第10章 蒸汽动力循环





- 10-2 再热循环
 - ▼10-3 回热循环
 - 10-4 热电合共循环
- 10-5 蒸汽-燃气联合循环



蒸汽动力循环

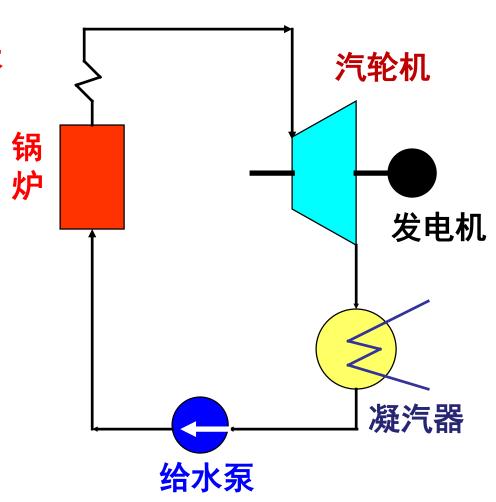
工质: 水蒸气 实际气体

应用:

火电、

核电、

太阳能热发电





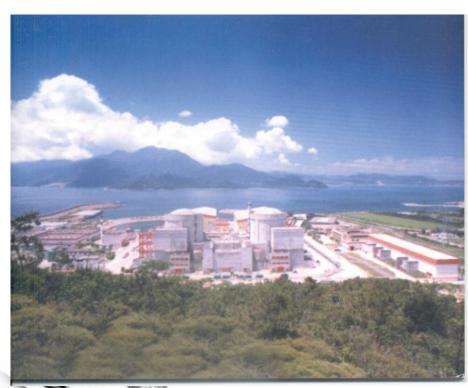
火电站

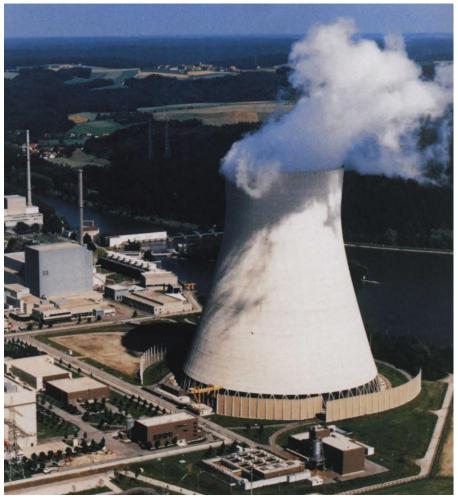


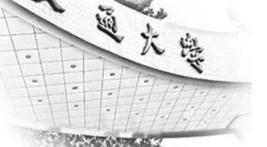


核电站









太阳能光热电站





美国加州Bastow Solar-1, 10MW





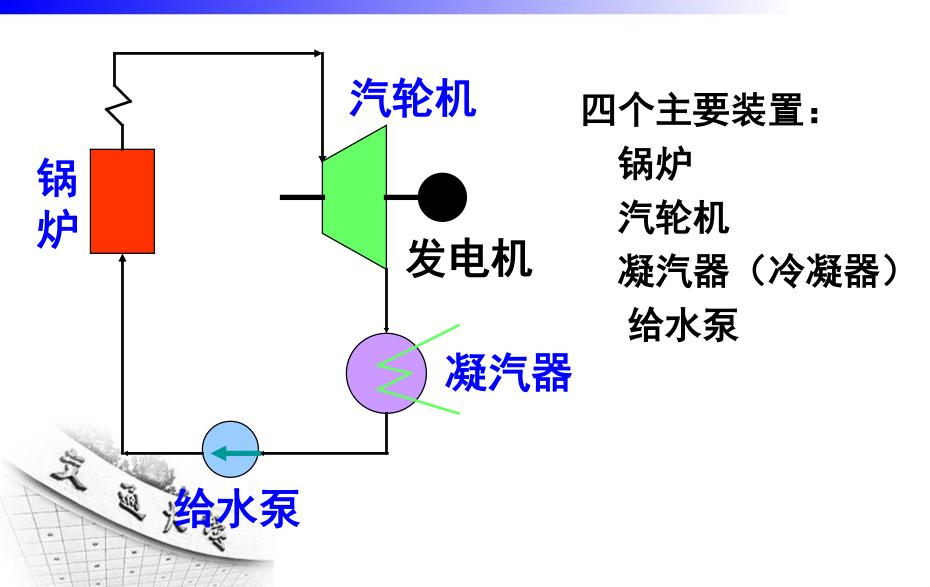
美国南加州SEGS,13-80MW,加热有机油到 390℃



西班牙Plataform Solar de Almeria 的蝶式 Stirling机系统

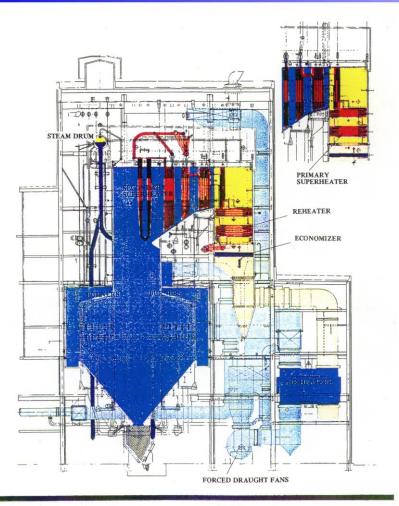
蒸汽动力循环的示意图



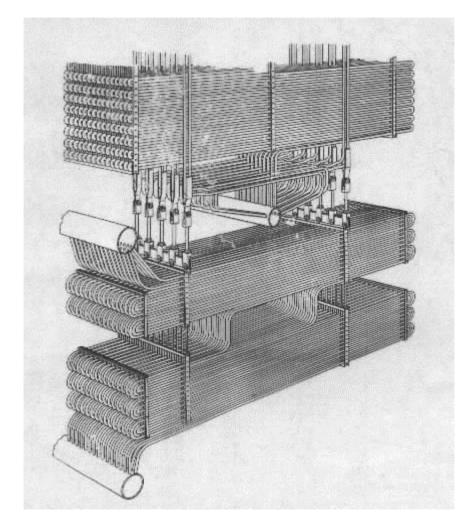


锅炉(Boiler)设备图





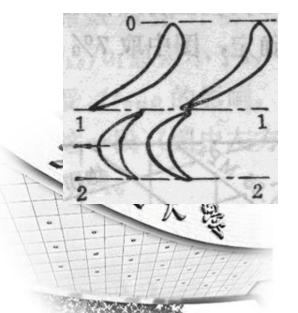
Max. continuous rating Superheater outlet pressure Final steam temperature Reheat steam temperature Feed water temperature 680 t/h (1,449,400 lb/hr)
176 kg/sq.cm (2,503 lb/sq.in)
541°C (1,005°F)
541°C (1,005°F)
272.1°C (523°F)
P.F. (anthracite coal)

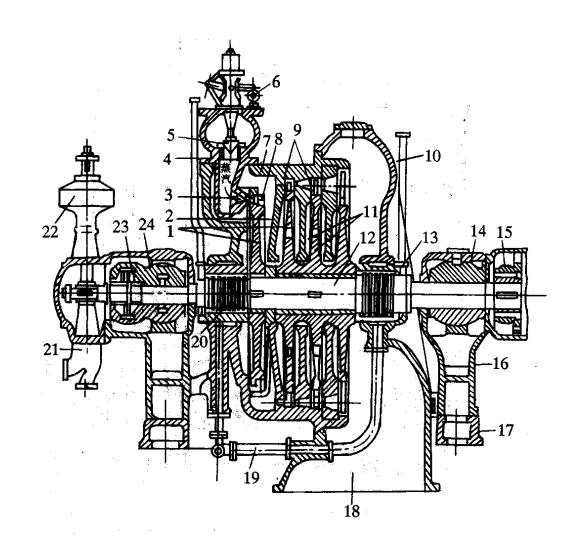


汽轮机(透平Turbine)机组刨面图 《大学



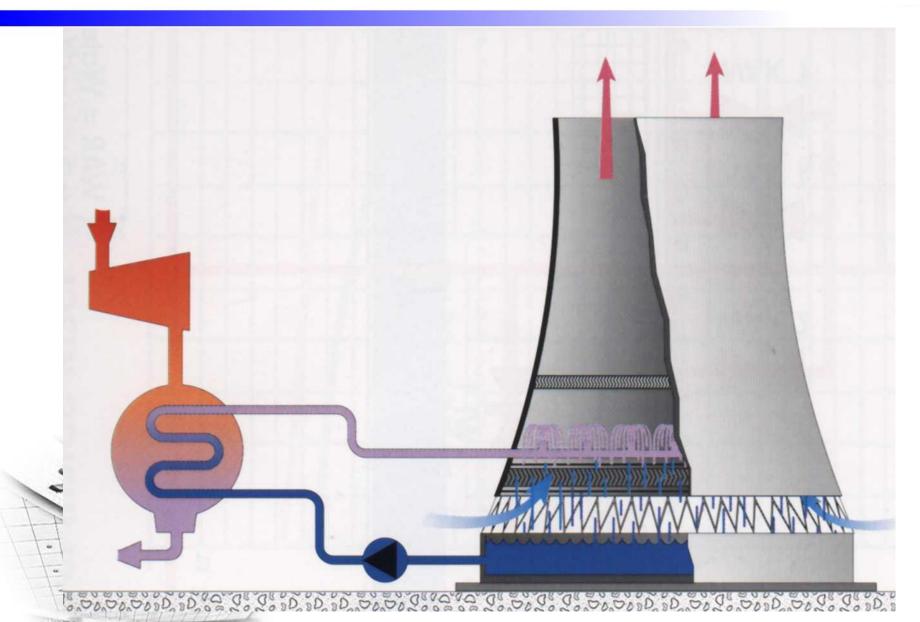






凝汽器(Condenser)和冷却塔系统图

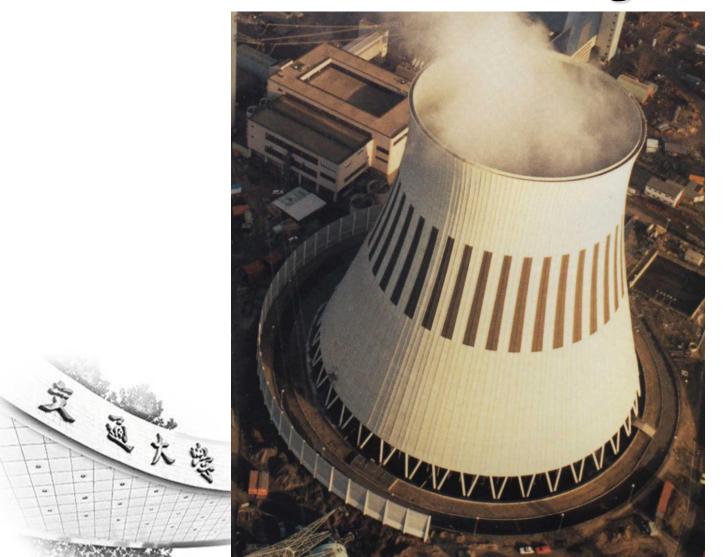




冷却塔实体图



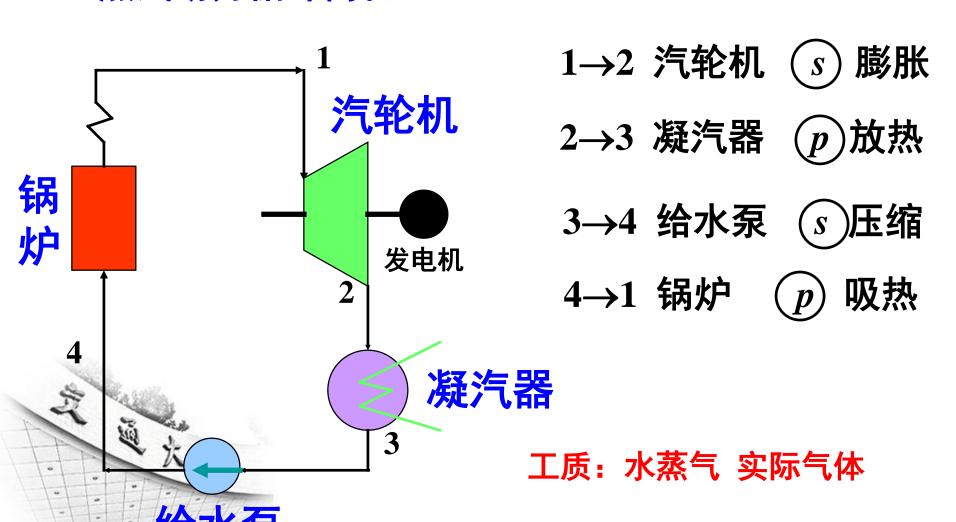
Natural-drift Cooling Tower



10-1、简单蒸汽动力循环——朗肯循环 道大學

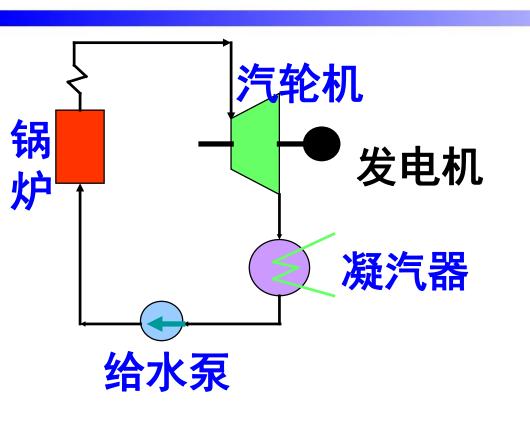


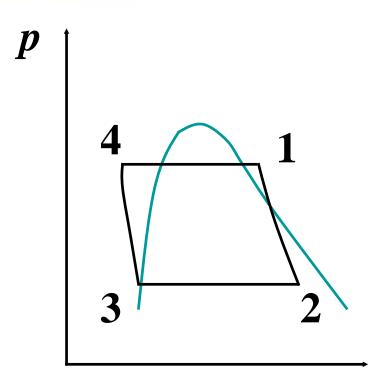
、蒸汽动力循环简化



朗肯循环p-v图







- $1\rightarrow 2$ 汽轮机 (s) 膨胀
- 3→4 给水泵 (s)压缩
- $2\rightarrow 3$ 凝汽器 (p) 放热
- $4\rightarrow 1$ 锅炉 (p) 吸热

朗肯循环T-s和h-s图

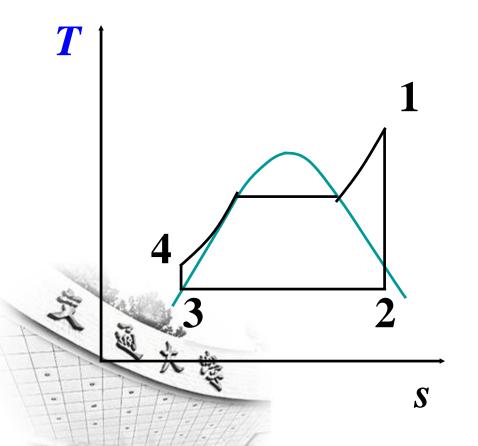


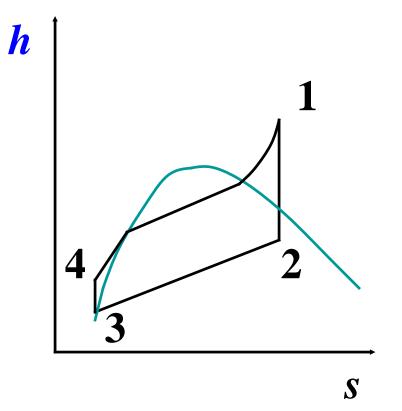
1→2 汽轮机 (s) 膨胀

3→4 给水泵 (s)压缩

2→3 凝汽器 (p) 放热

 $4\rightarrow 1$ 锅炉 (p) 吸热





二、朗肯循环功和热的计算



汽轮机作功:

$$w_T = h_1 - h_2$$

凝汽器中的定压放热量:

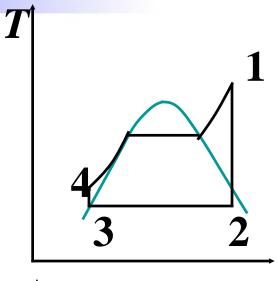
$$q_2 = h_2 - h_3$$

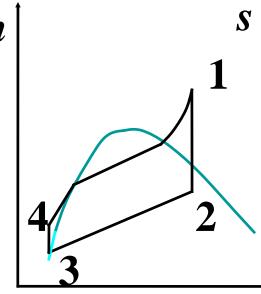
水泵定熵压缩耗功:

$$W_P = h_4 - h_3 \approx v_3 (p_4 - p_3)$$

锅炉中的定压吸热量:

$$q_1 = h_1 - h_4$$



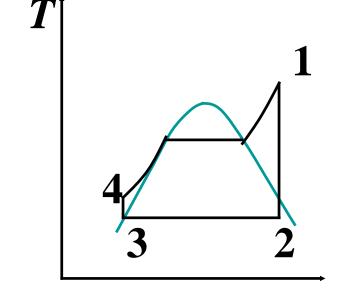


朗肯循环热效率的计算



$$\eta_{t} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{1}} = \frac{q_{1} - q_{2}}{q_{1}} = \frac{w_{T} - w_{P}}{q_{1}} = \frac{(h_{1} - h_{2}) - (h_{4} - h_{3})}{h_{1} - h_{4}}$$

一般很小,占汽轮 机做功的2%,忽略 泵功,取 $h_3=h_4$

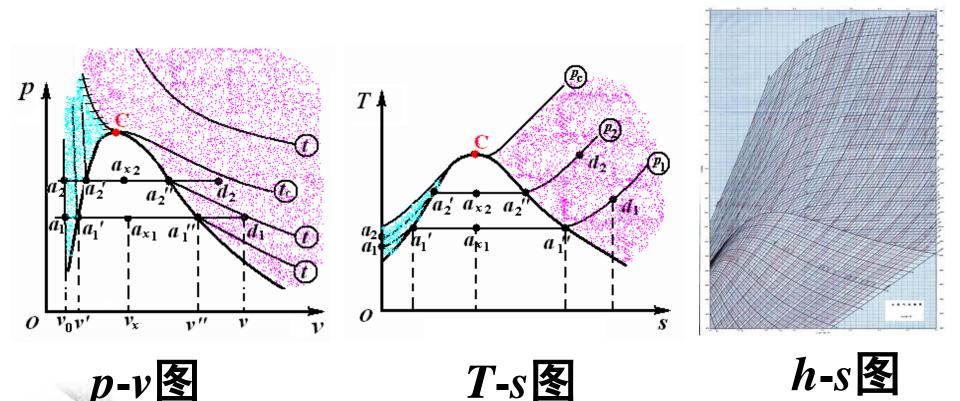




$$\eta_t \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$$

水和水蒸气性质





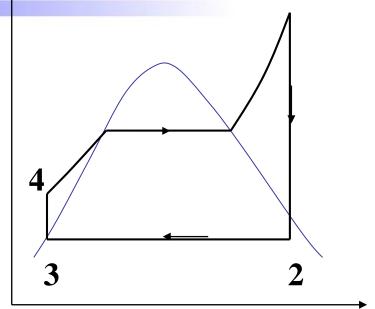
1点2线3区5态

汽轮机出口2点参数的确定



$$S_2 = S_1$$
 背压, p_2 给定

$$x_2 = \frac{s_2 - s_{2'}}{s_{2''} - s_{2'}}$$



$$h_2 = h_2 + (h_2 - h_2)x_2$$



耗汽率(Steam Rate)的概念



耗汽率: 蒸汽动力装置每输出单位功量所消耗的

蒸汽量kg,用d来表示

理想可逆条件下的耗汽率:

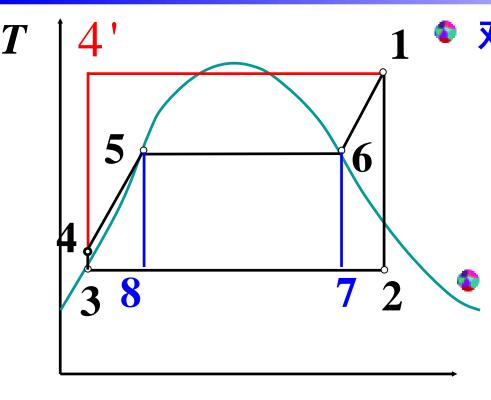
$$d_0 = \frac{D}{P_0} = \frac{1}{h_1 - h_2} \text{ [kg/J]}$$



D: 蒸汽消耗量,kg/s

朗肯循环与卡诺循环比较





对比同温限1234°

 q_2 相同;

 q_{1 卡诺> q_{1 朗肯

 η_{+ 诺 $}>\eta_{ 朗肯}$;

等温吸热4'1难实现

对比5678

7点x太小,不利于汽轮机强度;

8-5两相区难压缩;

w_{net卡诺}小

温度上限受临界温度限制

 $\eta_{+诺} < \eta_{ 朗肯}$;

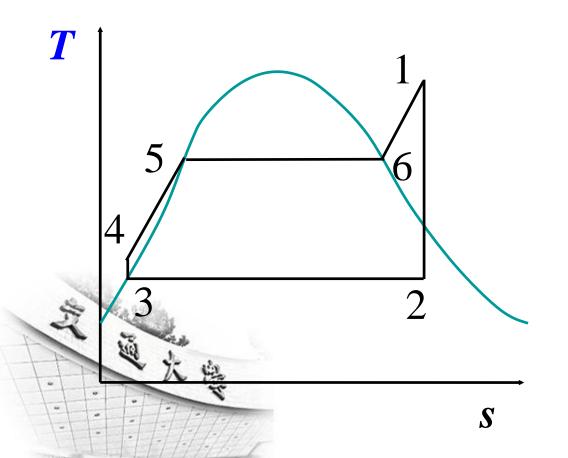




如何提高朗肯循环的热效率?



影响热效率的参数?



$$\eta_t \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$$

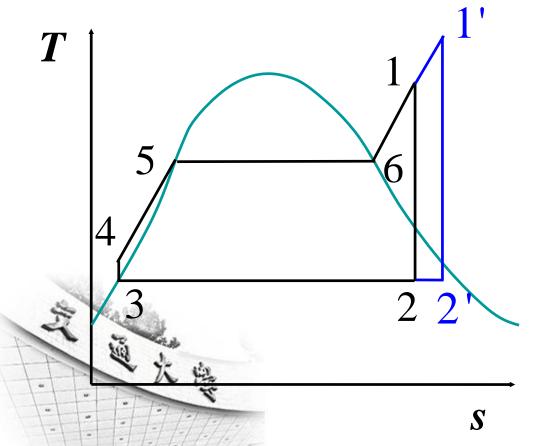
 p_1 t_1 p_2

三、蒸汽参数对热效率的影响



1、初温 t_1 对热效率 η_t 的影响

$$p_1, p_2$$
不变, t_1



$$\eta_{\rm t} = 1 - \frac{T_2}{\overline{T}_1}$$

优点:

- $ullet \overline{T}_1 \hat{\mathbf{J}} \qquad \eta_{\mathsf{t}} \hat{\mathbf{J}}$
- *x*₂ , 有利于汽轮机 安全。

缺点:

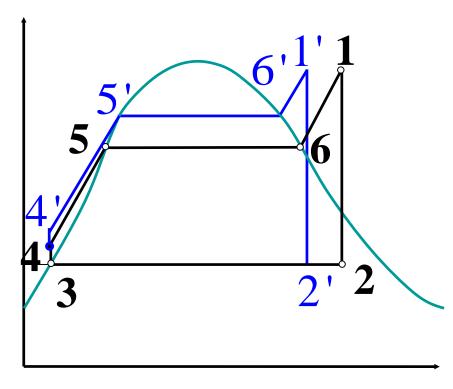
•对耐热要求高,目前

初温一般小于650℃

2、初压 p_1 对热效率 η_t 的影响



$$t_1, p_2$$
不变, p_1



优点:

$$\overline{T_1}$$
 \uparrow η_t

缺点:

- 对强度要求高
- $x_{2'}$ 不利于汽轮机 安全。一般要求出口干度大于0.88。

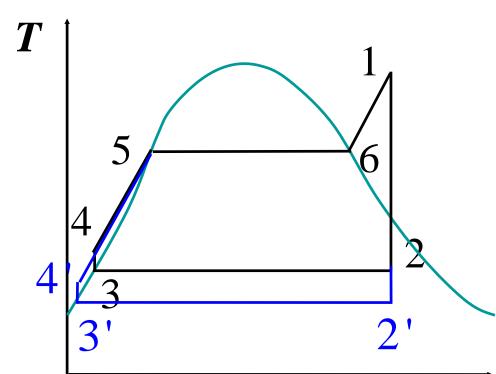
3、背压 p_2 对热效率 η_t 的影响











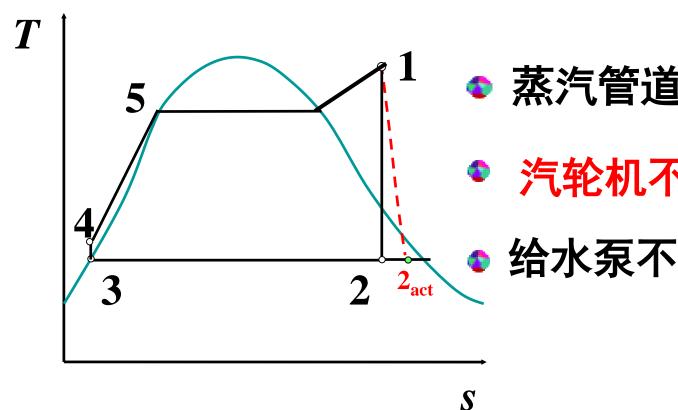
缺点:

•受环境温度限制,现在大型机组 p_2 为0.0035~0.005MPa,相应的饱和温度约为27~33 $^{\circ}$ 、已接近事实上可能达到的最低限度。冬天热效率高

四、有摩阻的实际工作循环



非理想因素:



• 蒸汽管道摩擦、散热

汽轮机不可逆

● 给水泵不可逆

1. 汽轮机的相对内效率

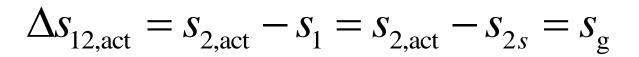


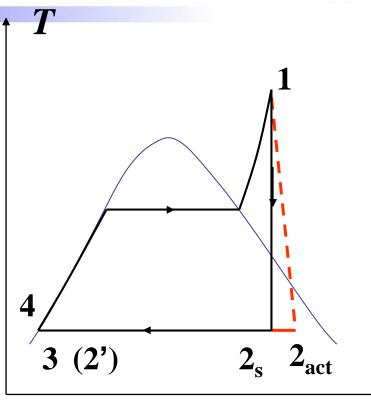
$$\eta_{\rm T} = \frac{w_{\rm T,act}}{w_{\rm T}} = \frac{h_{\rm l} - h_{\rm 2,act}}{h_{\rm l} - h_{\rm 2s}}$$

$$h_{2,\text{act}} = h_1 - \eta_{\text{T}}(h_1 - h_{2\text{s}})$$

$$x_{2,\text{act}} = \frac{h_{2,\text{act}} - h_{2'}}{h_{2''} - h_{2'}}$$

$$S_{2,\text{act}} = S_{2'} + (S_{2''} - S_{2'}) x_{2,\text{act}}$$





2. 循环计算

吸热量

$$q_1 = h_1 - h_4$$

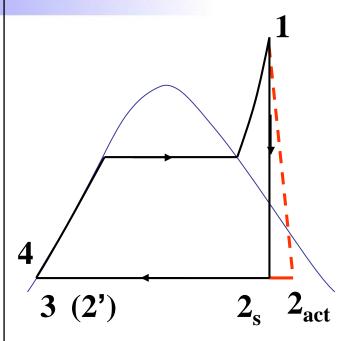
放热量

$$q_2 = h_{2,\text{act}} - h_3$$

汽轮机作功
$$W_{T,act} = h_1 - h_{2,act}$$

$$w_{\text{T,act}} = \eta_{\text{T}} w_{\text{T}} = \eta_{\text{T}} (h_{\text{l}} - h_{\text{2s}})$$





水泵耗功

$$W_{\rm P} \approx 0$$

$$q_1 \approx h_1 - h_3$$

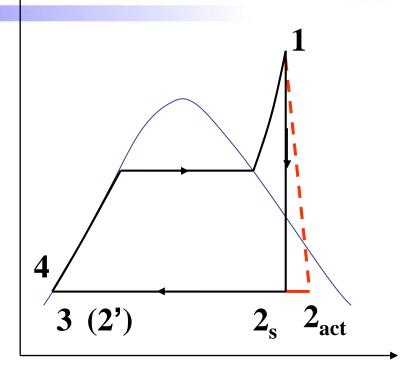
$$\eta_{\text{t,act}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{w_{\text{T,act}}}{q_1} = \frac{\eta_T w_T}{q_1} = \eta_T \eta_t$$

T

汽轮机不可逆引起的做功能力损失:

$$i = T_0 \times s_g = T_0(s_{2,act} - s_1) = T_0(s_{2,act} - s_2)$$

实际耗汽率



$$d_{0,\text{act}} = \frac{D}{P_i} = \frac{1}{h_1 - h_{2,\text{act}}} = \frac{1}{(h_1 - h_2)\eta_T} = \frac{d_0}{\eta_T}$$

S

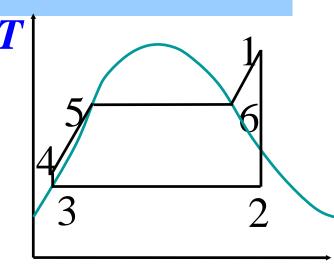
例题1: 我国生产的30万kW汽轮发电机组,其新蒸气压力和温 学度分别为 p_1 = 17MPa、 t_1 = 550°C,汽轮机排汽压力 p_2 = 5kPa。若 按朗肯循环运行,求: (1) 汽轮机所产生的功; (2) 水泵功; (3) 循环热效率和理论耗汽率。

解: 画出坐标图, 确定状态参数:

由已知1点状态参数 \mathcal{L}_{p_2} ,查h-s图(表)

$$h_1$$
=3 426 kJ/kg h_2 =1 963.5 kJ/kg

查饱和水和饱和水蒸气表: (3点参数)



 p_2 = 5 kPa, v_2' =0.001 005 3 m³/kg, h_2' =137.22 kJ/kg.

$$w_{\rm T} = h_1 - h_2 = 3 \ 426 \ \text{kJ/kg} - 1 \ 963.5 \ \text{kJ/kg} = 1 \ 448 \ \text{kJ/kg}$$

 $w_{\rm P} = h_4 - h_3 \approx (p_4 - p_3)v_{2'} = (p_1 - p_2)v_{2'}$
 $= (17 \times 10^6 \ \text{Pa} - 5 \times 10^3 \ \text{Pa}) \times 0.001 \ 005 \ 3 \ \text{m}^3/\text{kg} = 17.06 \ \text{kJ/kg}$

2

$$h_4 = h_3 + w_P = h_{2'} + w_P = 137.72 \text{ kJ/kg} + 17.06 \text{ kJ/kg} = 154.78 \text{ kJ/kg}$$

$$q_1 = h_1 - h_4 = 3 426 \text{ kJ/kg} - 154.78 \text{ kJ/kg}$$

= 3 271.22 kJ/kg

$$\eta_{t} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{1}} = \frac{h_{1} - h_{2} - w_{\text{P}}}{q_{1}}$$

$$= \frac{3 \ 426 \ \text{kJ/kg} - 1963.5 \ \text{kJ/kg} - 17.06 \ \text{kJ/kg}}{3 \ 271.22 \ \text{kJ/kg}} = 0.4419$$

若略去水泵功,则

$$\eta_{t} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{1}} = \frac{h_{1} - h_{2}}{h_{1} - h_{2'}} = \frac{3 \ 426 \ \text{kJ/kg} - 1963.5 \ \text{kJ/kg}}{3 \ 426 \ \text{kJ/kg} - 137.72 \ \text{kJ/kg}} = 0.444 \ 8$$

$$d_{0} = \frac{1}{h_{1} - h_{2}} = \frac{1}{3 \ 426 \ \text{kJ/kg} - 1963.5 \ \text{kJ/kg}} = 6.84 \times 10^{-7} \ \text{kg/J}$$

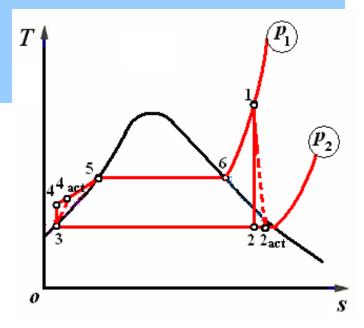
例题2: 我国生产的30万kW汽轮发电机组,其新蒸气压力和温度分别为 p_1 = 17 MPa、 t_1 = 550°C,汽轮机排汽压力 p_2 = 5kPa,所有参数和例题1一致。若按朗肯循环运行,假设锅炉中传热过程是从831.45K的热源向水传热,冷凝器中乏汽向298K的环境介质放热,且汽轮机相对内效率为 η_T =0.90。求:

- (1) 水泵耗功 w_P 、汽轮机产生的功 $w_{T,act}$ 和循环净功 w_{net} ;
- (2) 循环内部热效率 η_i 和实际耗汽率 d_i ;
- (3) 各过程及循环的不可逆损失。

解: (1) 蒸气在汽轮机膨胀过程为1-2_{act} 1和2点参数的确定见前一个例题。

$$h_{2,\text{act}} = h_1 - \eta_T (h_1 - h_2)$$

=3426kJ/kg-0.9×(3426-1963.5)kJ/kg
=2109.8kJ/kg



$$w_{\text{T,act}} = h_1 - h_{2,\text{act}} = 3 \ 426 \ \text{kJ/kg} - 2 \ 109.8 \ \text{kJ/kg}$$

= 1 316.3 kJ/kg

由 $p_2=5$ kPa, 查饱和水和饱和水蒸气表

$$v_2'$$
 (v_3) =0.001 005 3 m³/kg.

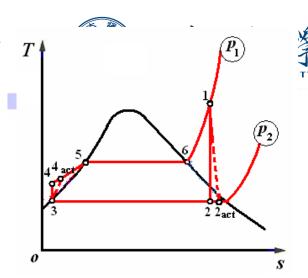
$$h_2'$$
 (h_3) =137.22 kJ/kg.

$$w_{\rm P} = h_4 - h_3 \approx (p_4 - p_3)v_{2'} = (p_1 - p_2)v_{2'}$$

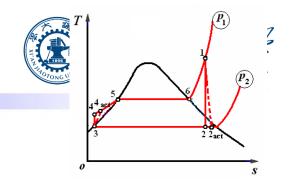
= $(17 \times 10^6 \text{ Pa} - 5 \times 10^3 \text{ Pa}) \times 0.001 \ 005 \ 3 \text{ m}^3/\text{kg} = 17.06 \text{ kJ/kg}$

$$w_{\text{net,act}} = w_{\text{T,act}} - w_{\text{P}} = 1316.3 \text{ kJ/kg} - 17.06 \text{ kJ/kg}$$

= 1 299.24 kJ/kg



(2) 内部热效率



$$\eta_{\rm i} = \frac{w_{\rm net,act}}{q_{\rm l}} = \frac{w_{\rm net,act}}{h_{\rm l} - h_{\rm 4}} = \frac{w_{\rm net,act}}{h_{\rm l} - h_{\rm 2'} - w_{\rm P}}$$

$$= \frac{1299.24 \text{ kJ/kg}}{3426 \text{ kJ/kg} - 137.72 \text{ kJ/kg} - 17.06 \text{ kJ/kg}} = \frac{1299.24 \text{ kJ/kg}}{3271.22 \text{ kJ/kg}} = 0.3972$$

若锅炉效率 $\eta_{\rm R}=0.9$,则循环热效率

$$\eta_{\rm i} = \frac{w_{\rm net, act}}{q_{\rm i} / \eta_{\rm B}} = \eta_{\rm B} \eta_{\rm i} = 0.9 \times 0.397 \ 2 = 0.357 \ 5$$

忽略水泵功, 实际耗汽率

$$d_{\rm i} = \frac{1}{h_{\rm i} - h_{\rm act}} = \frac{1}{1316.3 \text{ kJ/kg}} = 7.597 \times 10^{-7} \text{ kg/J}$$

(3) 各过程及循环的不可逆损失

可据熵产计算,查水和水蒸气图表并计算,得:

 $h_2'=137.72 \text{ kJ/kg}$, $s_2'=0.476 \text{ 1 kJ/(kg K)}$, $t_2'=32.88 ^{\circ}\text{C}$, $s_4=s_2'$, $h_{2.\text{act}}=2\ 109.8 \text{ kJ/kg}$, $s_{2.\text{act}}=6.920 \text{ kJ/(kg K)}$, $v_{2.\text{act}}=23 \text{ m}^3/\text{kg}$

蒸气轮机中,工质绝热膨胀,工质熵增即为熵产,所以

$$I_T = T_0 s_g = T_0 \Delta s = T_0 (s_{2,act} - s_1)$$

= 298 K×(6.920-6.442) kJ/(kg·K) = 142.44 kJ/kg

冷凝器中,工质维持32.88℃,向298 K的环境介质放热,所以

$$q_2 = h_{2,act} - h_{2'} = 2\ 109.8\ kJ/kg - 137.72\ kJ/kg = 1\ 972.08\ kJ/kg$$

$$I_{\rm C} = T_0 s_{\rm g} = T_0 \Delta s_{\rm iso} = T_0 (s_2 - s_{2,\rm act} + \Delta s_0) = T_0 (s_2 - s_{2,\rm act} + \frac{q_2}{T_0})$$

$$= 298 \text{ K} \times [0.476 \text{ 1 kJ/(kg} \cdot \text{K}) - 6.920 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K}) + \frac{1972.0 \text{ 8kJ/kg}}{298 \text{ K}}]$$

$$= 51.80 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K})$$



由于水泵内进行的过程是可逆绝热过程($S_4 = S_{2'}$), 所以作功能力的不可逆损失 I_p 为零。

在锅炉中,若取热源平均温度为831.45K,工质吸热量 q_1 =3271.22 kJ/kg

$$I_{\rm B} = T_0 s_{\rm g} = T_0 \Delta s_{\rm iso} = T_0 (s_1 - s_4 + \Delta s_{\rm gas}) = T_0 \left(s_1 - s_4 - \frac{q_1}{T_{\rm H}} \right)$$

$$= 298 \text{ K} \times \left[6.442 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} - 0.4761 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} - \frac{3 271.22 \text{ kJ/kg}}{831.45 \text{ K}} \right]$$

$$= 605.40 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

循环的不可逆损失



$$I = \sum I_{\rm i} = I_{\rm T} + I_{\rm C} + I_{\rm B}$$

= 142.44 kJ/kg + 51.80 kJ/kg + 605.40 kJ/kg = 799.68 kJ/kg

或采用孤立系统熵增原理,考虑到循环后,工质熵变为零,所以:

$$I = T_0 \Delta s_{\text{iso}} = T_0 (\Delta s_0 + \Delta s_{\text{H}}) = T_0 \left(\frac{q_2}{T_0} - \frac{q_1}{T_{\text{H}}} \right)$$

= 298 K×
$$\left(\frac{1972.08 \text{ kJ/kg}}{298 \text{ K}} - \frac{3271.22 \text{ kJ/kg}}{831.45 \text{ K}}\right)$$
 = 799.64 kJ/kg

讨论:



由于锅炉效率为0.90, 所以每产生1kg蒸气燃料提供的热能

$$q_{\rm B} = \frac{q_1}{\eta_{\rm B}} = \frac{3\ 271.22\ \text{kJ/kg}}{0.90} = 3\ 634.69\ \text{kJ/kg}$$

- 本例 q_2 =1 972.08 kJ/kg,I = 799.68 kJ/kg, $I_{\rm C}$ = 51.80 kJ/kg, $I_{\rm B}$ = 605.40 kJ/kg, $I_{\rm T}$ =142.44 kJ/kg。
- 》循环中虽 q_2/q_B 高达54.26%即约55%左右热量在冷凝器中被冷却水带走,但因进入冷凝器的乏汽温度很接近环境介质温度,故作功能力损失仅占循环全部作功能力损失的很小一部分, $I_C/I=6.84\%$ 。
- ho 锅炉内烟气平均温度远高于工质吸热平均温度,故不可逆传热引起的作功能力损失极大,本例中 $I_{
 m B}/I=75.71\%$ 。
- ▶此外,汽轮机中不可逆绝热膨胀过程,虽然没有造成能量数量上的损失,但 是也造成相当大的作功能力损失,本例占17.81%。

总结循环分析的步骤



- 1、画出循环过程图T-s图、p-v图、 $\log p$ -h图。
- 2、根据过程特点,确定各状态点的状态参数

注意区分:工质的性质

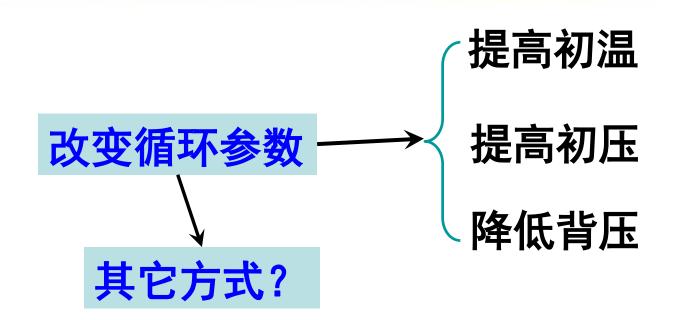
理想气体: 过程方程+状态方程

实际气体: 查图或查表的方法

3、计算循环中的热量、功量、效率及实际过程的有效能损失



提高循环热效率的途径逐渐发现的途径





提高蒸汽动力循环热效率的方法(途径)



(一)、基本原理

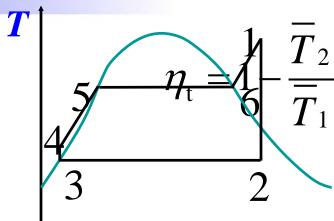
尽可能提高平均吸热温度;

尽可能降低平均放热温度。

——适用于所有动力循环。

(二)、主要方法 改变循环参数

提高初温 提高初压 降低背压

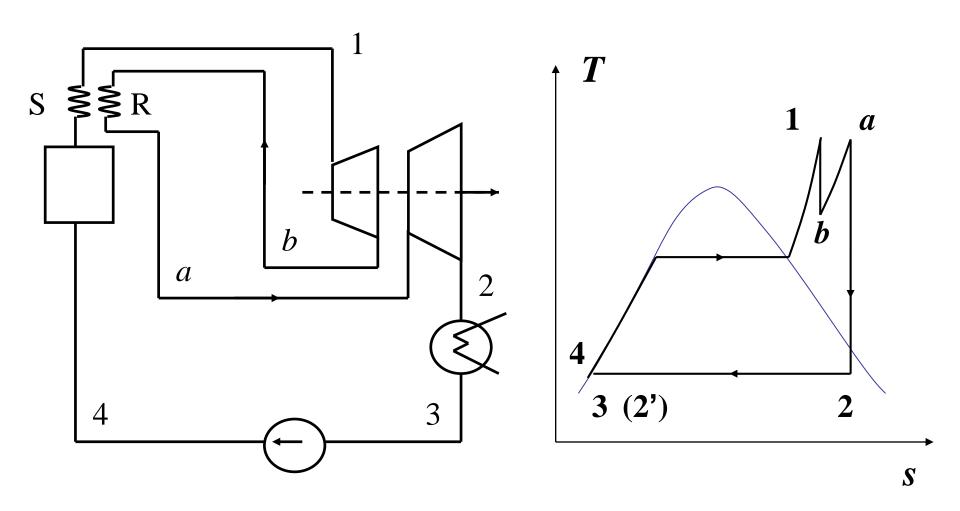


改变循环形式

再热循环 Reheat

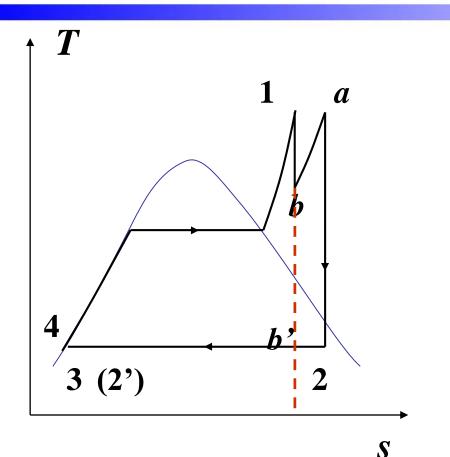
回热循环 Regenerative

10-2、 弄熟循环



蒸汽再热循环的定量计算





吸热量:

$$q_1 = (h_1 - h_4) + (h_a - h_b)$$

放热量:

$$q_2 = h_2 - h_3$$

净功(忽略泵功):

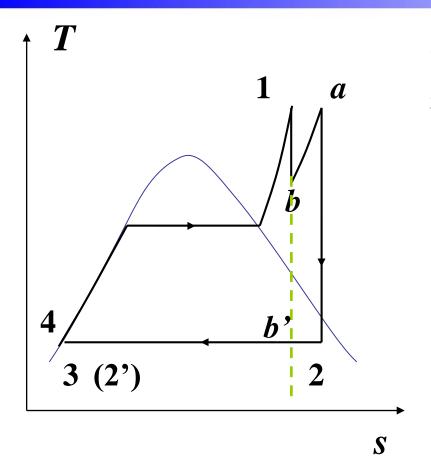
$$w_{\text{net}} = (h_1 - h_b) + (h_a - h_2)$$

热效率:

$$\eta_{t,RH} = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = \frac{(h_1 - h_b) + (h_a - h_2)}{(h_1 - h_4) + (h_a - h_b)}$$

蒸汽再热循环的热效率





- 再热循环本身不一定提高 循环热效率
- 与再热压力有关

关键是b点参数的选取, 通常取初压的20%~30%

选取再热压力合适,一般采用一次再热可使热效率提高 2%~3.5%。

x₂升高,给提高初压创造了条件(采用再热的根本目的)。

例题3: 朗肯循环中,蒸汽进入汽轮机的初压力 p_1 =13.5MPa,初温 t_1 =550°C,乏汽压力 p_2 =0.004MPa。当蒸汽在汽轮机中膨胀至3MPa 时,再热到 t_1 ,形成一次再热循环。求该循环的净功、热效率、耗汽率及汽轮机出口干度,并和简单朗肯循环作比较。

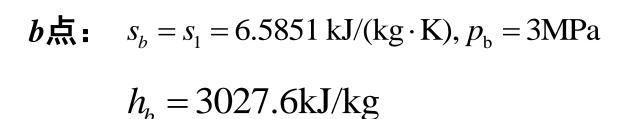
解:
$$(1)$$
 画出再热循环的 T - s 图

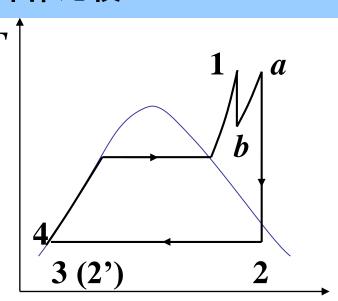
(2) 由已知条件查水及水蒸气热力

性质表或图,得到各点状态参数:

1点:
$$p_1 = 13.5$$
MPa, $t_1 = 550$ °C

$$h_1 = 3464.5 \text{ kJ/kg}, \quad s_1 = 6.5851 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$





a点:
$$p_a = p_b = 3$$
MPa, $t_a = t_1 = 550$ °C

得, h_a =3568.5 kJ/kg, s_a

$$2$$
点: 由 p_2 及 s_2 = s_a ,得:

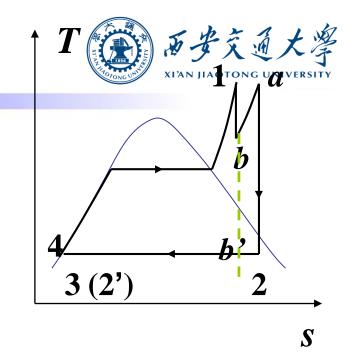
$$h_2 = 2222.0 \text{ kJ/kg}$$

$$x_2 = 0.8635$$

若无再热,b'点:由 p_2 及 s_b = s_1 ,得: $h_{b'}$ =1983.2kJ/kg, x_b =0.7654

3点: 由 p_2 , 得 $h_3=h_2=121.41$ kJ/kg

4点: $h_4 = h_3 = 121.41 \text{kJ/kg}$



可见,采用再热可以有效 提高汽轮机乏汽干度。

(3) 进行循环计算



1)循环净功(忽略泵功)

$$w_{\text{net}} = w_t = (h_1 - h_b) + (h_a - h_2) = (3464.5 - 3027.6) \text{kJ/kg} + (3568.5 - 2222.0) \text{kJ/kg}$$

= 1783.4kJ/kg

$$w'_{\text{net}} = w_t = (h_1 - h_{b'}) = (3464.5 - 1983.2) \text{kJ/kg} = 1481.3 \text{kJ/kg}$$

采用再热可以提高单位质量蒸汽的做功量。

2) 热效率

$$q_1 = (h_1 - h_4) + (h_a - h_b)$$

= (3464.5-121.4)kJ/kg+(3568.5-3027.6)kJ/kg=3884.0kJ/kg

若无再热
$$q_1' = (h_1 - h_4) = (3464.5 - 121.4) \text{kJ/kg} = 3343.1 \text{kJ/kg}$$

采用再热可以提高单位质量工质的吸热量。

2) 热效率



$$\eta_{\rm t} = \frac{w_{\rm net}}{q_{\rm 1}} = \frac{1783.4}{3884.0} = 45.9\%$$

若无再热
$$\eta_{t}' = \frac{w'_{net}}{q'_{1}} = \frac{1481.3}{3343.1} = 44.3\%$$

适当选择再热压力,可以提高蒸汽动力循环热效率,但效果 并不明显。

3) 耗汽率
$$d = \frac{1}{w_{\text{net}}} = \frac{1}{1783.4 \text{kJ/kg}} = 5.607 \times 10^{-7} \text{kg/J}$$

若无再热
$$d' = \frac{1}{w'_{\text{net}}} = \frac{1}{1481.3 \text{kJ/kg}} = 6.751 \times 10^{-7} \text{kg/J}$$

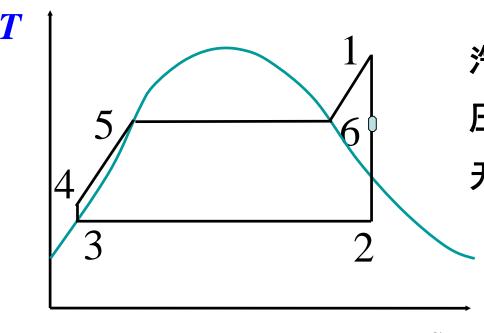
再热可以减少蒸汽动力循环的耗汽率。



再热循环的特点:采用再热循环,不一定能够提高循环热效率,取决于再热压力的选择,即使能够提高热效率,效果也不明显。

但是再热可以有效提高乏汽的干度,从而为提高蒸汽初压(提高热效率)创造条件。而且可以减少耗汽率。

10-3、回热循环



汽轮机乏汽温度(2点),低于 压缩后的过冷水的温度(4点), 无法直接进行回热。

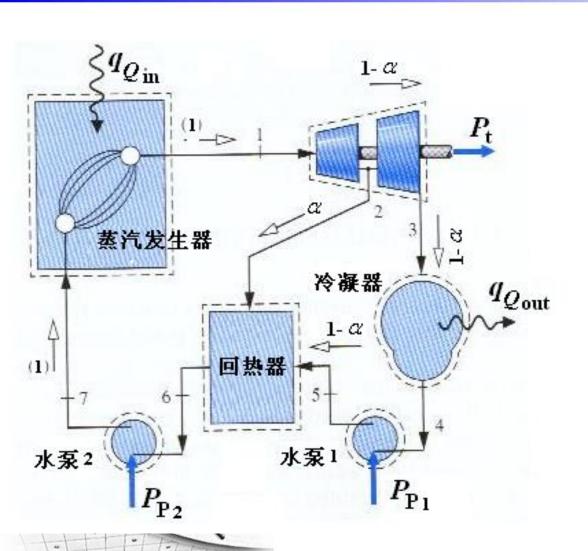


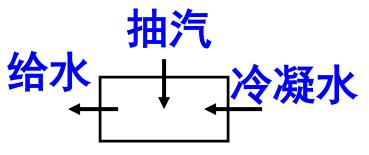


为了利用回热,从而提高循环热效率,可采用<u>抽汽回热</u>的方案。

一、抽汽回热-混合式回热器



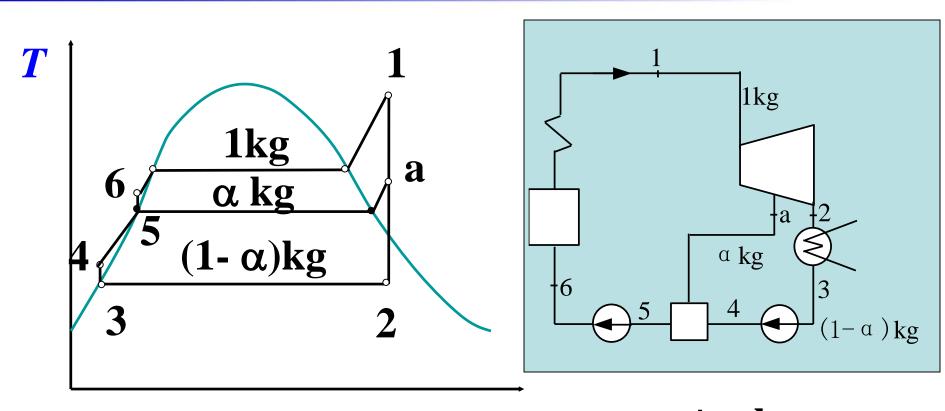




混合式回热器

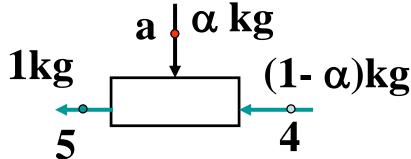
混合式——蒸汽抽汽回热循环





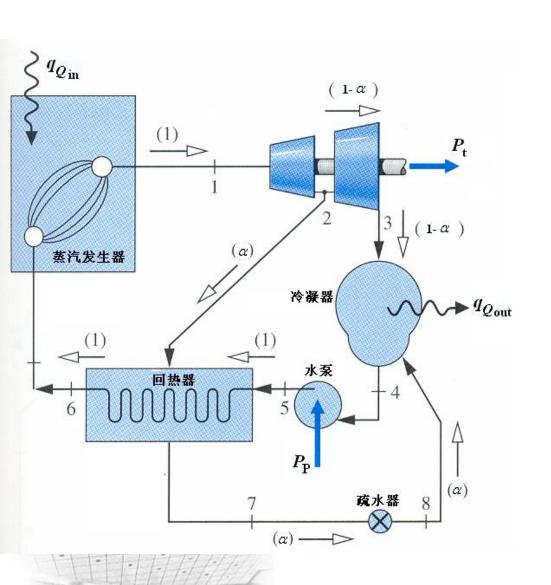
S

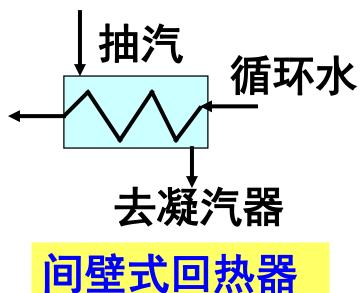
由于*T-s*图上各点质量不同, 面积不再直接代表热和功



一、抽汽回热-间壁式回热器

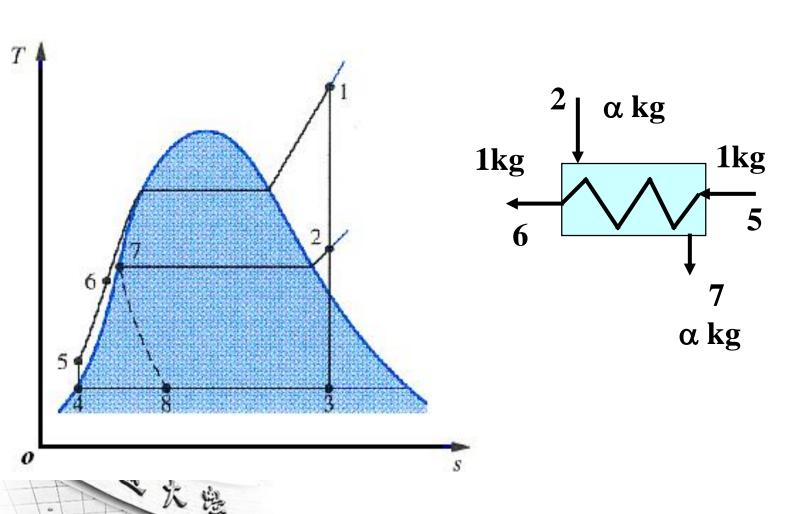






间壁式——蒸汽抽汽回热循环

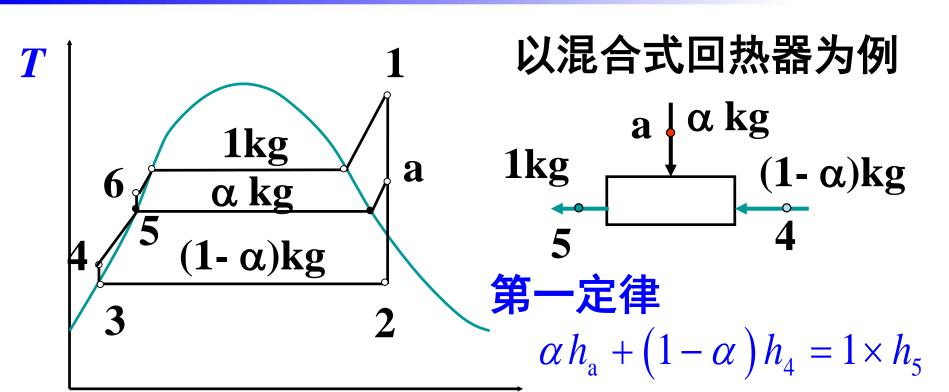




抽汽回热循环的抽汽量计算





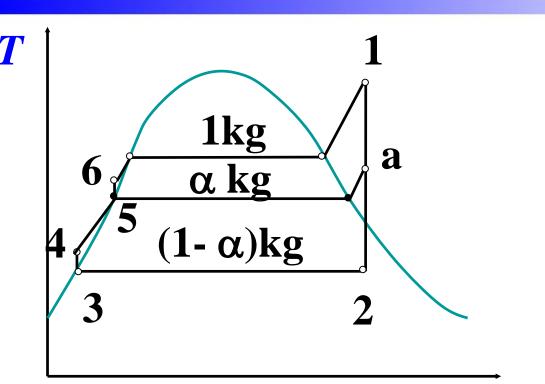


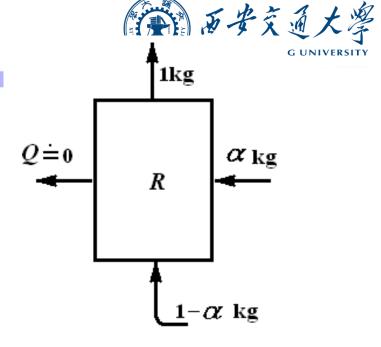
忽略泵功

$$\alpha = \frac{h_5 - h_3}{h_a - h_3}$$

$$\alpha = \frac{h_5 - h_4}{h_a - h_4}$$

回热器的有效能损失





列出回热器的熵方程:

流入+熵产-流出=增量

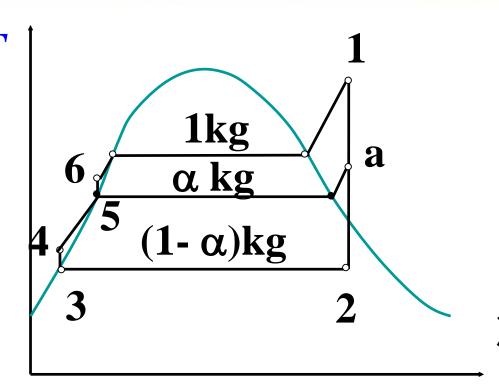
$$c - \lambda c$$

$$(1-\alpha)s_4 + \alpha s_a + S_f + S_g - s_5 = \Delta s_{CV} (=0)$$

$$S_{g} = s_{5} - \alpha s_{a} - (1 - \alpha) s_{4} \qquad I = T_{0} S_{g}$$

抽汽回热循环热效率的计算像的多步克通大學





吸热量:

$$q_1 = h_1 - h_5$$

放热量:

$$q_2 = (1 - \alpha)(h_2 - h_3)$$

净功:
$$w = (h_1 - h_a)$$

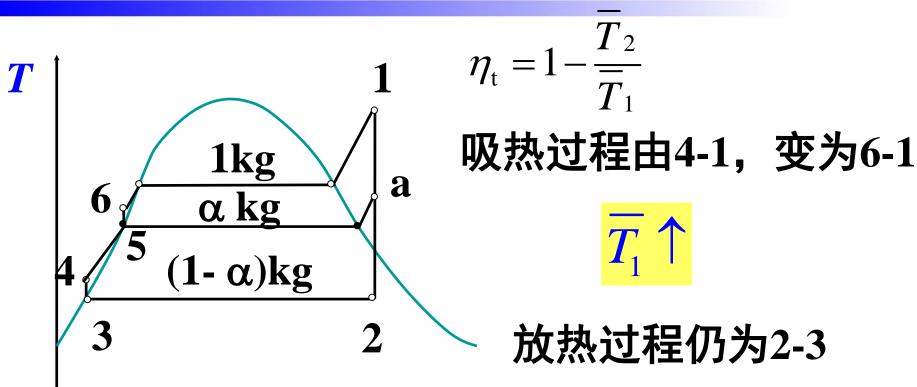
 $+ (1 - \alpha)(h_a - h_2)$

热效率:

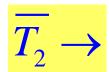
$$\eta_{t,RG} = \frac{(h_1 - h_a) + (1 - \alpha)(h_a - h_2)}{h_1 - h_5}$$

为什么抽汽回热热效率提高?









$$\therefore |\eta_{t,RG}>\eta_t$$

蒸汽抽汽回热循环的特点



·优点 >缺点

- 提高热效率
- 减小汽轮机低压缸尺寸,末级叶片变短
- 减小凝汽器尺寸,减小锅炉受热面

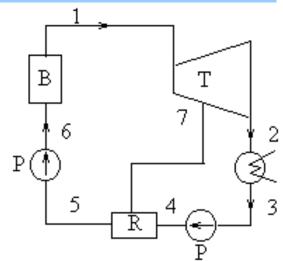
·缺点

- 循环比功减小,耗汽率增加
- 增加设备复杂性
- 回热器投资

小型火力发电厂回热级数一般为1~3级中大型火力发电厂一般为4~8级。

例4: 一单级抽汽回热蒸汽动装置循环如图所示,水蒸气进入汽轮机的状态参数为9.4 MPa、530 ℃,在5 kPa下排入冷凝器。水蒸气在0.8 MPa压力下抽出,送入混合式给水加热器加热给水。给水离开加热器的温度为抽气压力下的饱和温度。若忽略水泵功,求:

- (1) 抽气量 α ;
- (2) 每千克水蒸汽循环的吸热量 q_1 和循环放热量 q_2 ;
- (3) 每千克水蒸汽循环的净功量 w_{net} ;
- (4) 循环热效率 η_t ;



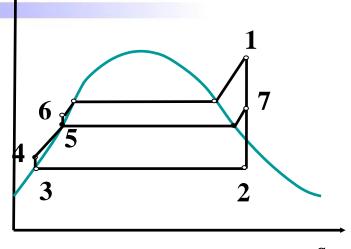
画出循环T-s图,确定各点状态参数



1点:由给定的 p_1 =9.4 Mpa, t_1 =530 $^{\circ}$ $^{\circ}$ 查过热蒸汽表,可得,

$$h_1$$
=3416.4 kJ/kg

$$s_1$$
=6.73 kJ/kgK



7点:由给定的 $p_7=0.8$ Mpa, $s_7=s_1$

查过热蒸汽表,可得,

 $h_7 = 2799.2 \text{ kJ/kg}$

2点:由给定背压 p_2 =5 kpa,得对应的饱和水和饱和蒸汽状态参数,结合 s_2 = s_1 可计算出2点干度x



$$x_2 = \frac{s_2 - s_2}{s_2^{"} - s_2^{"}} = \frac{6.73 - 0.4763}{8.396 - 0.4763} = 0.79$$

$$h_2 = h_2 + (h_2 - h_2)x_2 = 137.8 + (2561.6 - 137.8) \times 0.79 = 2052.6$$
 kJ/kg

点: 背压 p_2 =5 kpa, 对应的饱和水的状态参数 h_3 =137.8 kJ/kg

点: 忽略泵功和3点焓值相同, $h_4=h_3$

点:抽汽压力对应的饱和水状态参数, $h_5=720.9 \text{ kJ/kg}$

点: 忽略泵功和5点焓值相同, $h_6=h_5$



(1)
$$\alpha = \frac{h_5 - h_4}{h_7 - h_4} \approx \frac{h_5 - h_3}{h_7 - h_3} = \frac{720.9 - 137.8}{2799.2 - 137.8} = 0.219$$

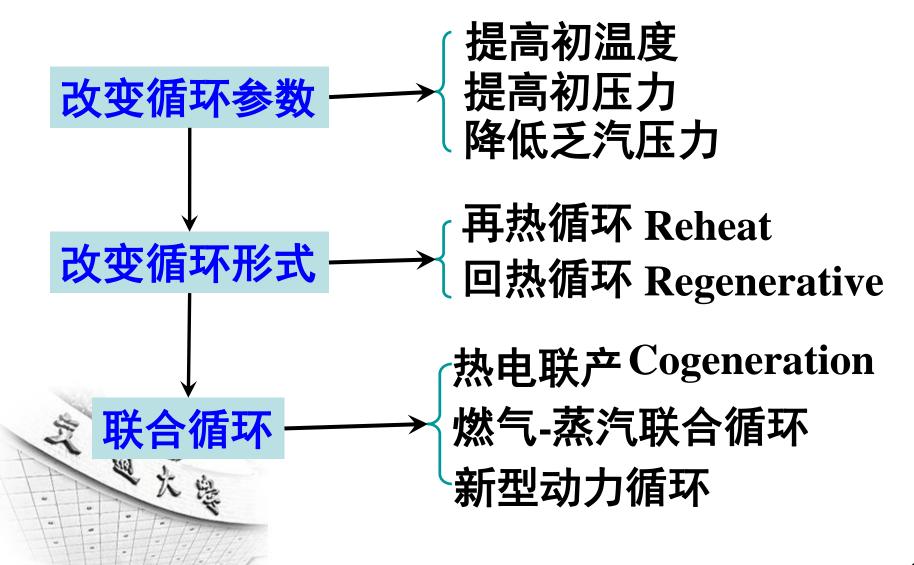
(2)
$$q_1 = h_1 - h_5 = 3416.4 - 720.9 = 2695.9 \text{ kJ/kg}$$

 $q_2 = (1 - \alpha) \times (h_2 - h_3) = (1 - 0.219) \times (2052.6 - 137.8) = 1495.5 \text{ kJ/kg}$

(3)
$$w_{net} = q_1 - q_2 = 2695.9 - 1495.5 = 1200.4 \text{ kJ/kg}$$

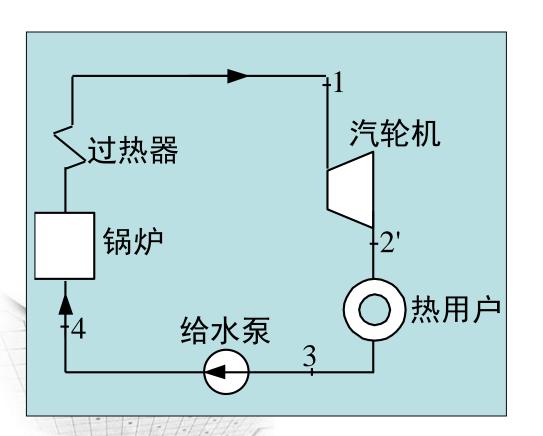
 $w_{net} = h_1 - h_7 + (1 - \alpha)(h_7 - h_2) = 1200.3 \text{ kJ/kg}$

$$\eta_t = \frac{w_{net}}{q_1} = \frac{1200.4}{2695.9} = 44.53\%$$



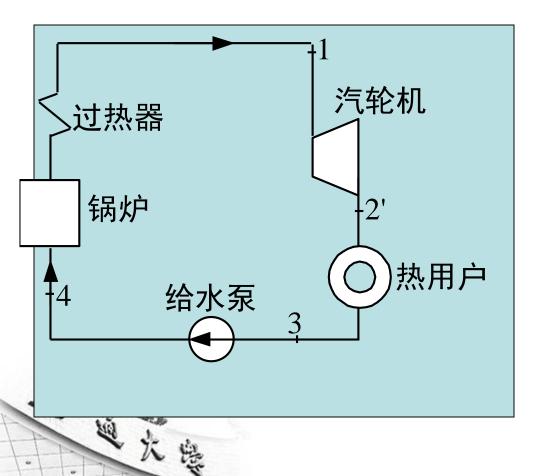
10-4、 熟电联产(供)循环

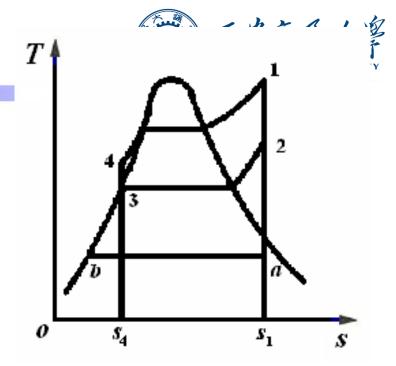
从前面的例题我们可以看出,在蒸汽动力循环中,工质从锅炉 吸收的热量有很大一部分(50%以上)都释放给了冷却水,造 成很大的能量损失,为了对这一部分能量进行回收利用:



用发电厂作了功的蒸汽 的余热来满足热用户的 需要,这种作法称为热 电联产(供)。

一、背压式设备流程及T-s图





供热量: Q=

$$Q = m(h_2 - h_3)$$

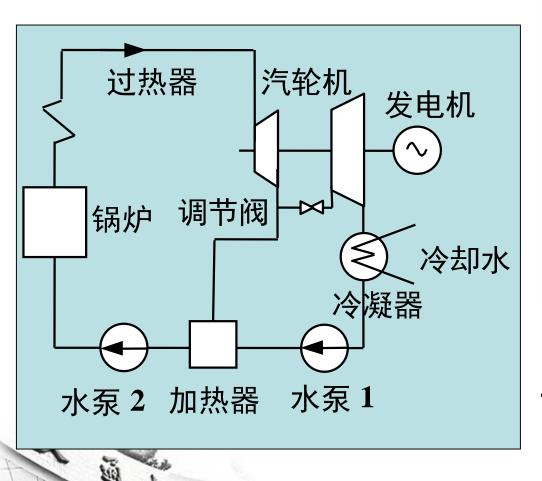
发电量:

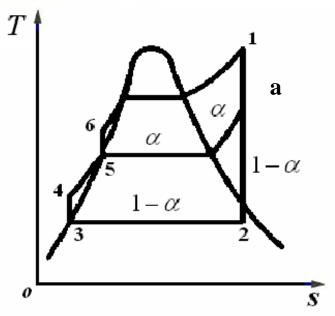
$$P = m(h_1 - h_2)$$

背压式缺点:

- 热电互相影响
- 供热参数单一

二、抽汽调节式热电联产(供)循环^{投资通大学}





抽汽式热电联供循环,可以自动调节热、电供应 比例,以满足不同用户的 需要。

三、热量利用系数



循环热量利用系数

$$\xi = \frac{$$
已利用的热量
工质从热源所吸收的热量

理想情况下可达1 > 循环热效率

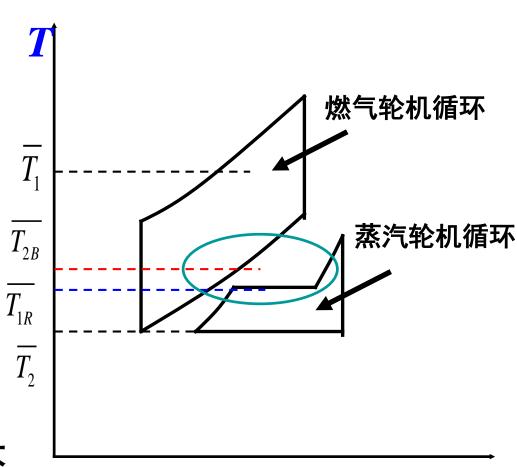
热电厂热量利用系数

$$\xi' = \frac{$$
利用的热量
燃料的总释热量

循环热量利用系数没有区分热能与电能的本质差别; 循环热效率没考虑低温热能的可利用性。

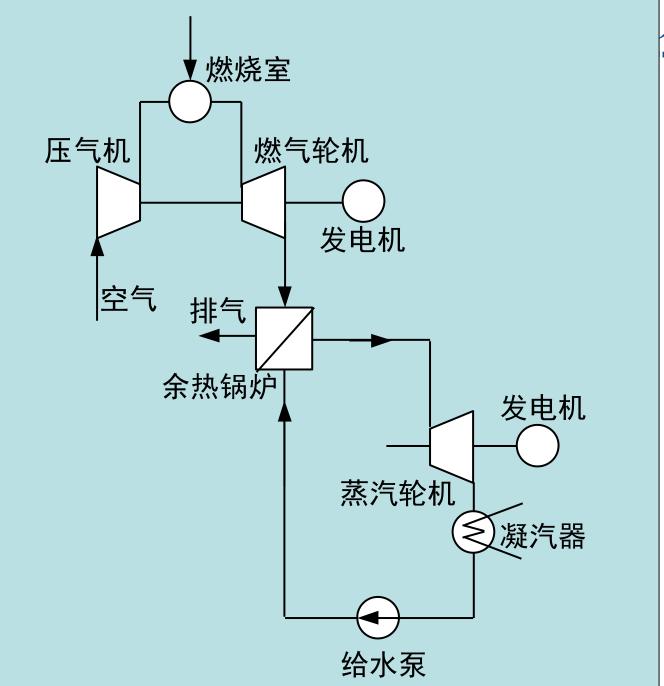
10-5、蒸汽-燃气联合循环

- 联合循环的现实可行性
 - 燃气轮机排气温度
 t₄=400~600 ℃;
 - 蒸汽动力循环的高温通常在600℃以下:
 - 大功率燃气轮机组排气 量300kg/s以上;
 - 利用排气能量加热蒸汽 轮机工质(取代锅炉),大大提高供电效率。

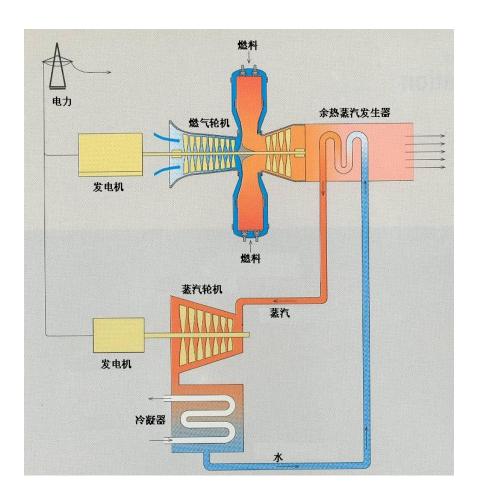




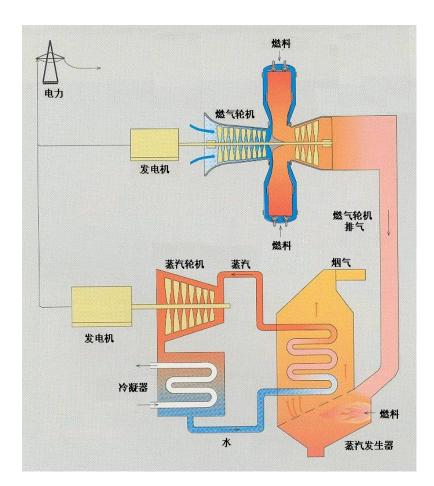
燃 蒸 汽 联 合 循



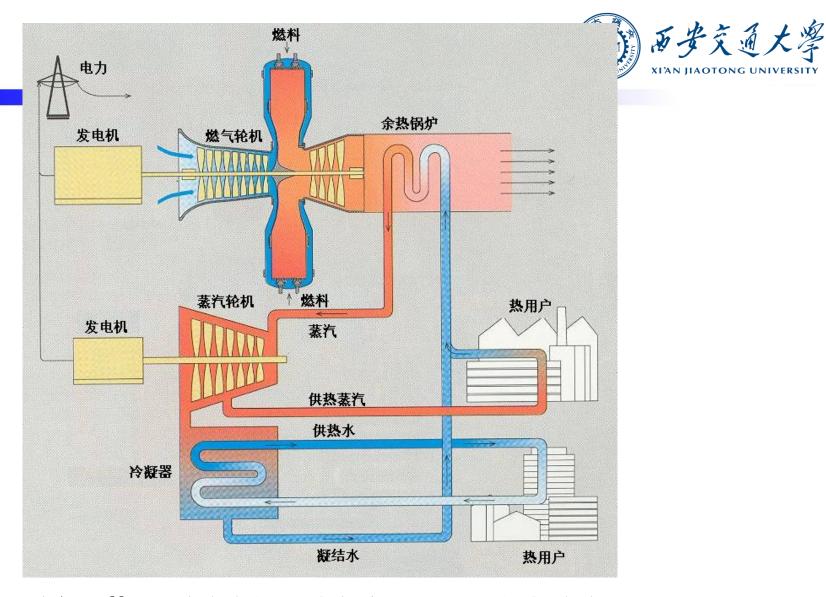




燃气-蒸汽联合循环型式之一 (无补燃)



燃气-蒸汽联合循环型式之二 (补燃式)

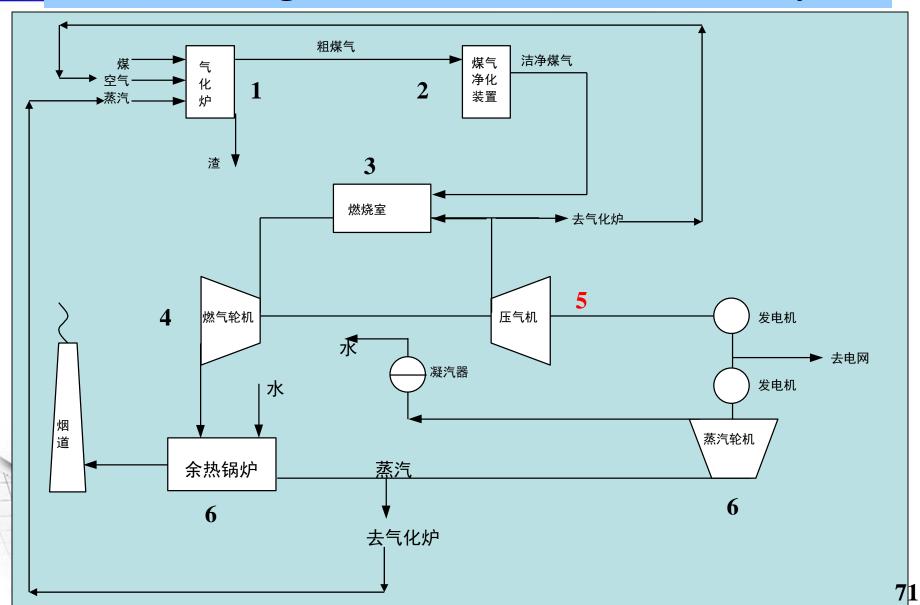


燃气-蒸汽联合循环型式之三——热电合供

整体煤气化联合循环

学 SITY

(IGCC----Integrated Gasification Combined Cycle)



整体煤气化联合循环 (IGCC)



优点

- 热效率高, 目前40~50%, 预计可52%;
- 环保性能好, SO_{2} 、Nox、 CO_{2} 、粉尘排放低,可燃用高硫煤;
- 可实现煤化工综合利用,生产硫、硫酸、甲醇、尿素等;
- 单机功率可达300~400MW

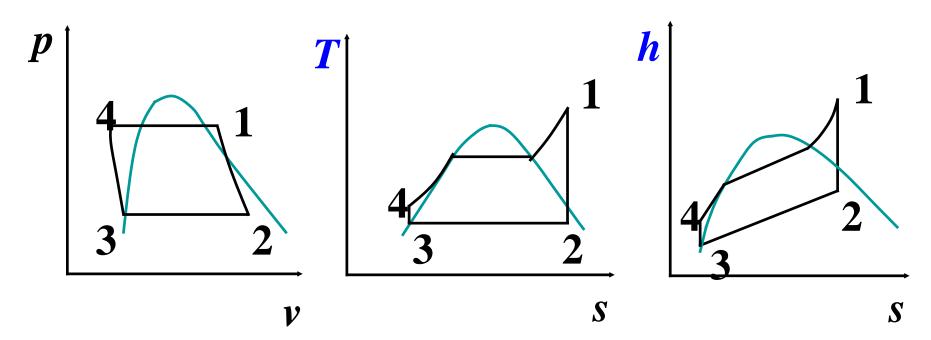
缺点

- 目前煤气化和净化的热损失还偏大;
- 初期投资大。

小 结



一、朗肯循环图示与计算



- 1→2 汽轮机 (s) 膨胀
- 3→4 给水泵 (s) 压缩

- $2\rightarrow 3$ 凝汽器 (p) 放热
- $4\rightarrow 1$ 锅炉 (p) 吸热

锅炉中的定压吸热量:

$$q_1 = h_1 - h_4$$

西安交通大學

凝汽器中的定压放热量:

$$q_2 = h_2 - h_3$$

水泵绝热压缩耗功:

$$w_P = h_4 - h_3$$

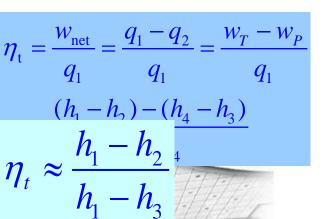
汽轮机作功:

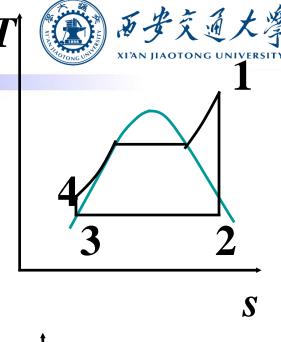
$$w_T = h_1 - h_2$$

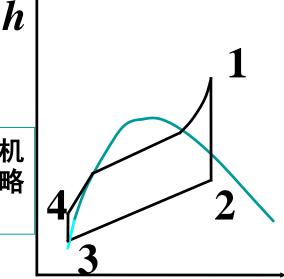
が作み功・
$$w_P = q_1 - q_2$$

循环热效率:

一般水泵耗功相对于汽轮机做功来说很小,占
$$2\%$$
,忽略泵功,取 $h_3=h_4$







74

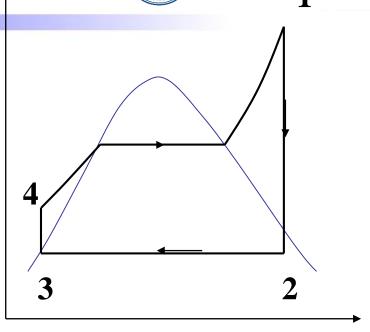
汽轮机出口2点参数的确定



$$s_2 = s_1$$

$$x_2 = \frac{s_2 - s_{2'}}{s_{2''} - s_{2'}}$$

$$h_2 = h_{2'} + (h_{2''} - h_{2'})x_2$$



如果是存在摩擦的实际膨胀过程:

- 1) 按定熵过程处理获得出口2s点参数;
- 2) 再引入汽轮机相对内效率,进行修正。

二、蒸汽参数对朗肯循环热效率的影响。逐步交通大學

三个重要的影响热效率的参数:初温 t_1 ,初压 p_1 ,背压 p_2

1、初温 t_1 对热效率 η_t 的影响 p_1, p_2 不变, t_1

$$T$$

$$5$$

$$6$$

$$2$$

$$2$$

$$\eta_{\rm t} = 1 - \frac{T_2}{\overline{T}_1}$$

优点:

- $\cdot \overline{T}_1 \hat{I} \quad \eta_t \hat{I}$
- *x*₂ , 有利于汽轮机 安全。

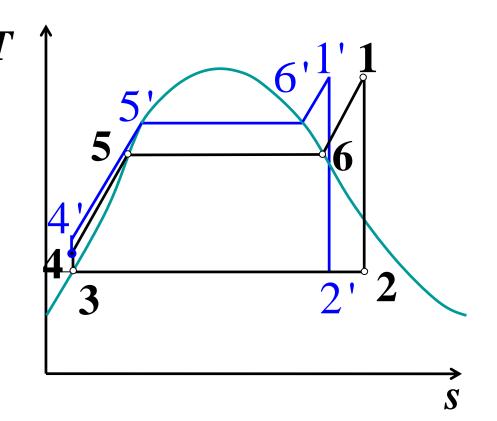
缺点:

·对耐热要求高,目前初温一般小于650℃

2、初压 p_1 对热效率 η_t 的影响



$$t_1, p_2$$
不变, p_1



$$\eta_{\rm t} = 1 - \frac{T_2}{\overline{T}_1}$$

优点:

$$\overline{T_1}$$
 \uparrow η_t

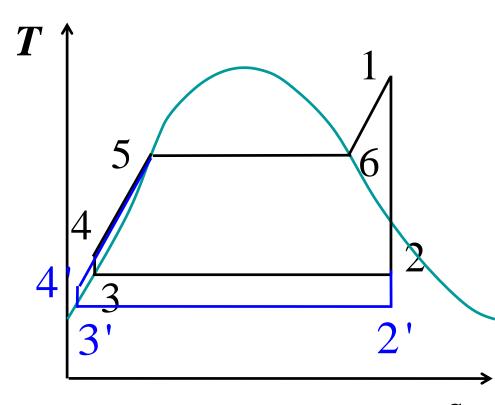
缺点:

- •对强度要求高
- $x_{2'}$ 不利于汽轮机安全。
- 一般要求出口干度大于0.88。

3、背压 p_2 对热效率 η_t 的影响



$$p_1, t_1$$
不变, p_2 \downarrow



$$\eta_{\rm t} = 1 - \frac{T_2}{\overline{T}_1}$$

优点:

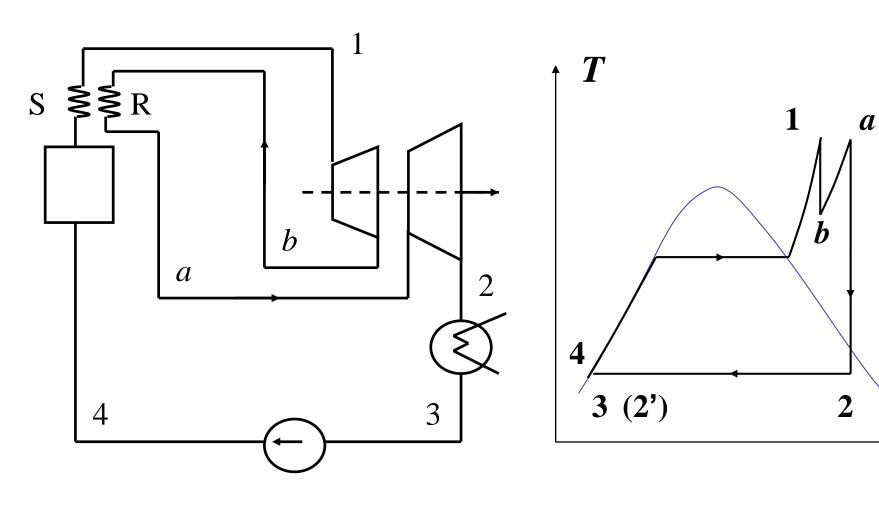
$$\overline{T_2} \downarrow \eta_t$$

缺点:

•受环境温度限制,现在大型机组 p_2 为0.0035~0.005MIPa,相应的饱和温度约为27~33°C,已接近事实上可能达到的最低限度。冬天热效率高

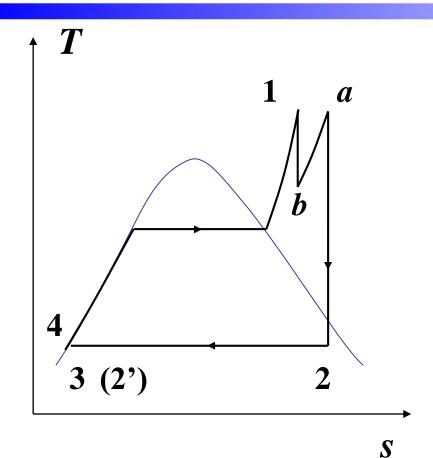
三、再热循环图示及计算





蒸汽再热循环的定量计算





吸热量:

$$q_1 = (h_1 - h_4) + (h_a - h_b)$$

放热量:

$$q_2 = h_2 - h_3$$

净功(忽略泵功):

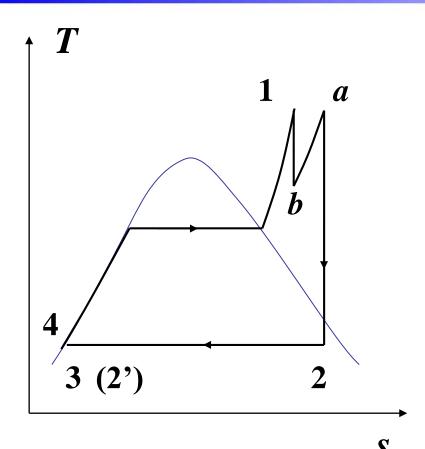
$$w_{\text{net}} = (h_1 - h_b) + (h_a - h_2)$$

热效率:

$$\eta_{t,RH} = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = \frac{(h_1 - h_b) + (h_a - h_2)}{(h_1 - h_4) + (h_a - h_b)}$$

蒸汽再热循环的热效率





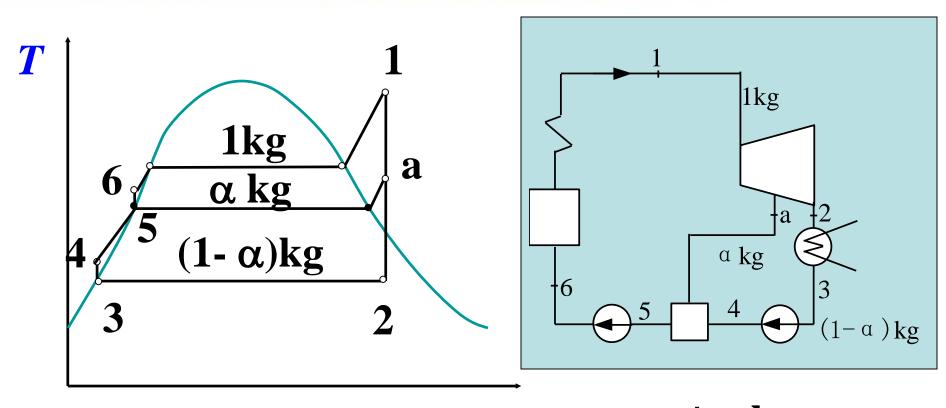
- 再热循环本身不一定提高 循环热效率
 - 与再热压力有关

关键是b点参数的选取,通常取初压的20%~30%

• x_2 升高,给提高初压创造了条件,选取再热压力合适,一般采用一次再热可使热效率提高2%~3.5%。

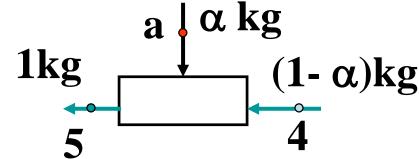
<mark>四、抽汽回热循环图示及计算</mark>





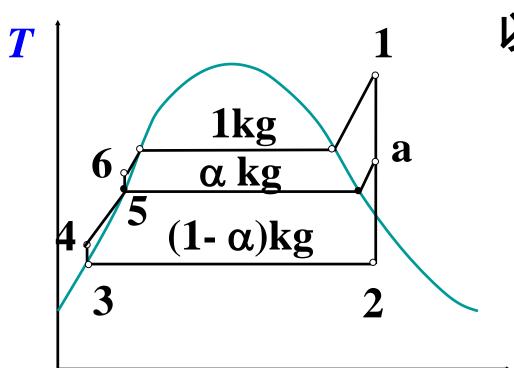
S

由于*T-s*图上各点质量不同,面积不再直接代表热和功



抽汽量计算





$1 \frac{a \alpha kg}{4}$ $1 \frac{(1-\alpha)kg}{4}$

以混合式回热器为例 第一定律

$$\alpha h_{a} + (1 - \alpha) h_{4} = 1 \times h_{5}$$

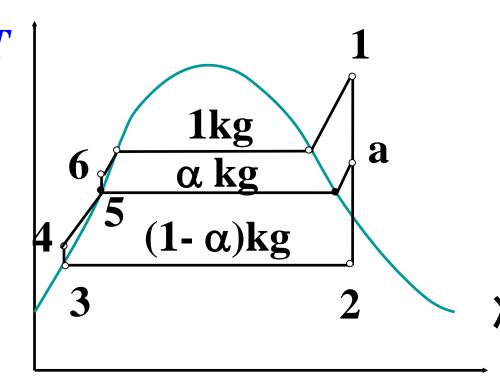
$$\alpha = \frac{h_5 - h_4}{h_a - h_4}$$

忽略泵功

$$\alpha = \frac{h_5 - h_3}{h_a - h_3}$$

抽汽回热循环热效率的计算





吸热量:

$$q_1 = h_1 - h_5$$

放热量:

$$q_2 = (1 - \alpha)(h_2 - h_3)$$

净功:
$$w = (h_1 - h_a)$$

$$+(1-\alpha)(h_a-h_2)$$

$$\eta_{t,RG} = \frac{(h_1 - h_a) + (1 - \alpha)(h_a - h_2)}{h_1 - h_5}$$

五、提高蒸汽动力循环热效率的方法(途径)



(一)、基本原理

尽可能提高平均吸热温度;

尽可能降低平均放热温度。

(二) 、主要方法

改变循环参数

提高初温度 提高初压力 降低背压

改变循环形式

再热循环 Reheat

回热循环 Regenerative

联合循环:

热电联产 Cogeneration 燃气-蒸汽联合循环 新型动力循环





作业:

10-10,

10-12,

10-13,

10-14

