

2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

2.2.5 不凝性气体对循环性能的影响 及单级压缩实际制冷循环分析

一般积存在冷凝器的上部，它的

这里为何比冷凝过程斜率要大呢？

- ① 冷凝器压力增加；
- ② 压缩机排气压力及温度
- ③ 比功增加；
- ④ 性能系数下降；
- ⑤ 压缩机容积效率降低

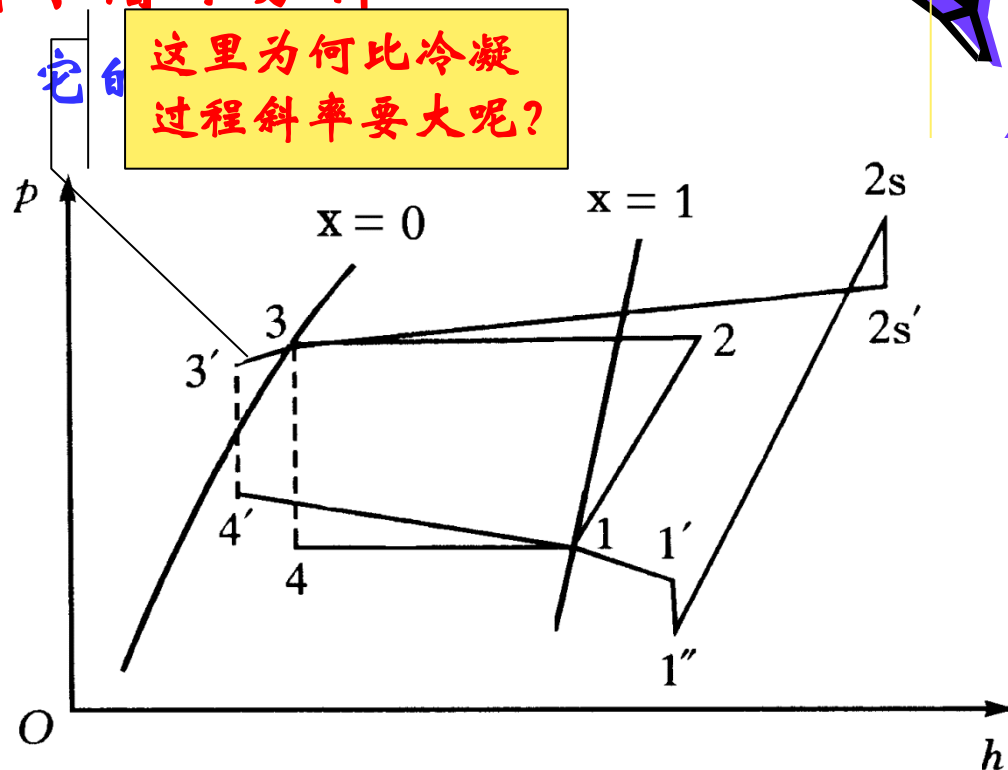


图 2-13 单级压缩实际制冷循环的压-焓图

2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的性能

由前章分析理论循环可知：

①单位制冷量 $q_0 = f_1(t_0、\text{过冷度、过热度、} t_k)$

②单位比功 $w_0 = f_2(t_0、\text{过热温度、} t_k)$

③制冷剂质量流量 $q_m = f_3(t_0、t_k、\text{过热度})$

因此，制冷循环系统的制冷量、功耗等均与 t_0 、 t_k 等工况有关，方便起见，按理论循环分析的结果也适用于实际情况。

理论制冷量 $\Phi_0 = q_{v_h} q_{z_v}$ 理论输气量 \times 单位容积制冷量

理论功率 $P_0 = q_m w_0 = \frac{q_{v_h}}{v_1} w_0 = q_{v_h} w_{0_v}$

其中： $w_{0_v} = w_0 / v_1$ 为单位容积（比容积）压缩功，单位是 kJ/m^3

注意：

当压缩机理论输气量 q_{v_h} 为定值时，系统制冷量 Φ_0 和压缩功 P_0 分别与单位容积制冷量 q_{z_v} 和比容积压缩功 w_{0_v} 成正比关系，因此只要分析后者即可得到前者的变化规律了

2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的性能



2.3.1 蒸发温度对循环性能的影响

假定冷凝温度不变，蒸发温度由 t_0 降到 t_0'

1) 单位容积制冷量

① 单位质量制冷量稍有下降↓(变化不大)

② 吸气 v_1 增加，单位容积制冷量↓；

③ 对给定的制冷压缩机，单位容积制冷量↓

$$q_{zv} = \frac{h_1 - h_3}{v_1} \quad \downarrow$$

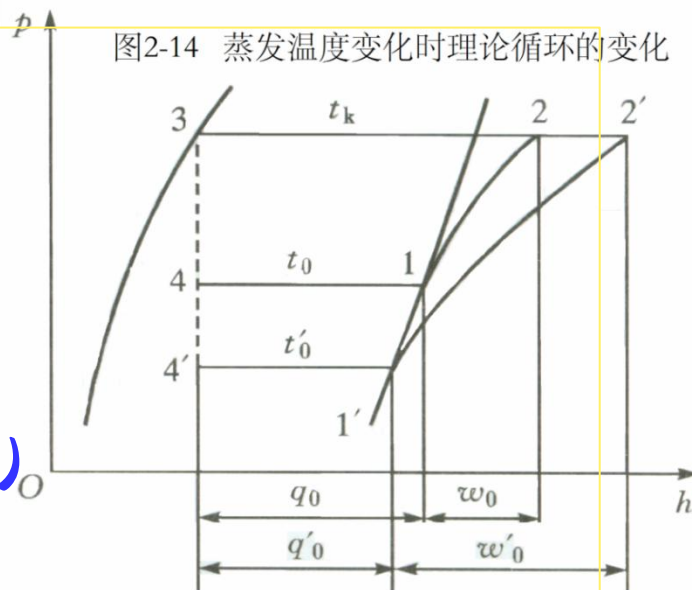


图2-14 蒸发温度变化时理论循环的变化

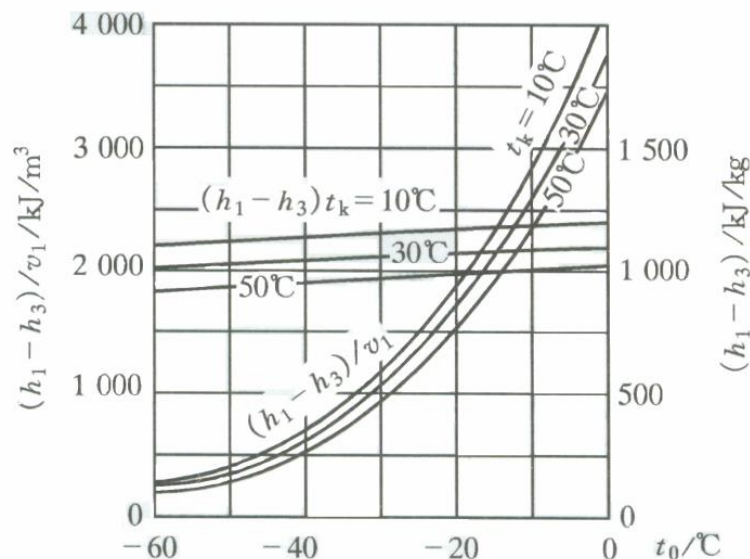


图2-15 氨的单位制冷量及单位容积制冷量与蒸发温度的关系



2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的性能

2.3.1 蒸发温度对循环性能的影响

假定冷凝温度不变，蒸发温度由 t_0 降到 t'_0

2) 单位容积功（比容积功）

① 理论比功 $w_0 \uparrow$

② 吸气比容积 \uparrow ;

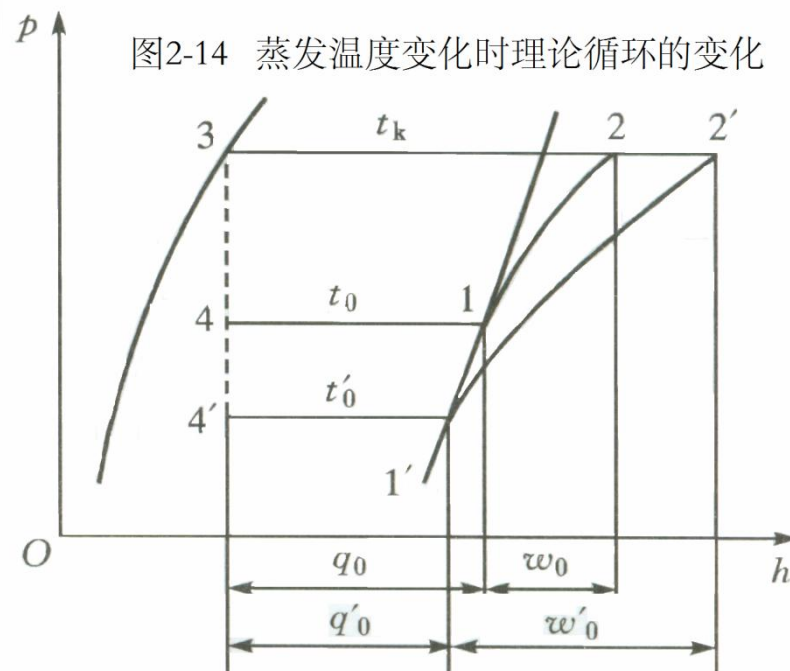
③ 单位容积功 $w_{0v} = w_0/v_1$

\uparrow 或 \downarrow 。

为了找出它们之间的变化规律，

假定制冷剂蒸汽为理想气体，由

热力学绝热压缩过程比功公式可知：



2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的性能

$$w_{0v} = w_0/v_1 = \frac{k}{k-1} \frac{p_0 v_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} p_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

由上式分析可知：

- ① $p_0 = 0$ 及 $p_0 = p_k$ 时,
 $w_{0v} = 0$
- ② 当蒸发压力 p_0 由 p_k 逐渐下降时, w_{0v} 开始逐渐增加, 达到某一最大值时又开始逐渐减小。

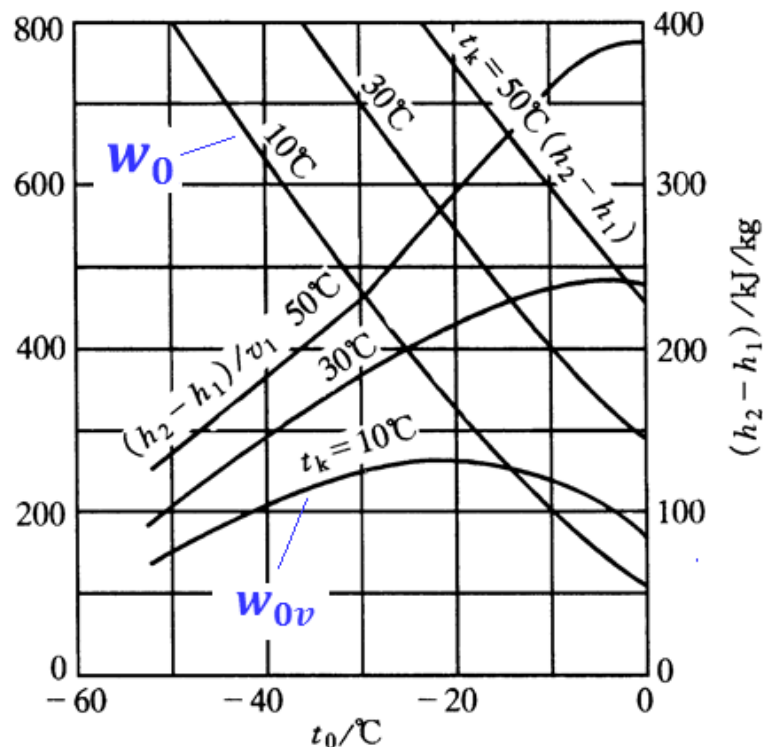
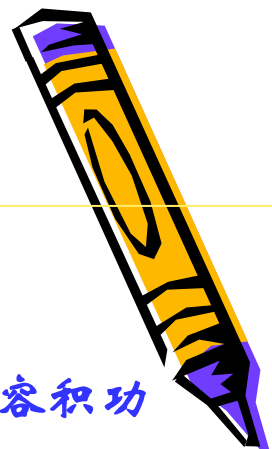


图2-16 氨的理论比功和比容积功与蒸发温度的关系

2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的性能



压缩机的理论功率为：

$$P_0 = q_{vh} w_{0v} = q_{vh} \frac{k}{k-1} p_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad \text{理论输气量} \times \text{绝热压缩比容积功}$$

对上式求导，令 $\left(\frac{\partial P_0}{\partial p_0} \right)_{p_k} = 0$ 即可求得功率最大值时的压比

$$\left(\frac{p_k}{p_0} \right)_{P_0=\max} = k^{\frac{k}{k-1}} \quad \text{通过对不同工质的计算发现：}$$

$$k^{\frac{k}{k-1}} \approx 3$$

由此理论分析得出：压比大约在3时，所需功率最大。

此分析同样适用于实际情况



2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的性能

2.3.1 蒸发温度对循环性能的影响

假定冷凝温度不变，蒸发温度由 t_0 降到 t_0'

3) 性能系数 (COP)

当蒸发温度 t_0 降低时，性能系数下降。

在不同的冷凝温度条件下，下降的趋势不同。

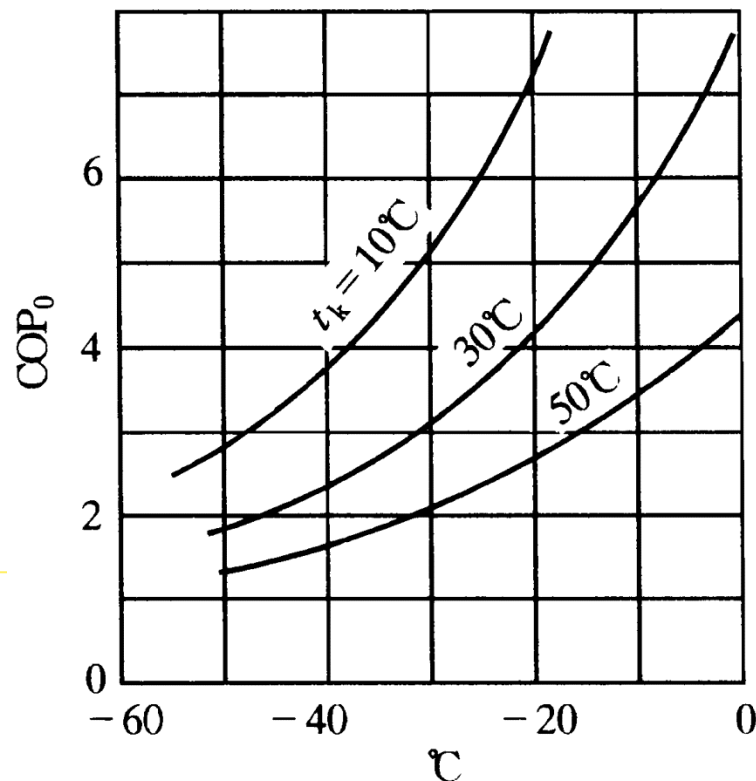


图2-17 氨的性能系数与蒸发温度的关系

2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的性能

2.3.2 冷凝温度对循环性能的影响

假定蒸发温度不变，冷凝温度由 t_k 升到 t_k'

1) 单位容积制冷量

- ① 单位质量制冷量↓;
- ② 单位容积制冷量↓;
- ③ 对给定的制冷压缩机，制冷量↓;

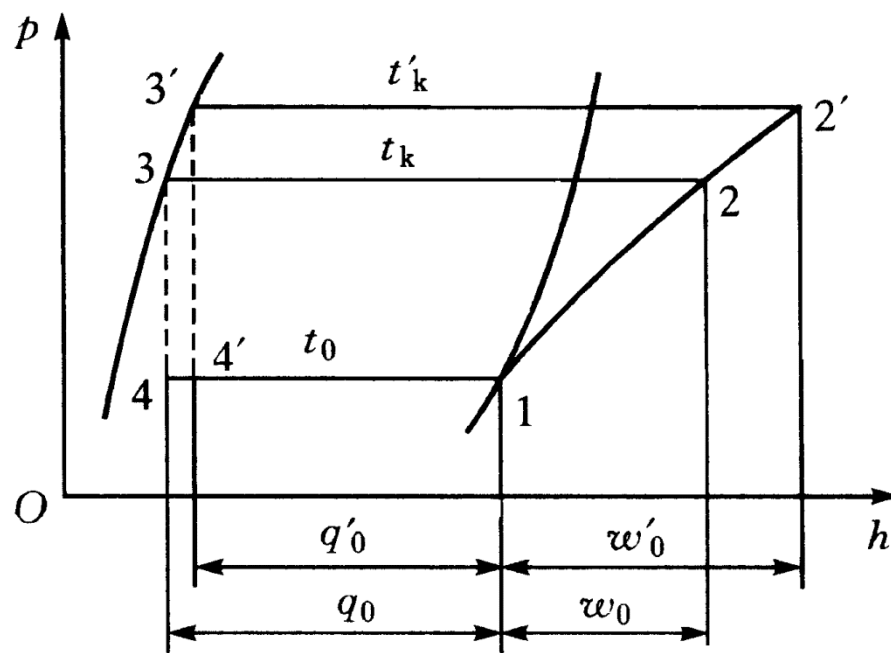


图2-18 冷凝温度变化时循环的变化

2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的性能

2.3.2 冷凝温度对循环性能的影响

假定蒸发温度不变，冷凝温度由 t_k 升到 t_k'

2) 比容积功 W_{0v}

① 压比 \uparrow ,

② 单位质量压缩功（理论比功） $W_0 \uparrow$;

③ v_1 未变，比容积功 $W_{0v} \uparrow$

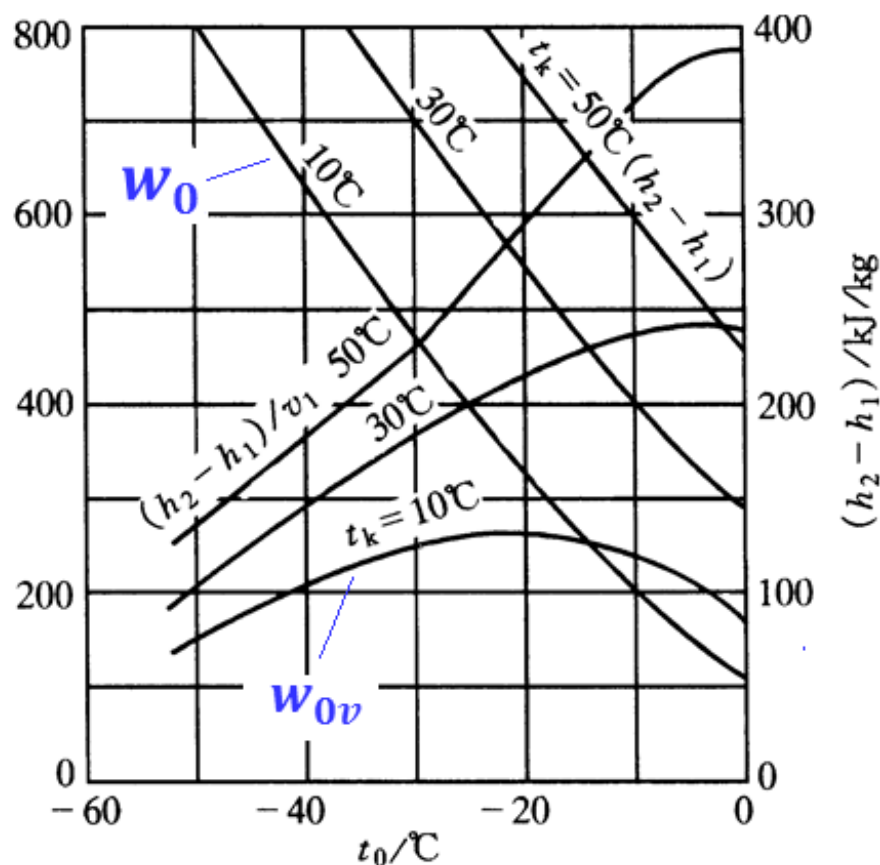


图2-16 氨的理论比功和比容积功与蒸发温度的关系

2.3 单级蒸汽压缩式制冷机的性能

2.3.2 冷凝温度对循环性能的影响

假定蒸发温度不变，冷凝温度由 t_k 升到 t_k'

3) 性能系数

$t_k \uparrow, q_0 \downarrow, w_0 \uparrow, \text{COP} \downarrow$

在不同的工况条件下，压缩机的运行特性是不一样的。

(压缩机的运行特性曲线介绍)

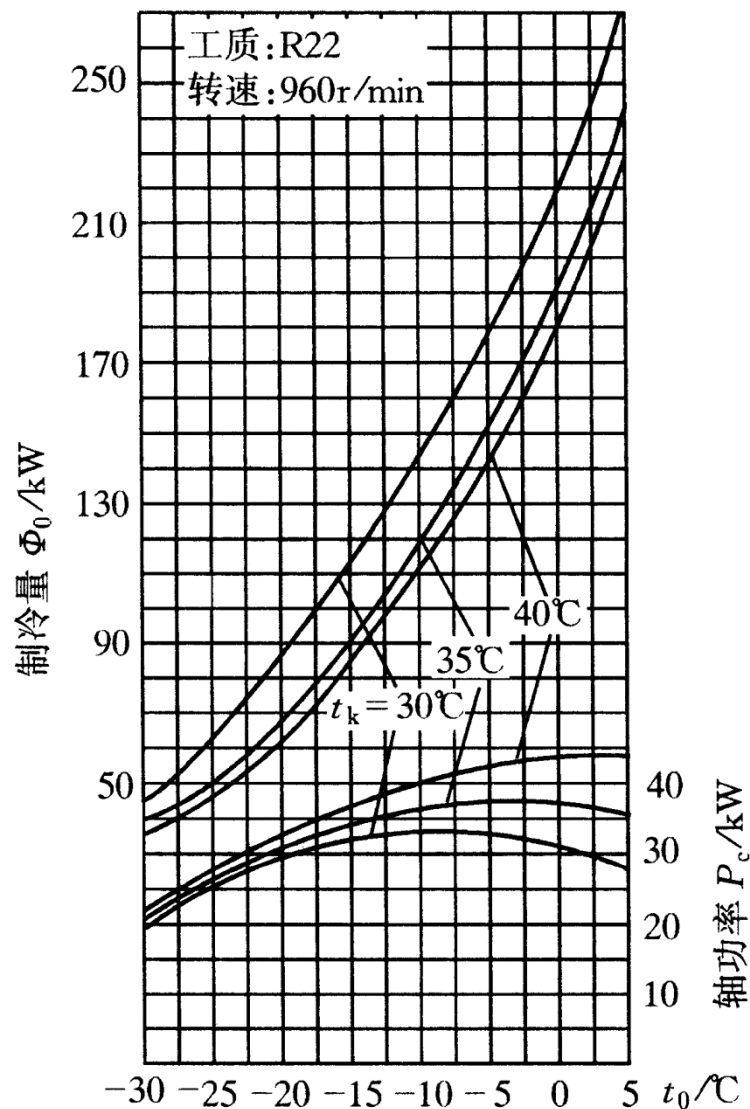
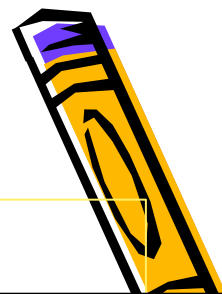


图2-19 810F单级制冷压机的运行特性曲线

2.4 制冷工况



制冷工况分两类：

标准工况和空调工况
分别是用来标明低温
和高温用压缩机的名
义制冷能力和轴功率

最大轴功率工况是
用来考核压缩机的
噪声、振动及机器
能否正常启动；

最大压差工况用来
考核制冷机的零件
强度、排气温度、
油温和电机绕组温

度

2.4.1 制冷压缩机工况

压缩机工况包括：

名义工况；最大轴功率工况；最大压差工况。

每种工况均规定了一系列温度，如：排气饱和
(冷凝) 温度、吸入饱和 (蒸发) 温度，吸入
温度等



2.4 制冷工况



1) 活塞式单级制冷压缩机 (GB/T10079-2001)

表 2-5 有机制冷压缩机名义工况

单位:℃

类型	吸入压力饱和温度	排出压力饱和温度	吸入温度	环境温度
高温	7.2	54.4 ^①	18.3	35
	7.2	48.9 ^②	18.3	35
中温	- 6.7	48.9	18.3	35
低温	- 31.7	40.6	18.3	35

①为高冷凝压力工况。

②为低冷凝压力工况。

名义工况的制冷剂液体过冷度为 0℃。

表 2-6 无机制冷压缩机名义工况

单位:℃

类型	吸入压力饱和温度	排出压力饱和温度	吸入温度	制冷剂液体温度	环境温度
中低温	- 15	30	- 10	25	32

2.4 制冷工况



2) 螺杆式制冷压缩机 (GB/T19410-2008)

表 2-7 螺杆式制冷压缩机及机组名义工况

单位: °C

类型	吸气饱和(蒸发)温度	排气饱和(冷凝)温度	吸气温度 ^①	吸气过热度 ^②	过冷度
高温(高冷凝温度)	5	50	20		
高温(低冷凝温度)		40			
中温(高冷凝温度)	—10	45		10 或 5 ^①	0
中温(低冷凝温度)		40			
低温	—35				

① 用于 R717。

② 吸气温度适用于高温名义工况,吸气过热度适用于中温、低温名义工况。



2019/11/12



2.4 制冷工况



3) 全封闭涡旋式制冷压缩机 (GB/T18429-2001)

表 2-8 全封闭涡旋式压缩机名义工况

单位: °C

类型	吸入饱和 (蒸发)温度	排气饱和 (冷凝)温度	吸气温度	液体温度	环境温度
高温	7.2	54.4	18.3	46.1	35
中温	-6.7	48.9	4.4	48.9	35
低温	-31.7	40.6	4.4	40.6	35

使用范围为:

高温型: 蒸发温度 $-23.3 \sim 12.5^{\circ}\text{C}$, 冷凝温度 $27 \sim 60^{\circ}\text{C}$, 压力比 ≤ 6.0 。

中温型: 蒸发温度 $-23.3 \sim 0^{\circ}\text{C}$, 冷凝温度 $27 \sim 60^{\circ}\text{C}$ 。

低温型: 蒸发温度 $-40 \sim 12.5^{\circ}\text{C}$, 冷凝温度 $27 \sim 60^{\circ}\text{C}$ 。



2.4 制冷工况

2.4.1 制冷机工况

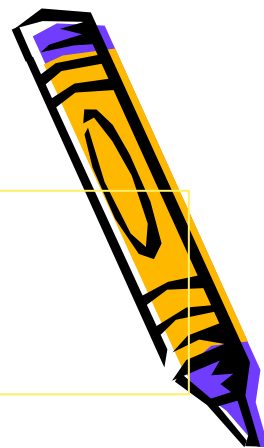
制冷机工况没有制冷压缩机约束的那么多条件，在同样的用冷要求环境条件下，如何提高蒸发温度、降低冷凝温度正是企业竞争的主要目标，因而不应该在设计和比较产品时，规定冷凝温度、蒸发温度及其它温度，按室内的要求和室外的条件设定工况比较科学。

1) 蒸汽压缩循环冷水（热泵）机组中的“工业或商业用及类似用途的冷水（热泵）机组”（GB/T18430.1-2007）

表 2-9 名义工况时的温度/流量条件

项目	使用侧		热源侧(或放热侧)					
	冷、热水		水冷式		风冷式		蒸发冷却式	
	水流量	出口水温	出口水温	水流量	干球温度	湿球温度	干球温度	湿球温度
	/m ³ /(h·kW)	/℃	/℃	/m ³ /(h·kW)	/℃	/℃	/℃	/℃
制冷	0.172	7	30	0.215	35	—	—	24
制热 (热泵)		45	15	0.134	7	6		—

2.4 制冷工况



2.4.1 制冷机工况

2) 房间空气调节器 (GB/T 7725-2004)

表 2-10 房间空气调节器按使用气候环境

单位 °C

类型	T1	T2	T3
气候环境	温带气候	低温气候	高温气候
最高温度	43	35	52



2019/11/12

表 2-11 房间空气调节器试验工况

工况条件			室内侧空气状态		室外侧空气状态	
			干球温度/℃	相对湿度 ^① /℃		
制 冷 运 行	额定制冷	T1	27	T1—气候条件为温带 T2—气候条件为寒带 T3—气候条件为热带		
		T2	21			
		T3	29			
	最大运行	T1	32	23	43	26
		T2	27	19	35	24
		T3	32	23	52	31
	冻 结	T1	21	15	21	—
		T2			10	—
		T3			21	—
最小运行		21 ^②	15	制造厂推荐的最低温度		
凝露 冷凝水排除		27	24	27	24	
制 热 运 行	热泵额定制热	高温	20	15(最大)	7	6
		低温 ^③			2	1
		超低温 ^③			—7	—8
	最大运行		27	—	24	18
	最小运行 ^④		20	—	—5	—6
	自动除霜		20	12	2	1
电热额定制热		20	—	—	—	

2.4 制冷工况

例2-6

某冷水机组，制冷剂为氨， $\Phi_0 = 58\text{kW}$ ，
空调用冷水温度 $t_c = 7^\circ\text{C}$ ，冷却水温度 $t_w = 30^\circ\text{C}$ ，
蒸发器冷端端部传热温差 $\Delta t_0 = 5^\circ\text{C}$
冷凝器冷端端部传热温差 $\Delta t_k = 10^\circ\text{C}$ 液体过冷度 $\Delta t_g = 5^\circ\text{C}$ ，
吸气管有害过热度 $\Delta t_r = 5^\circ\text{C}$ ，压缩机容积效率 $\eta_v = 0.8$ ，
指示效率 $\eta_i = 0.8$ ，轴效率 $\eta_s = 0.68$
试作制冷机的热力计算：



2.4 制冷工况

例2-6

根据条件：

冷却水温度 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；冷凝器冷端端部传热温差 $\Delta t_k = 10^{\circ}\text{C}$ ；

冷冻水温度 $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；蒸发器冷端端部传热温差 $\Delta t_0 = 5^{\circ}\text{C}$ ；

液体过冷度 $\Delta t_g = 5^{\circ}\text{C}$ ；（在冷凝器内过冷）

吸气管有害过热度 $\Delta t_r = 5^{\circ}\text{C}$ 。

$$t_k = t_w + \Delta t_k + \Delta t_g = 30 + 10 + 5 = 45^{\circ}\text{C}$$

$$t_0 = t_c - \Delta t_0 = 7 - 5 = 2^{\circ}\text{C}$$

$$t_3 = t_k - \Delta t_g = 45 - 5 = 40^{\circ}\text{C}$$

$$t_1 = t_0 + \Delta t_r = 2 + 5 = 7^{\circ}\text{C}$$

书上这里有问题：
应该加上过冷度才是冷
凝温度

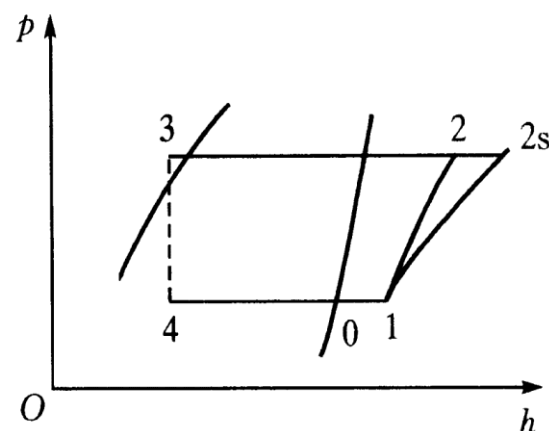
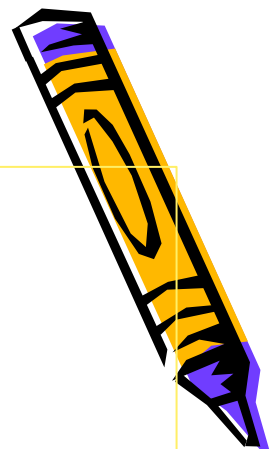


图2-20 压--焓图

	$t/^{\circ}\text{C}$	p/MPa	$v/(\text{m}^3/\text{kg})$	$h/(\text{kJ}/\text{kg})$	$s/[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$
0	2	0.4633		1607.5	
1	7	0.4633	0.27568	1620.8	6.1137
2	96.23	1.5567		1798.4	6.1137
3	40	1.5567		509.28	

2.4 制冷工况

例2-6

① 单位质量制冷量

$$\begin{aligned} q_0 &= h_0 - h_4 = 1607.5 - 509.28 \\ &= 1098.2 \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

② 单位容积制冷量

$$q_{zv} = \frac{q_0}{v_1} = \frac{1098.2}{0.2757} = 3983.7 \text{kJ/m}^3$$

③ 理论比功

$$w_0 = h_2 - h_1 = 1798.4 - 1620.8 = 177.6 \text{kJ/kg}$$

④ 指示比功

$$w_i = \frac{w_0}{\eta_i} = \frac{177.6}{0.8} = 222.0 \text{kJ/kg}$$

$$\therefore w_i = h_{2s} - h_1$$

$$\therefore h_{2s} = w_i + h_1 = 1620.8 + 222.0 = 1842.8 \text{kJ/kg}$$

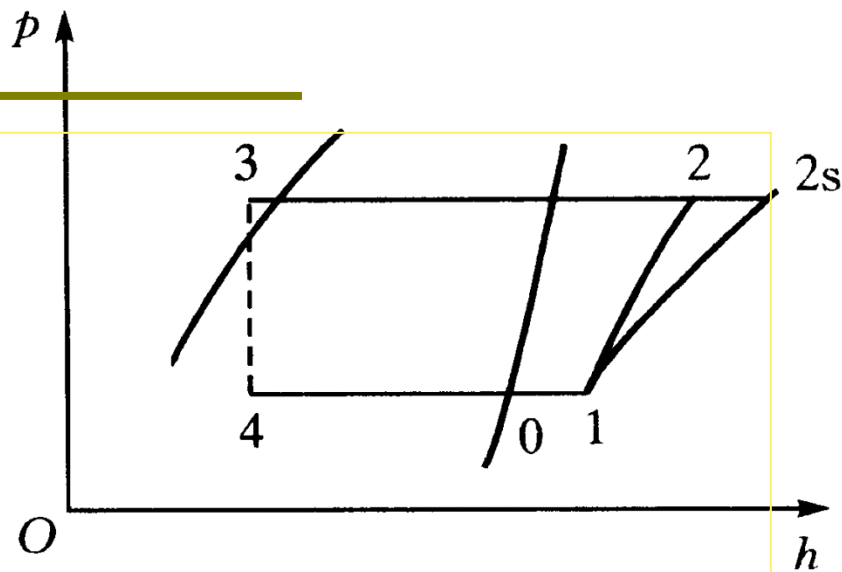
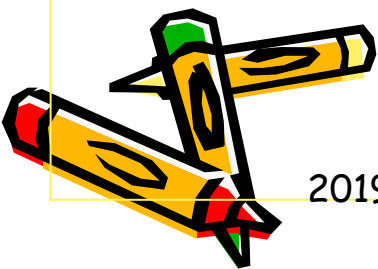


图2-20 压--焓图



2.4 制冷工况

例2-6

⑤ 性能系数

$$\text{COP}_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{1098.2}{177.6} = 6.18$$

$$\text{COP} = \frac{q_0}{w_0/\eta_s} = \frac{1098.2}{177.6/0.68} = 4.20$$

⑥ 冷凝器单位热负荷

$$q_k = h_{2s} - h_3 = 1842.8 - 509.28 = 1333.5 \text{ kJ/kg}$$

⑦ 所需制冷剂流量

$$q_m = \frac{\Phi_0}{q_0} = \frac{56}{1098.2} = 52.8 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

⑧ 实际输气量和理论输气量

$$q_{vs} = q_m v_1 = 52.8 \times 10^{-3} \times 0.2757 = 14.56 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_{vh} = q_{vs} / \eta_v = 14.56 \times 10^{-3} / 0.8 = 24.5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

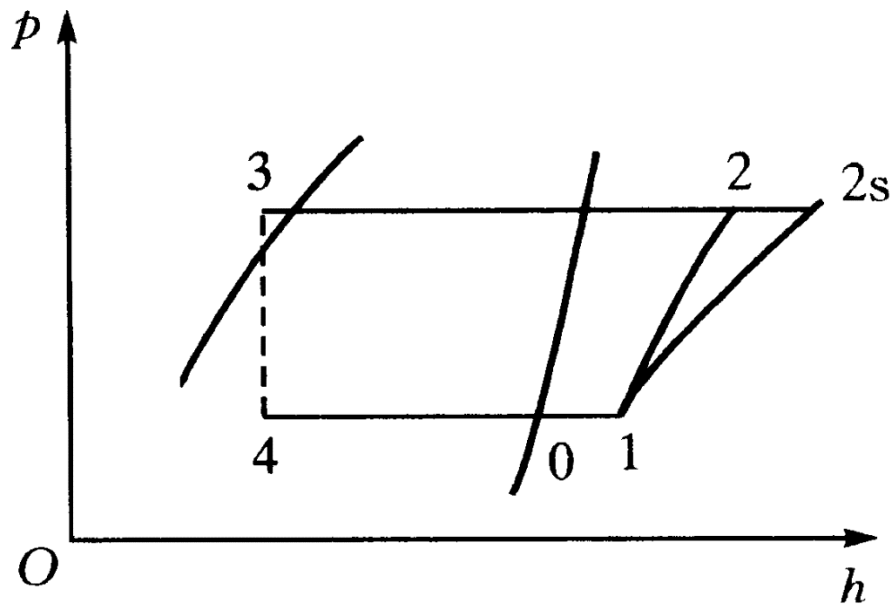


图2-20 压--焓图

2.4 制冷工况



例2-6

⑨ 压缩机所需的理论功率和轴功率

$$\begin{aligned} P_0 &= q_m w_0 \\ &= 52.8 \times 10^{-3} \times 177.6 \\ &= 9.38 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$P_S = \frac{P_0}{\eta_S} = \frac{9.38}{0.68} = 13.8 \text{ kW}$$

⑩ 冷凝器热负荷

$$\begin{aligned} \Phi_k &= q_m q_k = 52.8 \times 10^{-3} \times 1333.5 \\ &= 70.4 \text{ kW} \end{aligned}$$

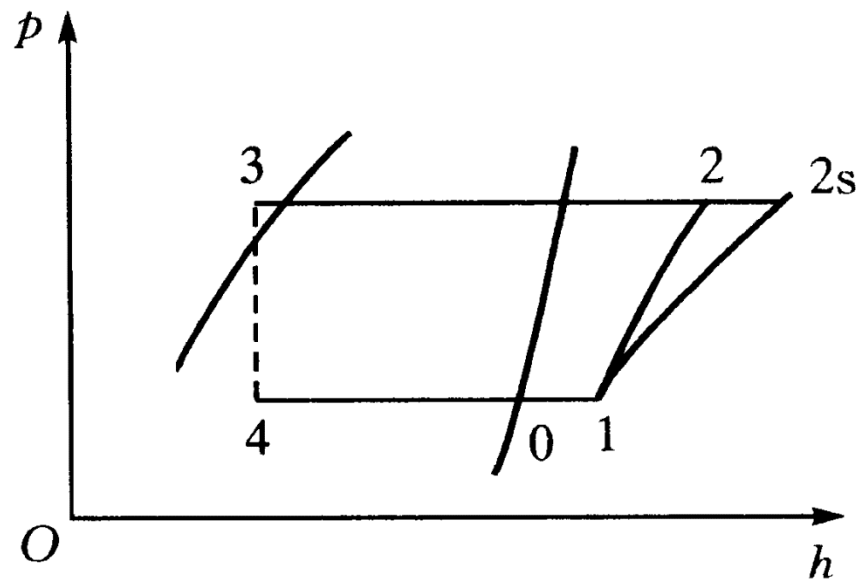


图2-20 压--焓图



2.4 制冷工况

例2-7

某制冷压缩机用来配一座小型冷库，冷库温度 $t_c = -10^\circ\text{C}$ ，水冷冷凝器的冷却水温度 $t_w = 30^\circ\text{C}$ ，试作运行工况下制冷系统的热力计算（压缩机参数：缸径 $D = 100\text{mm}$ ，缸数 $Z = 6$ ，行程 $S = 70\text{mm}$ ，转速 $n = 1440\text{r/min}$ ，蒸发温度 t_0 ，传热温差取 $\Delta t_0 = 0^\circ\text{C}$ ，冷凝器冷端端部传热温差取 $\Delta t_k = 8^\circ\text{C}$ ，制冷剂为R22，蒸发器出口有效过热度为 10°C ，过冷液体温度为 32°C ，机械效率 $\eta_m = 0.85$ ，指示效率 $\eta_i = 0.65$ ，容积效率 $\eta_v = 0.6$ ）

$$t_k = t_w + \Delta t_k = 30 + 8 = 38^\circ\text{C}$$

$$t_0 = t_c - \Delta t_0 = -10 - 10 = -20^\circ\text{C}$$

$$t_{1'} = t_0 + 10$$

$$= -20 + 10 = -10^\circ\text{C}$$

$$t_3 = 32^\circ\text{C}$$

此过冷温度
不是在冷凝
器里过冷的

书上这里错了，
应该有过冷

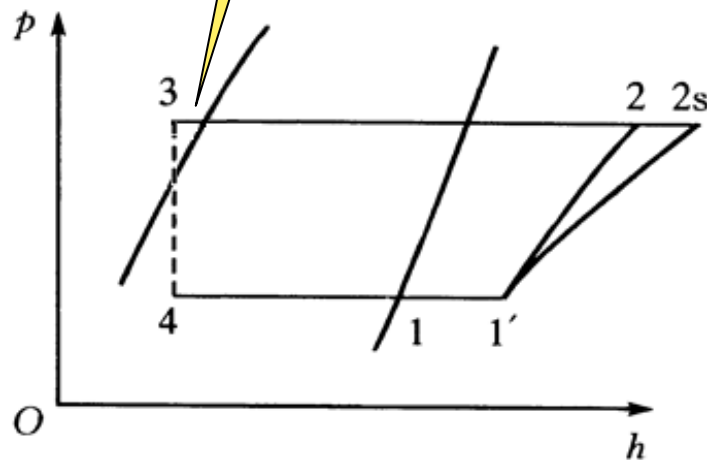


图2-21 压--焓图

2.4 制冷工况

例2-7

各状态点参数如下表

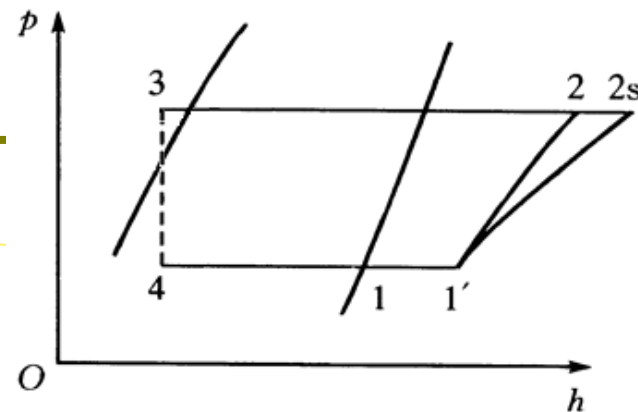


图2-21 压--焓图

	$t/^\circ\text{C}$	p/MPa	$v/(\text{m}^3/\text{kg})$	$h/(\text{kJ}/\text{kg})$	$s/[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$
1	-20	0.245		397.06	
1'	-10	0.245	0.097407	403.71	1.8085
2	78.1	1.46		443.95	1.8085
3	32	1.46		239.16	

(1) 循环特性计算如下:

① 压力比 $\pi = p_k/p_0 = 1.46/0.245 = 5.96$

② 单位质量制冷量

2019/11/12 $q_0 = h_{1'} - h_4 = 403.71 - 239.16 = 164.55 \text{ kJ/kg}$ 24



2.4 制冷工况

例2-7

③ 单位容积制冷量

$$q_{zv} = \frac{q_0}{v_{1'}} = \frac{164.55}{0.0974} = 1689.3 \text{ kJ/m}^3$$

④ 理论比功

$$w_0 = h_2 - h_{1'} = 443.9 - 403.71 = 40.19 \text{ kJ/kg}$$

⑤ 指示比功

$$w_i = \frac{w_0}{\eta_i} = \frac{40.19}{0.65} = 61.83 \text{ kJ/kg}$$

⑥ 轴比功

$$w_s = \frac{w_i}{\eta_m} = \frac{61.83}{0.85} = 72.7 \text{ kJ/kg}$$

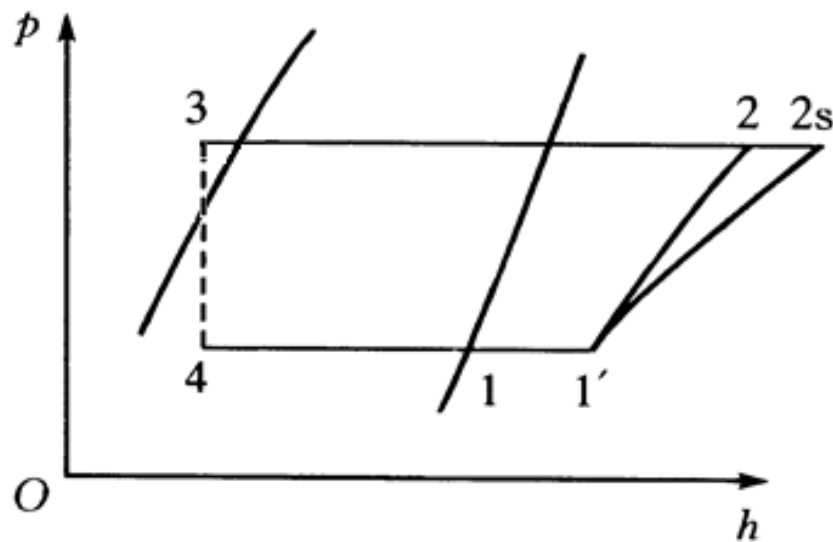


图2-21 压--焓图

2.4 制冷工况

例2-7

⑦ 性能系数

$$\text{COP}_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{164.55}{40.19} = 4.09$$

$$\text{COP} = \frac{q_0}{w_s} = \frac{164.55}{72.7} = 2.26$$

⑧ 循环效率

$$\text{逆卡诺循环性能系数 } \text{COP}_C = \frac{T_C}{t_w - t_c} = \frac{273 - 10}{30 - (-10)} = 6.58$$

$$\text{循环效率 } \eta = \text{COP} / \text{COP}_C = 2.26 / 6.58 = 0.34$$

(2) 制冷机的特性参数计算如下

① 理论输气量

$$\begin{aligned} q_{vh} &= \frac{\pi}{4} D^2 S n Z = \frac{\pi}{4} \times 0.01^2 \times 0.07 \times 1440 \times \frac{6}{60} \\ &= 0.079 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

2019/11/12

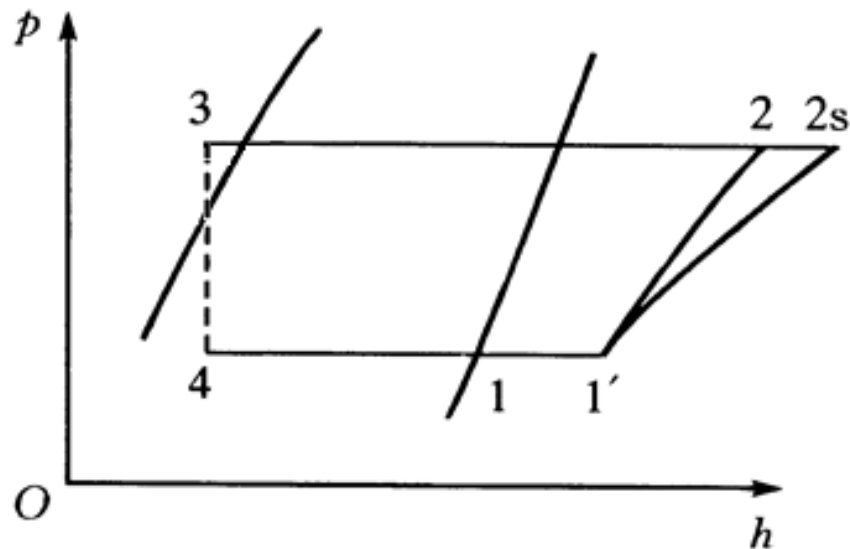


图2-21 压--焓图



2.4 制冷工况

例2-7

② 实际输气量

$$q_{v_s} = q_{v_h} \eta_v = 0.79 \times 0.6 = 0.0474 \text{ m}^3/\text{s}$$

③ 制冷机的质量流量

$$q_m = \frac{q_{v_s}}{v_{1'}} = \frac{0.0474}{0.0974} = 0.487 \text{ kg/s}$$

④ 制冷机的总制冷量

$$\Phi_0 = q_m q_0 = 0.478 \times 164.55 = 80.1 \text{ kW}$$

⑤ 压缩机的输入功率

理论功率 $P_0 = q_m w_0 = 0.487 \times 40.19 = 19.6 \text{ kW}$

指示功率 $P_i = q_m w_i = 0.487 \times 61.83 = 30.1 \text{ kW}$

轴功率 $P_e = P_i / \eta_m = 30.1 / 0.85 = 35.4 \text{ kW}$

⑥ 冷凝器热负荷: $\Phi_0 = q_m (h_{2_s} - h_3)$

$$= 0.487 \times (465.5 - 239.2) = 110.2 \text{ kW}^{27}$$

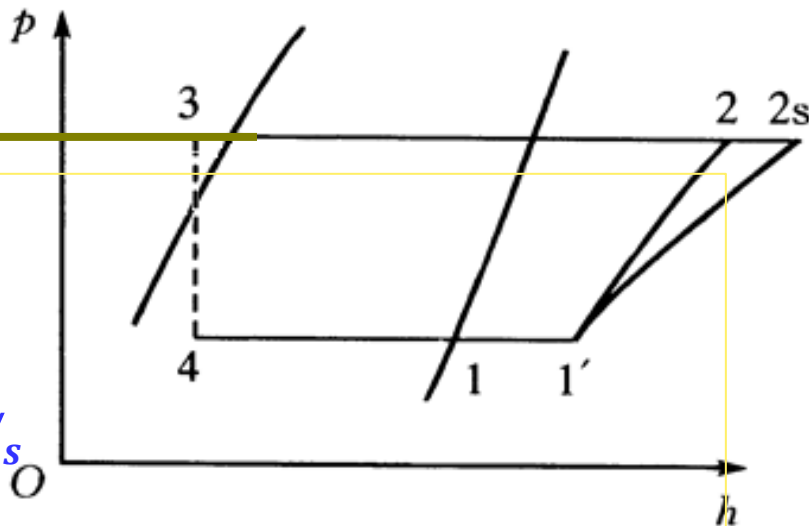


图2-21 压--焓图

$$h_{2s} = h_{1'} + \frac{h_2 - h_{1'}}{\eta_i} = 403.7 + \frac{443.9 - 403.7}{0.65} = 465.5$$

2.5 CO₂跨临界循环

CO₂环境友好，是第四代制冷剂中重要一员，因受其临界温度的限制，无法在一些制冷装置中采用常规的蒸气压缩式循环，如用于汽车空调、家用热水器等。

(临界点状态：31℃；7.3MPa)

1-2 等熵压缩过程

2-3 等压冷却过程

3-4 绝热节流过程

4-1 吸热过程（制冷）

提高压力，可以增加制冷量，如图 $\Delta h = h_4 - h_{4a}$ ，从 $t=t_3$ 的等温线可以看出，压力达到一定值后，继续

2019/11/12

提高压力， Δh 增量减小，

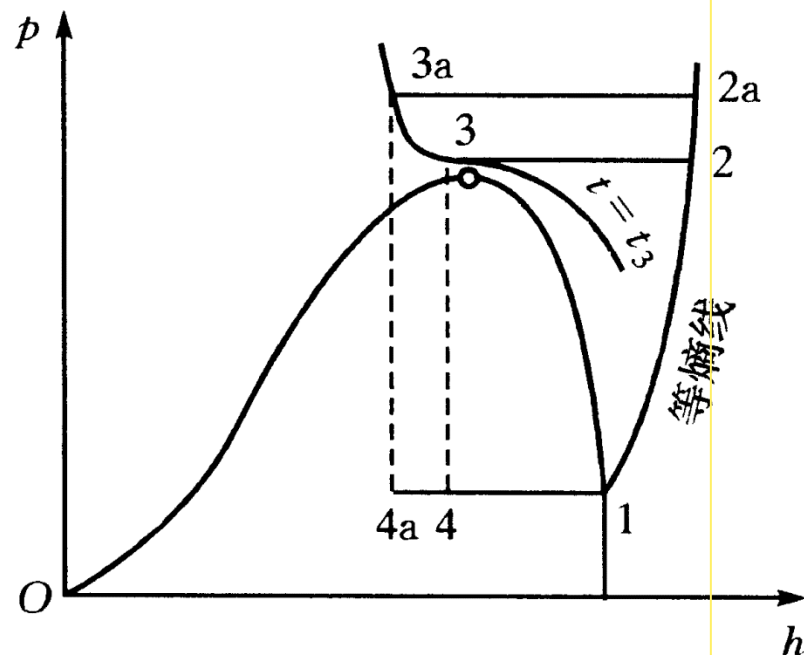


图2-22 二氧化碳跨临界循环

2.5 CO₂跨临界循环

1) 汽车空调用CO₂跨临界循环

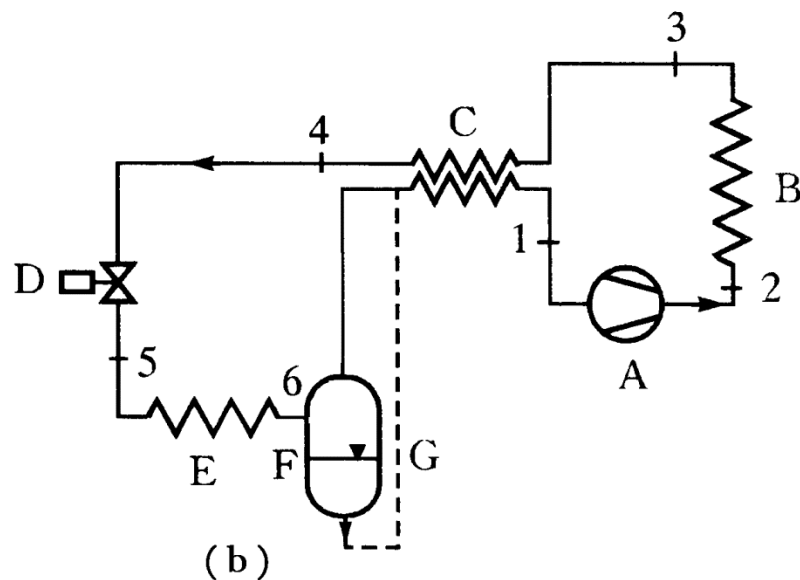
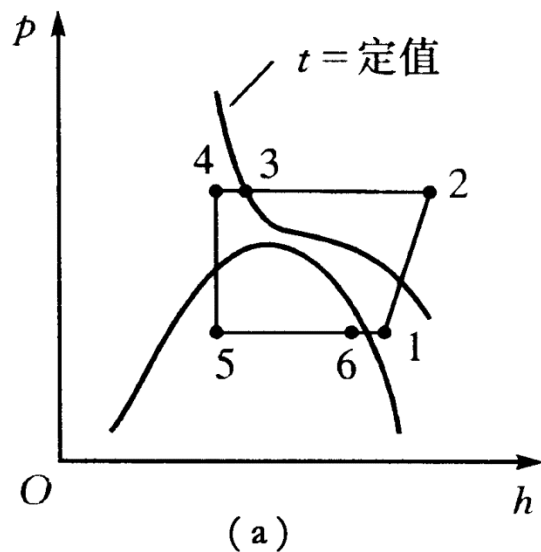


图2-13 汽车空调用CO₂跨临界循环

A 压缩机； B 气体冷却器； C 回热器； D 膨胀阀； E 蒸发器； F 储液器； G 回油毛细管

CO₂跨临界循环的排气压力虽然很高，但压比较小，
且流动阻力的相对值低，实验表明，循环性能系数不低
于使用传统制冷剂的装置

2.5 CO₂跨临界循环

2) 用于水加热器的CO₂跨临界循环

在T-s图上，过程2-3-4是一条逐渐下降的曲线，它与逐渐上升的水温线（虚线）相配合，构成一台具有逆流换热的热交换器，不仅可以减小传热温差，降低不可逆损失，还可获得较高的出水温度。

对CO₂跨临界循环用压缩机，目前尚无国标规定的工况。

对温升比较大的情况可，
用右方案，否则见书P61

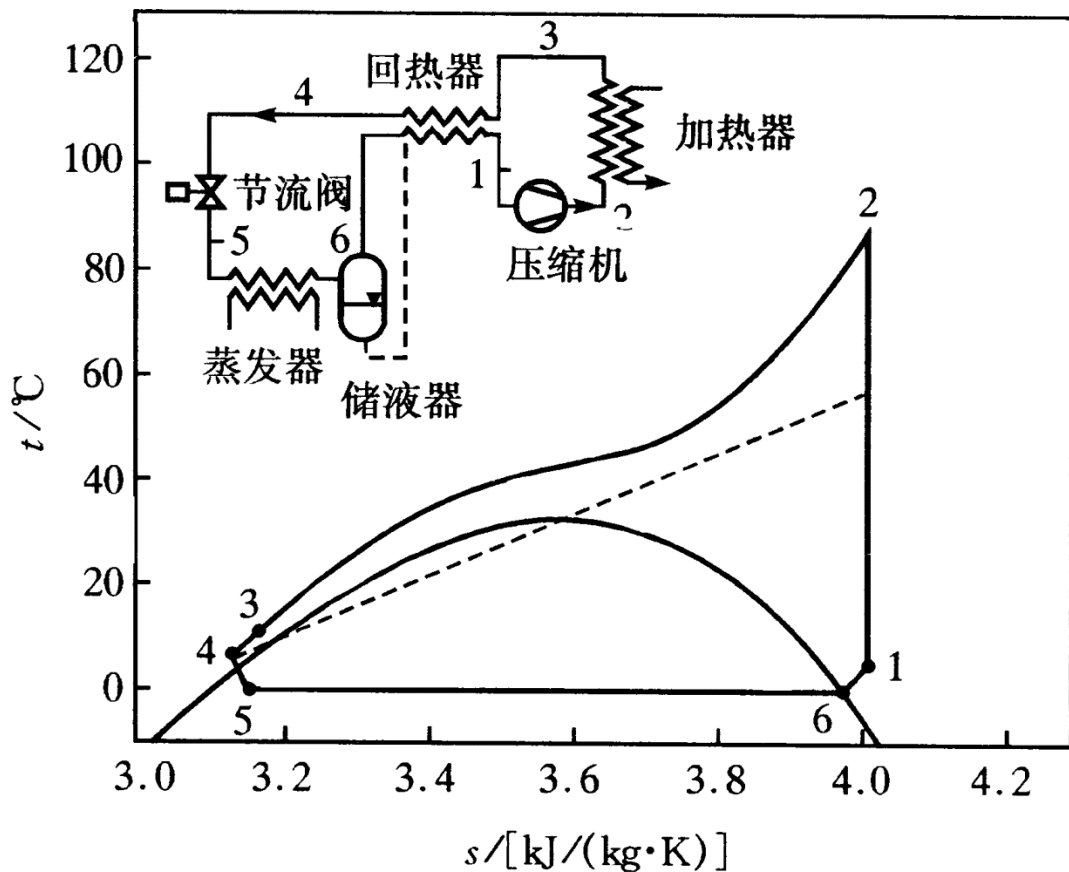
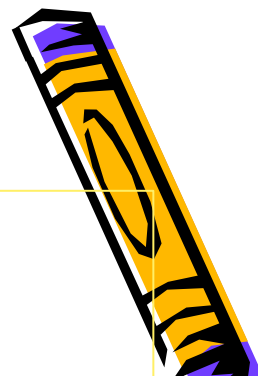


图2-24 用于水加热的CO₂跨临界循环

2.5 CO₂跨临界循环



二氧化碳热泵热水器性能测试温度条件 (日本冷冻协会制定)

表 2-12 二氧化碳热泵热水器性能测试温度条件

单位 ℃

热泵测试标准： JAR4050—2005	水侧		热源侧	
	冷却水		空气进口温度	
	水进口温度	水出口温度	干球温度	湿球温度
额定加热条件	17±1.0	65±2.0	16±1.0	12±0.5
夏季加热条件	24±1.0	65±2.0	25±1.0	21±0.5
冬季加热条件	9±1.0	>85±2.0	7±1.0	6±0.5
除霜条件	5±2.0		2±1.0	1±0.5
过负荷条件	29±2.0		43±1.0	26±0.5



思考题



- 什么是工况？（蒸发温度，冷凝温度，液体过冷温度，吸气过热温度等）
- 什么是名义工况？（用于标定产品性能的测点标准工况；有关标准、产品铭牌或样本上；取决于国家地区和制冷剂种类）
- 我国的制冷和空调设备名义工况：
房间空调器名义工况；不同压缩机及机组的高温和中温工况、制冷和热泵工况。



作业题



计算题：

一台采用R22制冷剂的热泵型房间空调器，其额定制热工况下的蒸发温度为 3°C ，冷凝温度为 50°C ，蒸发器出口过热度取 10°C ，冷凝器出口液体过冷度为 5°C ，当额定制热量为 2800W ，压缩机的总效率 $(\eta_i; \eta_m; \eta_{mo};)$ 和容积效率 (η_v) 分别为0.7和0.9时，请问：

(1) 需要选用多大理论输气量的压缩机？

(2) 其制热COP为多少？

(机械效率取0.92，电机效率取0.9)



判断题

判断题：

某空调制冷系统制冷量 $\Phi_0 = 6 \text{ kW}$ ，性能系数为 3.0；

则轴功率： $P_e = \frac{\Phi_0}{COP} = 2 \text{ kW}$

根据系统能量守恒，冷凝器热负荷：

$$Q_k = \Phi_0 + P_e = 8 \text{ kW}$$

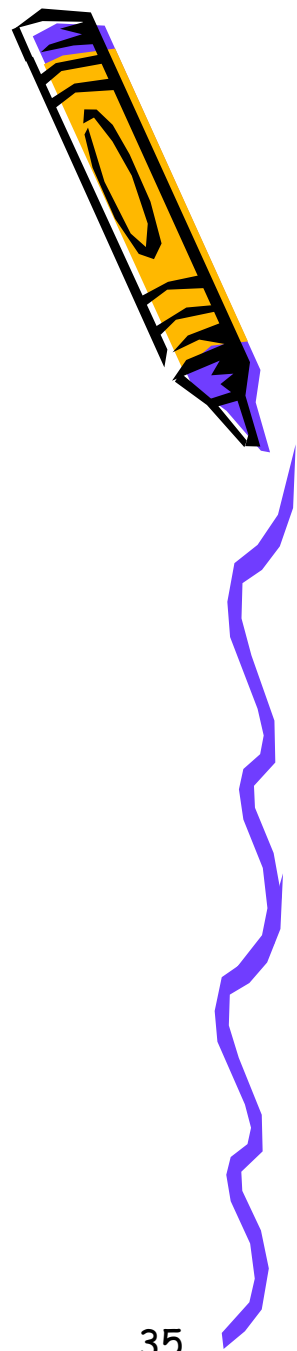
以上计算是否正确？

错！ 冷凝器热负荷应该是：

$$Q_k = \Phi_0 + P_i$$



第二章完



2019/11/12