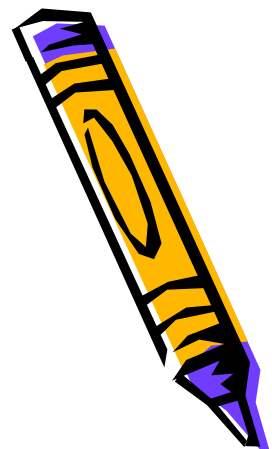


# 制冷原理与设备

---



## 第2章 单级蒸气压缩式制冷循环

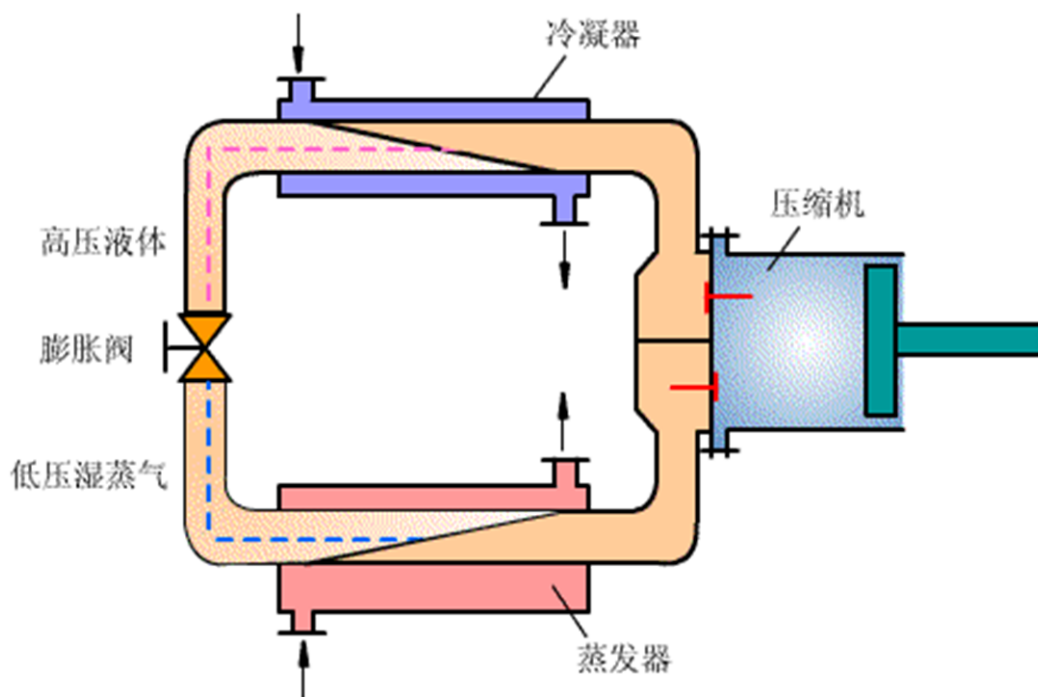
掌握重点：

- 1) 单级压缩循环在压焓图中的表达及热力学计算；
  - 2) 能在压焓图中就各温度对单级压缩循环性能的影响作定性分析；
  - 3) 明确“制冷工况”的内在含义
- 



## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.1 系统与循环



蒸汽压缩式制冷系统

## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.2 温度-比熵及压力-比焓图

#### 1) 温度-比熵图

- ① 等温线  $t$
- ② 等比熵线  $s$
- ③ 等压线  $p$
- ④ 等比容线  $v$
- ⑤ 等比焓线  $h$
- ⑥ 等干度线  $x$

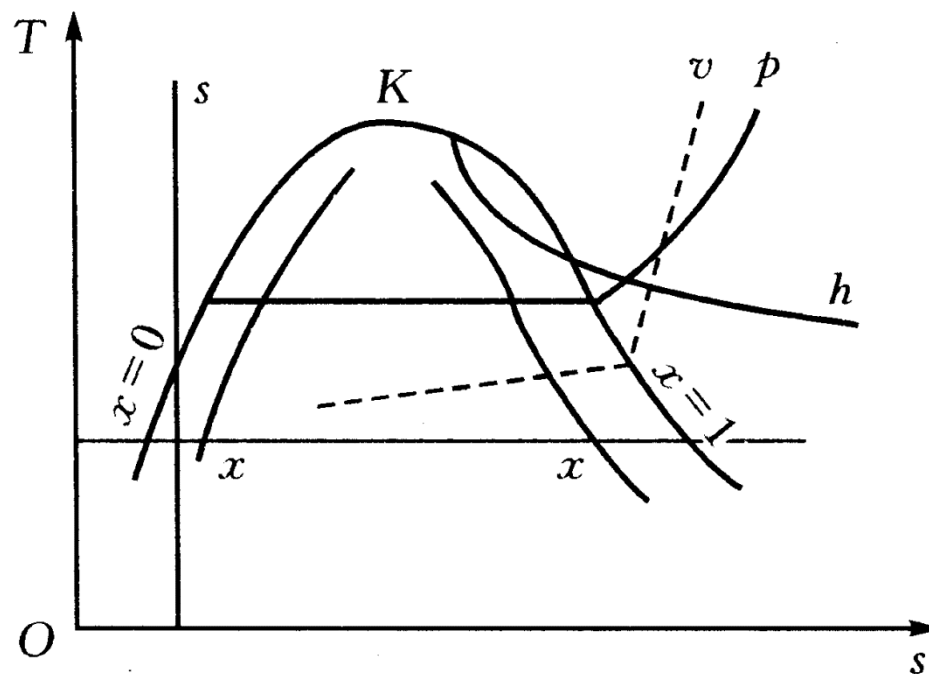


图 2-3 温-熵图

## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.2 温度-比熵及压力-比焓图

#### 2) 压力-比焓图

(为什么要用此图?)

- ① 等压线  $p$
- ② 等比焓线  $h$
- ③ 等温线  $t$
- ④ 等比熵线  $s$
- ⑤ 等比容线  $v$
- ⑥ 等干度线  $x$

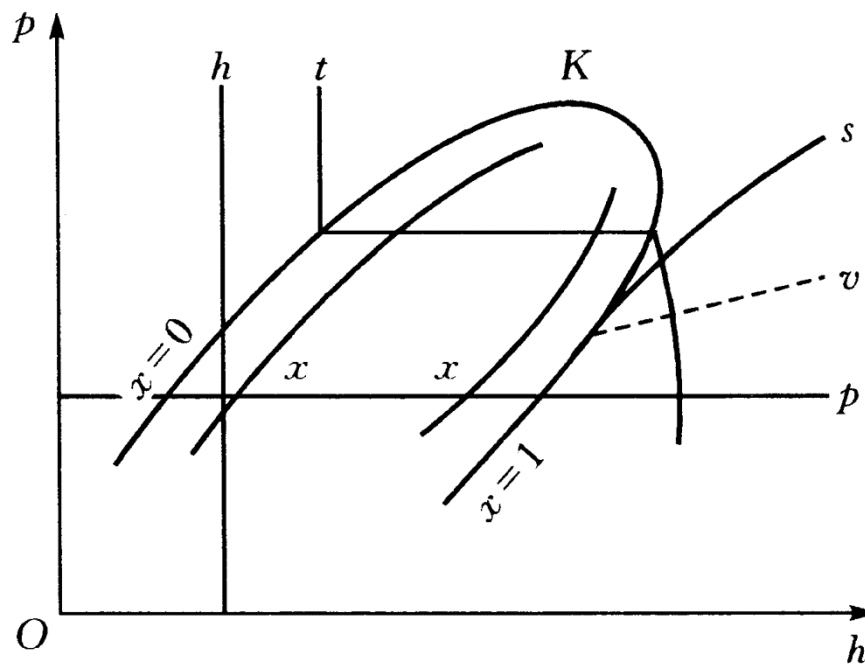
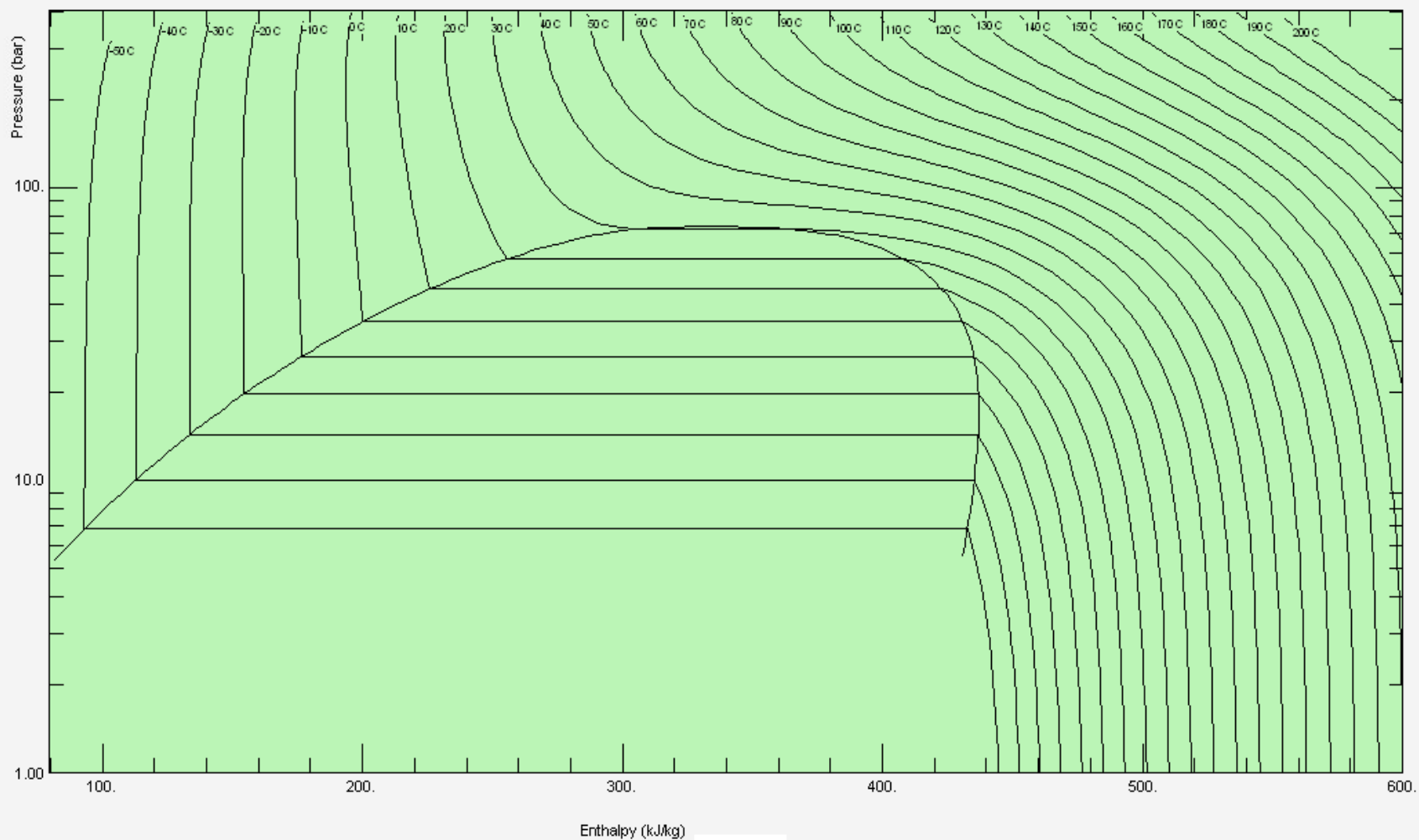


图 2-2 压-焓图

有同学课后问过临界点的等温线如何?



二氧化碳压-焓图

2019/11/4

## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环



几点假设：(将复杂问题简单化，忽略次要因素)

- 1) 在冷凝器和蒸发器中，制冷剂的**冷凝温度**等于**冷却介质温度**，**蒸发温度**等于**被冷却介质温度**，且**冷凝温度**和**蒸发温度**都是定值；
- 2) 离开蒸发器、进入压缩机的制冷剂蒸气为蒸发压力下的**饱和蒸气**，离开冷凝器、进入膨胀阀的液体为冷凝压力下的**饱和液体**；



## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

几点假设：(将复杂问题简单化，忽略次要因素)

3) 等熵压缩，即压缩过程不存在不可逆损失；

4) 制冷剂在管道内没有流动阻力损失，除蒸发器和冷凝器内外，制冷剂与管外介质之间没有热交换；

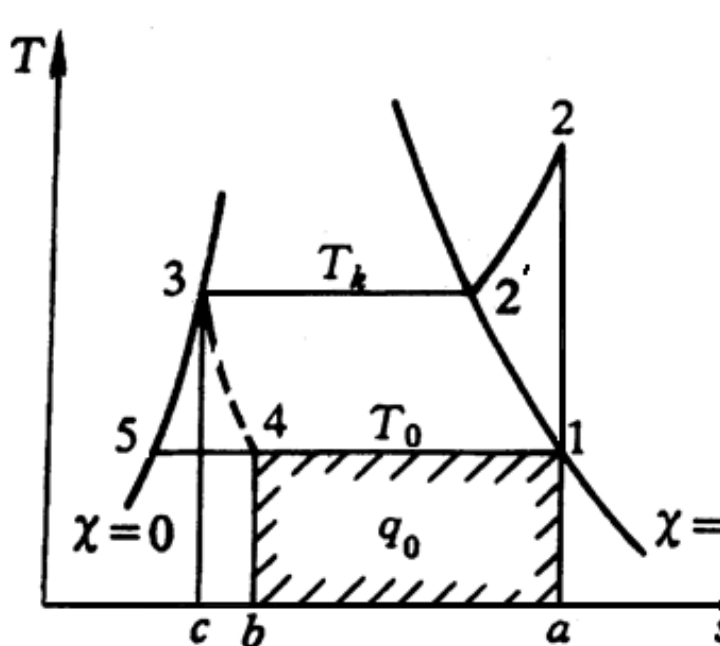
5) 制冷剂在流过节流装置时，流速变化忽略不计，且与外界环境没有热交换；因此：有

节流前后焓相等

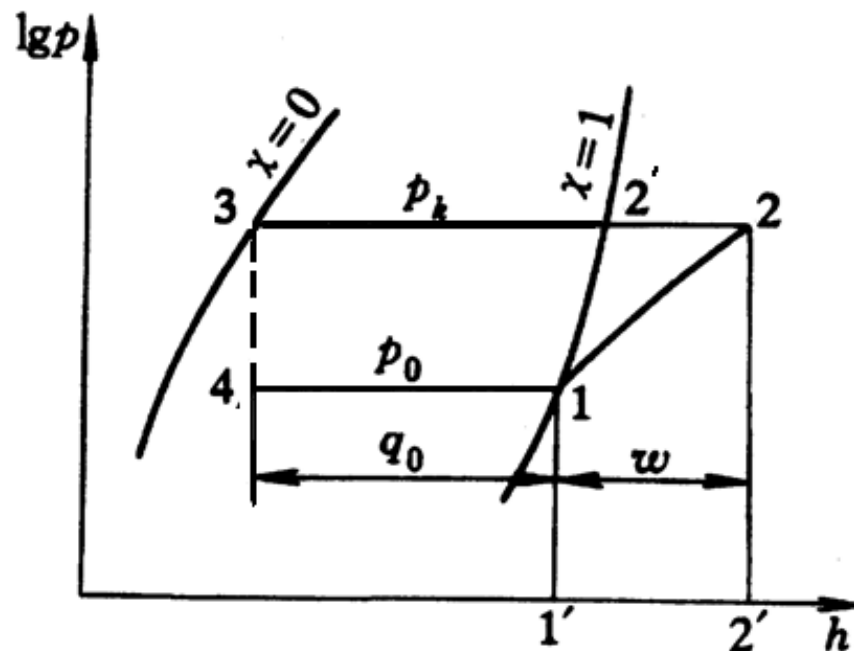
## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.3 理论制冷循环在温-熵及压-焓图上的表示

#### 1) 理论循环中的各个过程



理论循环在T-s图上的表示



理论循环在lgp-h图上的表示

点1: 压缩机进口; 点2: 压缩机出口; 点2' 排气压力下的饱和气体; 点3: 冷凝器出口; 点4: 节流阀出口



## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.3 理论制冷循环在温-熵及压-焓图上的表示

#### 2) 理论循环与逆卡诺循环的比较

在低温热源温度和高温热汇温度分别相等的前提下，可通过比较T-S图上的理论循环和卡诺循环，分析理论循环的不可逆程度

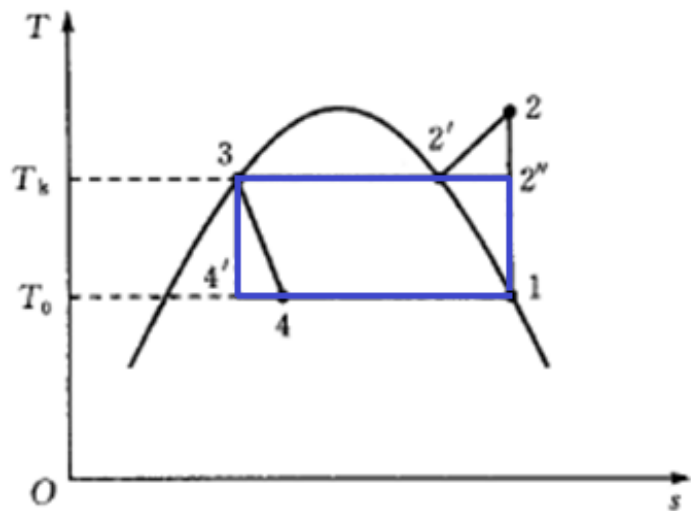


图2-5 与理论循环对应的逆卡诺循环

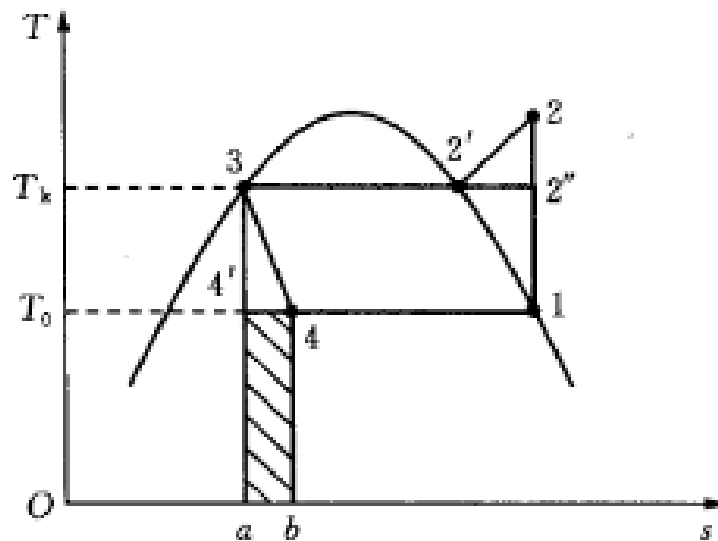
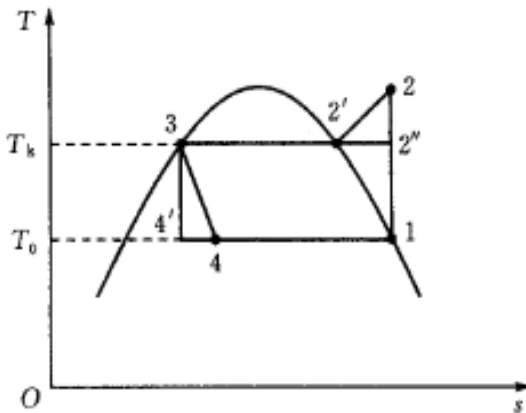


图2-6 理论循环的节流损失

## 2.1 单级蒸汽

### 2.1.3 理论制冷

#### 2) 理论循环与逆



## 理论循环

### 在图上的表示

可逆的等熵膨胀相比节流损失为：

$$h_4 - h_{4'} = T_0(s_4 - s_{4'}) \quad \text{即为 } 4' - 4 \text{ 下面的矩形面积。}$$

理论循环的单位制冷量为：

$$q_{0,th} = h_1 - h_4 = T_0(s_1 - s_4)$$

比逆向理论循环的单位制冷量减少

$$\Delta q_0 = h_4 - h_{4'} = T_0(s_4 - s_{4'}) \quad \text{等于节流损失。}$$



## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.3 理论制冷循环在温-熵及压-焓图上的表示

#### 2) 理论循环与逆卡诺循环的比较

在理论循环的冷却与冷凝过程中，放出的热量为  $2-2'-3$

下面的五边形  $22'3ac$  面积。

与逆向循环中过程  $2''-2'-3$  下面的矩形面积相比，多了三角形  $2'22''$  的面积，理论循环静功

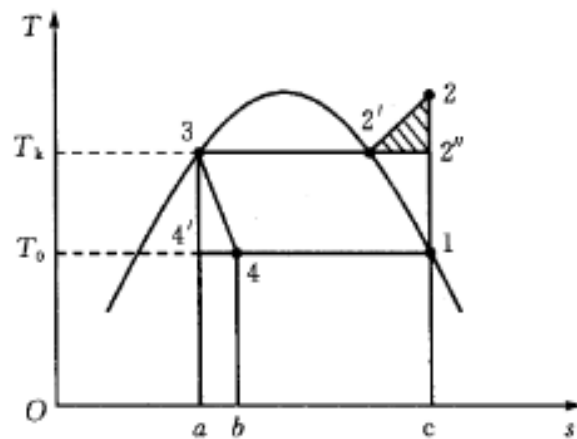


图 2-7 理论循环冷却冷凝过程的不可逆损失

$$w_{net,th} = \int_3^2 Tds - \int_4^1 Tds$$

$$w_{net,C} = \int_3^{2''} Tds - \int_{4'}^1 Tds$$

## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.3 理论制冷循环在温-熵及压-焓图上的表示

#### 2) 理论循环与逆卡诺循环的比较

从以上分析可看出：

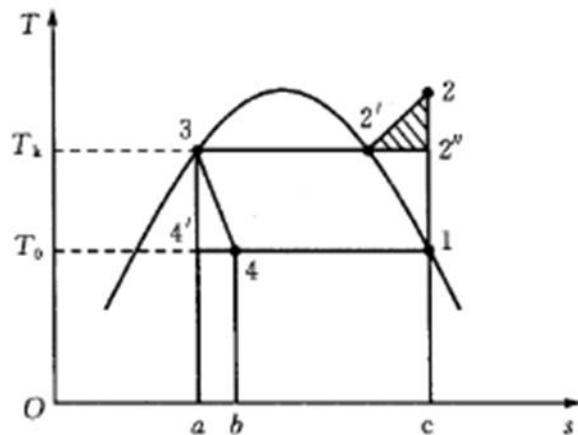
理论循环的单位制冷量小与逆向循环  
的静功大与逆向循环输入的静功。

因此 理论循环的性能系数

$$COP_{th} = \frac{q_{0,th}}{w_{net,th}} \quad ; \quad \text{小于逆卡诺循环 } COP_C = \frac{q_{0,C}}{w_{net,C}} = \frac{T_0}{T_k - T_0}$$

$$q_{0,th} = q_{0,C} - \Delta q_0 = T_0(s_1 - s_4)$$

$$w_{net,th} = w_{net,C} + 4' - 4 \text{ 下面面积} + \text{三角形面积 } 2''22'$$



## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.3 理论制冷循环在温-熵及压-焓图上的表示

#### 2) 理论循环与逆卡诺循环的比较

理论循环的不可逆损失不仅与过程有关，而且与工质的热物理性质有关。

分析：5-3饱和液体线与等压加热线可足够近似地视为重合，因此5-3的等压加热过程所吸收热量为：

$$\int_5^3 T ds = h_3 - h_5 \quad \text{另一方面5-4也是等压过程，}$$

因此，5-4的等压加热过程所吸收热量为：

$$\int_5^4 T ds = h_4 - h_5 \quad \because h_3 = h_4$$

$$\therefore \int_5^3 T ds - \int_5^{4'} T ds = \int_5^4 T ds - \int_5^{4'} T ds ; \text{面积} 4'35 = 4'ab4$$

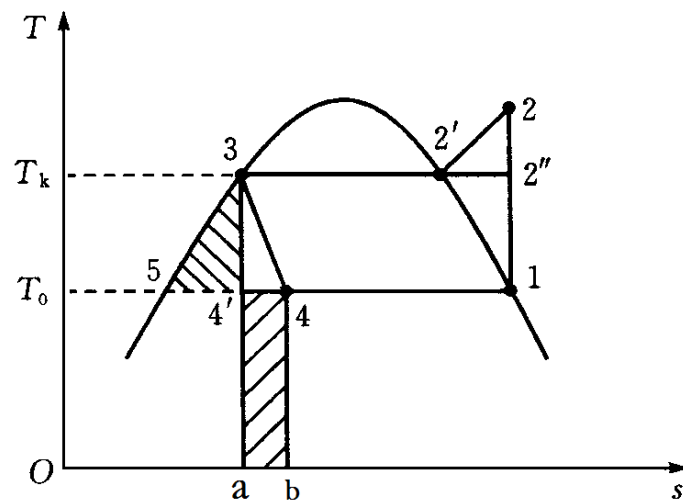


图 2-8 等焓节流损失的另一种面积表示



## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.3 理论制冷循环在温-熵及压-焓图上的表示

#### 2) 理论循环与逆卡诺循环的比较

不同工质的饱和液体线和饱和蒸汽线的形状可分为三类：

第一类：氨、二氧化碳、水等；

第二类：R11、R22、R134a；

第三类：R113、R114、R115。

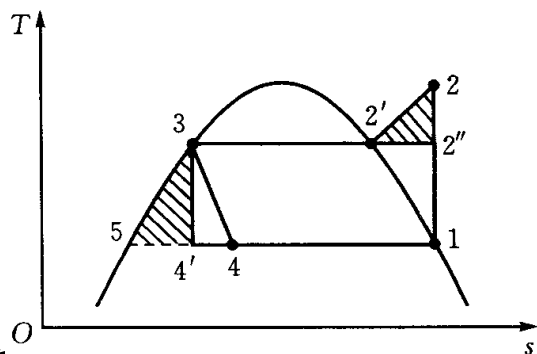


图 2-9 理论循环的两个不可逆损失

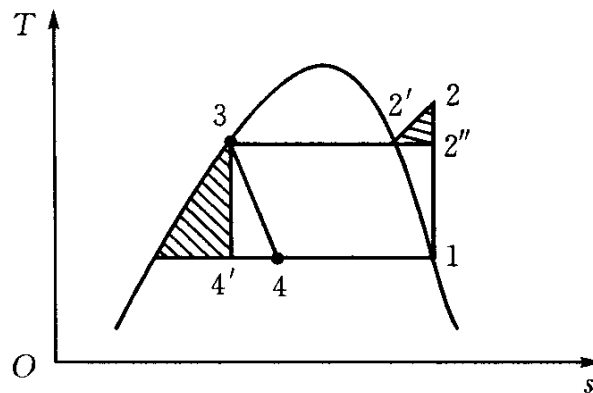


图 2-10 第 2 类工质的理论循环  $T-s$  图

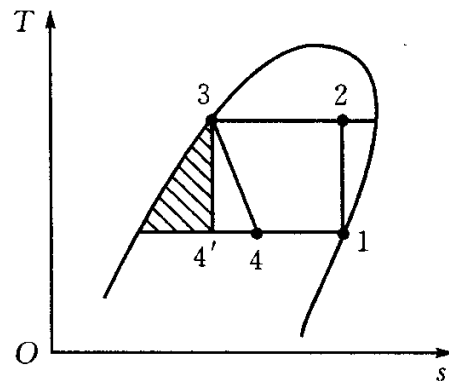


图 2-11 第 3 类工质的理论循环  $T-s$  图

## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 2.1.4 单级蒸气压缩式制冷理论循环的热力计算

比值  $\text{COP}_0 = \Phi_0 / P_0$  为性能系数，其中：

$\Phi_0$ ：循环制冷量 kW

$P_0$ ：压缩制冷剂所输入功率 kW

在稳定流动过程中，热力学第一定律的表达形式：

$$\Phi + P = q_m(h_2 - h_1) \quad (2-1)$$

$\Phi$ 和 $P$ 是单位时间内加给系统的热量和功：

$q_m$  是流进或流出该系统的质量流量；

$h$ 是比焓，下标1和2分别表示流体流进系统和离开系统。

## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 1) 膨胀过程

绝热节流:  $\Phi = 0$ ;  $P = 0$

由 (2-1)  $\Phi + P = q_m(h_4 - h_3)$

得到:  $0 = q_m(h_4 - h_3)$

所以:  $h_3 = h_4$

因为状态点4的干度为:

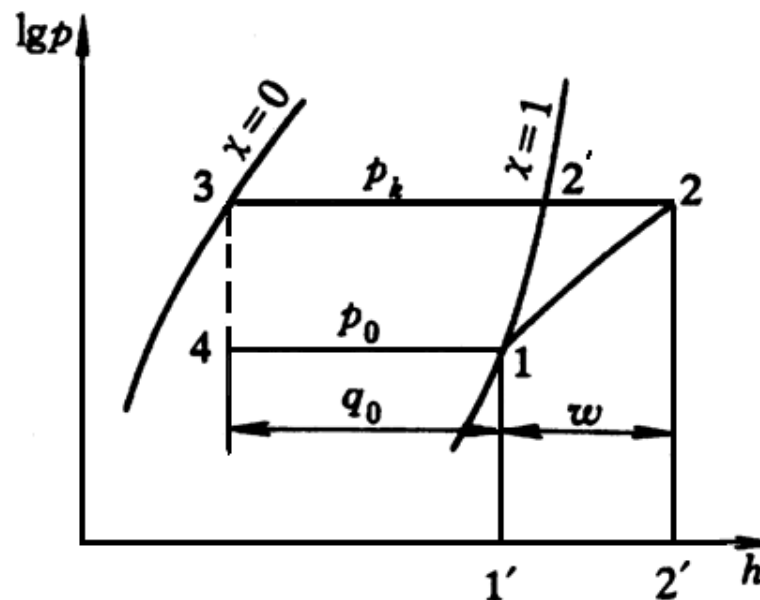
$$x_4 = \frac{h_4 - h_{f0}}{h_{g0} - h_{f0}} \quad \text{所以:}$$

$$h_4 = (1 - x_4)h_{f0} + x_4h_{g0}$$

$$v_4 = (1 - x_4)v_{f0} + x_4v_{g0}$$

$h_{f0}$ 和 $v_{f0}$ 分别为饱和液体的比焓和比容

$h_{g0}$ 和 $v_{g0}$ 分别为饱和气体的比焓和比容





## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

2) 压缩过程 由 (2-1) 式  $\Phi + P = q_m(h_1 - h_2)$  得:

$$P_0 = q_m(h_2 - h_1) \quad \text{kW}$$

$(h_2 - h_1)$  表示每压缩并输送  $1\text{kg}$  制冷剂所消耗的功, 称为理论比功, 用  $w_0$  表示

3) 蒸发过程

由 (2-1) 式得

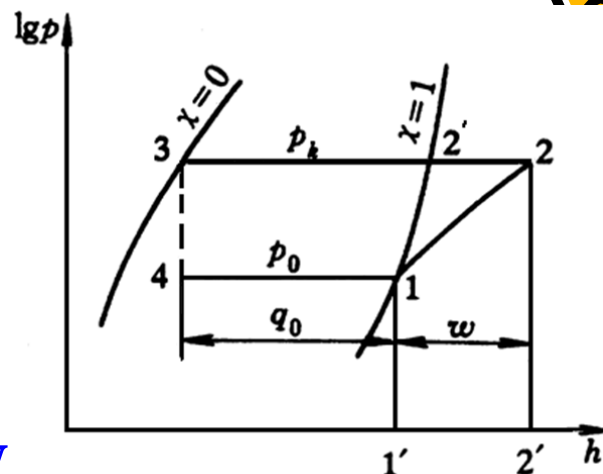
$$\Phi_0 = q_m(h_1 - h_4) = q_m(h_1 - h_3) \quad \text{kW}$$

制冷量与两个因素有关, 即  $q_m$ 、 $(h_1 - h_4)$ , 前者与压缩机的尺寸和转速有关, 后者与制冷剂的种类和工作条件有关。

$(h_1 - h_4)$  称为单位质量制冷量 (简称单位制冷量)

容积流量:  $q_v = q_m v_1$

单位容积制冷量:  $q_{zv} = \frac{h_1 - h_4}{v_1}$ ;  $\Phi_0 = q_v q_{zv}$



## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

### 4) 冷凝过程

由 (2-1) 式得:

$$\Phi_k = q_m(h_2 - h_3) \quad \text{kW}$$

$(h_2 - h_3)$  称为冷凝器单位热负荷, 用  $q_k$  表示,

即: 1kg 制冷剂在冷凝器中放出的热量

### 5) 性能系数 (理论)

$$\text{COP}_0 = \frac{q_0}{w_0} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

# 如何在t-s图和p-h图上确定状态点位置

## 注意事项:

### ❖ 焓和熵的基准问题

国际单位制 (SI) 中:  $0^{\circ}\text{C}$  时的饱和液体焓

$$h=200\text{kJ/kg}, \text{熵 } s = 1.0 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

英制单位 (SI) 中:  $-40^{\circ}\text{C}$  时的饱和液体焓  $h=0\text{Btu/lb}$ ,

$$\text{熵 } S = 0\text{Btu/lb}\cdot\text{F}$$

### ❖ 计算时采用同一张图或表, 则基准的选取无关紧要

## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环

例题 2-1 (进行理论循环计算)

蒸发温度  $t_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$ ; 冷凝温度  $t_k = 35\text{ }^\circ\text{C}$

制冷剂为R22; 循环的制冷量  $\Phi_0 = 55\text{ kW}$ ,

由R22制冷剂物性表查出相关参数:

$$p_0 = 0.3543\text{ MPa};$$

$$p_k = 1.3548\text{ MPa};$$

$$h_1 = 401.555\text{ kJ/kg};$$

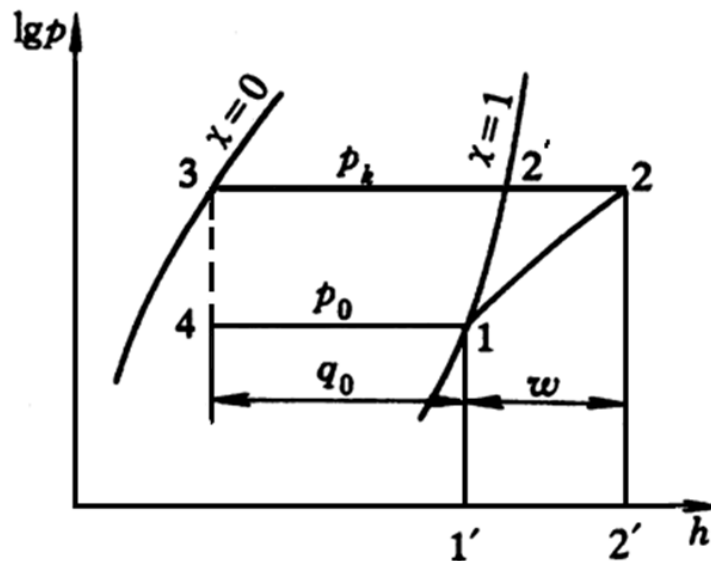
$$v_1 = 0.0653\text{ m}^3/\text{kg};$$

$$h_3 = h_4 = 243.114\text{ kJ/kg}.$$

作图得到:

$$h_2 = 435.2\text{ kJ/kg};$$

$$t_2 = 57\text{ }^\circ\text{C}.$$



## 2.1 单级蒸汽压缩式制冷的理论循环



### ① 单位质量制冷量

$$q_0 = h_1 - h_4 = 158.441 \text{ kJ/kg}$$

### ② 单位容积制冷量

$$q_{zv} = \frac{q_0}{v_1} = 2426 \text{ kJ/m}^3$$

### ③ 制冷剂质量流量

$$q_m = \frac{\Phi_0}{q_0} = 0.3471 \text{ kg/s}$$

### ④ 理论比功

$$w_0 = h_2 - h_1 = 33.645 \text{ kJ/kg}$$

### ⑤ 压缩机消耗的理论功率

$$P_0 = q_m w_0 = 11.68 \text{ kW}$$

### ⑥ 压缩机吸入的容积流量

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

### ⑦ 性能系数（理论）

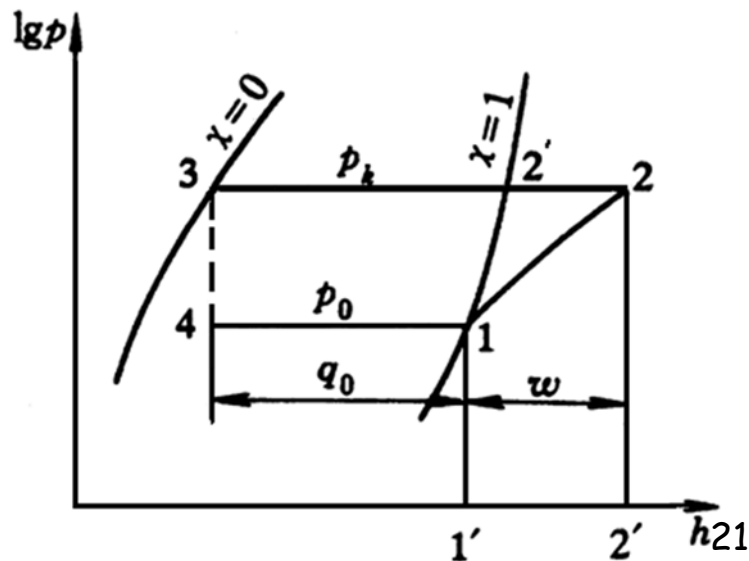
$$\text{COP}_0 = q_0 / w_0 = 4.71$$

### ⑧ 冷凝器单位热负荷

$$q_k = h_2 - h_3 = 192.086 \text{ kJ/kg}$$

### ⑨ 冷凝器热负荷

$$\Phi_k = q_m q_k = 66.67 \text{ kW}$$



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.1 液体过冷对循环性能的影响

过冷度的概念：

制冷剂液体的温度低于同一压力下饱和状态的温度称为过冷，两者的差值称为过冷度  $\Delta t_l$

分析过冷度大小对循环性能的影响

1-2-2'-3-4-1为理论循环

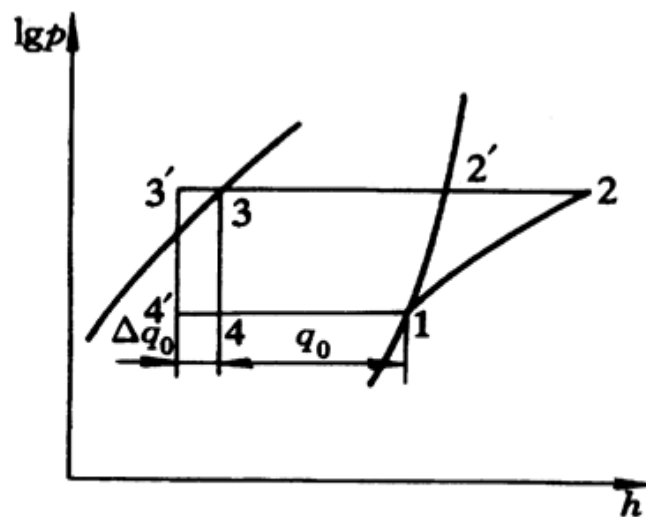
1-2-2'-3'-4'-1为过冷循环

液体过冷后：

单位制冷量增加了  $(h_4 - h_{4'})$

$(h_3 - h_{3'})$ 表示每kg

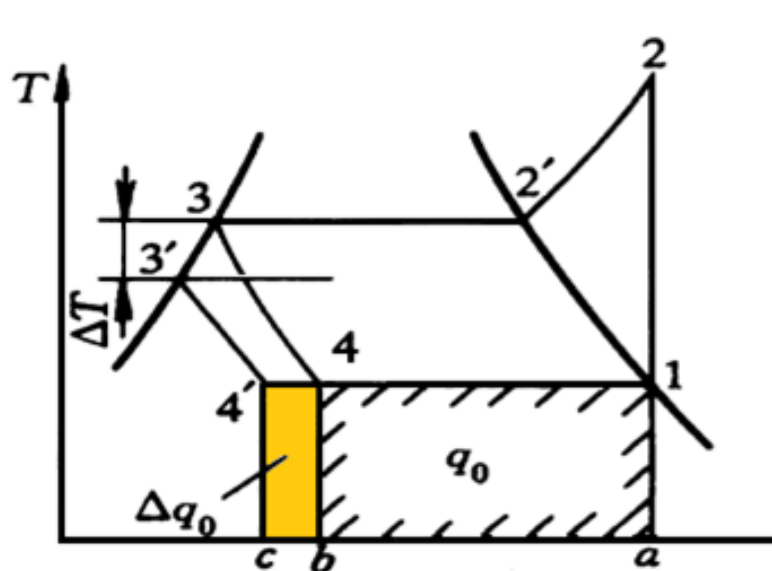
制冷剂在过冷过程中放出的热量。



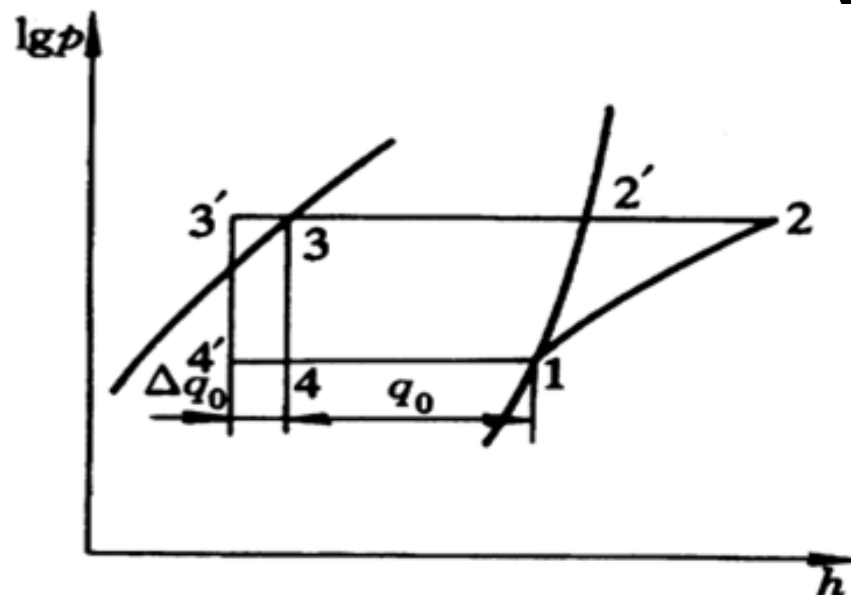
过冷循环在lg p-h图上的表示

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.1 液体过冷对循环性能的影响



过冷循环在 $T-s$ 图中的表示



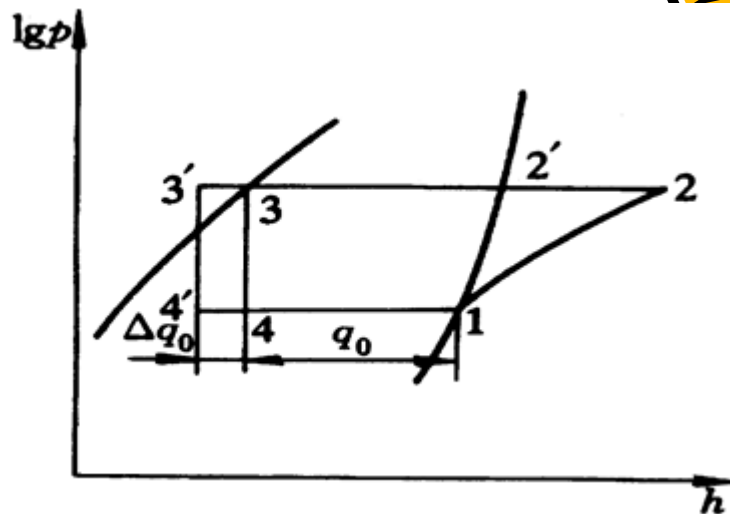
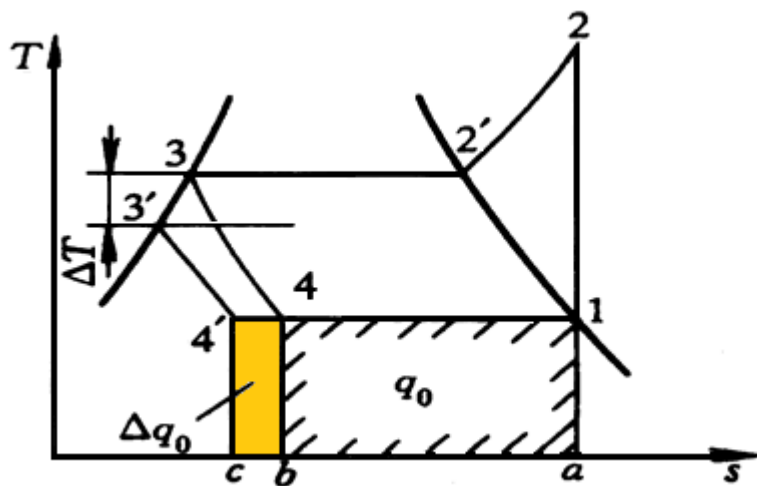
过冷循环在 $\lg p-h$ 图中的表示

在 $T-s$ 图中,  $\Delta q_0$ 以面积4'-4-b-c-4'表示,  
在 $\lg p-h$ 图中,  $\Delta q_0$ 以线段4'-4表示。

过冷循环并不影响到理论循环的比功 $W_0$

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.1 液体过冷对循环性能的影响



因两个循环的理论比功 $w_0$ 相同，单位制冷量增大，过冷循环的制冷系数要比无过冷循环的要大

$$\begin{aligned} COP' &= \frac{(h_1 - h_4) + (h_4 - h_{4'})}{h_2 - h_1} \\ &= COP_0 + \frac{c' \Delta t_l}{h_2 - h_1}, \end{aligned}$$

式中： $c'$ 为液体比热； $\Delta t_l$ 为过冷度



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 例题2-2

比较理论循环与过冷循环

假定：

①两个循环的冷凝温度 $t_k$ 均为 $40^{\circ}\text{C}$ ；

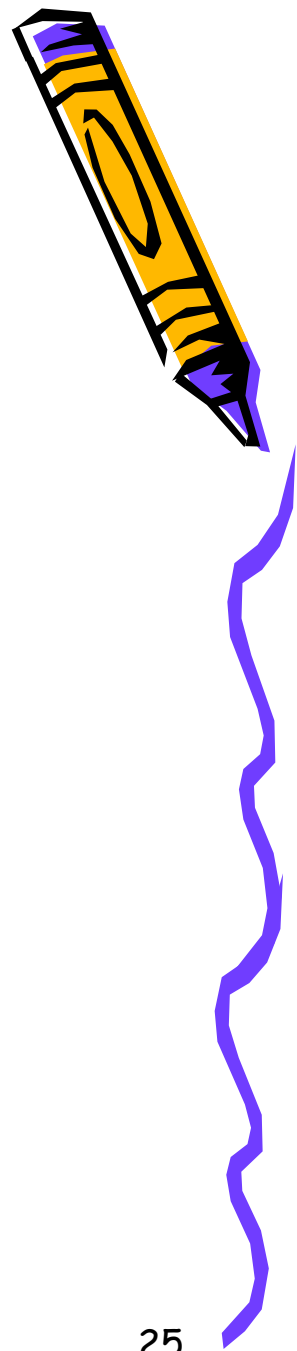
②蒸发温度 $t_0$ 均为 $5^{\circ}\text{C}$ ；

③过冷循环的过冷度 $\Delta t_{gl}$ 为 $5^{\circ}\text{C}$ ；

④两个循环的压缩机吸入状态均为

蒸发压力 $p_0$ 下的饱和蒸气；

⑤制冷剂为R22，制冷量 $\Phi_0 = 50 \text{ kW}$ 。



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷 的实际循环

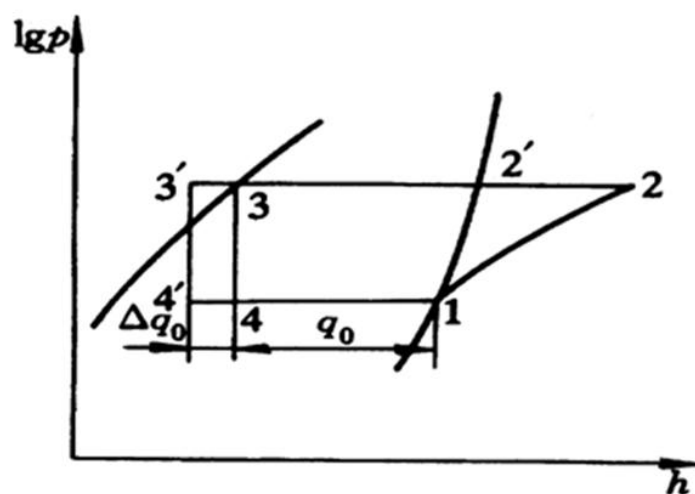


表 2-1 理论循环与过冷循环的比较

序号	项 目	计算公式		计算结果		增加 百分数
		理论	过冷	理论	过冷	
1	单位质量制冷量 $q_0$ /kJ/kg	$h_1 - h_3$	$h_1 - h_{3'}$	153.813	160.385	4.27
2	制冷剂质量流量 $q_m$ /kg/s	$\frac{\Phi_0}{h_1 - h_3}$	$\frac{\Phi_0}{h_1 - h_{3'}}$	0.325	0.3118	-4.23
3	压缩机容积流量 $q_v$ /m <sup>3</sup> /s	$\frac{\Phi_0 v_1}{h_1 - h_3}$	$\frac{\Phi_0 v_1}{h_1 - h_{3'}}$	$17.99 \times 10^{-3}$	$17.26 \times 10^{-3}$	-4.23
4	循环比功 $w$ /kJ/kg	$h_2 - h_1$	$h_2 - h_1$	23.377	23.377	0
5	性能系数 COP	$\frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}$	$\frac{h_1 - h_{3'}}{h_2 - h_1}$	4.733	4.935	4.27

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



### 本节重要知识点：

- 1) 熟练掌握用p-h图对理论循环，过冷循环进行热力计算。
- 2) 采用液体过冷对制冷量和制冷系数有何影响？

### 提高制冷量和制冷系数

- 3) 如何定量描述？有何应用？

一般制冷装置设计冷凝器换热能力，可将制冷剂冷却到饱和温度以下。是否需要单独设置过冷器？是否过冷度越大越好？



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 作业：

一台单级蒸汽压缩式制冷机工作在高温热源温度为 $30^{\circ}\text{C}$ ，低温热源温度为 $-5^{\circ}\text{C}$ ，制冷剂分别为R134a，R22时，对理论循环进行热力计算与分析（需在t-s和p-h图上画出循环图，并标出各点的比焓）。



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



### 2.2.2 蒸气过热对循环性能的影响

#### 过热度的概念：

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，两个温度之差称为过热度  $\Delta t_r$

分析过热度大小对循环性能系数的概念

1-2-3-4-1表示理论循环

1'-2'-3-4-1'为蒸气过热循环

由左图可知：

- ① 排气温度升高；
- ② 比功增大；
- ③ 在冷凝器里的排热量增加；
- ④ 压缩机吸气比容增加

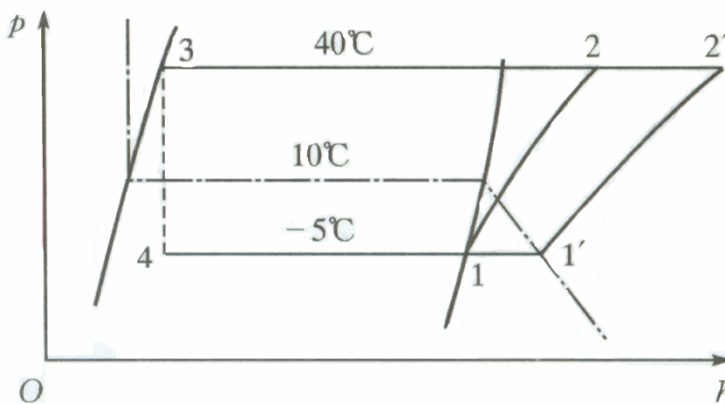


图 2-7 蒸气过热循环



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.2 蒸气过热对循环性能的影响

1) 过热没有产生有用的制冷量，称为“无效过热”

- ① 排气温度升高;
- ② 单位制冷量没有变化;
- ③ 单位容积制冷减小，压缩机输气量减小，制冷量下降;
- ④ 循环比功增加，性能系数下降

$$COP' = \frac{q_0'}{w'} = \frac{q_0}{w_0 + \Delta w_0} < COP_0$$

2) 过热本身产生有用的制冷量

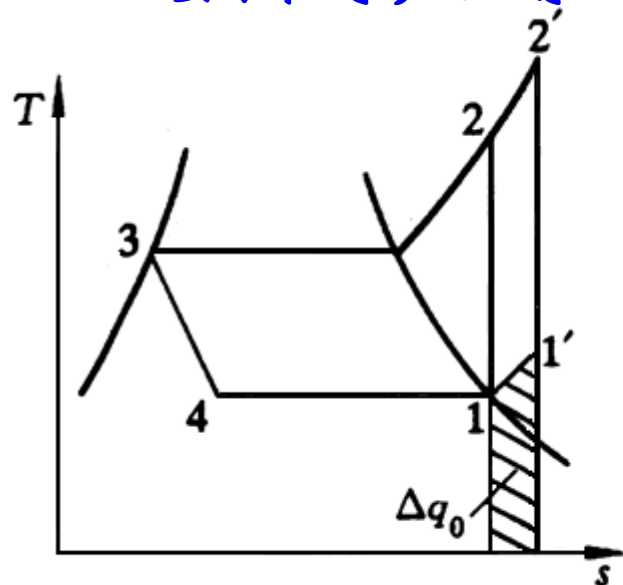
过热是在蒸发器里进行的，产生了一定的冷量，  
称之为“有效”过热



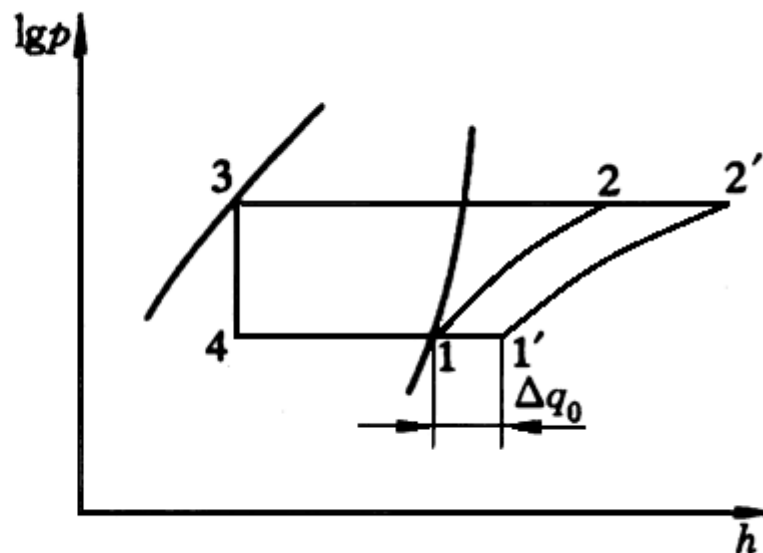
## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.2 蒸气过热对循环性能的影响

#### 2) 过热本身产生有用的制冷量



a)



b)

$$q_0 \uparrow ; \quad \Delta q_0 = h_{1'} - h_1$$

$$w_0 \uparrow ; \quad \Delta w_0 = (h_{2'} - h_{1'}) - (h_2 - h_1)$$

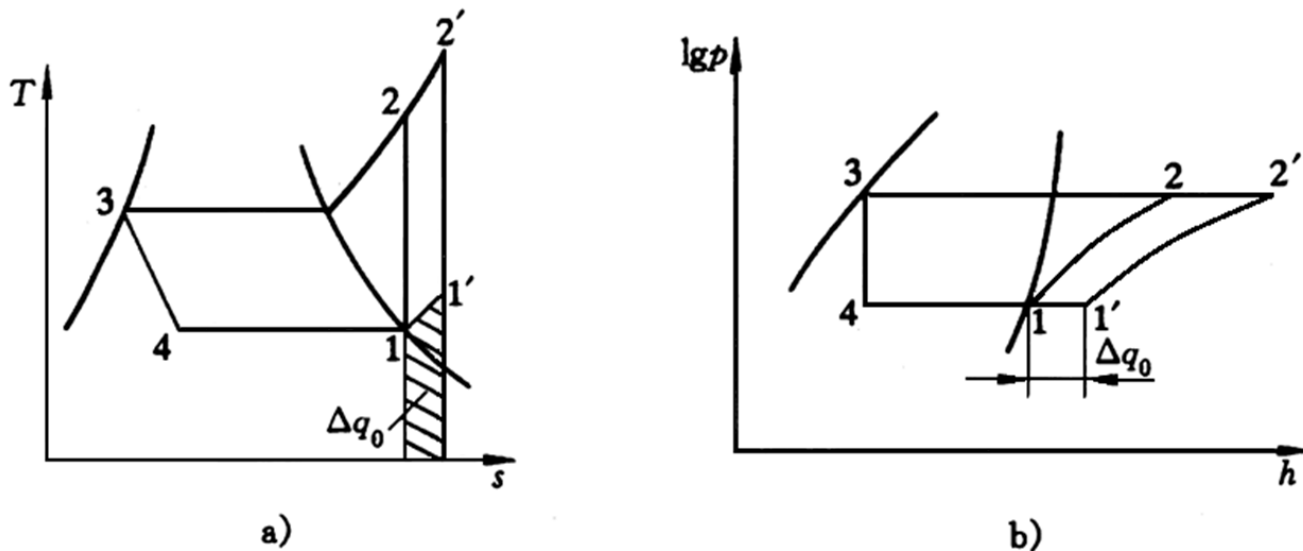
在过热区，过热度越大，等熵线向右倾斜

越大，结果  $\Delta w_0 > 0$

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.2 蒸气过热对循环性能的影响

#### 2) 过热本身产生有用的制冷量



有效过热对循环制冷性能系数的影响如何？

$$COP' = \frac{q_0'}{w'} = \frac{q_0 + \Delta q_0}{w_0 + \Delta w_0}, \quad \text{一定} \uparrow ?$$



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.2 蒸气过热对循环性能的影响

#### 2) 过热本身产生有用的制冷量

特征:

- ① 有效过热使循环的单位制冷量增加;
- ② 比容积增大, 单位容积制冷量可能增大, 也可能减小;

- ③ 同时循环的比功也增大。

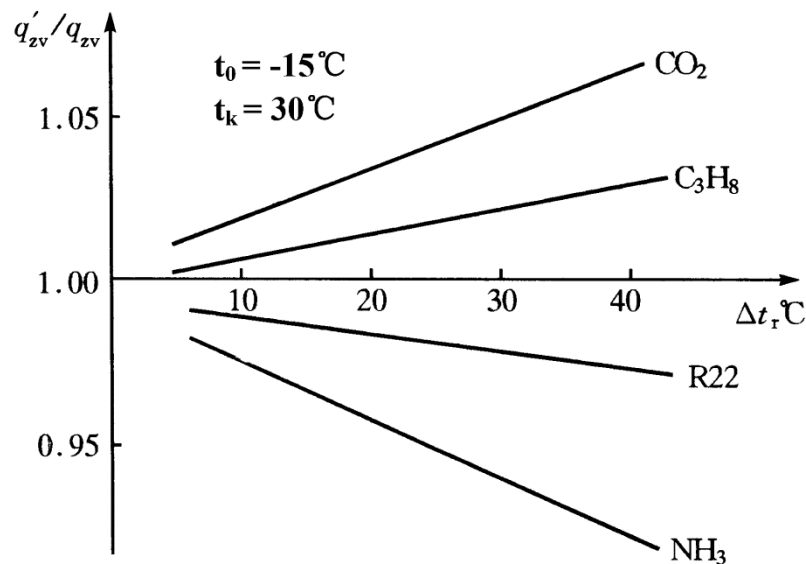


图 2-8 各种制冷剂在过热区内单位容积制冷量的变化

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.2 蒸气过热对循环性能的影响

#### 3) 有效过热度对性能系数影响特征:

- ① 有效过热度 $\uparrow$ , 单位制冷量 $\uparrow$ ;
- ② 过热度 $\uparrow$ , 比功率 $\uparrow$ ;
- ③ 性能系数可能 $\uparrow$ , 也可能 $\downarrow$ 。

同样与制冷剂本

身特性有关

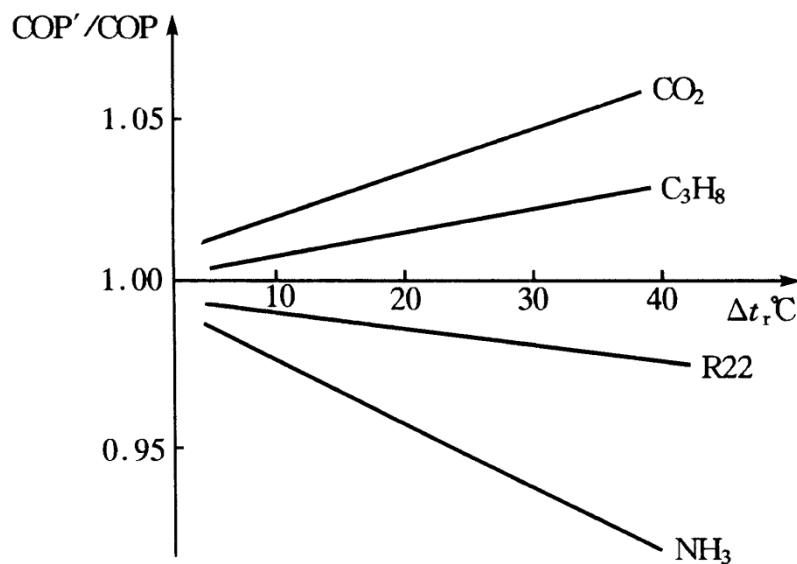


图 2-9 各种制冷剂过热时性能系数的变化

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

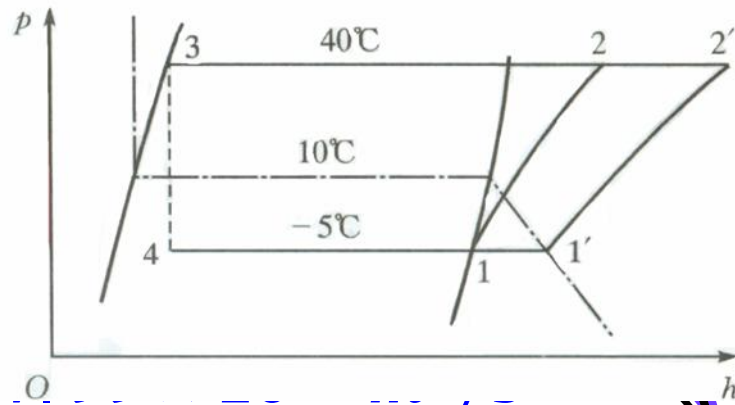
### 吸气过热的原因有哪些？

- 1) 蒸发器的蒸发面积的选择大于设计所需的蒸发面积，制冷剂在蒸发器内吸收被冷却介质的热量而过热，属**有效过热**
- 2) 制冷剂蒸气在压缩机的吸气管路中吸收外界环境的热量而过热，属**无效过热（有害过热）**
- 3) 半封闭、全封闭制冷压缩机中，低压制冷剂蒸气进入压缩以前，吸收电动机绕组和运转时所产生的热量而过热，属有害过热，但是必须的。

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的:

### 例题2-3 比较理论循环与过热循环的性

假定:  $t_k = 40^\circ\text{C}$ ,  $t_0 = -5^\circ\text{C}$ , 过热度  $\Delta t$   
R22, 理论循环的压缩机容积流量  $q_v = 1$



序号	项目	计算公式			计算结果			增加百分数	
		理论	过热		理论	过热		无效	有效
			无效	有效		无效	有效		
1	单位质量制冷量 $q_0$ /kJ/kg	$h_1 - h_3$	$h_1 - h_3$	$h_{1'} - h_3$	153.813	153.813	164.814	0	7.15
2	循环比功 $w_0$ /kJ/kg	$h_2 - h_1$	$h_{2'} - h_{1'}$	$h_{2'} - h_{1'}$	32.501	35.5	35.5	9.23	9.23
3	单位容积制冷量 $q_{ev}$ /kJ/m <sup>3</sup>	$\frac{h_1 - h_3}{v_1}$	$\frac{h_1 - h_3}{v_{1'}}$	$\frac{h_{1'} - h_3}{v_{1'}}$	2 779.42	2 563.55	2 746.9	-8.42	-1.18
4	循环制冷量 $\Phi_0$ /kW	$q_v \frac{h_1 - h_3}{v_1}$	$q_v \frac{h_1 - h_3}{v_{1'}}$	$q_v \frac{h_{1'} - h_3}{v_{1'}}$	50	46.12	49.42	-8.42	-1.18
5	单位冷凝热负荷 $q_k$ /kJ/kg	$h_2 - h_3$	$h_{2'} - h_3$	$h_{2'} - h_3$	186.314	200.314	200.314	7.51	7.51
6	性能系数 COP	$\frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}$	$\frac{h_1 - h_3}{h_{2'} - h_{1'}}$	$\frac{h_{1'} - h_3}{h_{2'} - h_{1'}}$	4.73	4.33	4.64	-9.23	-1.94

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



### 2.2.3 回热对循环性能的影响

什么是回热循环？

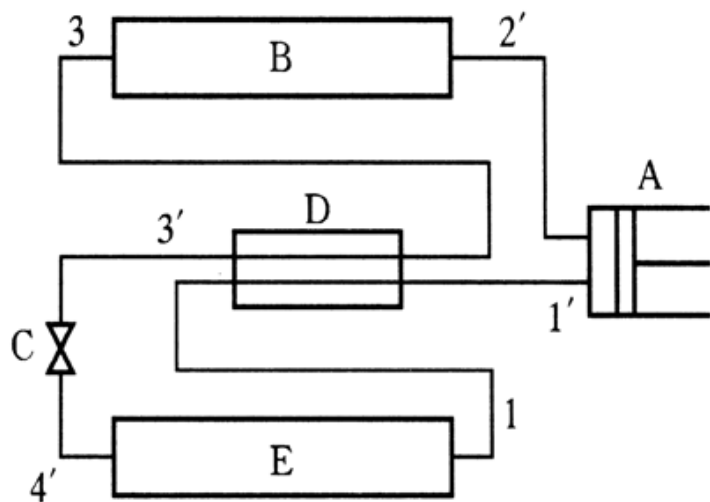


图 2-10 回热循环的系统图

A—压缩机；B—冷凝器；C—节流阀；

D—回热器；E—蒸发器

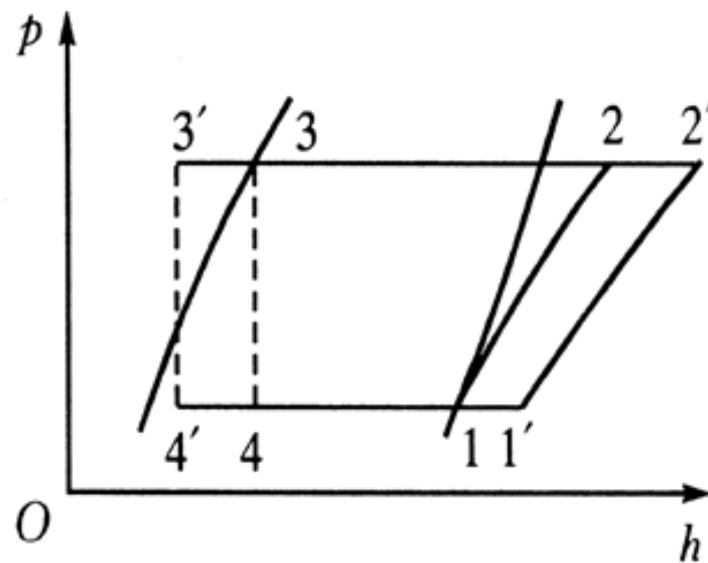
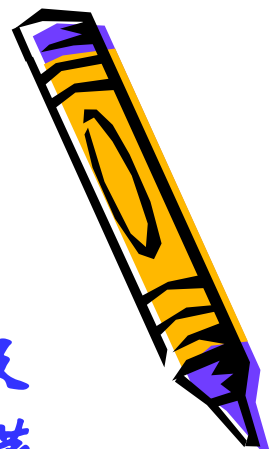


图 2-11 回热循环的  $p-h$  图



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



### 2.2.3 回热对循环性能的影响

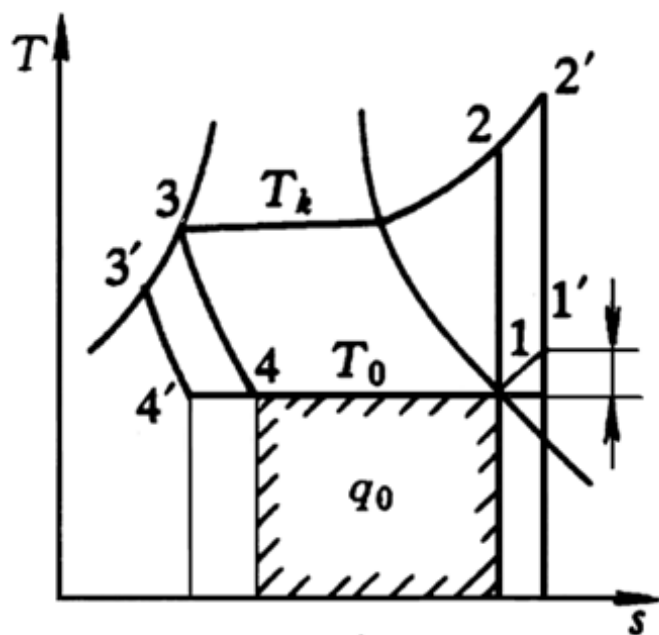
**回热循环：**使节流前的制冷剂液体与压缩机吸入前的制冷剂蒸气进行热交换，使液体过冷、蒸气过热，称之为回热循环。

**目的：**实现液体过冷，增加单位制冷量，同时可以减少蒸气与环境之间的热交换，减少有害过热，保证压缩机吸入具有一定过热度的蒸汽。

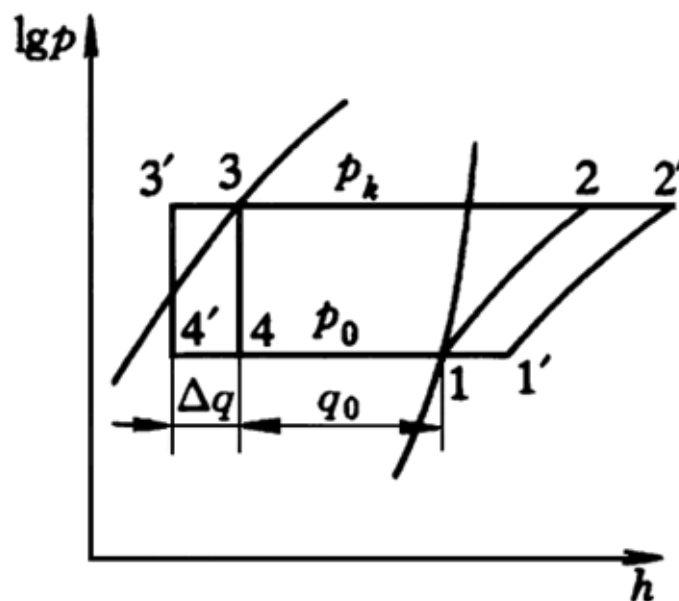


## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.3 回热对循环性能的影响



a)



b)

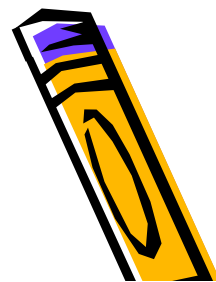
若不计热交换损失,  $h_3 - h_{3'} = h_{1'} - h_1$

$$c'(t_k - t_{3'}) = c_{p0}(t_{1'} - t_0)$$

提问:  $(t_k - t_{3'}) = ? (t_{1'} - t_0)$

因为:  $c' > c_{p0}$ ,  $\therefore (t_k - t_{3'}) < (t_{1'} - t_0)$

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



### 2.2.3 回热对循环性能的影响

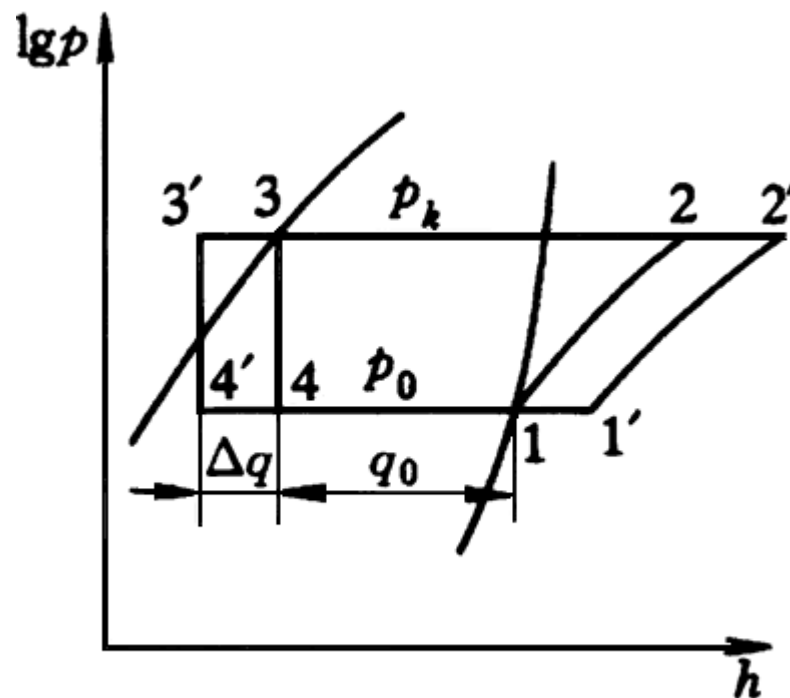
回热循环的性能指标：

单位制冷量 (kJ/kg)：

$$q_0 = h_1 - h_{4'} = h_{1'} - h_4$$

与理论循环相比，单位制冷量增大了：

$$\begin{aligned}\Delta q_0 &= h_4 - h_{4'} = h_{1'} - h_1 \\ &= c_{p0} \Delta t_r = c' \Delta t_l\end{aligned}$$



$c_{p0}$  为过热气体的比热； $\Delta t_r$  为过热度；

$c'$  为过冷液体的比热； $\Delta t_l$  过冷度。

$$\text{单位功 } w' = h_{2'} - h_{1'}$$

$$\Delta w_0 = (h_{2'} - h_{1'}) - (h_2 - h_1)$$





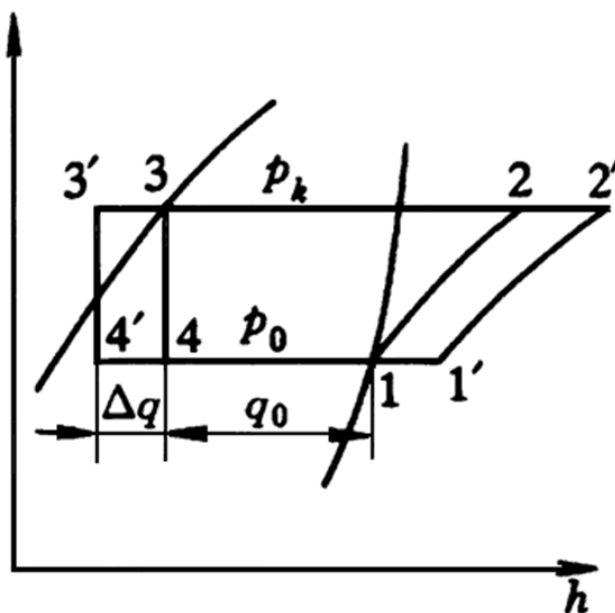
## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际

### 2.2.3 回热对循环性能的影响

注意：

① 采用回热循环后的性能系数可以变化规律与有效过热对性能系数的影响-

② 对于在T-S图上饱和蒸汽线向左7防止制冷剂被压缩后会进入湿蒸汽区，用回热循环



b)

在气液交换器中有：

$$c_{p0}(t_{1'} - t_1) = c'(t_3 - t_{3'}) \text{ 式中:}$$

$c_{p0}$  过热蒸汽比定压热容  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$c'$  液体比容容  $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

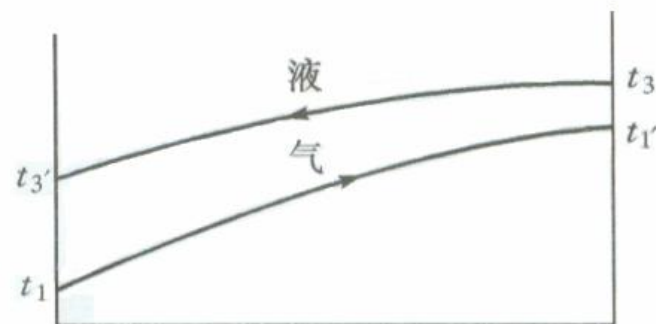


图 2-12 回热器中气、液温度变化情况

$$(t_{1'} - t_1) > (t_3 - t_{3'}) ?$$

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

例题2-4 制冷剂分别为丙烷 (R290)和氨 (R717), 如下图所示的回热循环.

书上错, 应该是 $-5^{\circ}\text{C}$

假定:  $t_0 = -5^{\circ}\text{C}$ ,  $t_k = 40^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{1'} = 10$

冷凝器出口和蒸发器出口为饱和液体和饱和气体,

求:  $t_{3'}$ 、COP、并与理论循环加以比较

表 2-3 丙烷和氨的热力参数

点号	比焓 /kJ/kg)		比体积 /m <sup>3</sup> /kg	
	丙烷	氨	丙烷	氨
1	892.77	1452.541	0.1125	0.3446
1'	925.0	1488.619	0.12	0.3691
2	950.0	1668.739		
2'	988.0	1722.539		
3	630.0	390.247		

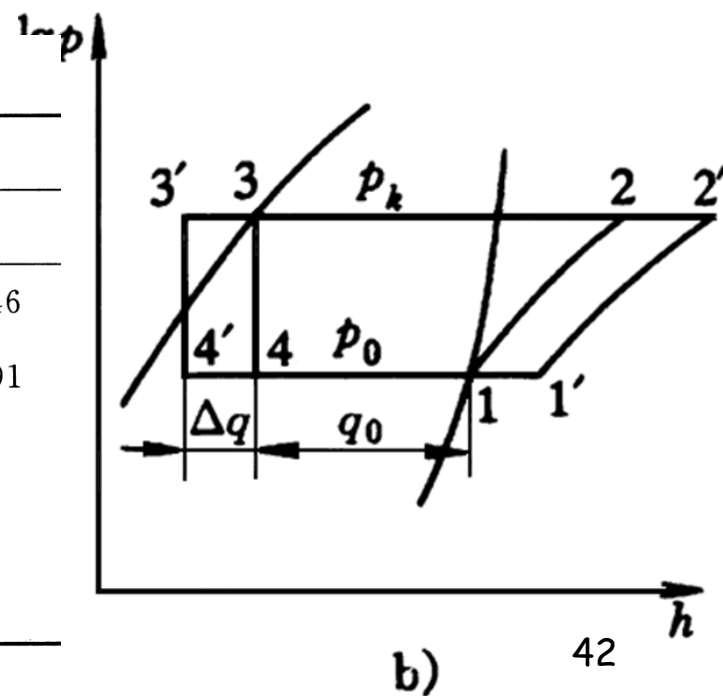
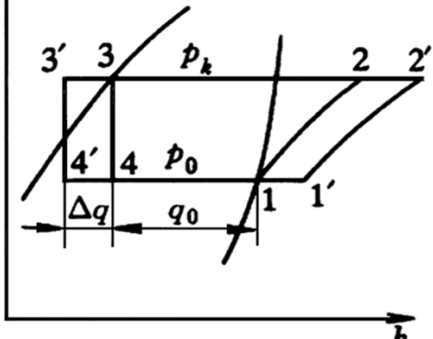


表 2-4 理论循环与过热循环的比较

		计算公式		计算结果			
		理论循环	回热循环	理论循环		回热循环	
				氨	丙烷	氨	丙烷
1	液体制冷剂出回热器比焓 $h_{3'}$ /kJ/kg		$h_3 - (h_{1'} - h_1)$			354.169	598.34
2	液体制冷剂出回热器温度 $t_{3'}$ /°C		查图			32.4	29.0
3	蒸气温度升高数值 /°C		$t_{1'} - t_1$			15.0	15.0
4	液体温度降低数值 /°C		$t_3 - t_{3'}$			7.6	11.0
5	单位制冷量 $q_0$ /kJ/kg	$h_1 - h_3$	$h_{1'} - h_3$	1062.294	262.2	1098.372	294.43
6	循环比功 $w$ /kJ/kg	$h_2 - h_1$	$h_{2'} - h_{1'}$	216.198	57.23	233.92	63.0
7	性能系数 COP	$\frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}$	$\frac{h_{1'} - h_3}{h_{2'} - h_{1'}}$	4.914	4.58	4.696	4.67
8	单位容积制冷量 $q_{zv}$ /kJ/m <sup>3</sup>	$\frac{h_1 - h_3}{v_1}$	$\frac{h_{1'} - h_3}{v_{1'}}$	3082.6	2330.67	2975.8	2453.58
9	单位冷凝热负荷 $q_k$ /kJ/kg	$h_2 - h_3$	$h_{2'} - h_3$	1278.492	319.43	1332.292	357.43

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



从上述例题计算结果来看：

- ①丙烷采用回热循环的单位制冷量、比功、性能系数、单位容积制冷量均比理论循环增加；
- ②氨采用回热循环后，虽然单位制冷量比理论循环增加，但比功的增加幅度更大，因而性能系数下降，同时单位容积制冷量也降低。

在低温装置中，往往装有气-液热交换器，设法提高吸气温度和希望液体有一定的过冷度。

- ①因为吸气温度过低将导致气缸外壁结霜、润滑条件恶化；
- ②避免高压液体在进入膨胀阀或毛细管前因管路阻力等因素使部分液体汽化，影响节流元件的工作特性。



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 1) 压缩机

- ① 实际压缩过程是什么过程？（多变指数过程）；
- ② 余隙容积、吸排气阀阻力、活塞与气缸壁间的泄漏、在气缸内及通道内的热交换等存在；

**分析：**导致压缩机的输气量减少，制冷量下降，消耗功率增大，性能系数下降。

各种损失引起的压缩机输气量的减少用容积效率 $\eta_v$ 表示

$$\eta_v = q_{vs} / q_{vh}$$

$q_{vs}$ ：压缩机的实际输气量， $m^3/s$ ；

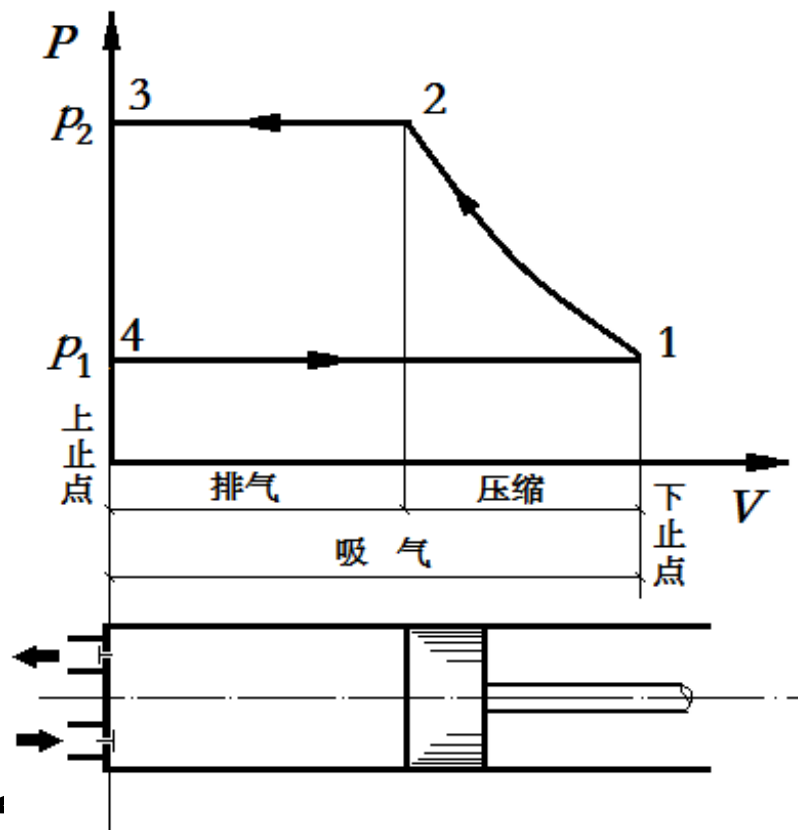
$q_{vh}$ ：压缩机的理论输气量， $m^3/s$ 。



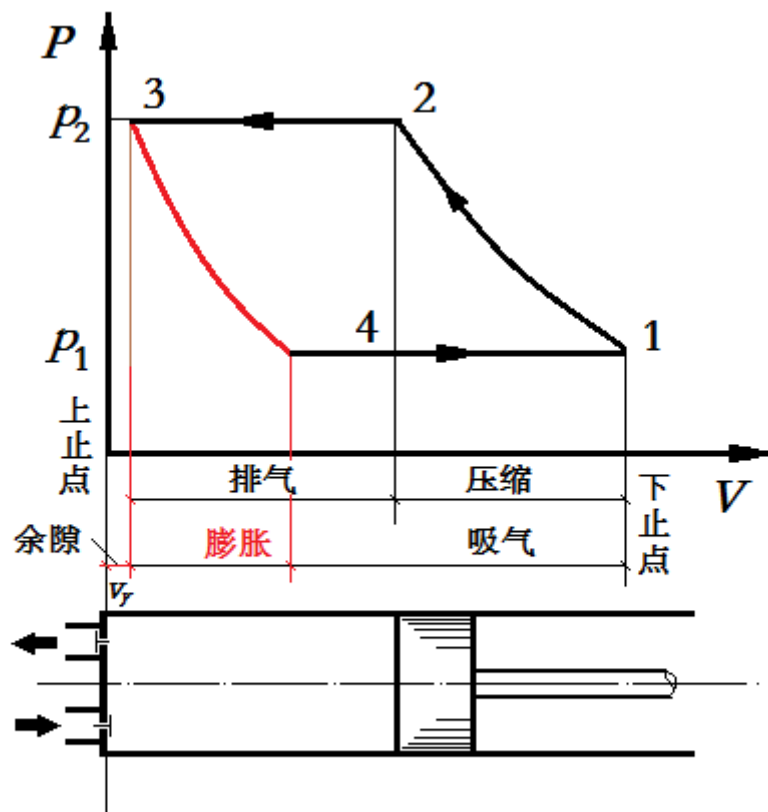
## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 2) 活塞式压缩机压缩过程分析



无余隙压缩情况



有余隙压缩情况

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 2) 活塞式压缩机压缩过程分析

理论输气量  $q_{v_h}$ :

$$q_{v_h} = \frac{\pi}{4} D^2 S n Z \quad m^3/s$$

D: 气缸直径, m; S: 活塞行程, m; n: 曲轴转速, r/s

Z: 气缸数。

压缩机的实际输气量由下式计算得到:

$$q_{v_s} = q_{v_h} \eta_v \quad (\text{理论输气量} \times \text{容积效率})$$

在给定条件下, 循环的实际制冷量:

$$\Phi_0 = q_{v_s} q_{zv} = q_{v_h} \eta_v q_{zv}$$

(实际输气量  $\times$  实际单位容积制冷量)

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 3) 活塞式压缩机工作过程与特点

压缩机容积效率:

$$\eta_v = \lambda_y \lambda_p \lambda_T \lambda_l$$

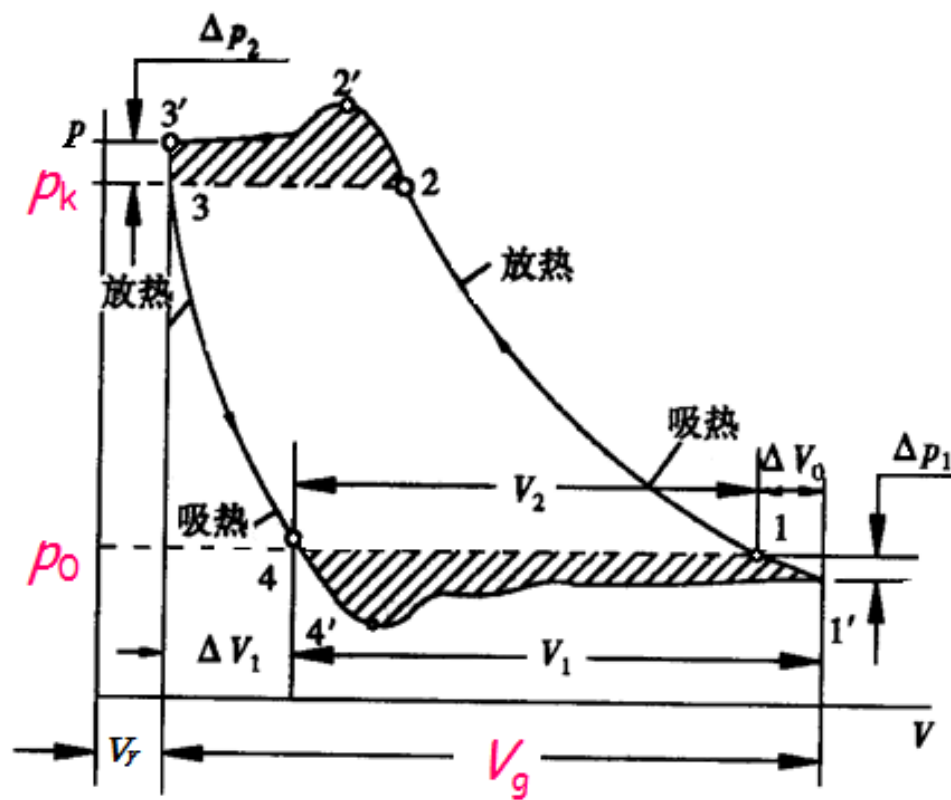
式中:

$\lambda_y$ : 余隙容积系数

$\lambda_p$ : 压力系数

$\lambda_T$ : 温度系数

$\lambda_l$ : 漏气系数



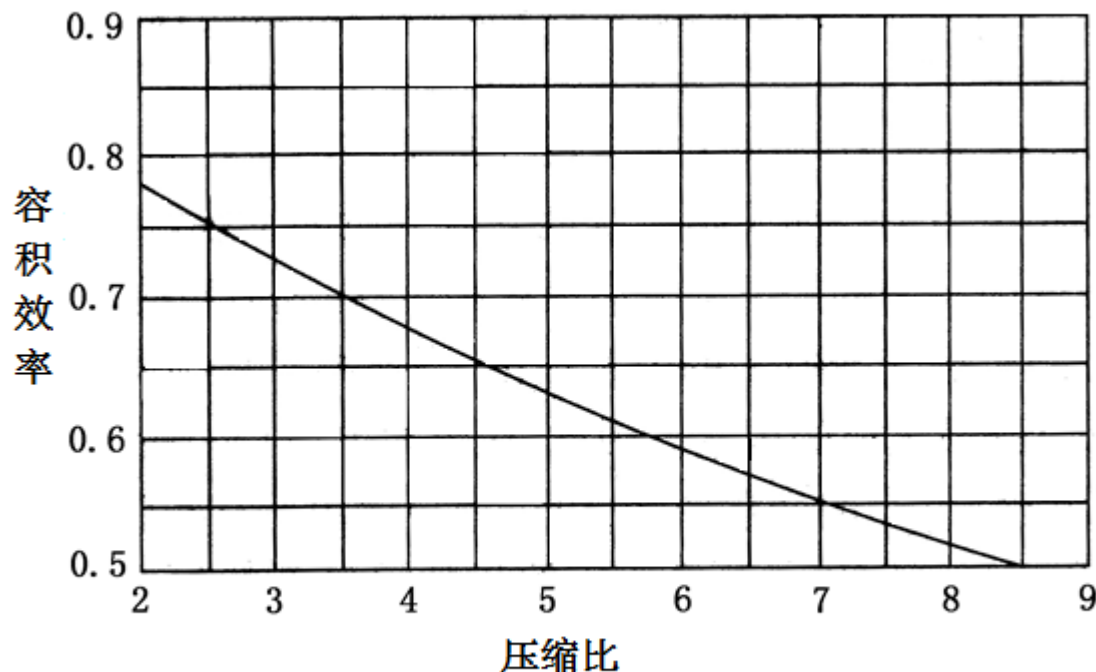
实际工作过程的p-V图



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际论循环

### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 3) 活塞式压缩机工作过程与特点



某压缩机容积效率与压比的关系

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 4) 活塞式压缩机实际压缩过程分析

实际的压缩过程，因偏离等熵过程以及流动阻力损失等因素，压缩气体所消耗的功为指示功，理论比功与实际压缩过程的指示比功之比称为指示效率 $\eta_i$

$$\eta_i = \frac{w_0}{w_i} \quad w_i: \text{实际压缩过程指示比功}$$

为了克服机械摩擦等，压缩机的实际消耗的比功 $w_s$ 又较指示比功 $w_i$ 大，两者的比值称为压缩机的机械效率 $\eta_m$

$$\eta_m = \frac{w_i}{w_s} \quad \text{所以:}$$

$$w_s = \frac{w_i}{\eta_m} = \frac{w_0}{\eta_i \eta_m} = \frac{w_0}{\eta_k} \quad \eta_k: \text{压缩机轴效率}$$

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 4) 活塞式压缩机压缩过程分析

对于开启式压缩机，实际循环的性能系数：

$$\text{COP} = \frac{q_0}{w_s} = \frac{q_0}{w_0/\eta_k} = \text{COP}_0 \times \eta_k ,$$

$\eta_k$ ：压缩机轴效率

对于封闭式压缩机，压缩机所消耗的比功用电动机的输入比功 $w_{eL}$ 表示，其COP又称为能效比，用EER表示：

$$\text{EER} = \frac{q_0}{w_{eL}} = \frac{q_0}{w_0/\eta_{eL}} = \text{COP}_0 \eta_{eL} \quad \eta_{eL} \text{为电效率,}$$

$$\eta_{eL} = \eta_i \eta_m \eta_{m0}$$

$\eta_{m0}$ ：为电动机效率

## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 5) 吸入管道

- ① 吸入管道的热交换是无效的；
- ② 吸入管道中的压力降始终是有害的；

导致：吸气比容 $\uparrow$ 、压缩机压比 $\uparrow$ 、单位容积制冷量 $\downarrow$ 、  
压缩机容积效率 $\downarrow$ 、比压缩功增大 $\uparrow$ 、性能系数 $\downarrow$ 。

- ③ 吸气竖直管道中流速不应低于6m/s，考虑系统回油；
- ④ 吸气管道上装节流阀，目的是调节压缩机制冷量，是一种简单但不经济的调节方法



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 6) 排气管道

- ① 排气管道的热交换仅仅是减少了冷凝器中的热负荷；
- ② 排气管道中的压力降是有害的，它增大了压缩机的排气压力；

**导致：**压缩机压比 $\uparrow$ 、比压缩功增大 $\uparrow$ 、压缩机容积效率 $\downarrow$ 、性能系数 $\downarrow$ 。

- ③ 排气竖管道中流速必须加以控制。



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 7) 冷凝器到膨胀阀之间的液体管道

① 这段管道的热交换，使液体制冷剂过冷，单位制冷量增大，但冷却水温度很低，使冷凝温度低于环境空气温度，这种情况除外；

② 这段管道压力降低会引起部分饱和液体的气化，不仅导致制冷量下降，还会使系统节流控制不稳定；

**分析：**压降的主要原因除了液体与管壁之间的摩擦外，还在于液体流动的高度变化。冷凝器出来的制冷剂液体总是带有一定的过冷度的，在压力降到与这个过冷温度相对应的饱和压力之前，液体是不会气化的。

由包括重力在内的稳定流动能量方程可知：

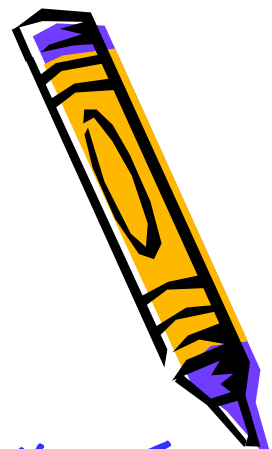
$$g(Z_2 - Z_1) = v(p_1 - p_2); \quad \text{移相得: } p_1 - p_2 = g(Z_2 - Z_1)/v$$

$p_1$ 为管道底部的液体压力； $p_2$ 为液体温度相对应的饱和压力；

$v$ 为液体的比体积； $g$ 为重力加速度； $(Z_2 - Z_1)$ 液体垂直高度。54



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环



### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 8) 膨胀阀到蒸发器之间的管道

- ① 这段管道的热交换，如果在被冷却空间为有效的，反之，必须加以保温；
- ② 这段管道压力降低无关紧要，对给定的蒸发温度而言制冷剂进入蒸发器之前压力必须降到蒸发压力；

分析：① 压力的降低无论是发生在节流阀中，还是发生在管路中没有啥区别。

- ② 如果系统采用液体分配器，每一路的阻力应相等，否则将会出现分液不均匀的现象，影响制冷效果。



## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 9) 蒸发器

- ① 蒸发器的热交换越强烈越好，要设法提高其换热能力；
- ② 蒸发器的压力降对系统循环性能有影响；

**分析：**① 蒸发器出口状态不改变，为了克服蒸发器流动阻力，必须提高制冷剂进入蒸发器时的压力，也就是提高了蒸发器进口处的温度，从而提高了蒸发过程的平均蒸发温度，蒸发器传热温差减小，要求传热面积增大；

- ② 如果不改变蒸发过程的传热温差，出蒸发器制冷剂压力下降，压比增大、吸气比容增大、循环制冷量减少、性能系数下降。





## 2.2 单级蒸汽压缩式制冷的实际循环

### 2.2.4 热交换及压力损失对循环性能的影响

#### 10) 冷凝器

- ① 冷凝器的热交换越强烈越好，要设法提高其换热能力；
- ② 假定出冷凝器的压力不变，为了克服冷凝器中制冷剂流动阻力，必须提高进入冷凝器时的制冷剂压力；

**分析：**导致排气压力增高、压比增大、压缩机耗功增加、性能系数下降。

