

# 第六章

## 动力装置循环

## Power Cycles



# 本章需掌握内容

## 基本概念：

- ① 朗肯 (Rankine) 循环
- ② 萨巴德 (Sabathe) 循环
- ③ 燃气-蒸汽联合循环

## 知识运用：

- ① 蒸汽动力循环的做功及效率计算  
(含回热与再热)
- ② 内燃机动力循环的做功及效率计算

# 第六章 动力装置循环

**§6-1 蒸汽动力装置循环**

**§6-2 活塞式内燃机循环**

**§6-3 燃气动力装置**

**§6-4 新型动力循环**

# 作业

**6-2**

**6-4**

**6-5**

**6-8**

# 动力装置循环

连续不断的从外界吸热，对外界做功。

水或低沸点为工质：

火力发电，核电，太阳能发电，  
地热能发电，余热发电

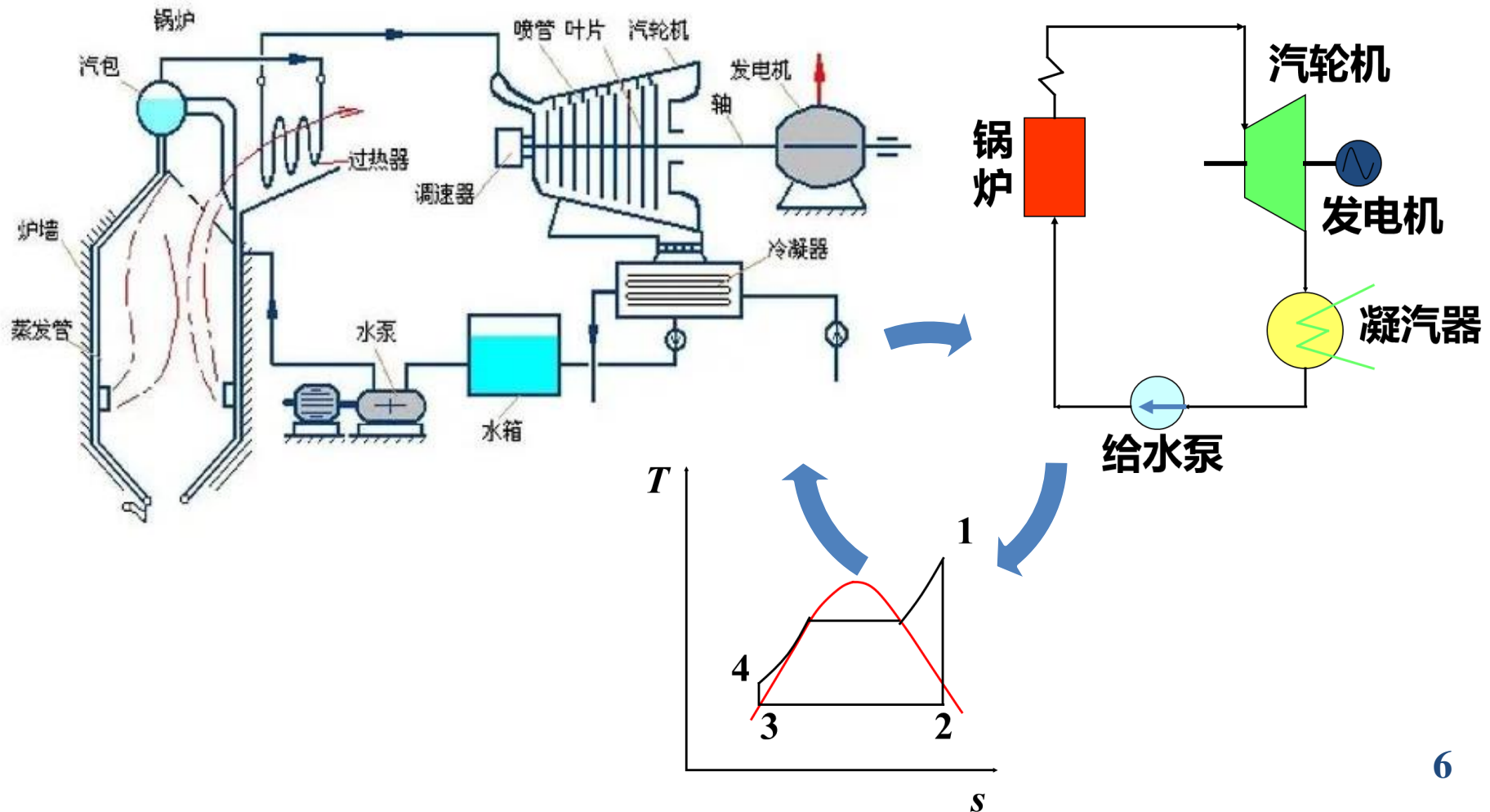
以燃气为工质：

内燃机，燃气轮机，航空发动机，  
移动电站

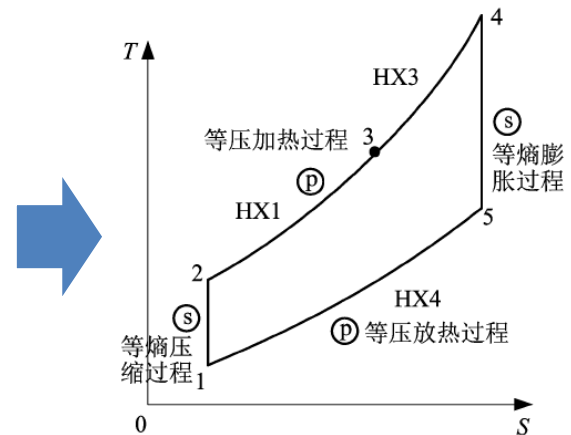
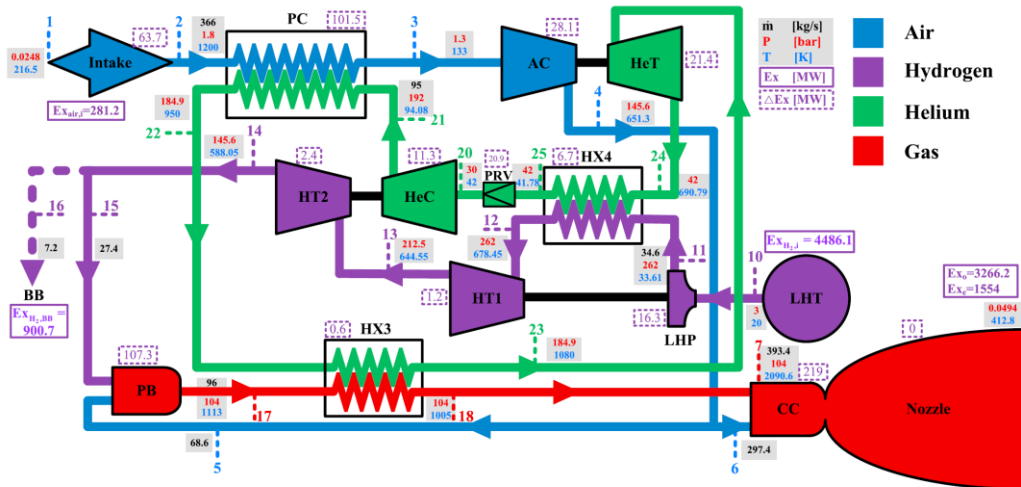
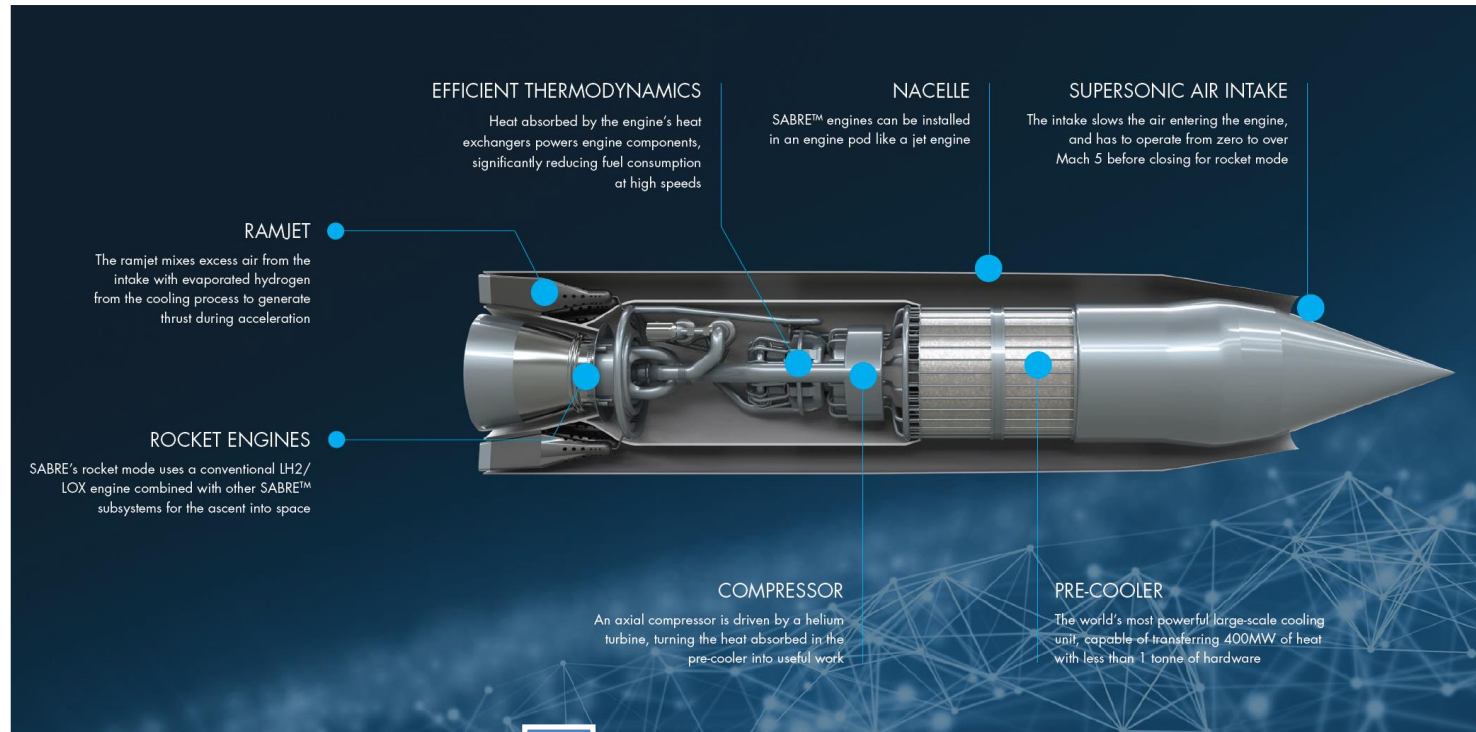
He、CO<sub>2</sub>工质：布雷顿循环

目的：提高动力循环热效率

# §6-1 蒸汽动力装置循环 Vapor Power Cycles

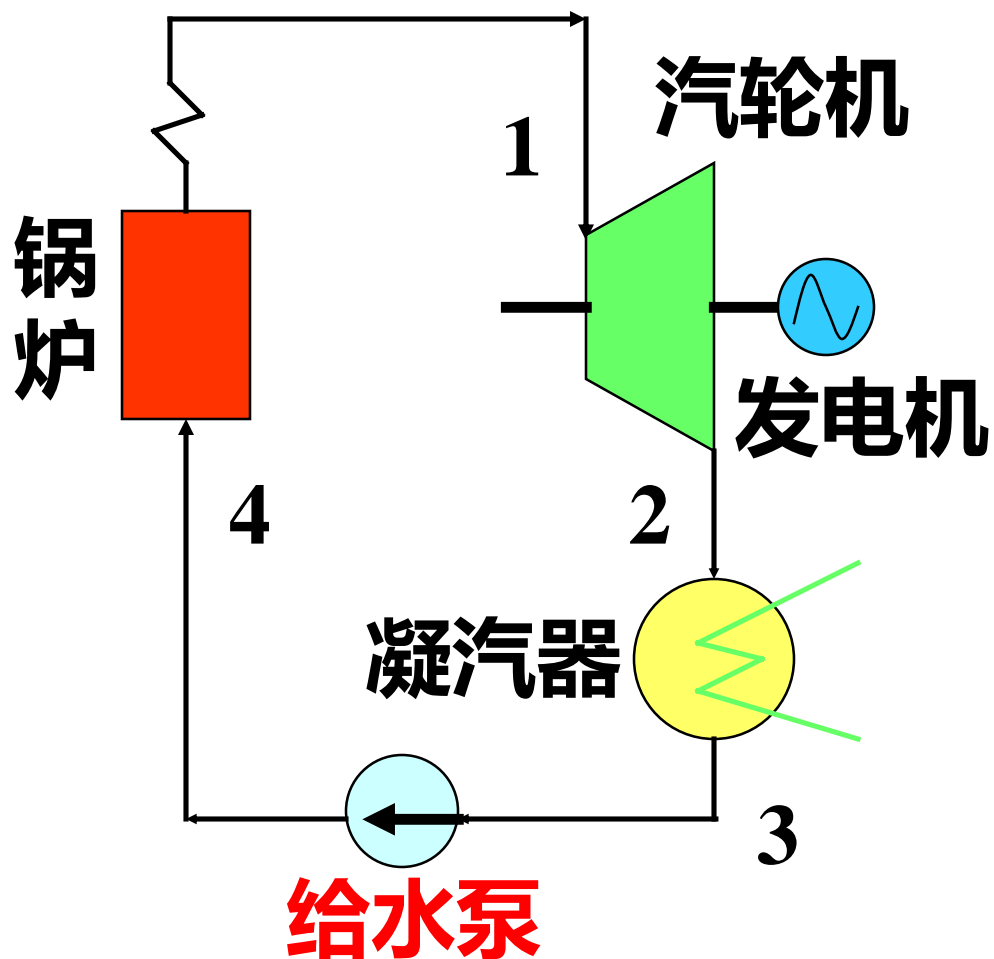


# SABRE发动机



# 蒸汽动力循环系统的简化

理想化



1→2 汽轮机 (s) 膨胀

2→3 凝汽器 (p) 放热

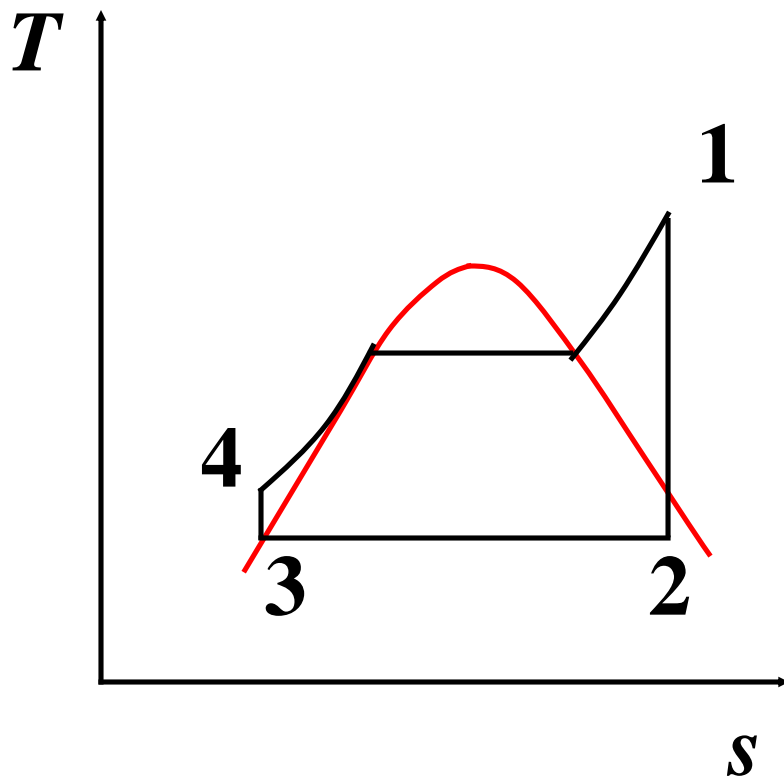
3→4 给水泵 (s) 压缩

4→1 锅炉 (p) 吸热

朗肯循环  
Rankine



# 朗肯循环 $T$ - $s$ 图



1→2 汽轮机 (s) 膨胀

2→3 凝汽器 (p) 放热

3→4 给水泵 (s) 压缩

4→1 锅炉 (p) 吸热

# 朗肯循环功和热的计算

汽轮机做功：

$$w_{s,1-2} = h_1 - h_2$$

凝汽器中的定压放热量：

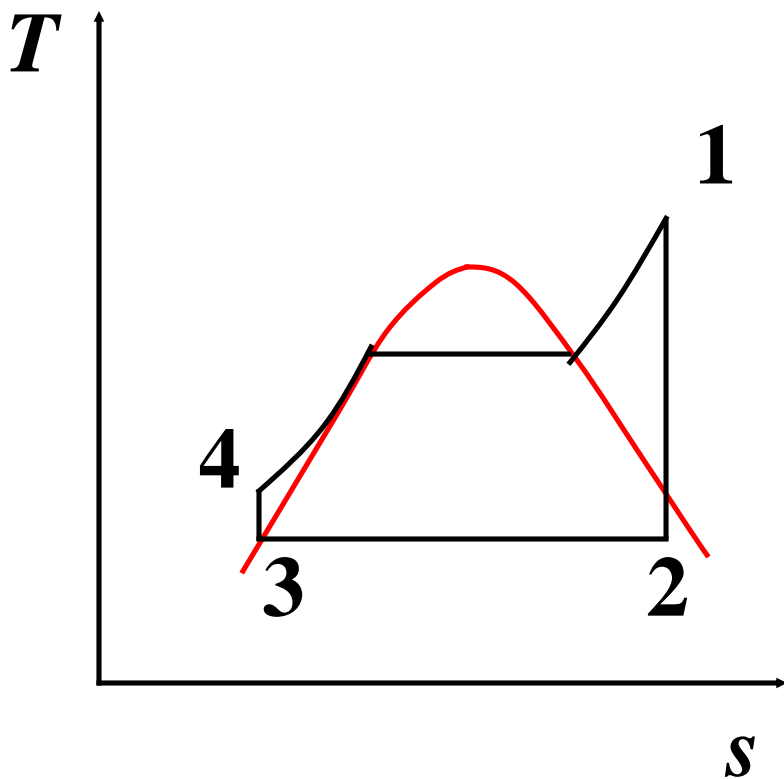
$$q_2 = h_2 - h_3$$

水泵绝热压缩耗功：

$$w_{s,3-4} = h_4 - h_3$$

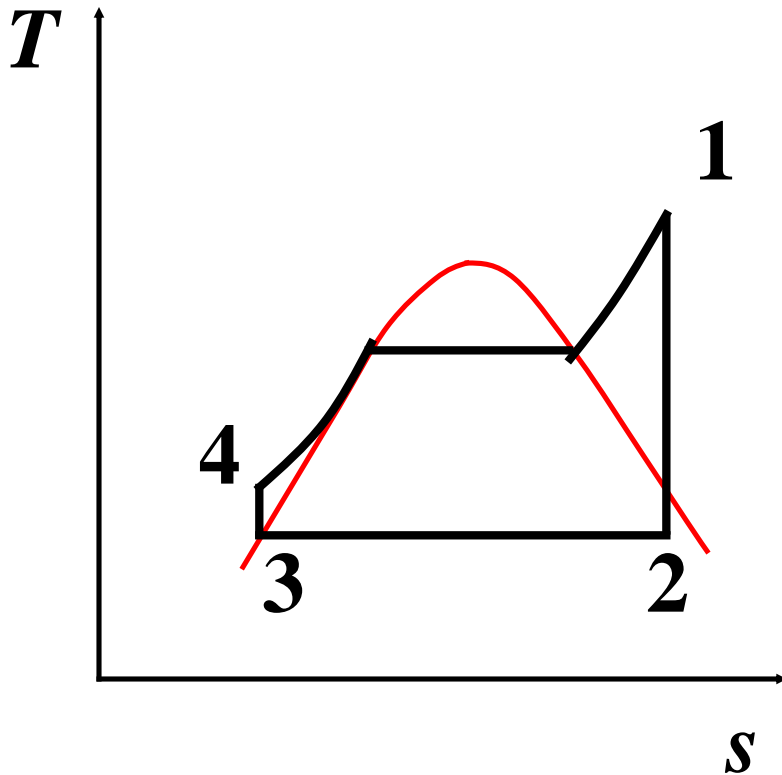
锅炉中的定压吸热量：

$$q_1 = h_1 - h_4$$



# 朗肯循环**热效率**的计算

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = \frac{w_{s,1-2} - w_{s,3-4}}{q_1}$$



一般很小，占  
**0.8~1%**，  
忽略泵功

$$\eta_t \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4} \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}$$

# 汽耗率的概念

工程上常用**汽耗率**, 反映装置经济性, 设备尺寸

**汽耗率:** 蒸汽动力装置每输出1kW.h  
功量所消耗的蒸汽量kg

$$d = \frac{3600}{w_{\text{net}}}$$

$w_{\text{net}}$  单位是kJ/kg      1kW=1 kJ/s

$1 / w_{\text{net}}$  每输出1kJ功量所消耗的蒸汽量kg

$3600 / w_{\text{net}}$  每输出1kW.h功量消耗蒸汽量kg

1kW.h功量=3600KJ功量

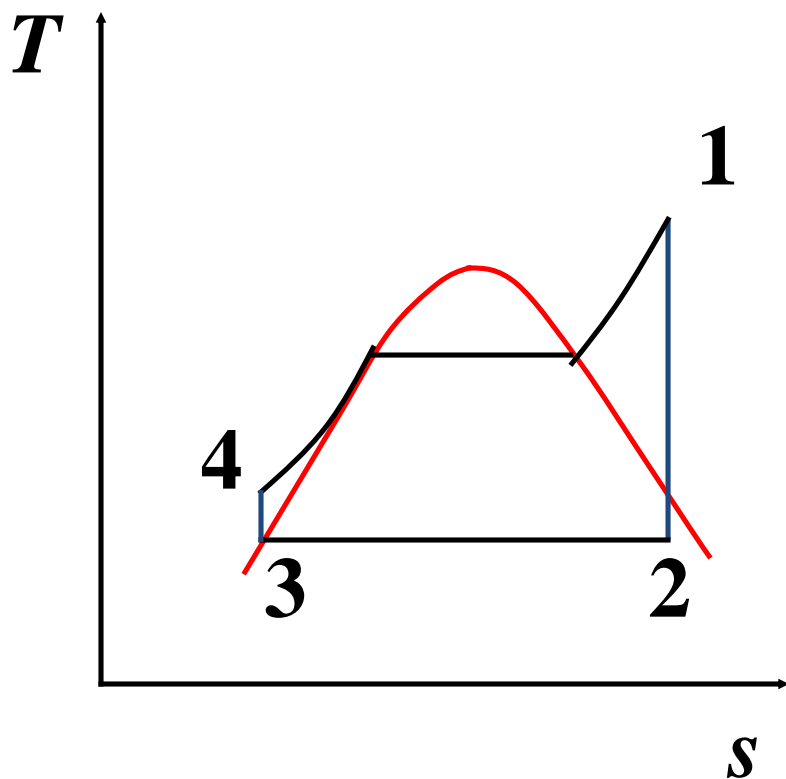
# 朗肯循环计算举例

一蒸汽动力循环按朗肯循环工作,已知汽轮机入口 $p_1=3\text{MPa}$ ,  $t_1=420^\circ\text{C}$ , 汽轮机排汽压力

$$p_2=0.005\text{MPa}$$

忽略泵功

求: 每kg蒸汽在此循环所作的净功和热效率

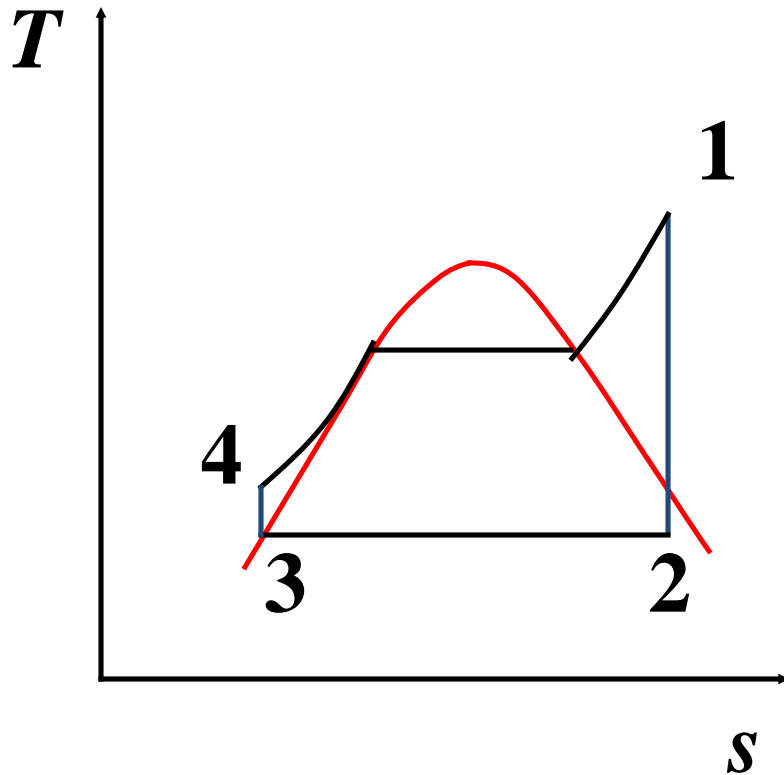


$$w_{\text{net}} = h_1 - h_2$$

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

**解：由 $p_1=3\text{MPa}$ ,  $t_1=420^\circ\text{C}$ , 查附表7, 得**

$$h_1=3275.4\text{kJ/kg} \quad s_1= 6.9864\text{kJ/kg.K}$$



**由 $p_2=0.005\text{MPa}$ ,  
查附表6, 得**

$$h_2'=137.72\text{kJ/kg} = h_3$$

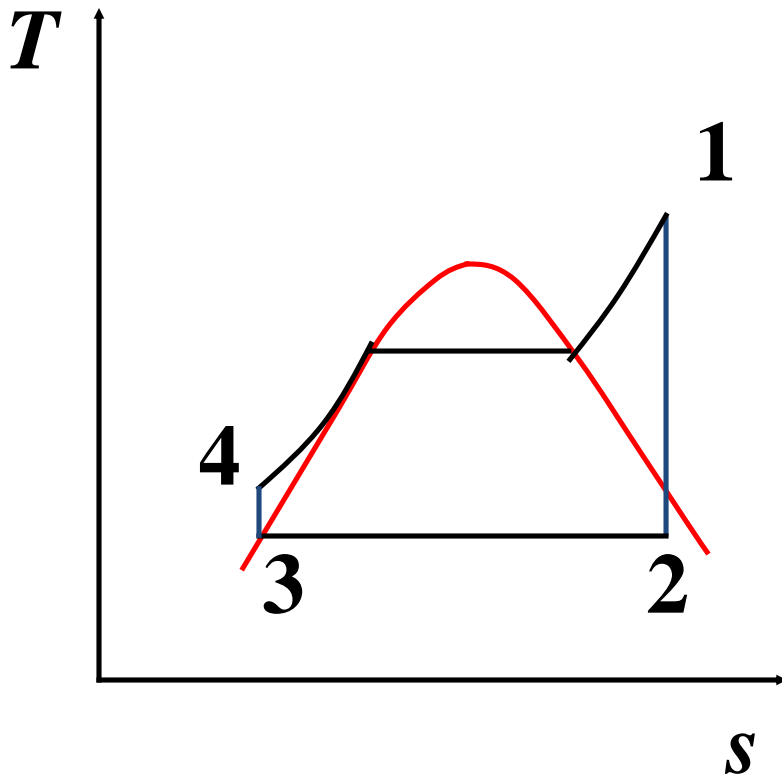
$$h_2''=2560.55\text{kJ/kg}$$

$$s_2'=0.4761\text{kJ/kg.K}$$

$$s_2''=8.3930\text{kJ/kg.K}$$

解:  $h_2' = 137.72 \text{ kJ/kg}$        $s_2' = 0.4761 \text{ kJ/kg.K}$   
 $h_2'' = 2560.55 \text{ kJ/kg}$        $s_2'' = 8.3930 \text{ kJ/kg.K}$

由  $s_2 = s_1 = 6.9864 \text{ kJ/kg.K}$



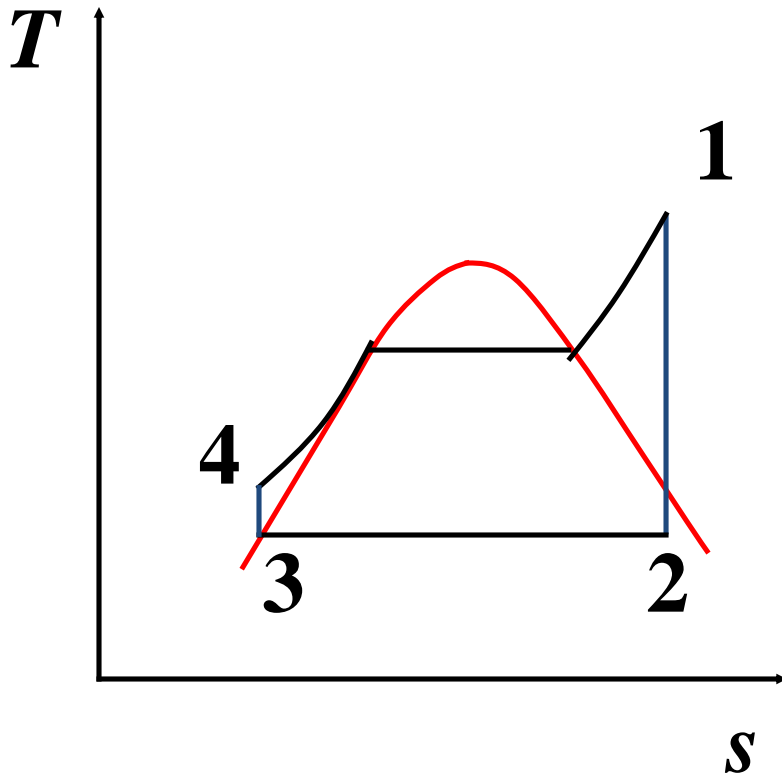
$$x_2 = \frac{s_2 - s_2'}{s_2'' - s_2'} = 0.8223$$

$$h_2 = x_2 h_2'' + (1 - x_2) h_2' = 2130.0 \text{ kJ/kg}$$

解:  $h_1 = 3275.4 \text{ kJ/kg}$   
 $h_2 = 2130.0 \text{ kJ/kg}$   
 $h_3 = 137.72 \text{ kJ/kg}$

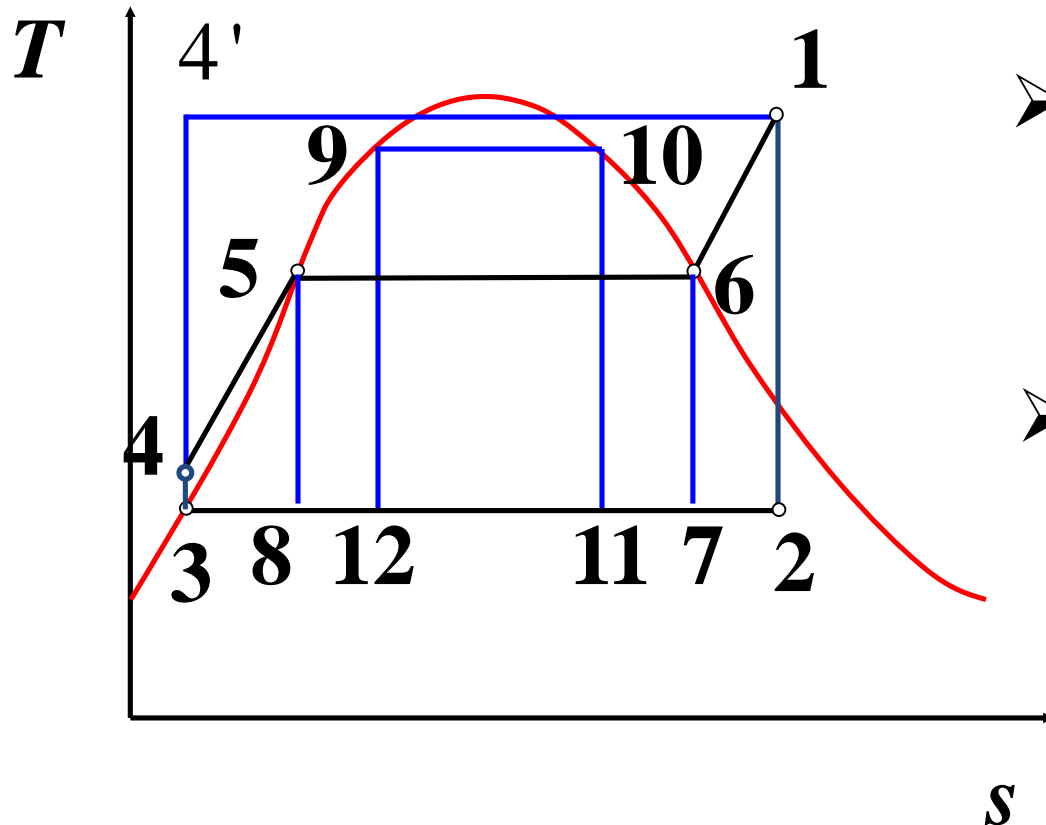
$$w_{\text{net}} = h_1 - h_2 \\ = 1145.4 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = 36.5\%$$





# 朗肯循环与卡诺循环比较



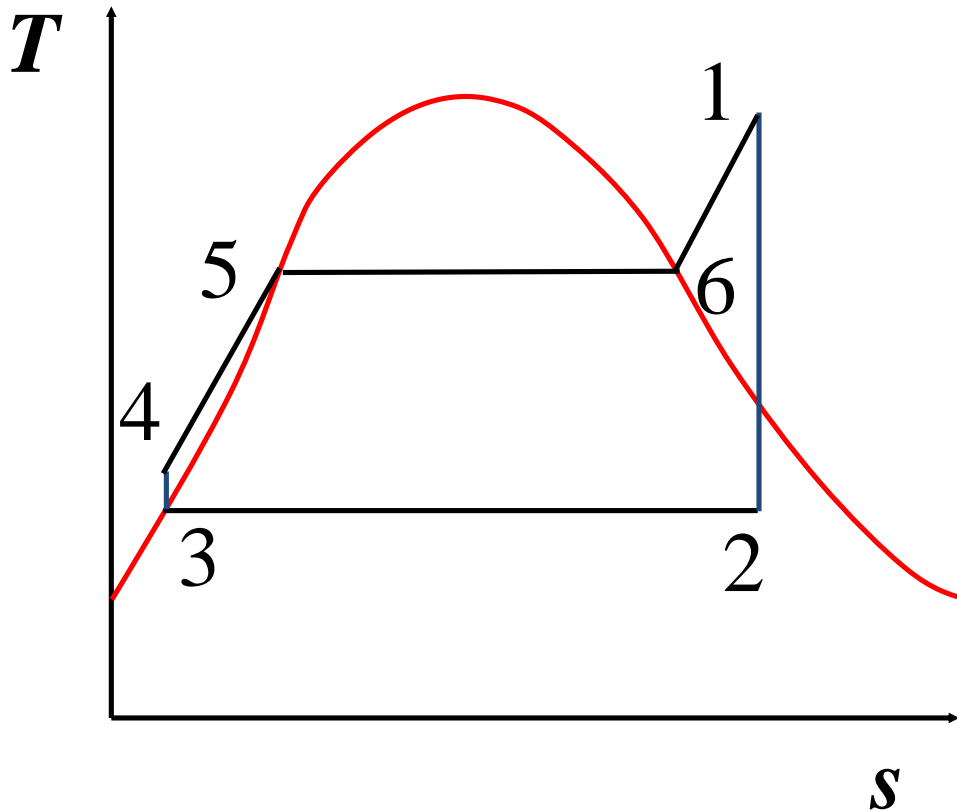
- 对比同温限1234'
  - $q_2$ 相同;
  - $q_1$ 卡诺  $>$   $q_1$ 朗肯
  - $\eta_{\text{卡诺}} > \eta_{\text{朗肯}}$ ;
  - 等温吸热4'1难实现

- 对比5678
  - $\eta_{\text{卡诺}} < \eta_{\text{朗肯}}$ ;
  - $w_{\text{net卡诺}} < w_{\text{net朗肯}}$

- 对比9-10-11-12
  - 11点 $x$ 太小,不利于汽机强度;
  - 12-9两相区难压缩;
  - $w_{\text{net卡诺}}$ 小

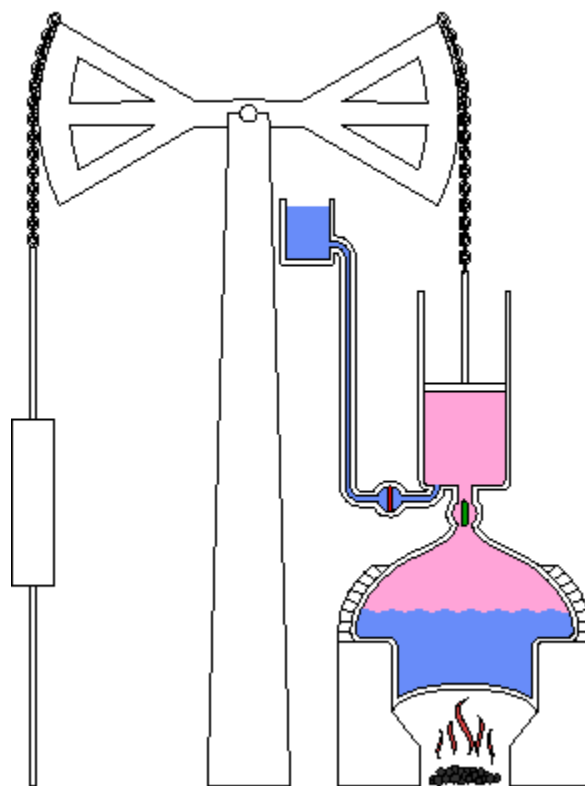
# 如何提高朗肯循环的热效率

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



影响热效率  
的参数?

$$p_1 \quad t_1 \quad p_2$$



纽可门机 (1712年, 1.1-1.3bar,  
 $\eta=0.3\%$ )

# 蒸汽初压对朗肯循环热效率的影响

$t_1, p_2$  不变,  $p_1 \uparrow$

优点:

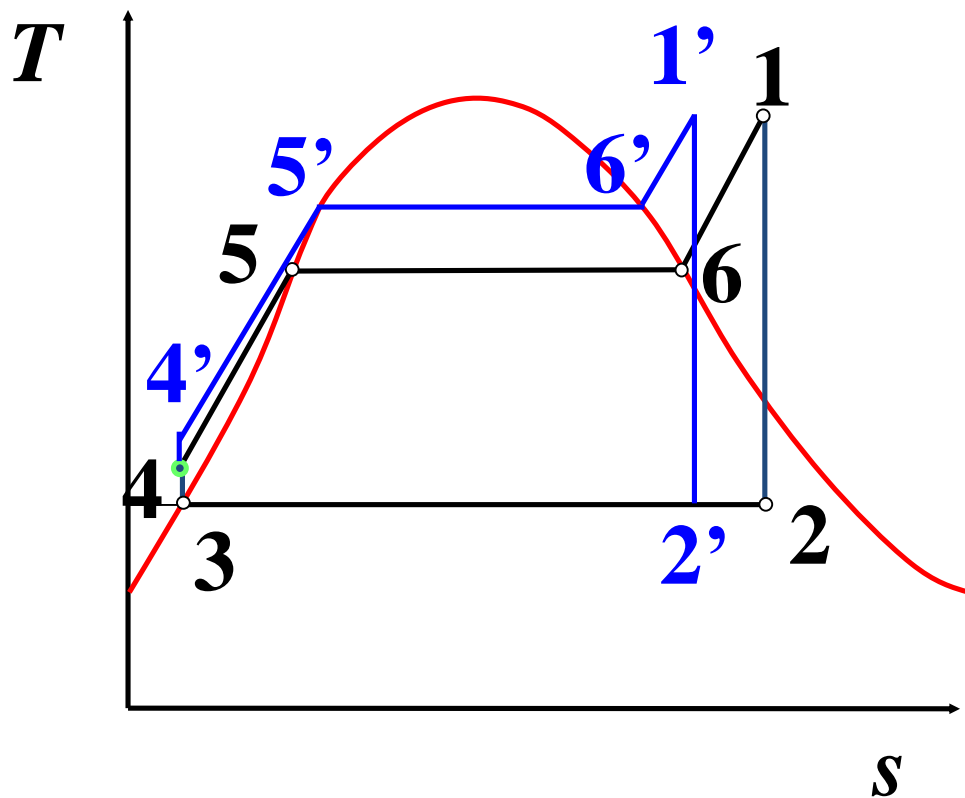
•  $\bar{T}_1 \uparrow$   $\eta_t \uparrow$

•  $v_{2'} \downarrow$ , 汽轮机出口尺寸小

缺点:

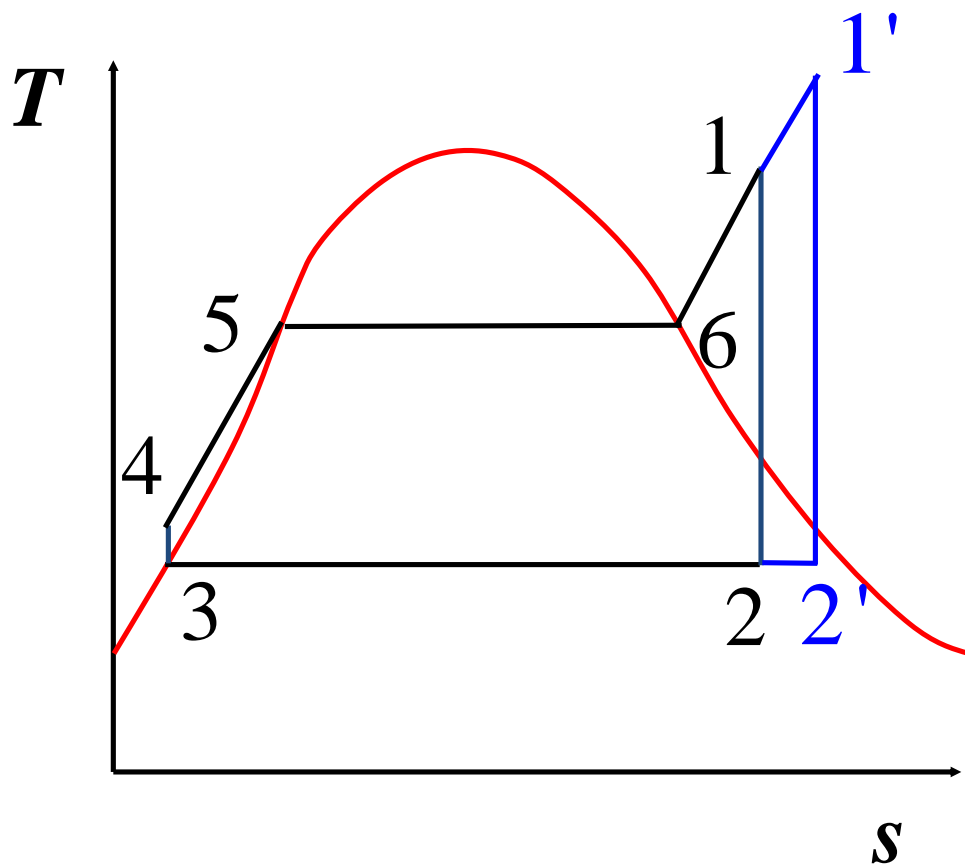
• 对强度要求高

•  $x_{2'} \downarrow$  不利于汽轮机安全。一般要求出口干度大于0.85~0.88



# 蒸汽初温对朗肯循环热效率的影响

$p_1, p_2$  不变,  $t_1$  



## 优点:

 $\bullet \overline{T_1} \uparrow$  $\eta_t \uparrow$ 

- $x_2$  ↑

•  $x_2$  ↓, 有利于汽机安全。

## 缺点:

·对耐热及强度要求高，目前最高初温600℃左右

## •汽机出口尺寸大

$$v_{2'} \uparrow$$

# 乏汽压力对朗肯循环热效率的影响

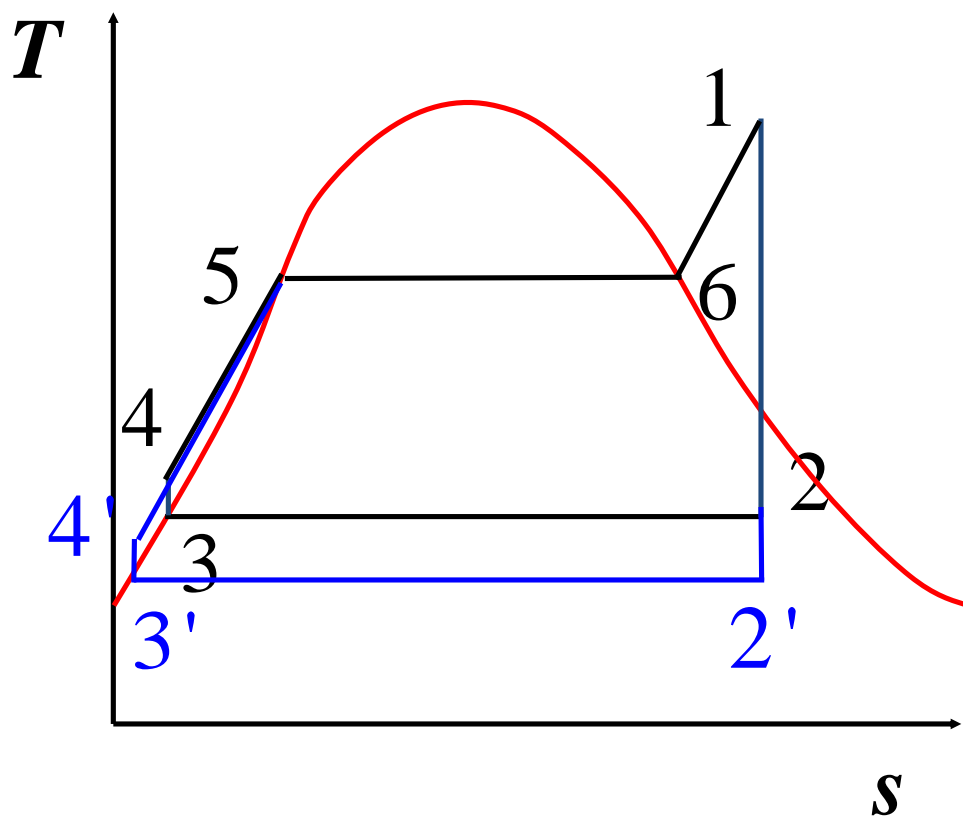
$p_1, t_1$  不变,  $p_2 \downarrow$

优点:

•  $\bar{T}_2 \downarrow \quad \eta_t \uparrow$

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°C, 接近实际可能达到的最低限度  
冬天热效率高



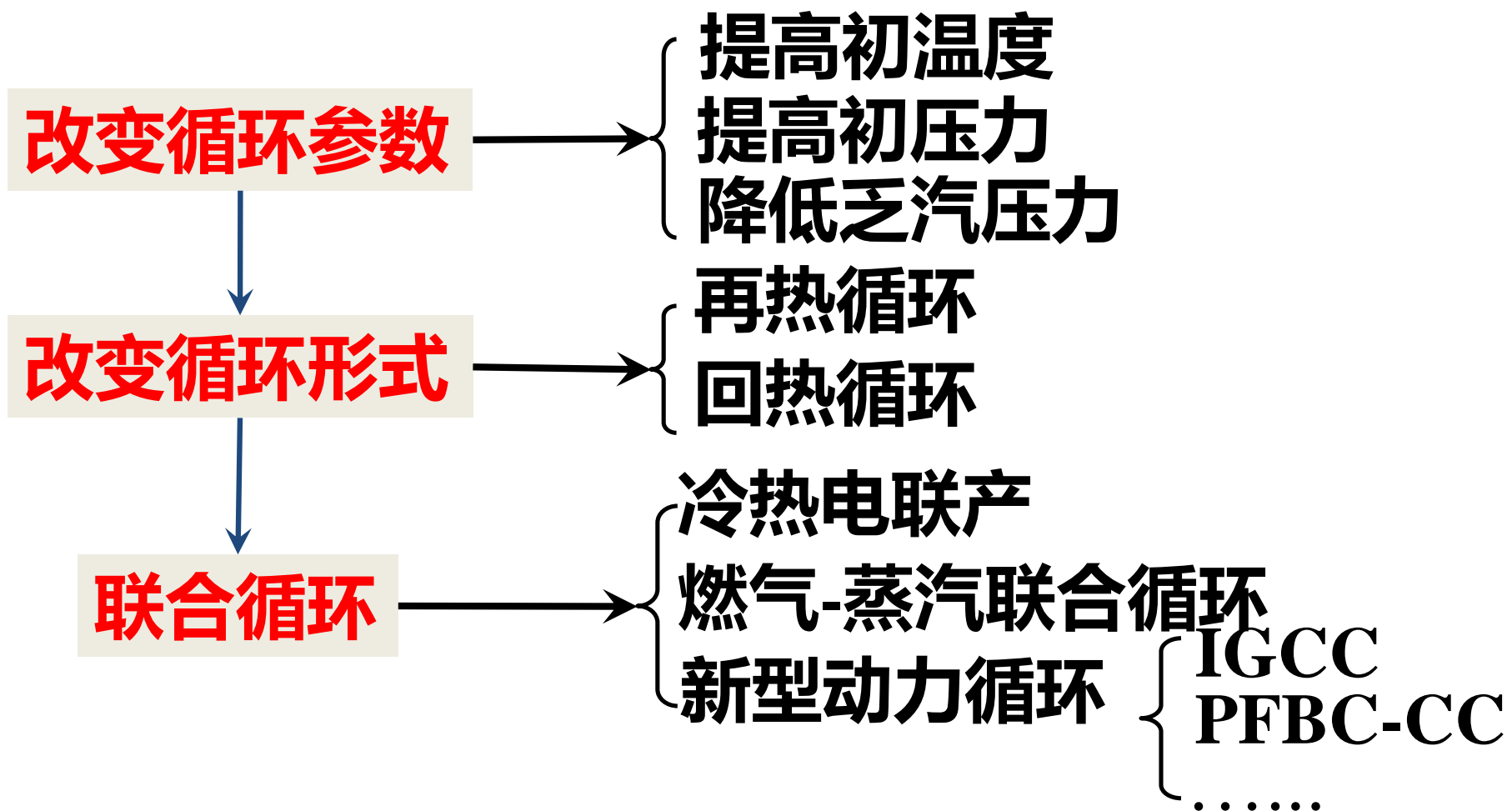
# 国产锅炉、汽轮机发电机组的 初参数简表

25MPa, 580℃

	低压	中压	高压	超高压	超临界	超超临界T	超超临界P	超超临界TP
P1 MPa	1.28	3.43	8.8	12.7	24.2	24.2-26	28-31	28-31
T1 ℃	340	450	535	535	538/566	566-600	566	580-600
蒸汽流量 t/h	5-10	20-120	100-410	400-670	1500-4000	>1800	>2000	>2000
发电功率 MW	0.75-1	3-25	25-100	125-200	600-1000	600-1000	600-1000	600-1000

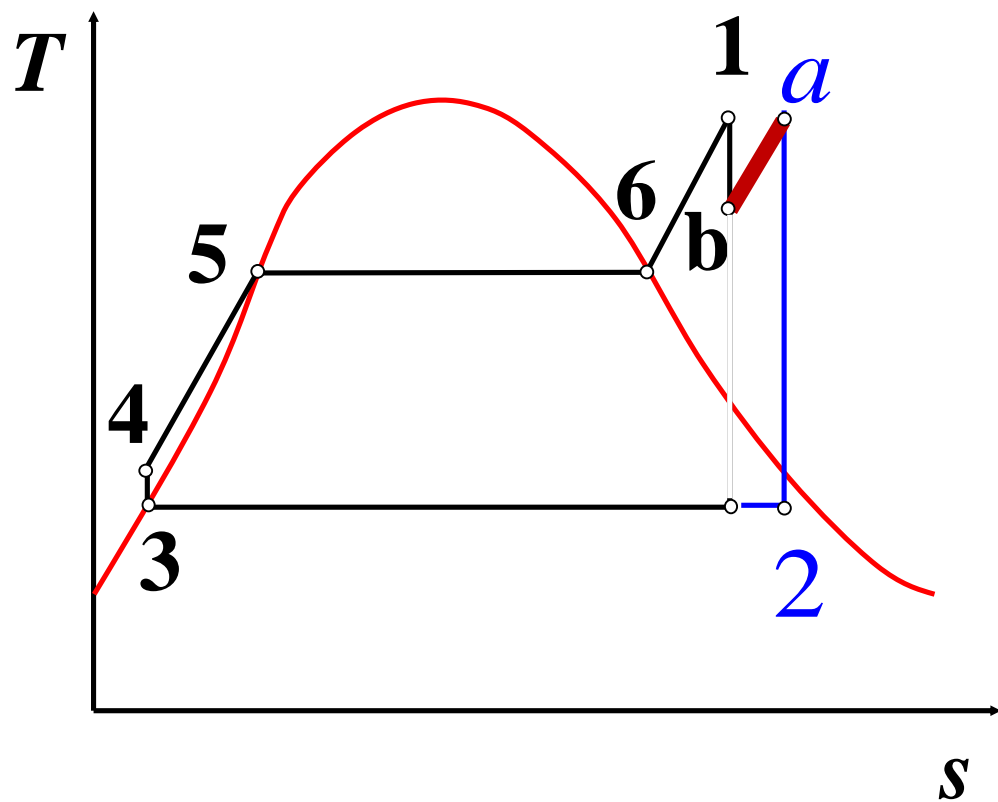
$$p_c = 22.129\text{MPa}, T_c = 374.15\text{ }^{\circ}\text{C}$$

# 提高循环热效率的途径

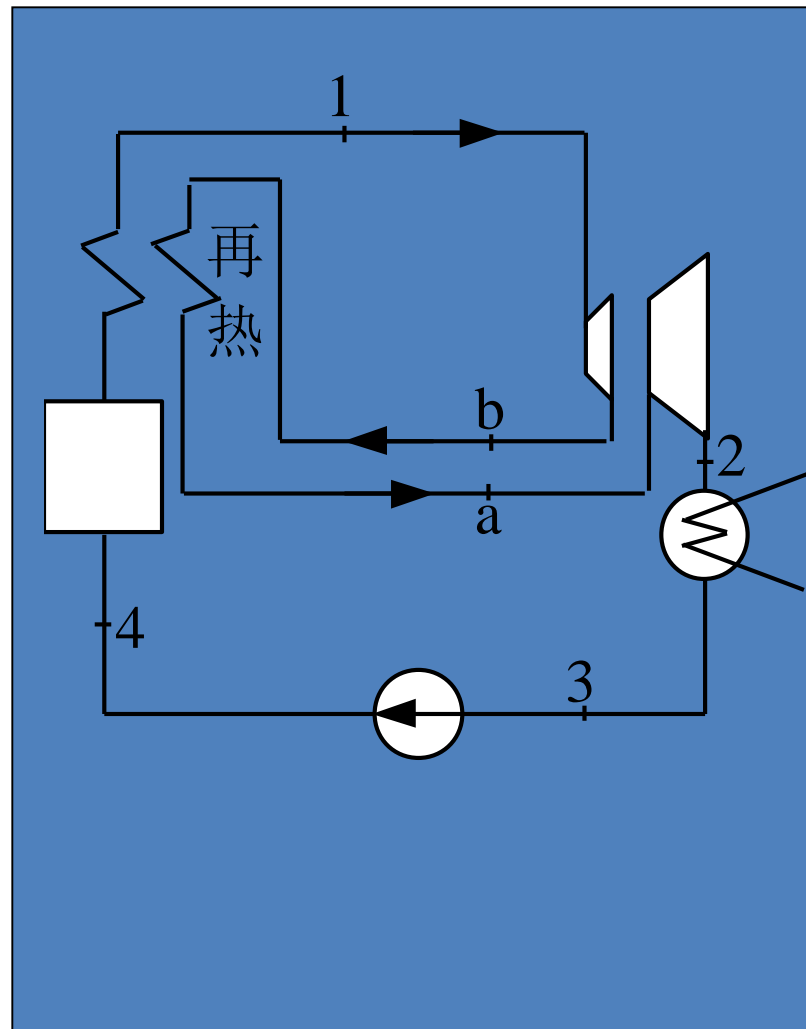




# 蒸汽再热循环(reheat)



**b→a 再热过程**



# 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:

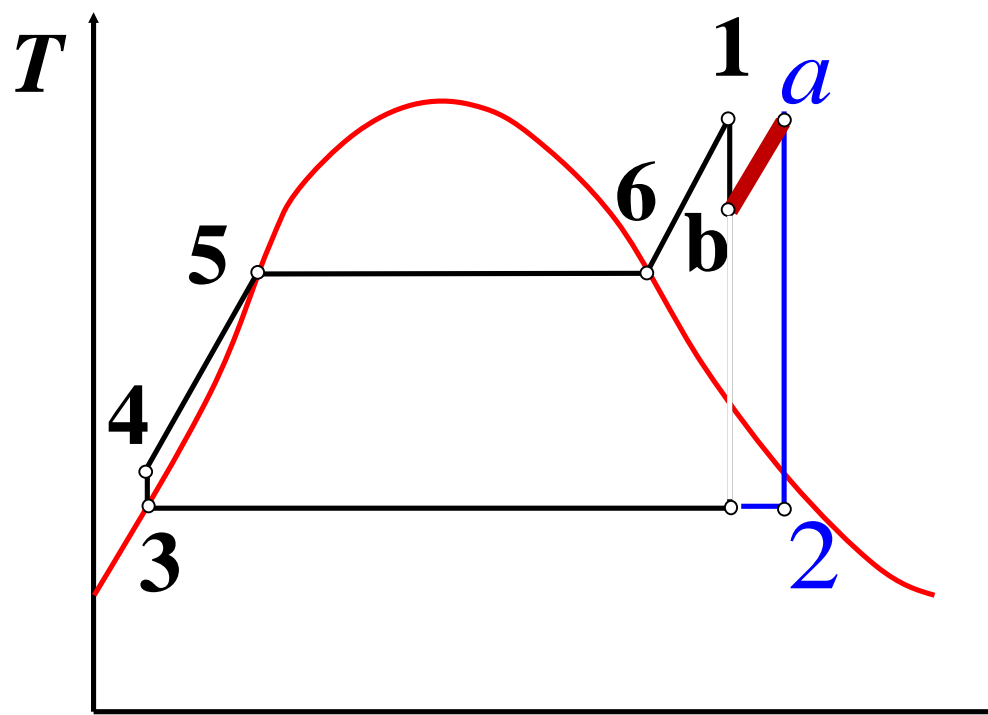
$$q_2 = h_2 - h_3$$

净功 (忽略泵功) :

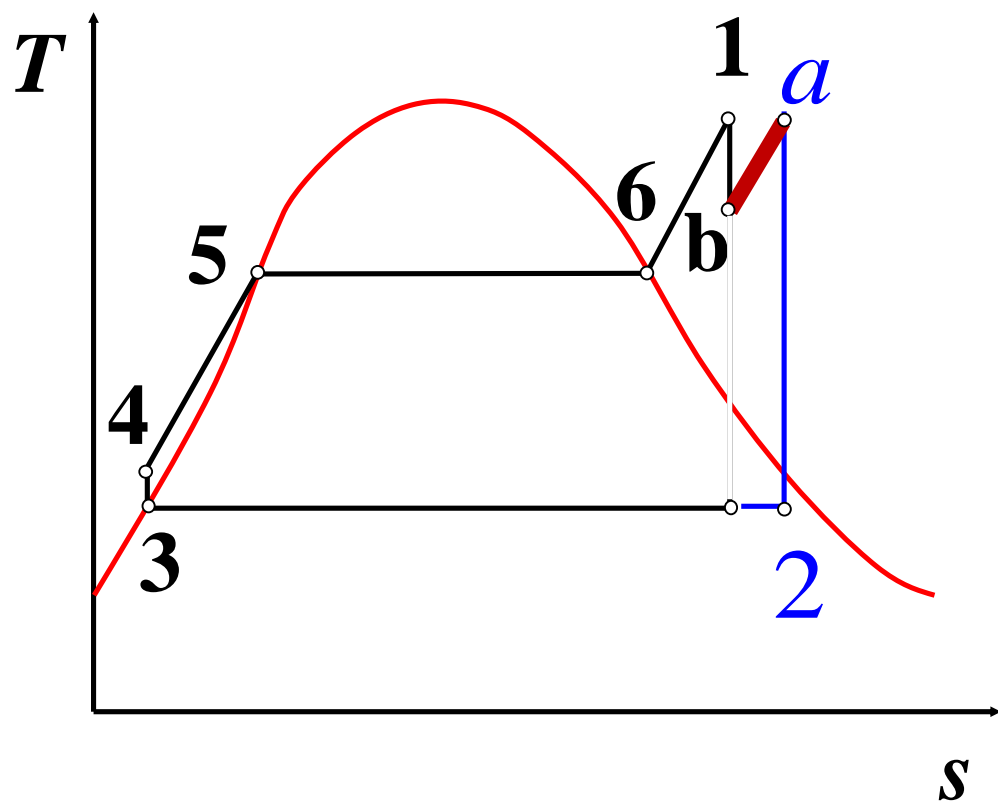
$$w_{\text{net}} = (h_1 - h_b) + (h_a - h_2)$$

热效率:

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



# 蒸汽再热循环的热效率



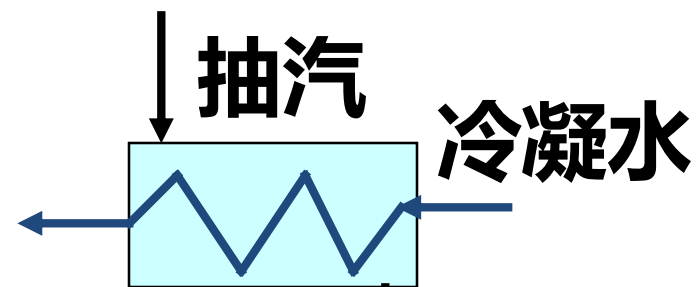
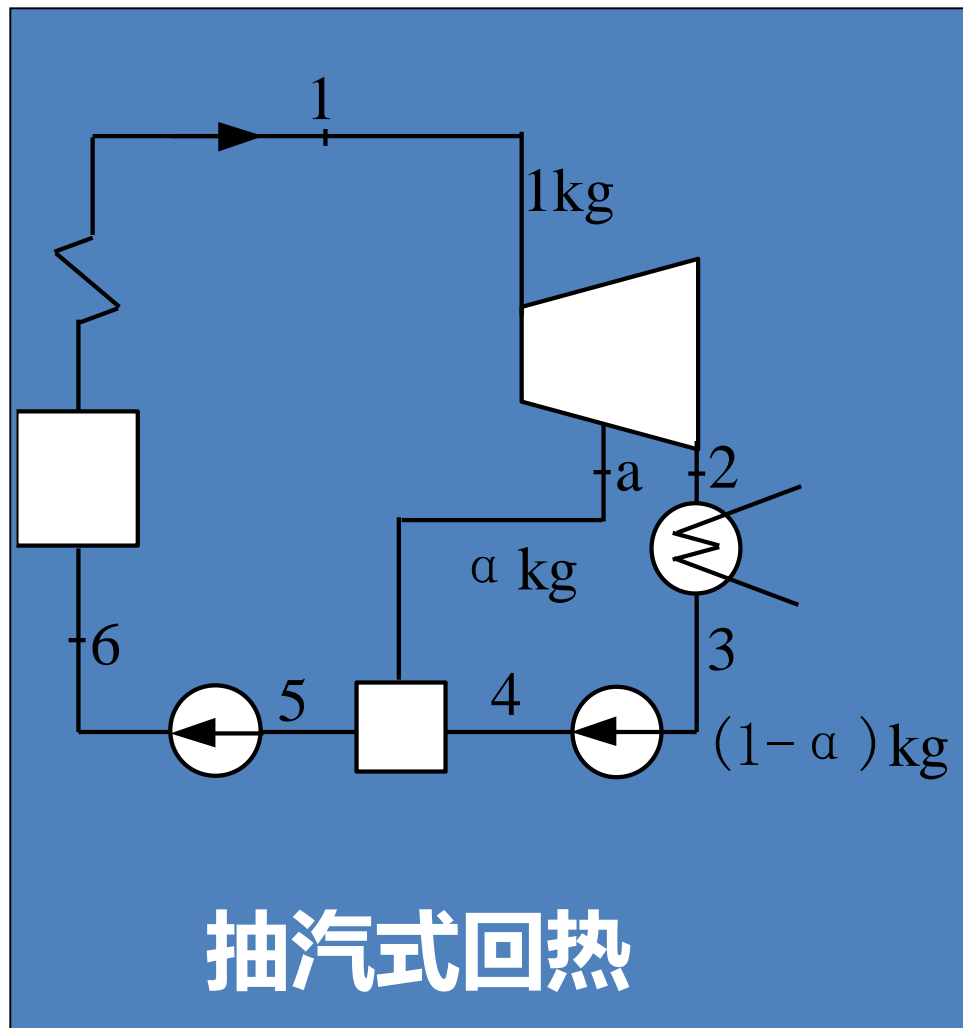
- 再热循环本身不一定提高循环热效率，与再热压力有关

- $x_2$ 提高,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%。

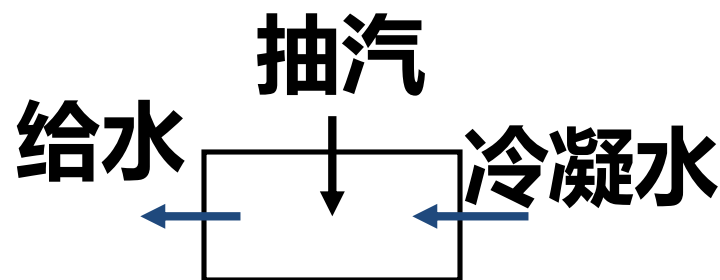
# 蒸汽再热循环的实践

- 再热压力  $p_b = p_a \approx 0.2 \sim 0.3 p_1$
- $p_1 < 10 \text{ MPa}$ , 一般不采用再热
- 我国常见机组, 10、12.5、20、30万机组,  $p_1 > 13.5 \text{ MPa}$ , 一次再热
- 超临界机组,  $t_1 > 600^\circ\text{C}$ ,  $p_1 > 25 \text{ MPa}$ , 二次再热

# 蒸汽回热循环(regenerative)

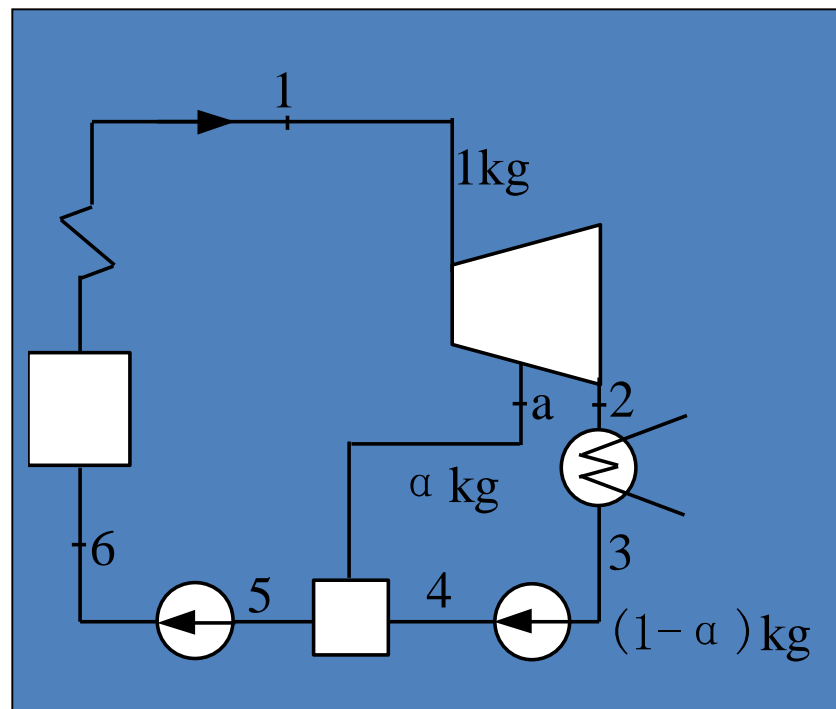
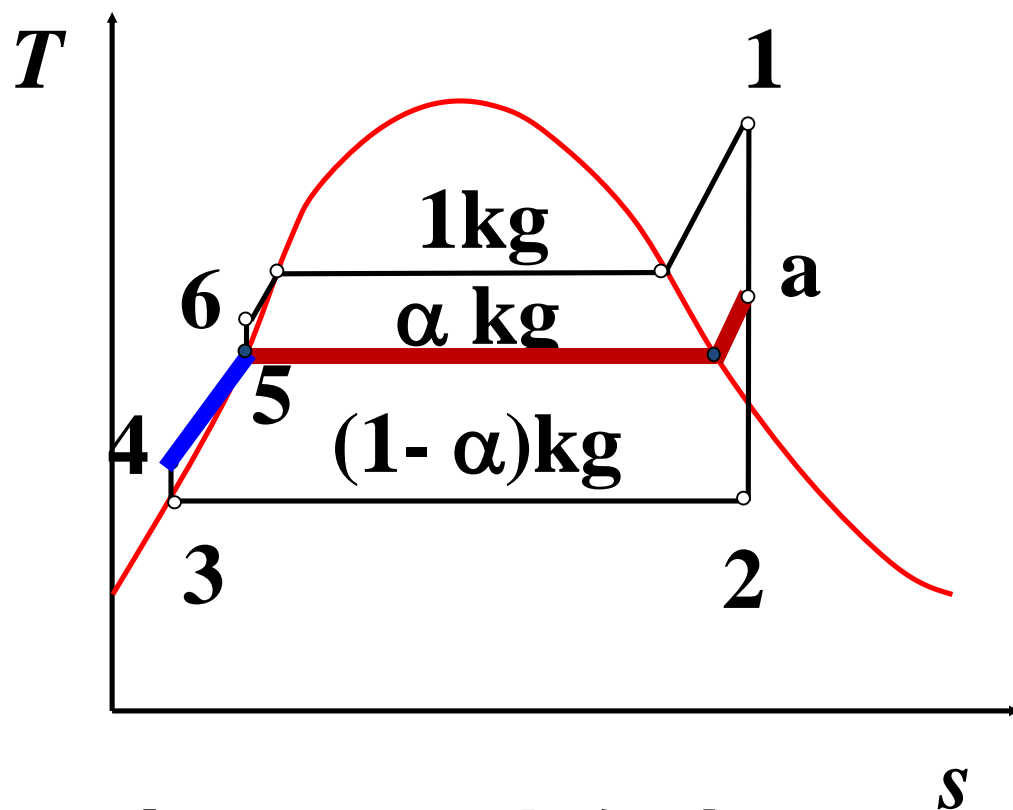


**去凝汽器**  
**表面式回热器**

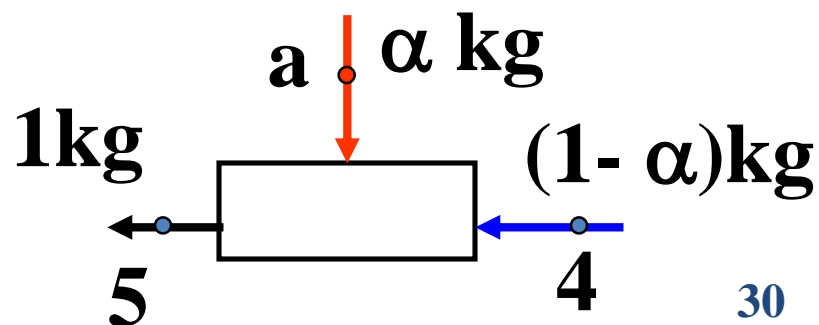


**混合式回热器**

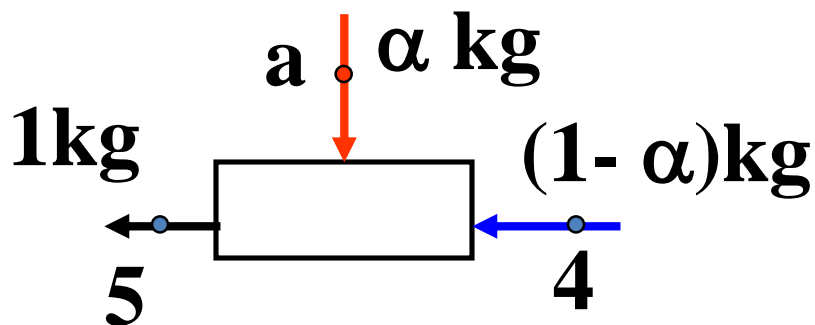
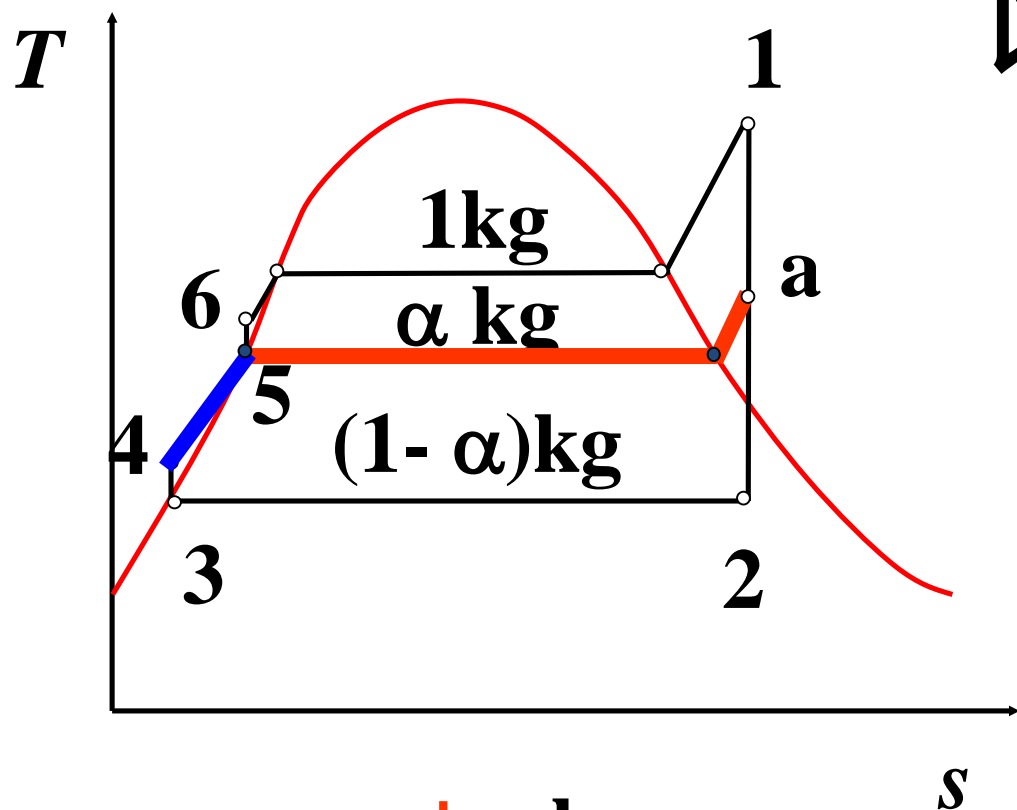
# 蒸汽抽汽回热循环



由于 $T-s$ 图上各点质量不同，面积不再直接代表热和功



# 抽汽回热循环的抽汽量计算



以混合式回热器为例  
热一律

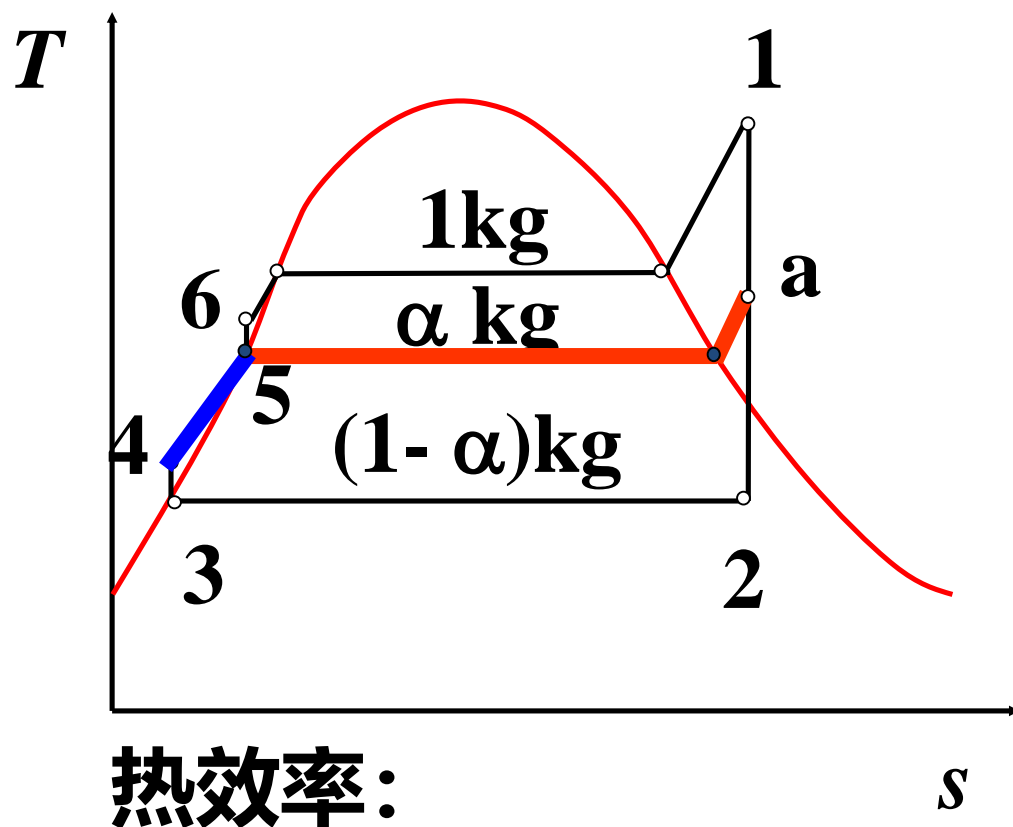
$$\alpha h_a + (1 - \alpha) h_4 = 1 \times h_5$$

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

忽略泵功

$$\alpha = \frac{h'_a - h'_2}{h_a - h'_2}$$

# 抽汽回热循环热效率的计算



**吸热量:**

$$q_{1, \text{RG}} = h_1 - h_6 = h_1 - h'_a$$

**放热量:**

$$q_{2, \text{RG}} = (1 - \alpha)(h_2 - h'_2)$$

**净功:**

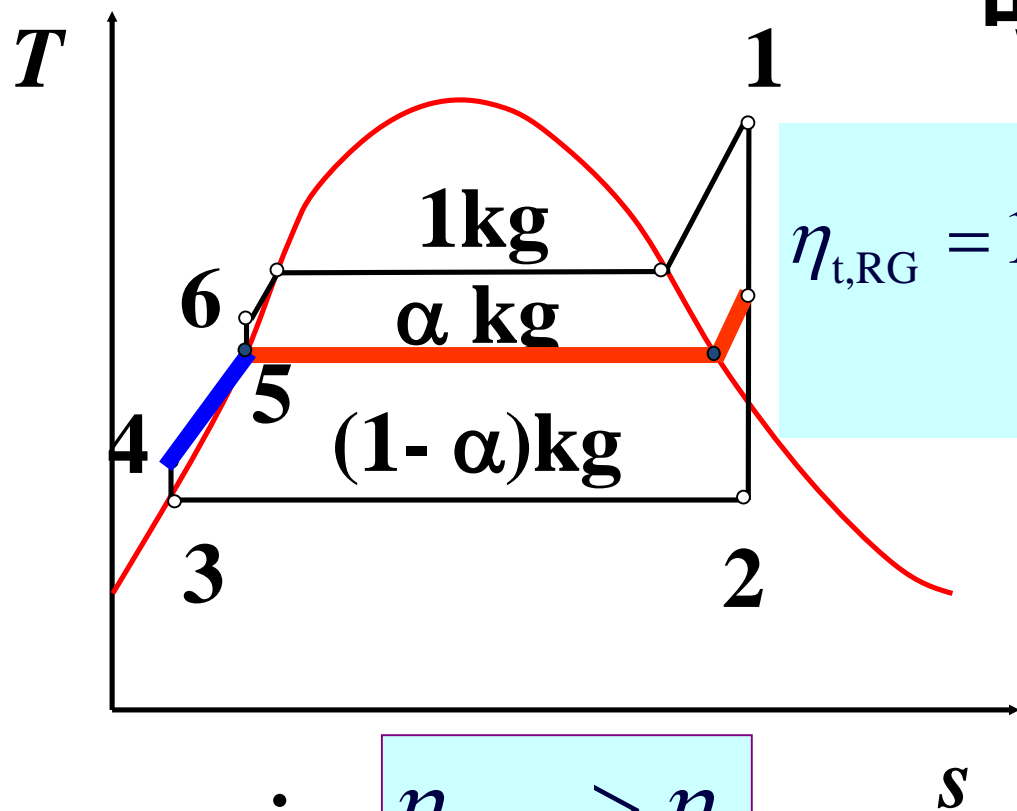
$$w_{\text{RG}} = (h_1 - h_a) + (1 - \alpha)(h_a - h_2)$$

$$\eta_{t, \text{RG}} = \frac{(h_1 - h_a) + (1 - \alpha)(h_a - h_2)}{h_1 - h'_a}$$



# 为什么抽汽回热热效率提高？

可推导



$$\eta_{t, \text{RG}} = 1 - \frac{h_2 - h'_2}{(h_1 - h'_2) + \frac{\alpha}{1-\alpha}(h_1 - h_a)}$$

简单朗肯循环：

$$\eta_t = 1 - \frac{h_2 - h'_2}{h_1 - h'_2}$$

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

**物理意义： $\alpha$  kg工质100%利用  
 $1 - \alpha$  kg工质效率未变**

$$\frac{\alpha}{1-\alpha}(h_1 - h_a) > 0$$

# 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

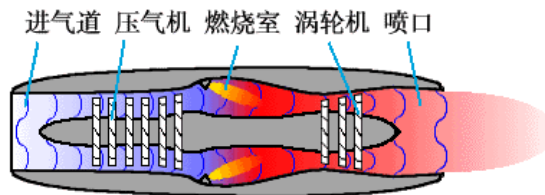
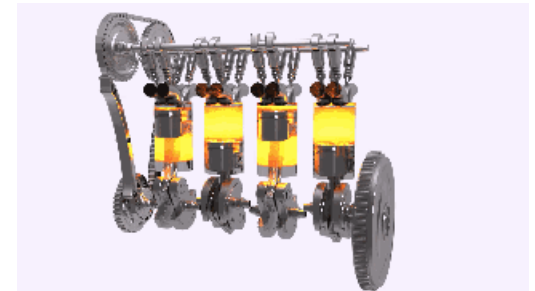
- 循环比功减小，汽耗率增加
- 增加设备复杂性
- 回热器投资

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。

# §6-2 活塞式内燃机循环

## 气体动力循环分类

- 按结构 {
- 活塞式 piston engine  
汽车, 摩托, 小型轮船
  - 叶轮式 Gas turbine cycle  
航空, 大型轮船, 移动电站



# 气体动力循环分类

按燃料

汽油机 petrol (gasoline) engine  
小型汽车, 摩托

柴油机 diesel engine  
中、大型汽车, 火车,  
轮船, 移动电站

煤油机 kerosene oil engine  
航空

# 气体动力循环分类

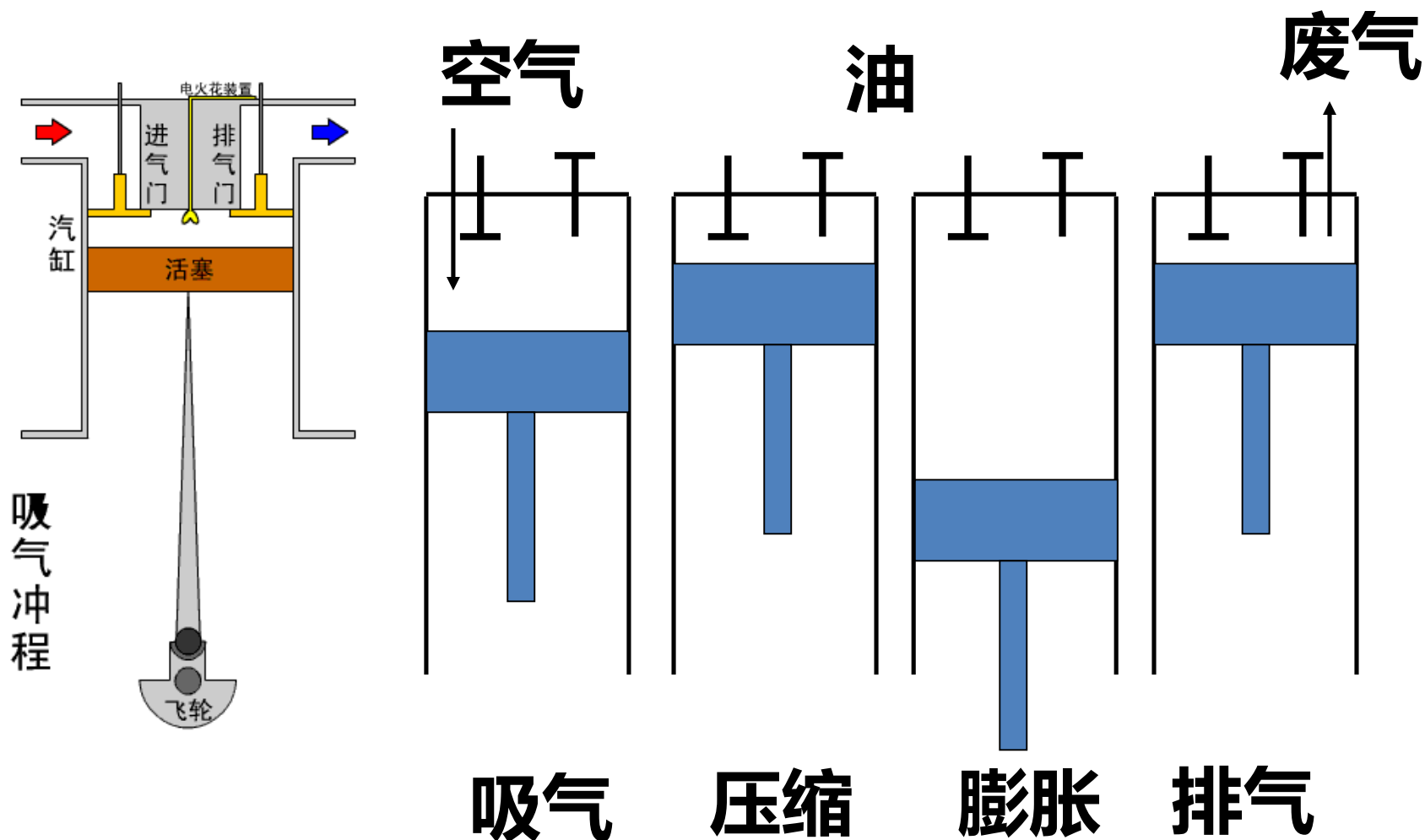
**按点燃方式：点燃式 spark ignition**

**压燃式 compression ignition**

**按冲程数： 二冲程 two-stroke**

**四冲程 four-stroke**

# 四冲程柴油机工作原理



# 四冲程高速柴油机工作过程

0—1 吸空气

1—2' 多变压缩

一般  $n=1.34\sim1.37$

$p_2'=3\sim5\text{MPa}$

$t_2'=600\sim800^\circ\text{C}$

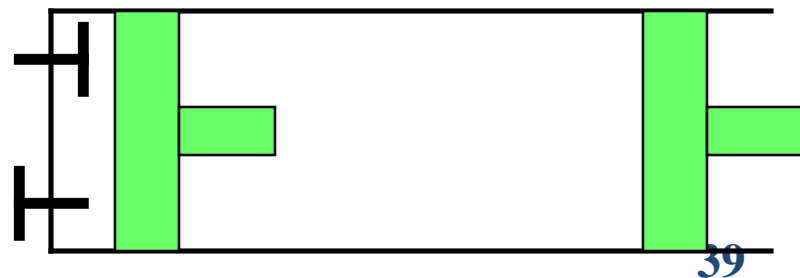
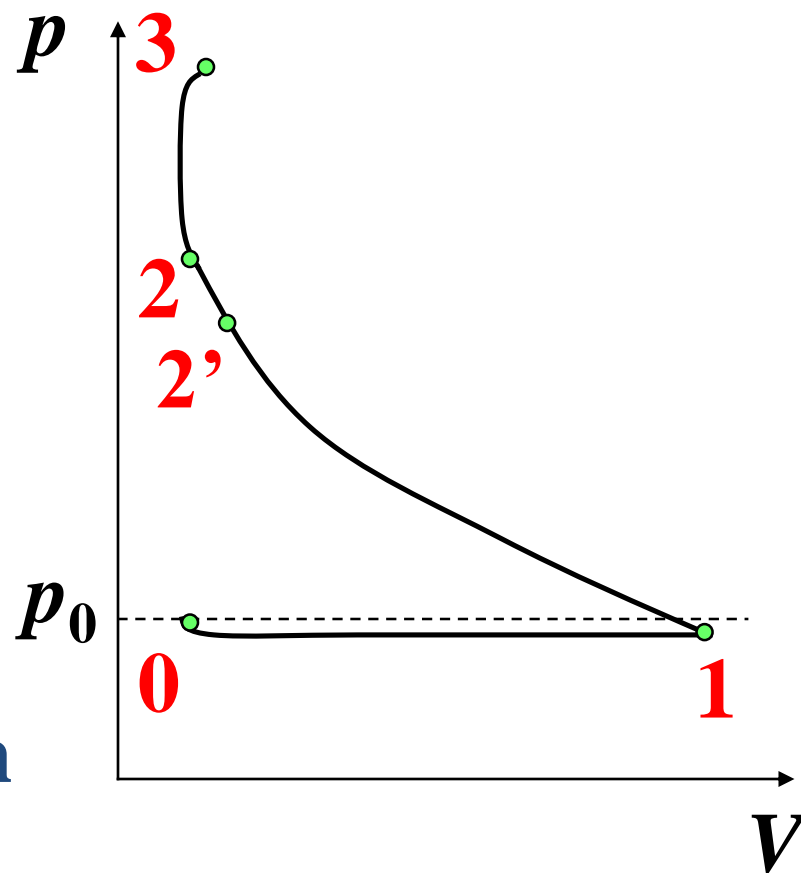
柴油自燃  $t=205^\circ\text{C}$   
Autoignition

2' 喷柴油

2 开始燃烧

2—3 迅速燃烧, 近似  $(V)$

$p\uparrow 5\sim9\text{MPa}$



# 四冲程高速柴油机工作过程

**3—4 边喷油，边膨胀**

近似  $(p)$  膨胀

$t_4$  可达  $1700 \sim 1800^\circ\text{C}$

**4 停止喷柴油**

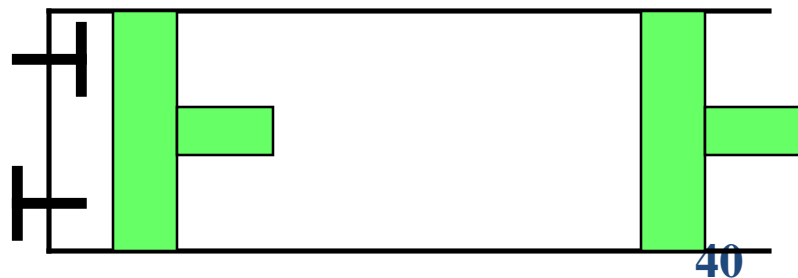
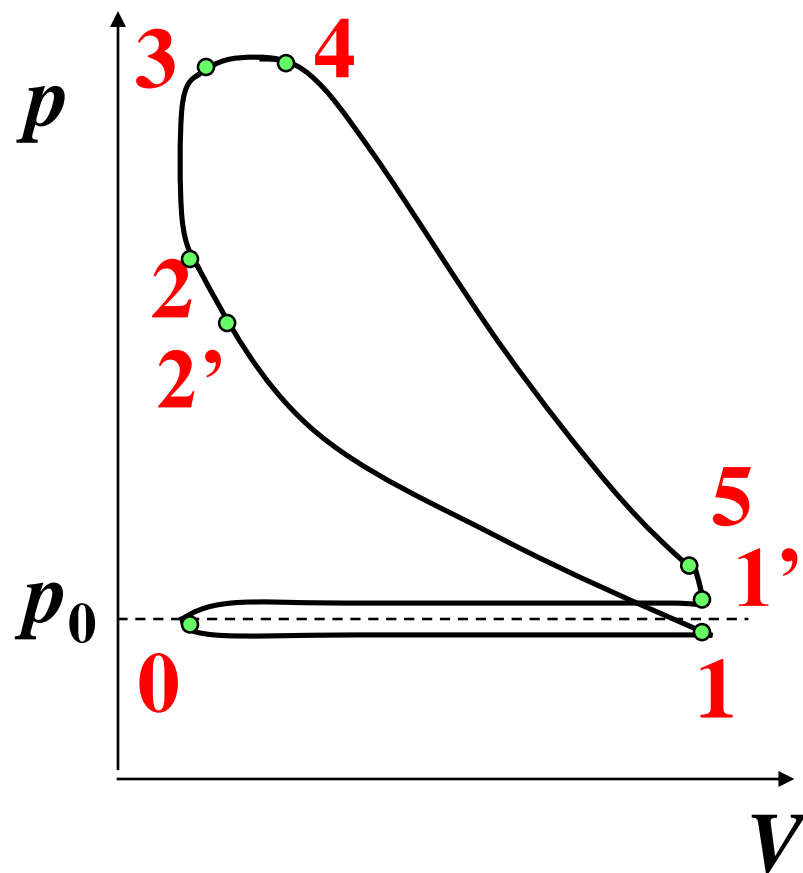
**4—5 多变膨胀**

$p_5 = 0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$

$t_5 \approx 500^\circ\text{C}$

**5—1' 开阀排气,  $(V)$  降压**

**1'—0 活塞推排气, 完成循环**





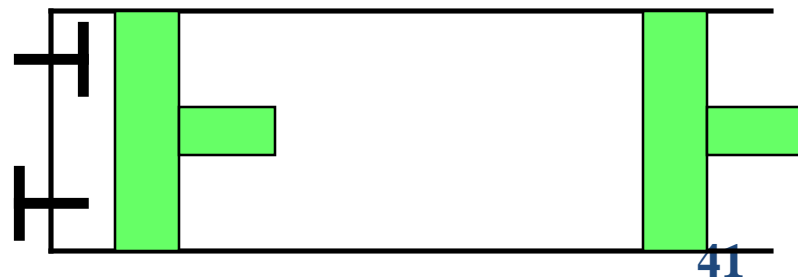
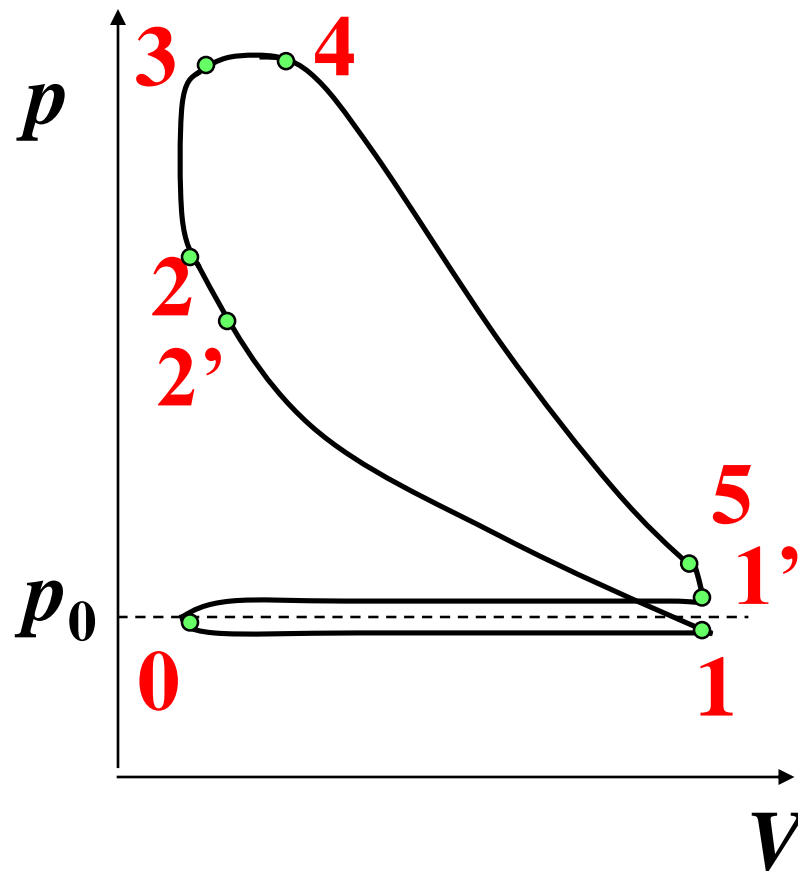
# 四冲程高速柴油机的理想化

## 1. 工质

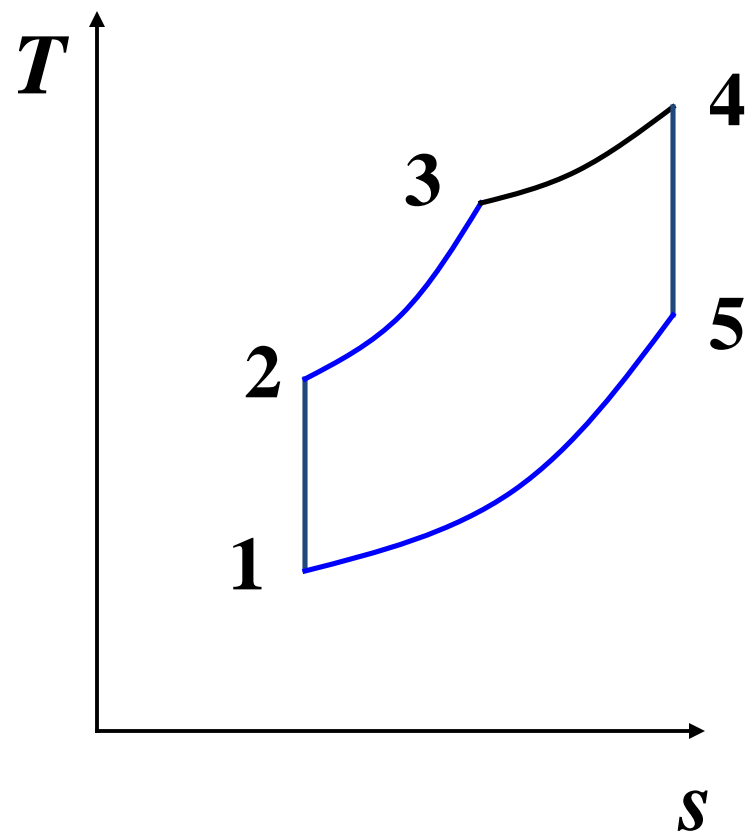
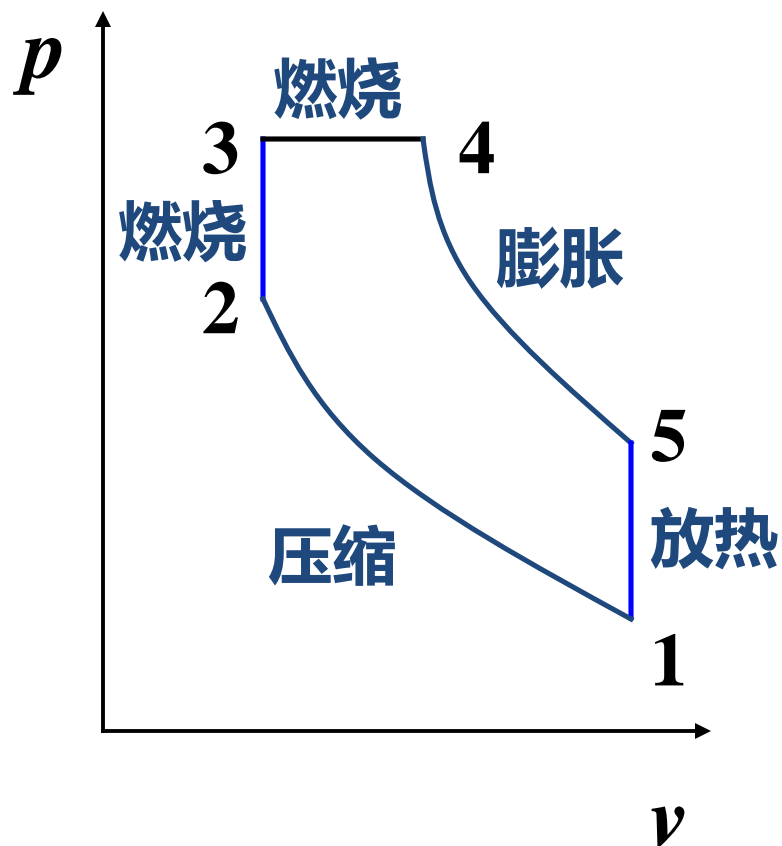
定比热理想气体  
工质数量不变

$P$ - $V$ 图  $\rightarrow$   $p$ - $v$ 图

2.  $0-1$ 和 $1'-0$ 抵消  
开口  $\rightarrow$  闭口循环
3. 燃烧  $\rightarrow$  外界加热
4. 排气  $\rightarrow$  向外界放热
5. 多变  $\rightarrow$  绝热
6. 不可逆  $\rightarrow$  可逆



# 理想混合加热循环（萨巴德循环） (混合加热、定容放热)



# 理想混合加热循环的计算

吸热量

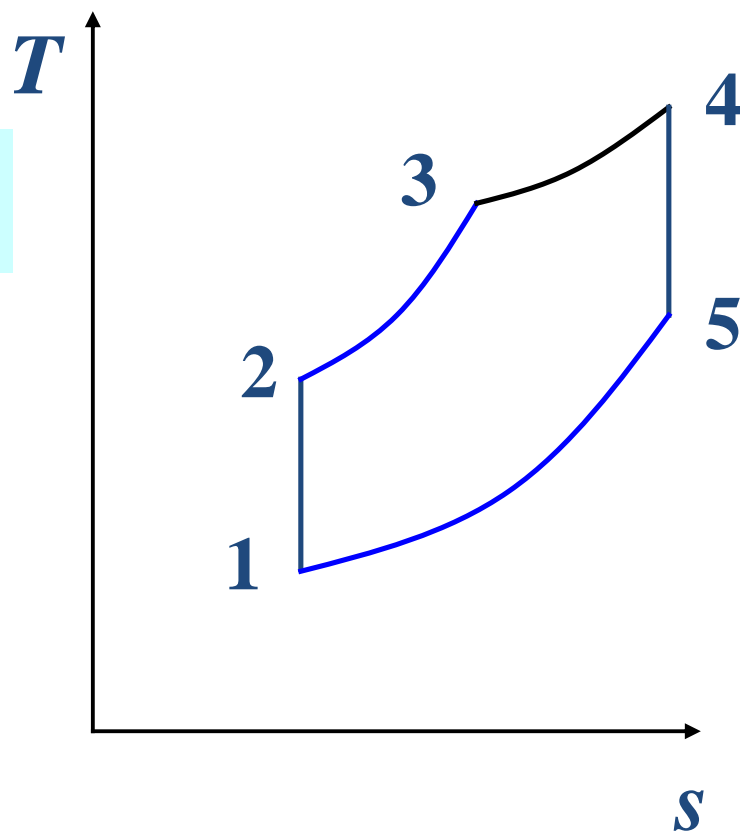
$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3)$$

放热量(取绝对值)

$$q_2 = c_v (T_5 - T_1)$$

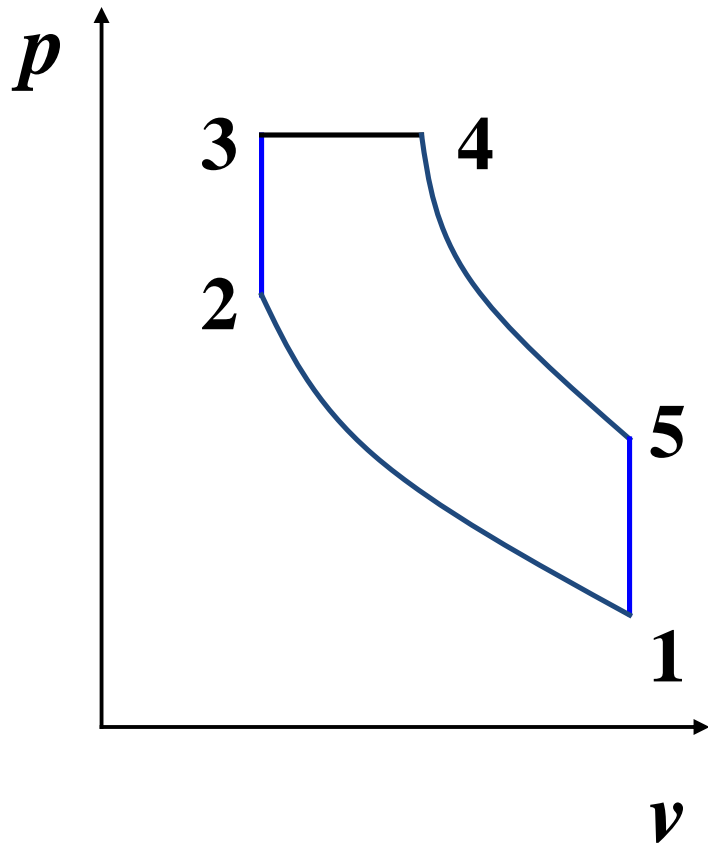
热效率

$$\oint \delta q = \oint \delta w$$



$$\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + \kappa (T_4 - T_3)}$$

# 定义几个指标性参数



压缩比

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$$

反映  
气缸  
容积

升压比

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2}$$

预胀比

$$\rho = \frac{v_4}{v_3}$$

反映  
供油  
规律

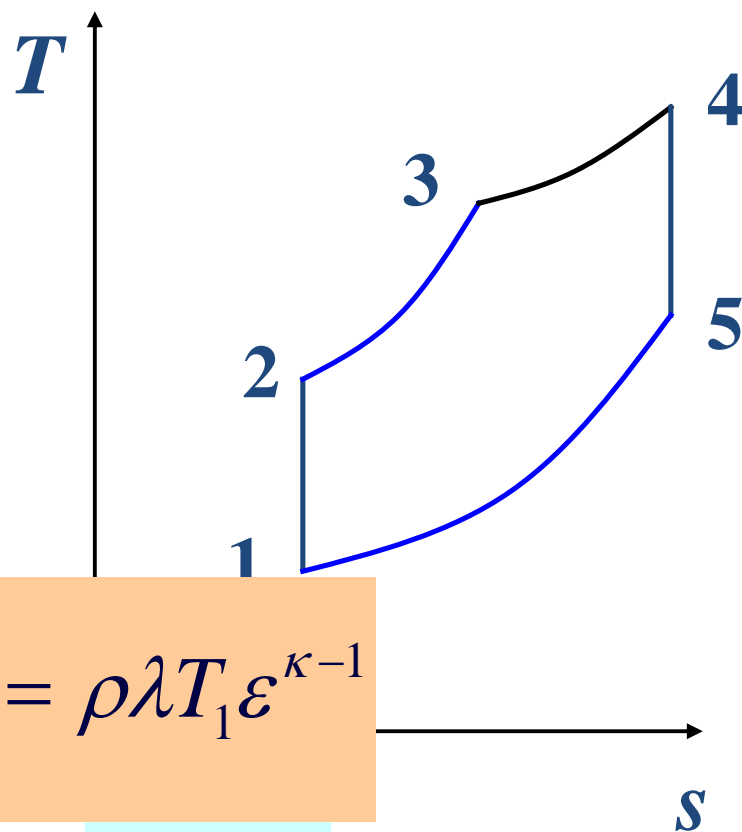
# 理想混合加热循环的热效率

$$\eta_t = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + \kappa(T_4 - T_3)}$$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = T_1 \varepsilon^{\kappa-1}$$

$$T_3 = \frac{p_3}{p_2} T_2 = \lambda T_1 \varepsilon^{\kappa-1} \quad T_4 = \frac{v_4}{v_3} T_3 = \rho \lambda T_1 \varepsilon^{\kappa-1}$$

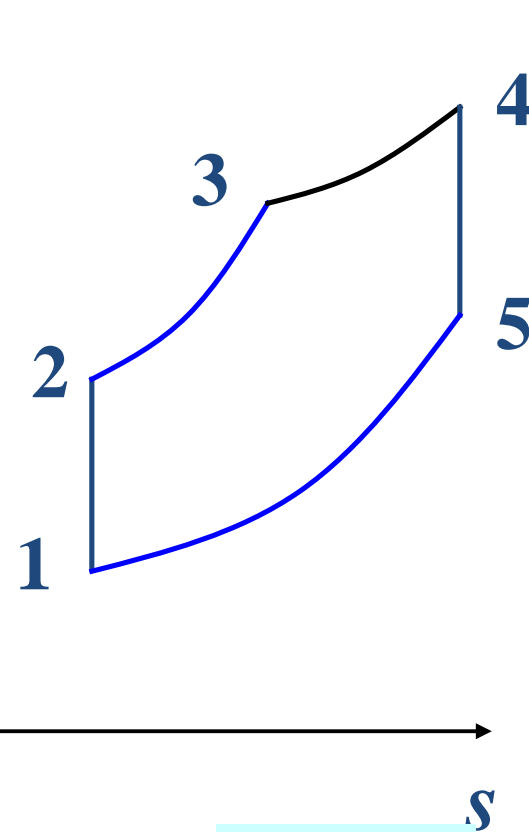
$$T_5 = \left( \frac{v_4}{v_5} \right)^{\kappa-1} T_4 = \left( \frac{\rho v_3}{v_1} \right)^{\kappa-1} T_4 = \left( \frac{\rho v_2}{v_1} \right)^{\kappa-1} T_4 = \rho^\kappa \lambda T_1$$



# 理想混合加热循环的热效率

$$\eta_t = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + \kappa(T_4 - T_3)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)]}$$



压缩比  $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$

升压比  $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$

预胀比  $\rho = \frac{v_4}{v_3}$

# 各因素对混合加热循环的影响

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)]}$$

压缩比  
升压比  
预胀比

$\varepsilon$

$\lambda$

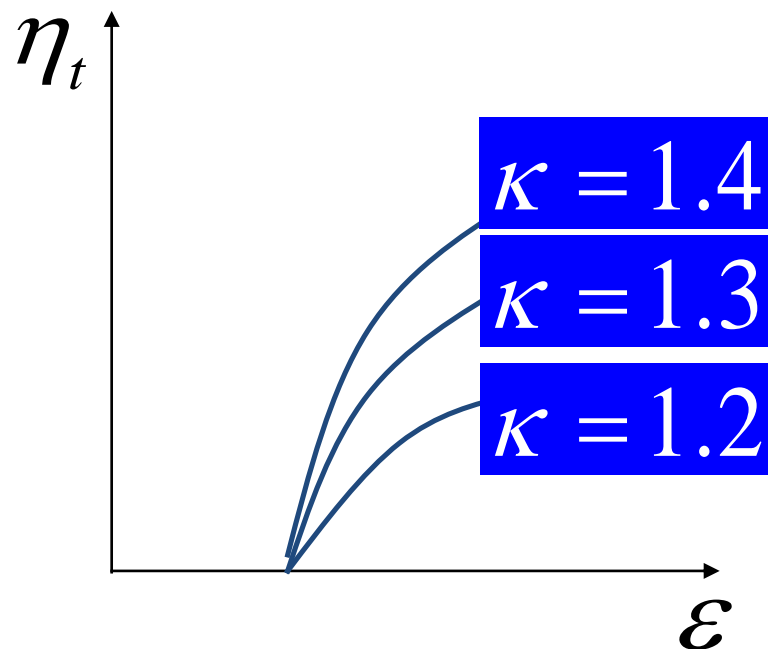
$\rho$

1、当  $\lambda$ 、 $\rho$  不变

$$\varepsilon \uparrow \quad \kappa \uparrow \quad \longrightarrow \quad \eta_t \uparrow$$

受气缸材料限制

一般柴油机  $\varepsilon = 14 \rightarrow 21$



# 各因素对混合加热循环的影响

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}$$

2、当  $\varepsilon$  不变

$\lambda \uparrow$     $\eta_t \uparrow$

$\rho \downarrow$     $\eta_t \uparrow$

**注意：**

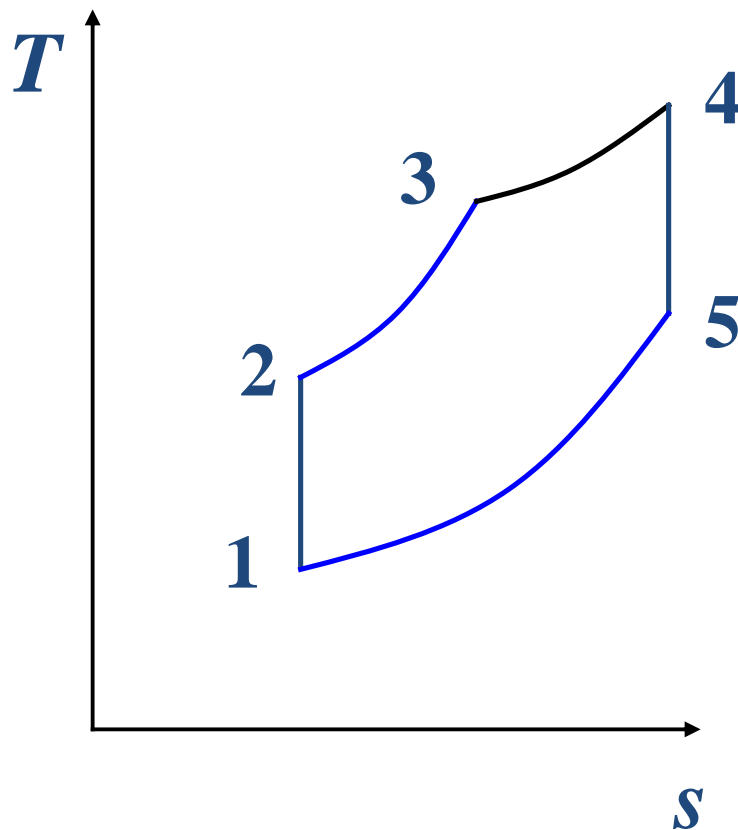
- 图示的研究方法
- 不必记忆  $\eta_t$  的复杂式

压缩比  
升压比  
预胀比

$\varepsilon$

$\lambda$

$\rho$





# §6-3 燃气动力循环/布雷顿循环

按结构

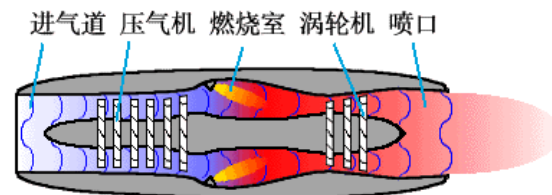
活塞式 piston engine

汽车，摩托，小型轮船

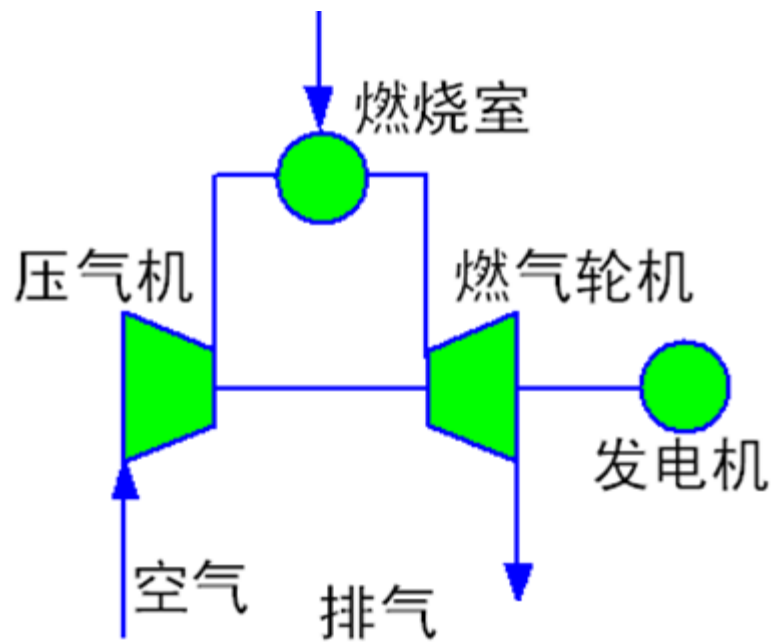
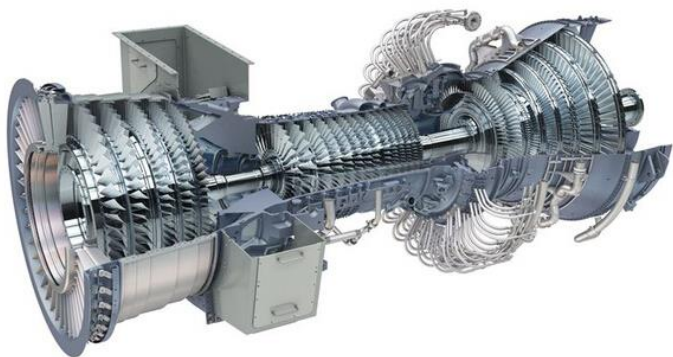


叶轮式 Gas turbine cycle

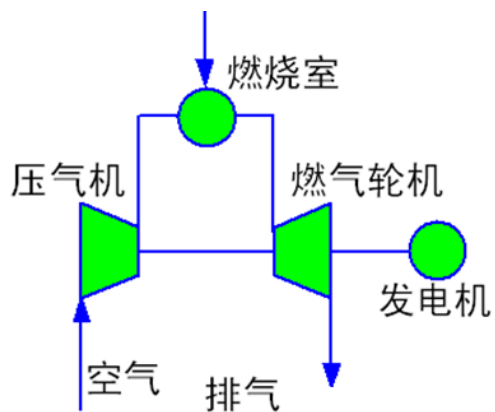
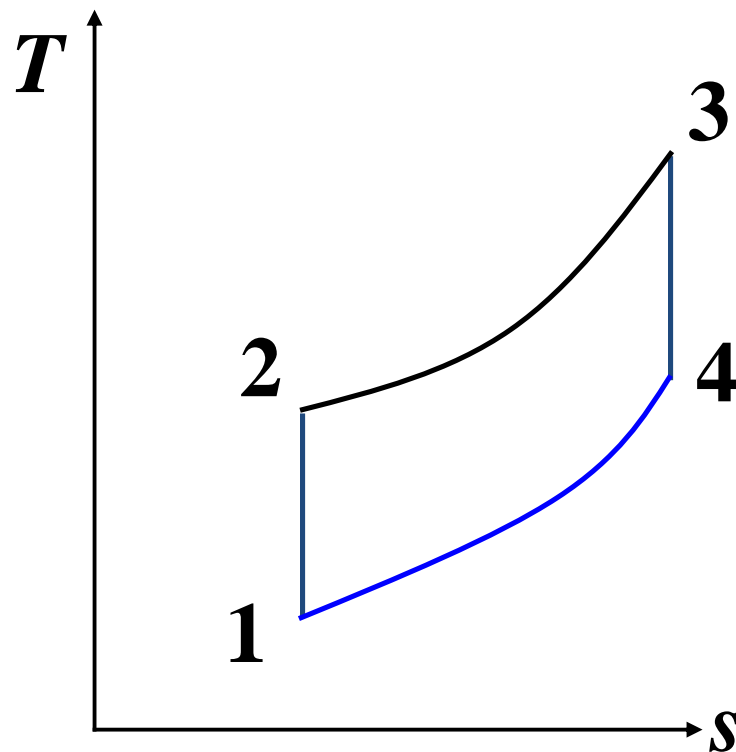
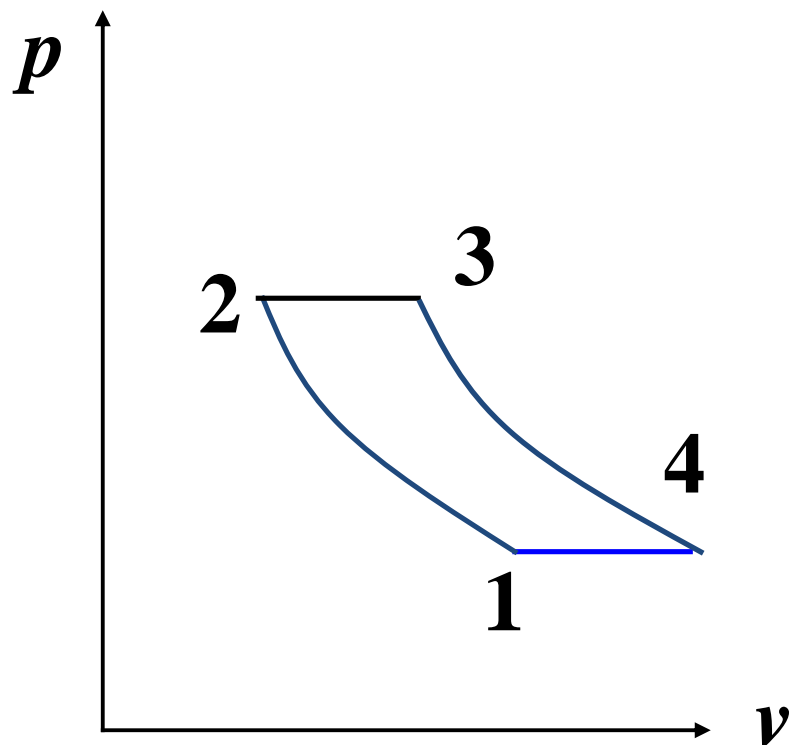
航空，大型轮船，移动电站



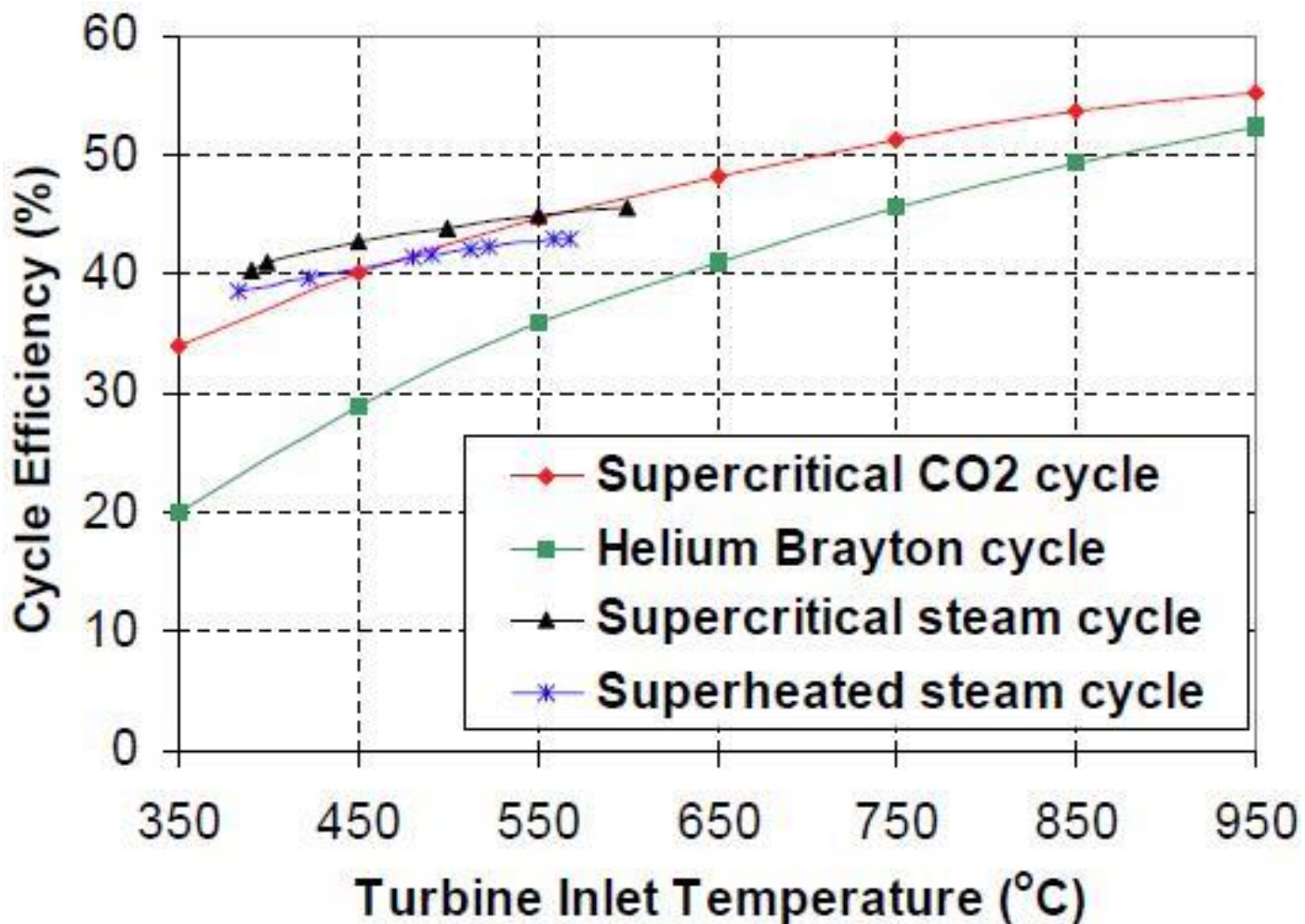
# 燃气动力循环



# 布雷顿循环 (定压加热、定压放热)



$$\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$



实际动力循环是否与工质有关？

S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环与水蒸汽朗肯循环效率对比

# §6-4 新型动力循环

## 蒸汽电站提高电厂供电效率的措施

- 提高初参数，向亚临界和超超临界发展；
- 采用热电联供。

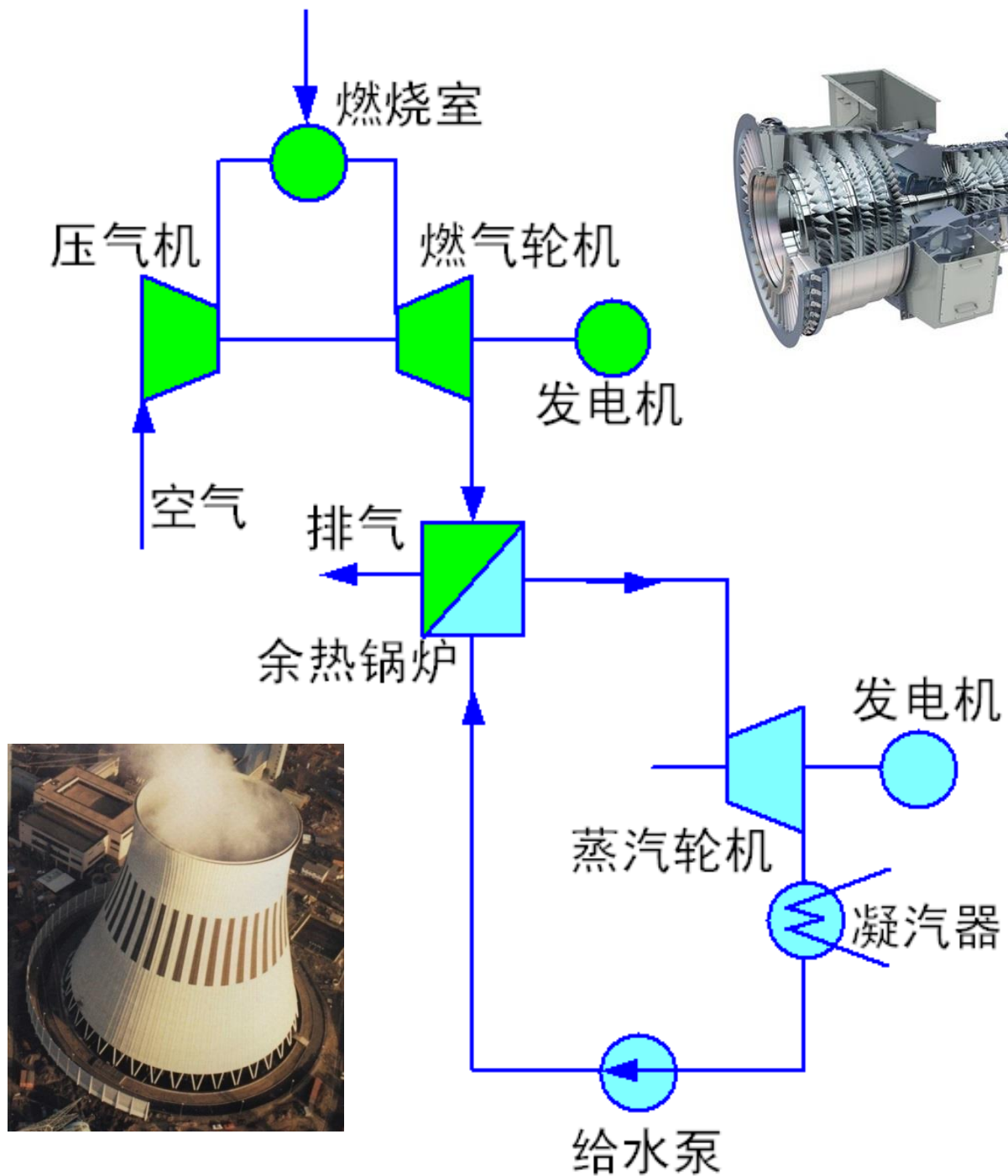
## 燃气轮机的发展

- 功率 $>200\text{MW}$ ，热效率 $35\sim41\%$ ；
- 可靠性 $95\sim98.5\%$ ，可作为基本负荷电站；

## 联合循环的现实可行性

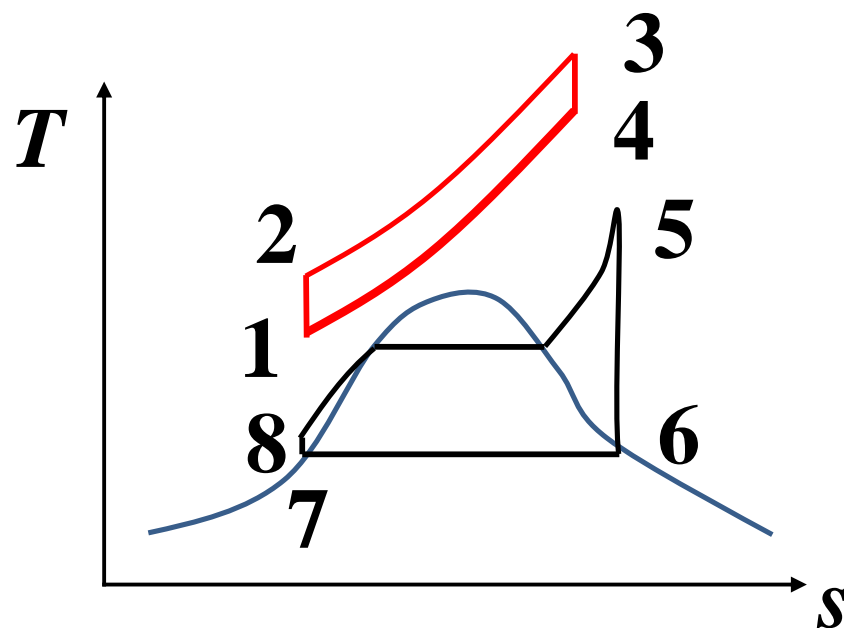
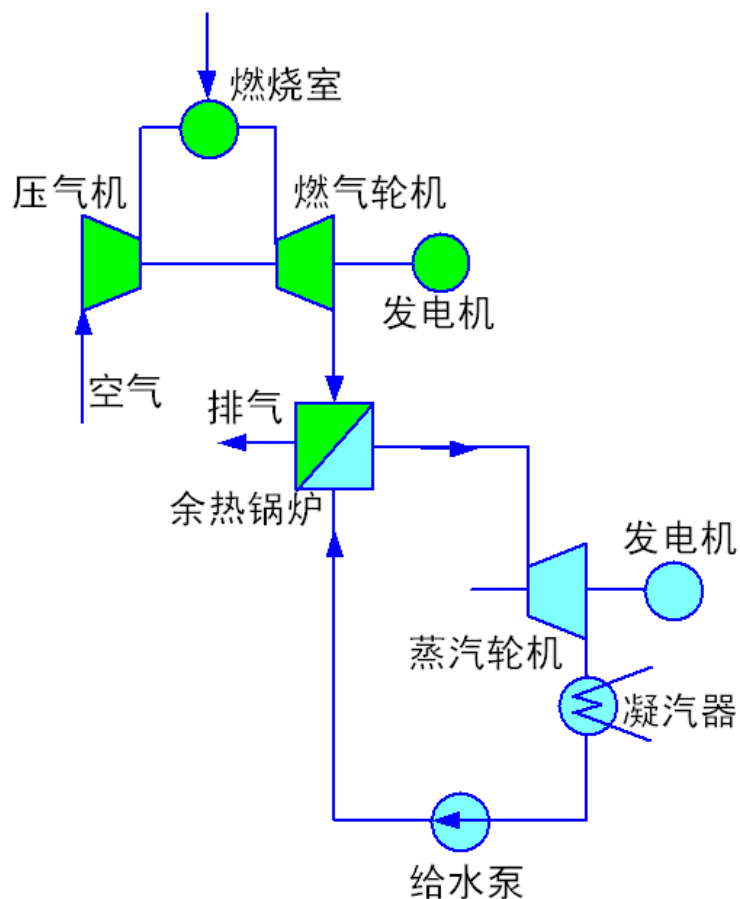
- 燃气轮机排气温度 $t_4=400\sim600\text{ }^{\circ}\text{C}$ ；
- 利用排气能量加热蒸汽轮机给水(取代锅炉)，大大提高供电效率，极限效率(烧气)约 $58\%$ 。

# 燃气蒸汽联合循环



# 联合循环

燃气-蒸汽联合循环，布雷顿循环冷却器放热作为蒸汽朗肯循环热源，实现了能量的梯级利用



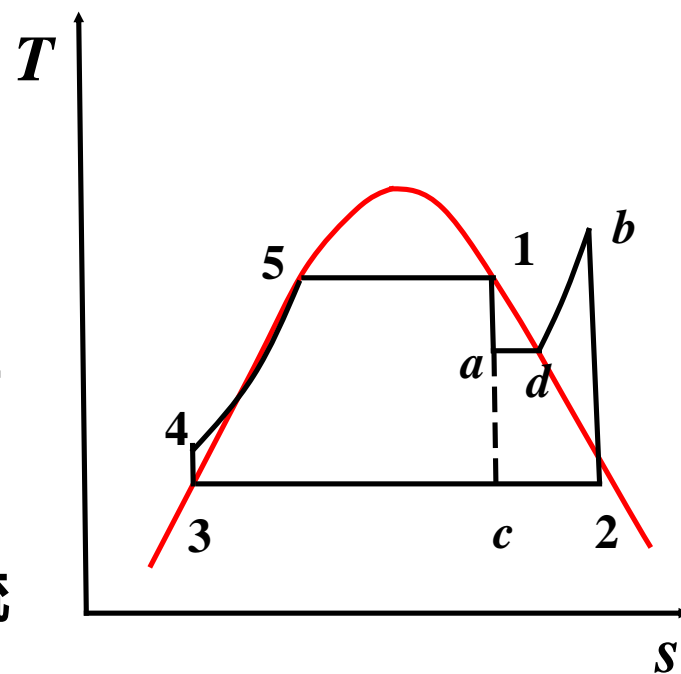
# 第六章 小结

- 掌握蒸汽动力循环的朗肯（Rankine）循环及其改进（再热循环、回热循环）的组成、循环特性分析；
- 掌握内燃机分析过程的热力学抽象方法：空气标准假设；
- 理解内燃机工作的Sabathe循环及其工作过程分析；
- 了解燃气-蒸汽联合循环的流程、特点。



# 第六章 动力循环思考与讨论

**例6-1** 压水堆核电厂二回路新蒸汽为饱和蒸汽，为保证汽轮机的安全，蒸汽在汽轮机高压缸内膨胀到一定压力后撤出，经再热后进入汽轮机低压缸继续膨胀。若新蒸汽的 $P_1=6.69\text{ MPa}$ 、 $t_1=282.2\text{ }^\circ\text{C}$ ，在高压缸内膨胀到 $P_a=0.782\text{ MPa}$ 时进入再热器，再热到 $t_b=265.1\text{ }^\circ\text{C}$ 再进入低压缸膨胀后进入冷凝器，冷凝器内维持 $p=0.007\text{ MPa}$ ，水流经水泵后焓增加 $9.3\text{ kJ/kg}$ ，求循环的热效率和耗汽率，并与不采用再热循环比较。

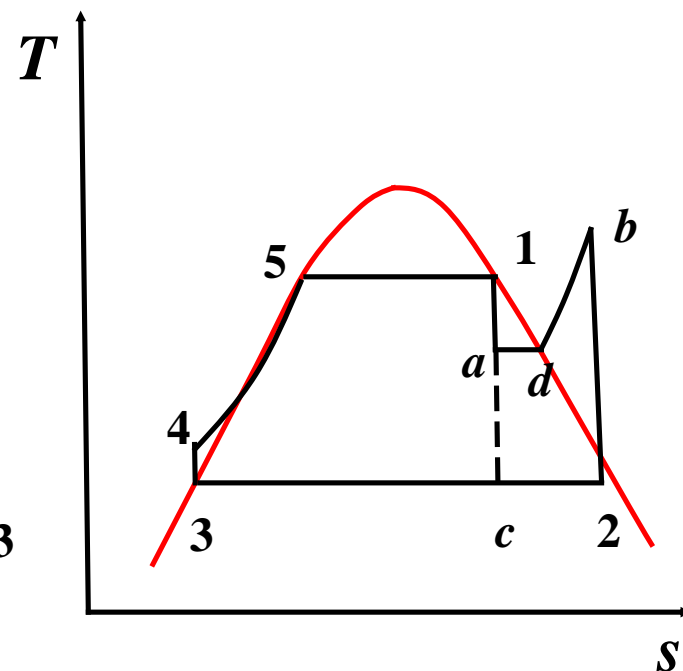


**解:** 由 $p=6.69\text{ MPa}$ ,  $t=282.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 可查得 $h_1=2772.5\text{ kJ/kg}$ ,  
 $s_1=5.830\text{ kJ/(kg K)}$

**假定高压缸内蒸汽等熵膨胀**, 由 $s_a=s_1=5.830$   
 $\text{kJ/(kg K)}$ , 及再热压力 $p_a=0.782\text{ MPa}$ , 可得  
 $h_a=2395.9\text{ kJ/kg}$

据 $s_c=s_1=5.830\text{ kJ/(kg K)}$ , 及 $p_c=0.007\text{ MPa}$ , 可得  
 $h_c=1808.7\text{ kJ/kg}$ ,  $x_c=0.68$

**再热器中的过程近似为等压**, 所以由 $t=265.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  
 $p=0.782\text{ MPa}$ 查得, 再热后蒸汽的参数为 $h_b=2982.3$   
 $\text{kJ/kg}$ ,  $s_b=7.110\text{ kJ/(kg K)}$



**同样假定低压缸内蒸汽等熵膨胀**, 由 $s_2=s_b=7.110$   
 $\text{kJ/(kg K)}$ , 及 $p_2=0.007\text{ MPa}$ , 可得 $h_2=2208.3\text{ kJ/kg}$ ,  
 $x_2=0.85$

同时可得 $h_3=163.4\text{ kJ/kg}$

**采用再热，则循环为1-a-d-b-2-3-4-1，该循环**

$$h_4 = h_3 + \Delta h = 172.7 \text{ kJ/kg} \quad q_1 = h_1 - h_4 + h_b - h_a = 3186.2 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{\text{net}} = w_{\text{T,H}} + w_{\text{T,L}} - w_{\text{T,C}} = h_1 - h_a + (h_b - h_2) - (h_4 - h_3) = 1141.3 \text{ kJ/kg}$$

循环的热效率为  $\eta_t = w_{\text{net}} / q_1 = 35.82\%$

耗汽率为  $d = 1 / w_{\text{net}} = 8.762 \times 10^{-7} \text{ kg/J}$

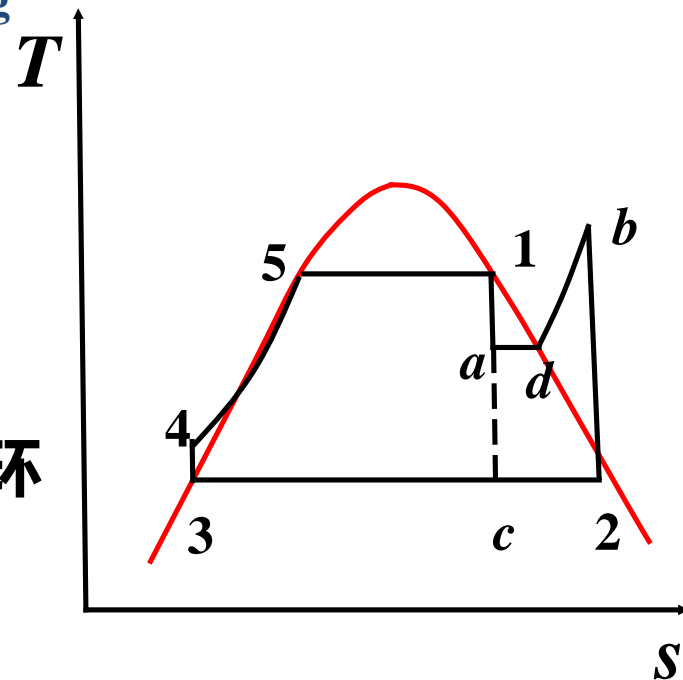
**不采用再热，则循环为1-c-3-4-1，该循环**

$$q'_1 = h_1 - h_4 = 2599.8 \text{ kJ/kg}$$

$$w'_{\text{net}} = w'_{\text{T}} - w'_{\text{C}} = h_1 - h_c - (h_4 - h_3) = 954.5 \text{ kJ/kg}$$

循环的热效率为  $\eta'_t = w'_{\text{net}} / q'_1 = 36.71\%$

耗汽率为  $d' = 1 / w'_{\text{net}} = 1.048 \times 10^{-6} \text{ kg/J}$



**采用再热后系统复杂，初投资增加，热效率下降，但是乏气的干度由0.65提高到0.85、汽耗率由  $1.048 \times 10^{-6} \text{ kg/J}$  降低到  $8.762 \times 10^{-7} \text{ kg/J}$**

6-2: 内燃机定容加热理想循环**和**燃气轮机装置定压加热理想循环的热效率分别为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad \eta_t = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}}$$

若两者初态相同，压缩比相同，它的热效率是否相同？为什么？若卡诺循环的压缩比与它们相同，则热效率如何？

**两种理论循环的压缩过程  
都是可逆绝热过程**

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$$

$$\lambda = \varepsilon^k$$

$$\lambda^{\frac{k-1}{k}} = \varepsilon^{k-1}$$

**卡诺循环**

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

**绝热压缩**

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}}$$

**压缩过程的初态相同、压缩比相同，  
三种循环的压缩过程完全相同**

6-3: 如图所示定容加热循环1-2-3-4-1与定压加热循环1-2'-3'-4'-1, 其工质均为同种理想气体, 试分析在 $T_3=T'_3$ 条件下哪个热效率高?

解: 右图所示, 定压加热循环的平均吸热温度高于定容加热循环, 而平均放热温度比定容加热循环的低, 故定压加热循环的循环热效率高。

