

第十章 蒸汽动力装置循环

习 题

10-1 简单蒸汽动力装置循环（即朗肯循环），蒸汽的初压 $p_1 = 3 \text{ MPa}$ ，终压 $p_2 = 6 \text{ kPa}$ ，初温如下所示，试求在各种不同初温时循环的热效率 η_t ，耗汽率 d 及蒸汽的终干度 x_2 ，并将所求得各值填写入表内，以比较所求得的结果。

提示和答案：

| | | |
|------------------------|------------------------|-----------------------|
| $t_1 / ^\circ\text{C}$ | 300 | 500 |
| η_t | 0.3476 | 0.3716 |
| $d / \text{kg/J}$ | 1.009×10^{-6} | 8.15×10^{-7} |
| x_2 | 0.761 | 0.859 |

10-2 简单蒸汽动力装置循环，蒸汽初温 $t_1 = 500 ^\circ\text{C}$ ，终压 $p_2 = 0.006 \text{ MPa}$ ，初压 p_1 如下表所示，试求在各种不同的初压下循环的热效率 η_t ，耗汽率 d 、及蒸汽终干度 x_2 ，并将所求得的数值真入下表内，以比较所求得的结果。

提示和答案：

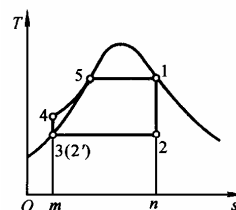
| | | |
|--------------------|-----------------------|-----------------------|
| p_1 / MPa | 3.0 | 15.0 |
| η_t | 0.3716 | 0.4287 |
| $d / \text{kg/J}$ | 8.15×10^{-7} | 6.05×10^{-7} |
| x_2 | 0.859 | 0.746 |

10-3 某蒸汽动力装置朗肯循环的最高运行压力是 5 MPa ，最低压力是 15 kPa ，若蒸汽轮机的排汽干度不能低于 0.95 ，输出功率不小于 7.5 MW ，忽略水泵功，试确定锅炉输出蒸汽必须的温度和质量流量。

提示和答案：由最低压力和蒸汽轮机的排汽干度确定蒸汽终态的熵，再据 $s_1 = s_2$ 及初压——循环的最高运行压力确定初态参数。 $t_1 = 756 ^\circ\text{C}$ 、 $q_m = 4.831 \text{ kg/s}$ 。

10-4 利用地热水作为热源，R134a 作为工质的朗肯循环（ $T-s$ 图如附图），在 R134a 离开锅炉时状态为 85°C 的干饱和蒸汽，在气轮机内膨胀后进入冷凝器时的温度是 40°C ，计算循环热效率。

提示和答案：R134a 作为工质的朗肯循环与以水蒸气为工质朗肯循环的热力学分析是一致的。注意比较本题中泵耗功与汽轮机输出功。



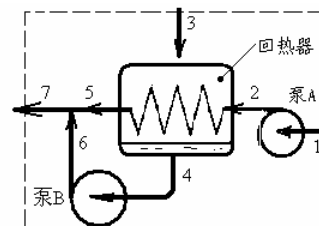
题 10-4 附图

$$\eta_t = 10.0\%$$

10-5 某项 R134a 为工质的朗肯循环利用当地海水为热源。已知 R134a 的流量为 1 000 kg/s, 当地表层海水的温度 25 °C, 深层海水的温度为 5 °C。若加热和冷却过程中海水和工质的温差为 5 °C, 试计算循环的功率和热效率。

提示和答案: 循环为内可逆的朗肯循环, 循环 $T-s$ 图同上题工质 (R134a) 的最高温度和最低温度分别是 20 °C 和 10 °C。 $\eta_t = 3.3\%$, $P = 6\,474\text{ kW}$ 。

10-6 某抽汽回热循环采用间壁式回热器, 见附图。该循环最高压力 5 MPa, 锅炉输出蒸汽温度为 650 °C, 抽汽压力 1 MPa, 冷凝器工作温度 45 °C, 送入锅炉的给水温度为 200 °C。求: 循环抽汽量和水泵 A、B 的耗功。



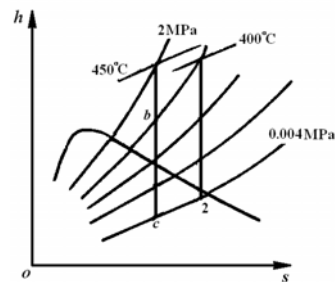
题 10-6 附图

提示和答案: 取图示虚线为控制体积, 列能量方程, 解得

$$w_{P1} = v_1(p_2 - p_1) = 4.99\text{ kJ/kg}, \quad w_{P2} = v_4(p_7 - p_4) = 4.4\text{ kJ/kg}$$

$$\alpha = \frac{h_7 - h_1 - w_{P1} - w_{P2}}{h_3 - h_1} = 0.217$$

10-7 设有两个蒸汽再热动力装置循环, 蒸汽的初参数都为 $p_1 = 12.0\text{ MPa}$, $t_1 = 450\text{ °C}$, 终压都为 $p_2 = 0.004\text{ MPa}$, 第一个再热循环再热时压力为 2.4 MPa, 另一个再热时的压力为 0.5 MPa, 两个循环再热后蒸汽的温度都为 400 °C。试确定这两个再热循环的热效率和终湿度, 将所得的热效率、终湿度和朗肯循环作比较, 以说明再热时压力的选择对循环热效率和终湿度的影响。



题 10-7 附图

注: 湿度是指 1 kg 湿蒸汽中所含和水的质量, 即 $(1-x)$ 。

提示和答案: 注意再热循环的加热量及功的计算。

| | $\eta_t / \%$ | y_2 |
|--------------|---------------|-------|
| 无再热 (朗肯循环) | 42.55 | 0.27 |
| 再热压力 2.4 MPa | 43.25 | 0.18 |
| 再热压力 0.5 MPa | 40.02 | 0.084 |

再热压力高, 可提高循环效率, 但提高干度的作用不显著, 再热压较低, 提高干度作用较大, 但可能引起循环热效率下降。

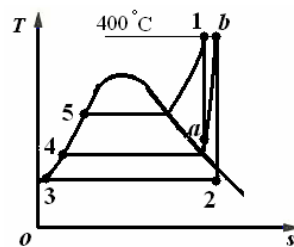
10-8 具有两次抽汽加热给水的蒸汽动力装置回热循环。其装置示意图如教材图 10-16

所示。已知：第一次抽气压力 $p_{0_1} = 0.3 \text{ MPa}$ ，第二次抽汽压力 $p_{0_2} = 0.12 \text{ MPa}$ ，蒸汽初温 $t_1 = 450^\circ\text{C}$ ，压 $p_1 = 3.0 \text{ MPa}$ 。冷凝器中压力 $p_2 = 0.005 \text{ MPa}$ 。试求：(1) 抽汽量 α_1 、 α_2 ；(2) 循环热率 η_t ；(3) 耗汽率 d ；(4) 平均吸热温度；(5) 与朗肯循环的热效率 η_t 、耗汽率 d 和平均吸热温度作比较、并说明耗汽率为什么反而增大？

提示和答案：分析两个回热器与外界的质能交换情况，列能量平衡方程式；注意平均温度为积分平均。 $\alpha_1 = 0.0525 \text{ kg}$ 、 $\alpha_2 = 0.1159 \text{ kg}$ 、 $\eta_t = 39.6\%$ 、 $d = 9.08 \times 10^{-7} \text{ kg/J}$ 、 $\bar{T}_1 = 514.3 \text{ K}$ ；与朗肯循环比较， $\eta'_t = 37.0\%$ 、 $d' = 8.44 \times 10^{-7} \text{ J/kg}$ 、 $\bar{T}'_1 = 485.4 \text{ K}$ 。

采用抽汽回热后，热效率较简单朗肯循环有所提高，而耗汽率有所增大，这是因为抽汽使每千克新蒸汽作出的功减小，故 d 增大，但由于回热，吸热量减少，平均吸热温度升高，放热温度不变，故 η_t 提高。

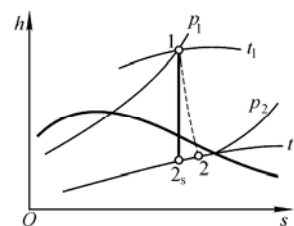
10-9 某蒸汽循环进入汽轮机的蒸汽温度 400°C 、压力 3 MPa ，绝热膨胀到 0.8 MPa 后，抽出部分蒸汽进入回热器，其余蒸汽在再热器中加热到 400°C 后进入低压汽轮机继续膨胀到 10 kPa 排向冷凝器，忽略水泵功，求循环热效率。



题 10-9 附图

提示和答案：本题循环与单纯回热循环差异在于抽出部分蒸汽后的蒸汽进行了再热。 $\eta_t = 0.369$ 。

10-10 某发电厂采用的蒸汽动力装置，蒸汽以 $p_1 = 9.0 \text{ MPa}$ ， $t_1 = 480^\circ\text{C}$ 的初态进入汽轮机。汽轮机的 $\eta_T = 0.88$ 。冷凝器的压力与冷却水的温度有关。设夏天冷凝器温度保持 35°C 。假定按朗肯循环工作。求汽轮机理想耗汽率 d_0 与实际耗汽率 d_1 。若冬天冷却水水温降低。使冷凝器的温度保持 15°C ，试比较冬、夏两季因冷凝器温度不同所导致的以下各项的差别：(1) 汽轮机做功；(2) 加热量；(3) 热效率（略去水泵功）。



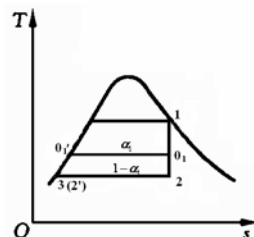
题 10-10 附图

提示和答案：冷凝器温度不同，意味背压改变。列表比较

| | $w_t / (\text{kJ/kg})$ | $q_1 / (\text{kJ/kg})$ | $\eta_t / \%$ |
|----|------------------------|------------------------|---------------|
| 夏天 | 1161.1 | 3189.4 | 36.4 |
| 冬天 | 1273.36 | 3281.05 | 38.8 |

10-11 某压水堆二回路循环采用一次抽汽加热给水，循环抽象简化为附图所示，若新蒸汽的 $p = 6.69 \text{ MPa}$ 、 $t = 282.2^\circ\text{C}$ ，抽气压力 $p_{0_1} = 0.782 \text{ MPa}$ ，凝汽器维持 0.009 MPa ，忽略水泵功，试求：（1）抽汽量 α ；（2）循环热率；（3）耗汽率 d 。（4）与朗肯循环的热效率 η_t 、耗汽率 d 作比较，并说明耗汽率为什么反而增大？

提示和答案：压水堆二回路循环新蒸汽通常为饱和蒸汽，循环热力学分析与新蒸汽为过热蒸汽循环相同。 $\alpha = 0.248$ 、 $\eta_t = 39.8\%$ 、 $d = 1.22 \times 10^{-6} \text{ kg/J}$ ；与朗肯循环比较， $\eta'_t = 36.9\%$ 、 $d' = 1.04 \times 10^{-6} \text{ J/kg}$ 。



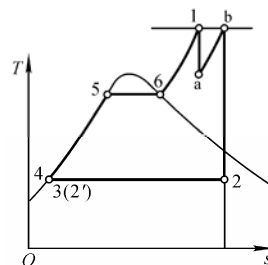
题 10-11 附图

采用抽汽回热后，热效率提高，耗汽率增大，理由也与通常抽汽回热循环（题 10-11）相同。

10-12 某朗肯循环，蒸汽初压 $p_1 = 6 \text{ MPa}$ ，初温 $t_1 = 600^\circ\text{C}$ ，冷凝器内维持压力 10 kPa ，蒸汽质流量是 80 kg/s ，假定锅炉内传热过程是在 1400 K 的热源和水之间进行；冷凝器内冷却水平均温度为 25°C 。试求：（1）水泵功；（2）锅炉烟气对水的加热率；（3）汽轮机做功；（4）冷凝器内乏汽的放热率；（5）循环热效率；（6）各过程及循环不可逆作功能力损失。已知 $T_0 = 290.15 \text{ K}$ 。

提示和答案：因膨胀及压缩均按等熵过程计算，故不可逆损失表现在烟气向水放热及乏汽向冷却水放热的过程中， $\dot{I} = q_m T_0 \Delta s_{\text{iso}} = q_m T_0 s_g$ 。 $P_p = 484.1 \text{ kW}$ 、 $q_{Q_1} = 2.767 \times 10^5 \text{ kW}$ 、 $P_T = 1.105 \times 10^5 \text{ kW}$ 、 $q_{Q_2} = 1.667 \times 10^5 \text{ kW}$ 、 $\eta_t = 39.75\%$ 、 $\dot{I}_B = 9.38 \times 10^4 \text{ kW}$ 、 $\dot{I}_C = 1.11 \times 10^4 \text{ kW}$ 、 $\dot{I} = 10.49 \times 10^4 \text{ kW}$ 。

10-13 题 10-12 循环改成再热循环，从高压汽轮机排出的蒸汽压力为 0.5 MPa ，加热到 500°C 后再进入低压汽轮机，若所有其它条件均不变，假定循环总加热量也不变（即上题中锅炉内加热量）。试求：（1）在低压汽轮机末端蒸汽的干度；（2）锅炉及再热器内单位质量的加热量；（3）高压汽轮机和低压汽轮机产生的总功率；（4）循环热效率；（5）各过程和循环不可逆作功能力损失。



题 10-13 附图

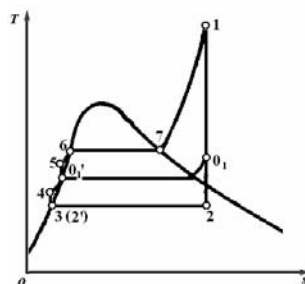
提示和答案：再热后 1 kg 蒸汽吸热量增加，因总加热量未变，所以蒸汽流量减少。 $x_2 = 0.991$ 、 $q_{Q_B} = 2.371 \times 10^5 \text{ kW}$ 、 $q_{Q_R} = 0.397 \times 10^5 \text{ kW}$ 、

$$P_T = P_{T,H} + P_{T,L} = 1.147 \times 10^5 \text{ kW} \quad , \quad \eta_t = 41.28 \% \quad , \quad I'_B = 8.92 \times 10^4 \text{ kW} \quad ,$$

$$\dot{I}'_C = 1.03 \times 10^4 \text{ kW} \quad , \quad \dot{I}' = 9.95 \times 10^5 \text{ kW} \quad .$$

10-14 题 10-12 循环改成一级抽汽回热循环，抽汽压力为 0.5 MPa ，若其它条件均不变，假定锅炉总加热量不变，试求：（1）锅炉内水的质量流量；（2）两台水泵总耗功；（3）汽轮机作功；（4）冷凝器内放热量；（5）循环热效率；（6）各过程及循环不可逆做功能力损失。

提示和答案：同样是总加热量未变，但抽汽回热后 1 kg 蒸汽吸热量减少，所以蒸汽流量增加。 $q_m = 91.9 \text{ kg/s}$ 、



$$P_p = 590.7 \text{ kW} \quad , \quad P_T = 1.174 \times 10^5 \text{ kW} \quad , \quad q_{Qc} = 1.595 \times 10^5 \text{ kW} \quad , \quad \text{题 10-14 附图}$$

$$\eta_t = 42.2 \% \quad , \quad \dot{I}_B = 8.62 \times 10^4 \text{ kW} \quad , \quad \dot{I}_R = 0.767 \times 10^4 \text{ kW} \quad , \quad \dot{I}_C = 1.066 \times 10^4 \text{ kW} \quad ,$$

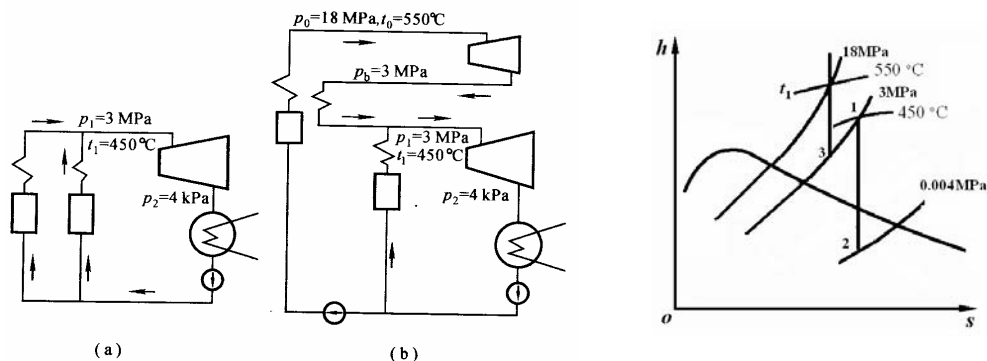
$$\dot{I} = 10.05 \times 10^4 \text{ kW} \quad .$$

10-15 某热电厂（或称热电站）以背压式汽轮机的乏汽供热，其新汽参数为 3 MPa 、 400°C 。背压为 0.12 MPa 。乏汽被送入用热系统，作加热蒸汽用。放出热量后凝结为同一压力的饱和水，再经水泵返回锅炉。设用热系统中热量消费为 $1.06 \times 10^7 \text{ kJ/h}$ ，问理论上此背压式汽轮机的电功率输出为多少（kW）？

提示和答案：通过系统消费热量的数量确定水蒸气的流量， $P = 970 \text{ kW}$ 。

10-16 某台蒸汽轮机由两台中压锅炉供给新蒸汽，这两台锅炉每小时的蒸汽生产量相同，新蒸汽参数 $p_1 = 3.0 \text{ MPa}$ 、 $t_1 = 450^\circ\text{C}$ ，设备示意图如附图 a 所示。后来因所需要的动力增大，同时为了提高动力设备的热效率，将原设备加以改装。将其中一台中压锅炉拆走，同时原址安装一台同容量（即每小时蒸汽生产量相同）的高压锅炉。并在汽轮机间增设了一台背压式的高压汽轮机（前置汽轮机）。高压锅炉所生产的蒸汽参数为 $p_0 = 18.0 \text{ MPa}$ 、 $t_0 = 550^\circ\text{C}$ 。高压锅炉的新蒸汽进入高压汽轮机工作。高压汽轮机的排汽背压 $p_b = 3.0 \text{ MPa}$ ，这排汽进入炉内再热。再热后蒸汽参数与另一台中压锅炉的新蒸汽参数相同，即 $p_1 = 3.0 \text{ MPa}$ 、 $t_1 = 450^\circ\text{C}$ ，这蒸汽与另一台中压锅炉的新蒸汽会合进入原来的中压汽轮机工作，改装后设备示意图如附图 b 所示。求改装前动力装置的理想热效率。以及改

装后动力装置理想效率，改装后理想热效率比改装前增大百分之几？



题 10-16 附图

提示和答案：改装前：由 $h-s$ 图查得 $h_1 = 3345 \text{ kJ/kg}$ ， $h_2 = 2131 \text{ kJ/kg}$ ；由表中查出 $h_{2'} = 121.30 \text{ kJ/kg}$ 。 $\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}} = 37.7\%$ 。改装后：一台中压锅炉，参数同上，另一台高压锅炉，生产蒸汽量同中压锅炉，按新蒸汽参数由 $h-s$ 图上查得： $h_0 = 3418 \text{ kJ/kg}$ 、 $h_3 = 2928 \text{ kJ/kg}$ 。

若以再热循环和中压锅炉朗肯循环各 1 kg 蒸汽考虑，全装置所作的功=再热循环功+朗肯循环功， $W_{\text{net}} = m_1(h_0 - h_3) + (m_1 + m_2)(h_1 - h_2) = 2918 \text{ kJ}$ 。全装置所吸热量=再热循环吸热量 + 朗肯循环吸热量 $q_1 = (h_0 - h_{2'}) + (h_1 - h_3) + (h_1 - h_{2'}) = 6937.4 \text{ kJ/kg}$ 。

$\eta_t = \frac{W_{\text{net}}}{Q_1} = 42.1\%$ ，理想效率由 37.1% 增大到 42.1% ，改装后功率增大百分比 20.2% 。