_0 必然存在一个最大值。将式 (3-59) 对 P_0 求导并令其偏导数等于零, 可以求出理论功率为最大值时的压力比为:

$$\left[\frac{p_k}{p_0} \right]_{p_0 = p_{0, \max}} = \kappa^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3-60)$$

对于不同的制冷剂, 式 (3-60) 的数值大致相等 (见表 3-6)。

表 3-6 不同制冷剂的 $\kappa^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$ 值

制冷剂	R717	R40	R22	R12	R11	R290	R113
κ	1.30	1.20	1.16	1.14	1.13	1.13	1.09
$\kappa^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$	3.110	2.980	2.930	2.905	2.895	2.895	2.850

对于各种制冷剂, 当其压力比 $\frac{p_k}{p_0}$ 约等于 3 时, 制冷机的耗功率最大, 即

$$\left[\frac{p_k}{p_0} \right]_{p_0 = p_{0, \max}} = \kappa^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \approx 3 \quad (3-61)$$

图 3-17 表示了当冷凝温度 T_k 不变而蒸发温度 T_0 降低时制冷压缩机的特性。

(5) 蒸发温度 T_0 降低, 制冷量 Q_0 下降时, 无论制冷压缩机的功率是增大还是减少, 制冷循环的制冷系数总是降低的。

$$\varepsilon'_0 = \frac{q'_0}{w'_0} = \frac{h_{1'} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}} < \varepsilon_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3-62)$$

(三) 蒸发温度 T_0 和冷凝温度 T_k 同时变化对循环的影响

(1) 在实际制冷循环中, 蒸发温度 T_0 和冷凝温度 T_k 有可能同时变化, 其变化的规律与理论制冷循环有所不同, 但变化趋势一致的。

(2) 提高冷凝温度 T_k 和蒸发温度 T_0 对循环都是不利的, 都会使制冷系数 ε 降低。降低蒸发温度 T_0 对循环的影响要比升高冷凝温度 T_k 的影响来得大, 所以在制冷系统的设计和运行管理中, 一方面要降低冷凝温度 T_k , 另一方面在符合工艺要求的前提下, 不能任意降低蒸发温度 T_0 。

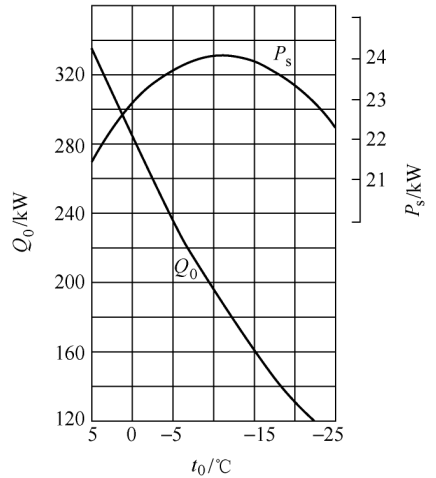


图 3-17 当 T_k 不变, 制冷量 Q_0 和轴功率 P_s 随 T_0 变化的关系

二、应用不同制冷剂时对制冷循环的影响

同一台制冷压缩机的理论输气量 V_h 是不变的, 当分别应用 x 、 y 两种制冷剂时, 其制冷量、轴功率的换算可用式(3-74)、式(3-75)表示:

$$Q_{0,x} = Q_{0,y} \cdot \frac{(\lambda \cdot q_v)_x}{(\lambda \cdot q_v)_y} \quad (3-63)$$

$$P_{s,x} = P_{s,y} \frac{\eta_{c,y} (\lambda \cdot w_v)_x}{\eta_{c,x} (\lambda \cdot w_v)_y} \quad (3-64)$$

改用制冷剂后, 除了制冷压缩机特性变化外, 还要考虑以下几个重要问题:

- (1) 改用的制冷剂不能对制冷压缩机或设备材料有腐蚀, 否则就不能任意换用制冷剂。
- (2) 改用制冷剂时应相应改换润滑油。
- (3) 改用制冷剂后, 制冷压缩机结构亦应作相应的调整。
- (4) 改用制冷剂时应校核匹配电动机的功率, 要校核冷凝器、节流器、蒸发器负荷, 改换相应的种类、型号规格等, 要相应改换制冷压缩机的密封结构和密封材料等。
- (5) 改用制冷剂时应考虑压缩机和设备的强度以及制冷压缩机运动部件的受力情况。

三、单级制冷压缩机的工况

由于制冷机的制冷量随工质和工作条件而变化, 所以在标明制冷机的制冷能力时, 应说明制冷机工作状况——工况, 这是比较和评估制冷机性能的基础。工况是由采用的制冷种类和制冷机工作的温度条件(蒸发温度、吸气温度、冷凝温度、过冷温度)组成。我国早期的工况标准有标准工况、空调工况以及最大功率工况、最大压差工况。新标准对各种形式的制冷压缩机规定了三种名义工况, 即高温用工况、中温用工况和低温用工况。名义工况是用来标明制冷机工作

能力的温度条件，即铭牌制冷量和轴功率的工况。

表 3-7、表 3-8、表 3-9 列举了国家标准中部分名义工况值，表中适用于 R12、R22、R502 的参数，也适用于替代制冷剂 R134a、R600a、R407C 等。

表 3-7 容积式制冷压缩机及机组的名义工况

类别	工况序号		蒸发温度/℃		冷凝温度/℃		吸气温度/℃		液体温度/℃		机组形式	
高温	1(1A)		7(7.2)		55(55.4)		18(18.3)		50(46.1)		所有形式	
	2		7		43		18		38			
中温	3	(3A)	-7(-6.7)		49(48.9)		18	(4.4)	44(48.9)		所有形式	(全封闭)
		(3B)						(18.3)				(半封闭)
	4		-7		43		18		38			所有形式
低温 I	5(5A)		-23(-23.3)		55(55.4)		32(32.3)		32(32.3)		全封闭	
	6(6A)				49(48.9)		5(4.4)		44(48.9)		所有形式	
	7		-23		43		5		38			
低温 II	8	(8A)	-40		35(40.6)		-10	(4.4)	30(40.6)		所有形式	(全封闭)
		(8B)						(18.3)				(半封闭)
										(开启式)		

表 3-8 氨制冷压缩机及机组的名义工况

类别	工况序号		蒸发温度/℃		冷凝温度/℃		吸气温度/℃		液体温度/℃		环境温度/℃	
中温	1	(1A)	-7		35		-1(-1.1)		30(35)		32(32.3)	
		(1B)					(-15)					
低温 I	2	2(2A)		-23(-23.3)			-15(-17.8)					
低温 II	3	3(3A)		-40			-20(-34.4)		30			

表 3-9 容积式和离心式冷水机组的名义工况

类别	工作序号	使用侧/℃		热源侧或放热侧/℃				
		冷温水		水冷		风冷		蒸发冷凝
		进口	出口	进口	出口	干球	湿球	进风湿球
制冷	1(1A)	12(12.4)	7(6.7)	32(29.4)	37(35)	35	24(23.9)	24(23.9)
制热	2	40	45	12	7	6	—	—

名义工况并不一定是实际工作工况。实际工作工况由实际工程中的工作温度条件决定。

对于一台制冷压缩机来说，当使用的制冷剂一定时，不同工况下的制冷量和轴功率间的换

算公式为：

$$Q_{0,b} = Q_{0,a} \frac{\lambda_b \cdot q_{v,b}}{\lambda_a \cdot q_{v,a}} \quad (3-65)$$

$$p_{s,b} = p_{s,a} \frac{q_{m,b}}{q_{m,a}} \cdot \frac{w_{0,b}}{w_{0,a}} \cdot \frac{(\eta_i \cdot \eta_m)_a}{(\eta_i \cdot \eta_m)_b} \quad (3-66)$$

$$p_{s,b} = p_{s,a} \frac{(\lambda \cdot w_v)_b}{(\lambda \cdot w_v)_a} \cdot \frac{(\eta_i \cdot \eta_m)_a}{(\eta_i \cdot \eta_m)_b} \quad (3-67)$$

式中： $Q_{0,a}$ 、 $Q_{0,b}$ ——工况 a 、 b 时的制冷量(kW)；

$q_{v,a}$ 、 $q_{v,b}$ ——工况 a 、 b 时的单位容积制冷量(kJ/m^3)；

λ_a 、 λ_b ——工况 a 、 b 时输气系数；

$p_{s,a}$ 、 $p_{s,b}$ ——工况 a 、 b 时制冷压缩机轴功率(kW)；

$q_{m,a}$ 、 $q_{m,b}$ ——工况 a 、 b 时制冷剂循环量(kg/s)；

$w_{0,a}$ 、 $w_{0,b}$ ——工况 a 、 b 时单位理论功(kJ/kg)；

$\eta_{i,a}$ 、 $\eta_{i,b}$ ——工况 a 、 b 时的指示效率；

$\eta_{m,a}$ 、 $\eta_{m,b}$ ——工况 a 、 b 时的机械效率；

$w_{v,a}$ 、 $w_{v,b}$ ——工况 a 、 b 时单位容积理论功(kJ/m^3)。



思考题与习题

1. 什么是单级蒸气压缩式制冷理论循环？
2. 一个制冷装置必须由哪些基本设备组成？
3. 单级蒸气压缩式制冷理论循环的计算主要包含哪些热力参数？
4. 若某循环为单级压缩蒸气制冷的理论循环，蒸发温度 $t_0 = -5\text{ }^\circ\text{C}$ ，冷凝温度为 $30\text{ }^\circ\text{C}$ ，工质为 R20，循环的制冷量 $Q_0 = 30\text{ kW}$ ，试对该循环进行热力计算。
5. 一台单级蒸气压缩式制冷机，工作高温热源温度为 $40\text{ }^\circ\text{C}$ ，低温热源温度为 $-20\text{ }^\circ\text{C}$ ，试求分别用 R134a 和 R22 工作时，理论循环的性能指标。
6. 单级蒸气压缩式制冷理论循环和实际循环有何区别？
7. 影响单级蒸气压缩式制冷循环效率的因素有哪些，这些因素会产生怎样的影响？
8. 什么是回热循环？它对制冷循环有何影响？
9. 某单级蒸气压缩制冷循环，制冷剂为 R134a，蒸发器的出口温度为 $-25\text{ }^\circ\text{C}$ ，过热度 $\Delta t_{\text{gr}} = 5\text{ }^\circ\text{C}$ ，冷凝器的出口温度 $30\text{ }^\circ\text{C}$ ，过冷度 $\Delta t_{\text{gl}} = 6\text{ }^\circ\text{C}$ 。试求：(1) 循环制冷量；(2) 制冷系数；(3) 循环热效率。
10. 某单级蒸气压缩制冷机，制冷量 $Q_0 = 100\text{ kW}$ ，蒸发温度 $t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}$ ，冷凝温度为 $35\text{ }^\circ\text{C}$ ，制冷剂为 R717，试进行制冷机的热力计算(可取过冷度 $\Delta t_{\text{gl}} = 5\text{ }^\circ\text{C}$ ，压缩机的输气系数 $\lambda = 0.6$ ，指示效率 $\eta_i = 0.86$ ，机械效率 $\eta_m = 0.9$)。