

第九章 气体动力循环

9-1 某活塞式内燃机定容加热理想循环（图 9-1），压缩 $\varepsilon = 10$ ，气体在压缩冲程的起点状态是 $p_1 = 100 \text{ kPa}$ 、 $t_1 = 35^\circ\text{C}$ ，加热过程中气体吸热 650 kJ/kg 。假定比热容为定值且 $c_p = 1.005 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$ 、 $\kappa = 1.4$ ，求：（1）循环中各点的温度和压力；（2）循环热效率，并与同温度限的卡诺循环热效率作比较；（3）平均有效压力。

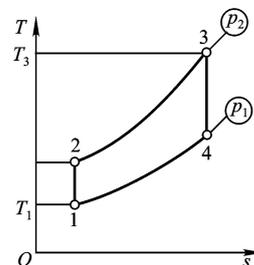


图 9-1

提示和答案：注意压缩比定义。

$$v_1 = \frac{R_g T_1}{p_1} = 0.8844 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = 0.08844 \text{ m}^3/\text{kg}; \quad T_2 = \frac{p_2 v_2}{R_g} = 774.05 \text{ K},$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^\kappa = p_1 \varepsilon^\kappa = 2.512 \text{ MPa}; \quad T_3 = T_2 + \frac{q_1}{c_v} = 1679.52 \text{ K}; \quad v_3 = v_2 = 0.08844 \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$p_3 = \frac{R_g T_3}{v_3} = 5.450 \text{ MPa}; \quad v_4 = v_1; \quad p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^\kappa = p_3 \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^\kappa = p_3 \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^\kappa = 0.217 \text{ MPa},$$

$$T_4 = \frac{p_4 v_4}{R_g} = 668.60 \text{ K}; \quad \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 0.602; \quad \eta_c = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 0.817;$$

$$\text{MEP} = \frac{W_{\text{net}}}{V_h} = \frac{W_{\text{net}}}{v_1 - v_2} = \frac{q_1 \eta_t}{v_1 - v_2} = 491.6 \text{ kPa}.$$

9-2 利用空气标准的奥托循环模拟实际火花点火活塞式汽油机的循环。循环的压缩比为7，循环加热量为 1000 kJ/kg ，压缩起始时空气压力为 90 kPa ，温度 10°C ，假定空气的比热容可取定值，求循环的最高温度、最高压力、循环热效率和平均有效压力。

提示和答案： $T_3 = T_{\text{max}} = 2009.43 \text{ K}$ 、 $p_3 = p_{\text{max}} = 4470.6 \text{ kPa}$ 、 $\eta_t = 54.1\%$ 、

$\text{MEP} = 699.1 \text{ kPa}$ 。

9-3 某狄塞尔循环（图 9-2）的压缩比是 19，输入 1 kg 空气的热量 $q_1 = 800 \text{ kJ/kg}$ 。若压缩起始时状态是 $t_1 = 25^\circ\text{C}$ 、 $p_1 = 100 \text{ kPa}$ ，计算：（1）循环中各点的压力、温度和比体积；

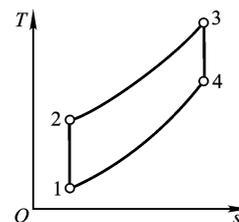


图 9-2

(2) 预胀比; (3) 循环热效率, 并与同温限的卡诺循环热效率作比较; (4) 平均有效压力。假定气体的比热容为定值, 且 $c_p = 1005 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 、 $c_v = 718 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

提示和答案: 同题 9-1, 加热过程为定压。 $v_1 = 0.8557 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、 $v_2 = 0.0450 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、
 $p_2 = 6169.6 \text{ kPa}$ 、 $T_2 = 967.35 \text{ K}$ 、 $T_3 = T_2 + \frac{q_1}{c_p} = 1763.37 \text{ K}$ 、 $v_3 = 0.0820 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、
 $p_3 = p_2$ 、 $v_4 = v_1$ 、 $p_4 = 231.5 \text{ kPa}$ 、 $T_4 = 690.25 \text{ K}$; $\rho = 1.82$; $\eta_t = 1 - \frac{\rho^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} \kappa (\rho - 1)} = 0.648$ 、
 $\eta_c = 0.848$; $\text{MEP} = 639.4 \text{ kPa}$ 。

9-4 某内燃机狄塞尔循环的压缩比是 17, 压缩起始时工质状态为 $p_1 = 95 \text{ kPa}$ 、 $t_1 = 10^\circ\text{C}$ 。若循环最高温度为 1900 K , 假定气体比热容为定值 $c_p = 1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 、 $\kappa = 1.4$ 。试确定 (1) 循环各点温度, 压力及比体积; (2) 预胀比; (3) 循环热效率。

提示和答案: 同题 9-3。 $v_1 = 0.8554 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、 $v_2 = 0.0503 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、 $p_2 = 5015.94 \text{ kPa}$ 、
 $T_2 = 879.10 \text{ K}$ 、 $T_3 = T_{\max} = 1900 \text{ K}$ 、 $p_3 = p_2 = 5015.94 \text{ kPa}$ 、 $v_3 = 0.1087 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、
 $v_4 = v_1$ 、 $p_4 = 279.28 \text{ kPa}$ 、 $T_4 = 832.38 \text{ K}$; $\rho = 2.16$; $\eta_t = 61.6\%$ 。

9-5 已知某活塞式内燃机混合加热理想循环 (图 9-3) $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$ 、 $t_1 = 60^\circ\text{C}$, 压缩比 $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 15$, 定容升压比 $\lambda = \frac{p_3}{p_2} = 1.4$, 定压预胀比 $\rho = \frac{v_4}{v_3} = 1.45$, 试分析计算循环各点温度、压力、比体积及循环热效率。设工质比热容取定值, $c_p = 1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $c_v = 0.718 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

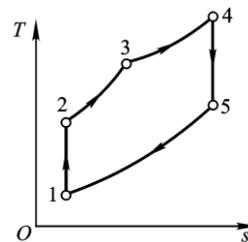


图 9-3

提示和答案: 利用比定压热容和比定容热容求得气体常数, 注意用不同的计算式校核热效率。 $R_g = c_p - c_v = 0.287 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $v_1 = 0.9557 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、 $v_2 = 0.0637 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、
 $p_2 = 4.431 \text{ MPa}$ 、 $T_2 = 983.52 \text{ K}$ 、 $v_3 = v_2$ 、 $p_3 = 6.203 \text{ MPa}$ 、 $T_3 = 1376.8 \text{ K}$ 、 $p_4 = p_3$ 、

$v_4 = 0.0924 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、 $T_4 = 1996.3 \text{ K}$ 、 $p_5 = 0.236 \text{ MPa}$ 、 $T_5 = 784.39 \text{ K}$ 、 $v_5 = v_1$ 、
 $\eta_t = 0.642$ 。

9-6 有一活塞式内燃机定压加热理想循环（见图 9-2）的压缩比 $\varepsilon = 20$ ，工质取空气，比热容取定值， $\kappa = 1.4$ ，循环做功冲程的 4% 为定压加热过程，压缩冲程的初始状态为 $p_1 = 100 \text{ kPa}$ ， $t_1 = 20^\circ\text{C}$ 。求：(1) 循环中每个过程的初始压力和温度；(2) 循环热效率。

提示和答案： $v_1 = \frac{R_g T_1}{p_1} = 0.841 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、 $v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = 0.042 \text{ m}^3/\text{kg}$ 、 $T_2 = 971.63 \text{ K}$ 、

$p_2 = 6628.9 \text{ kPa}$ ，定压加热过程占做功冲程的 4%，即 $\frac{v_3 - v_2}{v_1 - v_2} = 0.04$ ，可得 $v_3 = 1.76v_2$ ，

由于 $\frac{v_3}{v_2} = \rho$ ，所以 $\rho = 1.76$ 。 $p_3 = p_2 = 6628.9 \text{ kPa}$ 、 $T_3 = T_2 \left(\frac{v_3}{v_2} \right) = T_2 \rho = 1710 \text{ K}$ 、

$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\kappa-1} = T_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} = 646.8 \text{ K}$ 、 $p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{\kappa} = p_3 \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{\kappa} = 220.6 \text{ kPa}$ 、

$\eta_t = 0.658$ 。

9-7 某柴油机定压加热循环（见图 9-2）气体压缩前的参数为 290K、100kPa，燃烧完成后气体循环最高温度和压力分别是 2400K、6MPa，利用空气的热力性质表，求循环的压缩比和循环的热效率。

提示和答案： 状态 1: $v_1 = \frac{R_g T_1}{p_1} = 0.8323 \text{ m}^3/\text{kg}$ ，查（附表 7）空气热力性质：

$h_1 = 292.25 \text{ kJ/kg}$ 、 $p_{r1} = 1.2531$ 、 $v_{r1} = 231.43$ 。故 $u_1 = h_1 - p_{r1} v_{r1} = 292.25 \text{ kJ/kg}$ 。

状态 2: $p_2 = p_3 = 6 \text{ MPa}$ ， $s_2 = s_1$ 。据 $\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{r2}}{p_{r1}}$ ， $p_{r2} = 75.186$ ，由同表 $T_2 = 895.74 \text{ K}$ 、

$h_2 = 930.1 \text{ kJ/kg}$ ， $v_2 = \frac{R_g T_2}{p_2} = 0.04285 \text{ m}^3/\text{kg}$ ， $\varepsilon = v_1 / v_2 = 19.4$ 。

状态 3: 查空气热力性质表，得 $h_3 = 2756.75 \text{ kJ/kg}$ 、 $p_{r3} = 4667.4$ 、 $v_{r3} = 0.51420$ 。

$v_3 = v_2 \frac{T_3}{T_2} = 0.1148 \text{ m}^3/\text{kg}$ 。

状态 4: $v_4 = v_1$, $v_{r4} = v_{r3} \frac{v_4}{v_3} = v_{r3} \frac{v_1}{v_3} = 3.728 0$, 由空气热力性质表, $T_4 = 1 315.27 \text{ K}$ 、

$$h_4 = 1 415.71 \text{ kJ/kg}、u_4 = h_4 - p_4 v_4 = 1 038.23 \text{ kJ/kg}、p_4 = \frac{R_g T_4}{v_4} = 453.5 \text{ kPa}。$$

$$q_2 = u_4 - u_1 = 829.2 \text{ kJ}, q_1 = h_3 - h_2 = 1 826.65 \text{ kJ/kg}, \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 54.6 \%。$$

注意: $p_2 v_2^\kappa = p_1 v_1^\kappa$ 及 $T_2 v_2^{\kappa-1} = T_1 v_1^{\kappa-1}$ 等公式是在比热容取常数下得到的, 本题不能利用这些公式求得温度或压力再查表求焓、热力学能, 由于用循环特性参数表达的热效率计算式推导过程中也假定比热容为常数, 所以只能用 $\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$ 或 $\eta_t = 1 - \frac{\bar{T}_2}{\bar{T}_1}$ 等式计算循环热效率。

9-8 内燃机混合加热循环, 如图 9-3 所示。已知 $t_1 = 90^\circ \text{C}$ 、 $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$; $t_2 = 400^\circ \text{C}$, $t_3 = 590^\circ \text{C}$, $t_5 = 300^\circ \text{C}$ 。若比热容按变值考虑, 试利用气体性质表计算各点状态参数, 循环热效率及循环功并与按定值比热容计算作比较。

提示和答案: 参照题 9-4, 1、2、5 各点温度已知, 从气体热力性质表 (from R E Sonntag C Borgnakke Introduction to Engineering Thermodynamics 2nd edition) 直接查得 $T_1 = 363.15$, $u_1 = 259.81 \text{ kJ/kg}$ 、 $p_{r1} = 2.181 96$; $T_2 = 673.15 \text{ K}$, $u_2 = 491.59 \text{ kJ/kg}$ 、 $h_2 = 684.81 \text{ kJ/kg}$ 、 $p_{r2} = 20.035 85$; $T_3 = 863.15 \text{ K}$, $h_3 = 892.06 \text{ kJ/kg}$ 、 $u_3 = 644.31 \text{ kJ/kg}$ 、 $p_{r3} = 51.637 82$; $T_5 = 573.15 \text{ K}$, $u_5 = 414.69 \text{ kJ/kg}$ 、 $p_{r5} = 11.093 09$; $s_1^0 = 7.061 36 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 、 $s_2^0 = 7.698 12 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; $s_3^0 = 7.968 83 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 、 $s_5^0 = 7.528 30 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。从而 $p_2 = 0.918 1$ 、 $p_3 = 1.177 \text{ MPa}$, 继而求得

$$v_1 = \frac{R_g T_1}{p_1} = 1.042 \text{ m}^3/\text{kg}、v_2 = \frac{R_g T_2}{p_2} = 0.210 \text{ m}^3/\text{kg}。内燃机混合加热循环 $v_3 = v_2$ 、$$

$$p_4 = p_3、v_5 = v_1, p_5 = \frac{R_g T_5}{v_5} = 157.86 \text{ kPa}。 \Delta s_{15} = s_5^0 - s_1^0 - R_g \ln \frac{p_5}{p_1} = 0.336 0 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}),$$

$$\Delta s_{24} = s_4^0 - s_2^0 - R_g \ln \frac{p_4}{p_2} = \Delta s_{15}, s_4^0 = \Delta s_{15} + s_2^0 + R_g \ln \frac{p_4}{p_2} = 8.001 055 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}), \text{查气体热}$$

力性质表得 $T_4 = 974$ 、 $h_4 = 1017.49$ kJ/kg, $q_2 = u_5 - u_1 = 154.9$ kJ/kg,

$q_1 = q_{2-3} + q_{3-4} = (u_3 - u_2) + (h_4 - h_3) = 278.1$ kJ/kg, $w_{\text{net}} = q_1 - q_2 = 123.2$ kJ/kg,

$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 44.3\%$ 。定值比热容 $T_4 = 1001.2$ K、 $\eta_t = 45.2\%$, 同温限卡诺循环

$\eta_c = 63.7\%$ 。

9-9 若某内可逆奥托循环压缩比为 $\varepsilon = 8$, 工质自 1000°C 高温热源定容吸热, 向 20°C 的环境介质定容放热。工质在定熵压缩前压力为 110 kPa, 温度为 50°C ; 吸热过程结束后温度为 900°C , 假定气体比热容可取定值, 且 $c_p = 1005$ J/(kg·K)、 $\kappa = 1.4$, 环境大气压 $p_0 = 0.1$ MPa, 求 (1) 循环中各状态点的压力和温度; (2) 循环热效率; (3) 吸、放热过程作能力损失和循环效率。

提示和答案: (1) $v_1 = \frac{R_g T_1}{p_1} = 0.8431$ m³/kg、 $v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon} = 0.1054$ m³/kg、

$p_2 = p_1 \varepsilon^\kappa = 2021.71$ kPa、 $T_2 = \frac{p_2 v_2}{R_g} = 724.47$ K、 $v_3 = v_2$ 、 $p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = 3194.44$ kPa、

$v_4 = v_1$ 、 $p_4 = p_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^\kappa = 173.81$ kPa、 $T_4 = \frac{p_4 v_4}{R_g} = 510.59$ K; (2) $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} = 56.5\%$;

(3) 内可逆循环, 故吸热过程和放热过程存在作能力损失。吸热过程: $s_g = \Delta s - s_f$,

$\Delta s_1 = c_v \ln \frac{T_3}{T_2} + R_g \ln \frac{v_3}{v_2} = 0.3285$ kJ/(kg·K)、 $s_{f1} = \int_2^3 \frac{\delta q}{T_r} = \frac{q_{2-3}}{T_r} = 0.2429$ kJ/(kg·K),

$s_{g1} = \Delta s_1 - s_{f1} = 0.0856$ kJ/(kg·K), $i_1 = T_0 s_{g1} = 25.1$ kJ/kg; 放热过程,

$\Delta s_2 = c_v \ln \frac{T_1}{T_4} + R_g \ln \frac{v_1}{v_4} = -0.3984$ kJ/(kg·K), $s_{f2} = \int_2^3 \frac{\delta q}{T_r} = \frac{q_{4-1}}{T_0} = -0.4591$ kJ/(kg·K),

$s_{g2} = \Delta s_2 - s_{f2} = 0.0607$ kJ/(kg·K), $i_2 = T_0 s_{g2} = 17.8$ kJ/kg。循环后工质复原态, 故工质

不存在作功能力损失。热源放热的可用能 $e_{x,Q} = \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) q_{2-3} = 238.0 \text{ kJ/kg}$ ，循环净功

$$w_{\text{net}} = q_1 - q_2 = 174.6 \text{ kJ/kg}，\text{排入环境热量可用能全部耗散，所以 } \eta_{e_x} = \frac{w_{\text{net}}}{e_{x,Q}} = 0.734。$$

9-10 某内可逆狄塞尔循环压缩比 $\varepsilon = 17$ ，定压缩预胀比 $\rho = 2$ ，定熵压缩前 $t = 40^\circ\text{C}$ ， $p = 100\text{kPa}$ ，定压加热过程中工质从 1800°C 的热源吸热；定容放热过程中气体向 $t_0 = 25^\circ\text{C}$ 、 $p_0 = 100\text{kPa}$ 的大气放热，若工质为空气，比热容可取定值， $c_p = 1.005\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 、 $R_g = 0.287\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ，计算：（1）定熵压缩过程终点的压力和温度及循环最高温度和最高压力；（2）循环热效率和效率；（3）吸、放热过程的损失；（4）在给定热源间工作的热机的最高效率。

提示和答案：同上题。 $p_2 = p_1 \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^\kappa = 5.280 \text{ MPa}$ 、 $T_2 = \frac{p_2 v_2}{R_g} = 973.20 \text{ K}$ 、

$$p_{\text{max}} = p_2 = 5.280 \text{ MPa}、T_{\text{max}} = T_3 = 1946.4 \text{ K}；\eta_t = 62.3\%、\eta_{e_x} = 72.8\%；$$

$$i_1 = 67.0 \text{ kJ/kg}、i_2 = 161.1 \text{ kJ/kg}；\eta_{t,\text{max}} = 85.6\%。$$

9-11 内燃机中最早出现的是煤气机，煤气机最初发明时无燃烧前的压缩。设这种煤气机的示功图如图 9-4 所示。图中：6-1 为进气线，这时活塞向右移动，进气阀开启，空气与煤气的混合物进入气缸。活塞到达位置 1 时，进气阀关闭，火花塞点火。1-2 为接近定容的燃烧过程，2-3 为膨胀线，3-4 为排气阀开启后，部分废气排出，气缸中压力降低。4-5-6 为排气线，这时活塞向左移动，排净废气。（1）试画出这一内燃机的理想循环的 $p-v$ 图和 $T-s$ 图；（2）分析这一循环热效率不高的原因；（3）设 $p_1 = 0.1 \text{ MP}$ 、 $t_1 = 50^\circ\text{C}$ 、 $t_2 = 1200^\circ\text{C}$ 、 $v_4/v_2 = 2$ ，求此循环热效率。

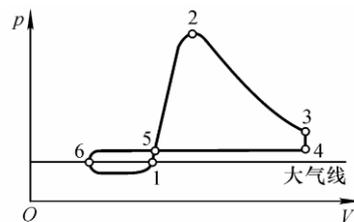


图 9-4

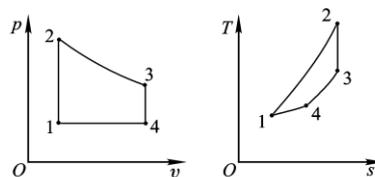


图 9-5

提示和答案: (1) 煤气机理想循环的 $p-v$ 图及 $T-s$ 图如图 9-5; (2) 从 $T-s$ 图看出, 吸热线 1-2 和放热线 3-4, 4-1 之间的垂直距离很短, 即平均温差不大, 原因是加热前未经绝热压缩, 致使加热起始温度很低, 平均吸热温度也就不高。与平均放热温度之间相差不大, 故效率不高; (3) $\bar{T}_1 = \frac{q_1}{\Delta s_{12}} = 758.1\text{K}$, $\bar{T}_2 = \frac{q_2}{\Delta s_{31}} = 607.8\text{K}$,

$$\eta_t = 1 - \frac{\bar{T}_2}{\bar{T}_1} = 19.8\%。$$

9-12 如图 9-6 所示, 在定容加热理想循环中, 如果绝热膨胀不在点 4 停止, 而使其继续进行一直进行到点 5, 使 $p_5 = p_1$ 。(1) 试在 $T-s$ 图上表示循环 1-2-3-5-1, 并根据 $T-s$ 图上这两个循环的图形比较它们的热效率哪一个较高。(2) 设 1、2、3 各点上的参数与题 9-1 所点给出的相同, 求循环 1-2-3-5-1 的热效率。

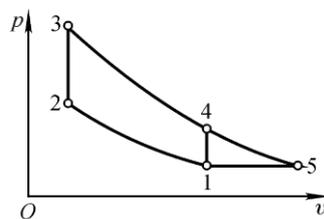


图 9-6

提示和答案: (1) 该循环的 $T-s$ 图如图 9-7。根据 $T-s$ 图可见, 循环 1-2-3-5-1 和 1-2-3-4-1 吸收同样多的热量 (吸热线 2-3 相同), 而前者循环功较大, 故 $\eta_{t123451} > \eta_{t12341}$ 。(2) 1、2、3 各点参数与题 9-1 相同, $p_5 = p_1$,

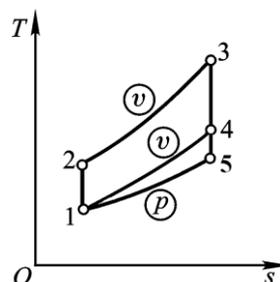


图 9-7

$$v_5 = v_3 \left(\frac{p_3}{p_5} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 1.538 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad T_5 = \frac{v_5}{v_1} T_1 = 535.6 \text{ K},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 64.8\%。$$

9-13 若使活塞式内燃机按卡诺循环进行, 并设其温度界限和例 9-1 中混合加热循环相同, 试求循环各特性点的状态参数和循环热效率。把循环表示在 $p-v$ 图和 $T-s$ 图上。分别从热力学理论角度和工程实用角度比较两个循环。

提示和答案: 为便于比较, 卡诺循环与混合加热循环的 $T-s$ 图画在一起 ($p-v$ 图略), 见图 9-8。

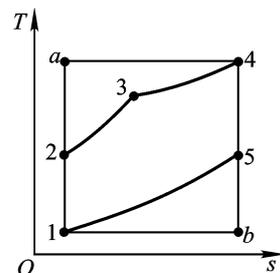


图 9-8

$$p_a = p_1 \left(\frac{T_a}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 88.15 \text{ MPa}、T_a = T_4 = 1987.4 \text{ K}、v_a = \frac{R_g T_a}{p_a} = 0.00647 \text{ m}^3/\text{kg};$$

$$T_b = T_1 = 333.15 \text{ K}、p_b = p_4 \left(\frac{T_b}{T_4} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0.0199 \text{ MPa}、v_b = \frac{R_g T_b}{p_b} = 4.81 \text{ m}^3/\text{kg}。循环热效率$$

$$\eta_c = 1 - \frac{T_b}{T_a} = 1 - \frac{333.15 \text{ K}}{1987.4 \text{ K}} = 83.2\%。$$

讨论：从热力学理论角度看，卡诺循环的热效率高于同温限混合加热理想循环123451的热效率， $\eta_{11a4b1} > \eta_{1123451}$ 。但从工程角度来看，采用卡诺循环1-a-4-b-1不适宜，有如下几点原因：

1. $p_a = 88.15 \text{ MPa}$ ，压力太高，通常气缸强度难以承受；
2. $p_b = 0.0199 \text{ MPa}$ ，压力太低，即真空度太高，保证空气不渗入困难；
3. $v_b = 4.81 \text{ m}^3/\text{kg}$ ，比混合加热循环时 v_5 ，大得多， $\frac{v_b}{v_a} = 743$ 倍，气缸长度过长，刚度不能满足要求。

刚度不能满足要求。

$$4. \text{ 循环净功 } w_{\text{net}} = \eta_c q_1 = \eta_c R_g T_a \ln \frac{v_4}{v_a} = 1019.1 \text{ kJ/kg}，\text{ 仅是混合循环功 } 580 \text{ kJ/kg}$$

的1.75倍，而气缸容积却是它的8.55倍（ $v_b/v_5 = 8.55$ ），因而机件笨重，机械损失大，实际可得的有效功比理想卡诺循环功会小得多。

综上所述，从工程实用观点考察，内燃机不宜采用卡诺循环。

9-14 试分析斯特林循环并计算循环热效率及循环放热量 q_2 。已知：循环吸热温度

$t_H = 527^\circ\text{C}$ 。放热温度 $t_L = 27^\circ\text{C}$ （图9-9）。从外界热源吸

热量 $q_1 = 200 \text{ kJ/kg}$ 。设工质为理想气体，比热容为定值。

提示和答案：斯特林循环是概括性卡诺循环，

$$\eta_t = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 62.5\%。$$

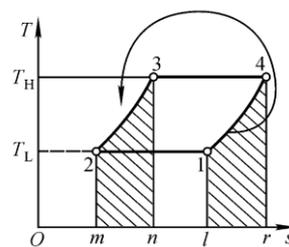


图9-9

9-15 某定压加热燃气轮机装置理想循环，参数为 $p_1 = 101150 \text{ Pa}$ 、 $T_1 = 300 \text{ K}$ 、

$T_3 = 923\text{K}$ ， $\pi = p_2 / p_1 = 6$ 。循环的 $p-v$ 图和 $T-s$ 图如图 9-10 所示。(1) 试求循环 q_1 、 q_2 、 w_{net} 和循环热效率；(2) 计算循环平均吸热温度和平均放热温度；(3) 若装置压气机绝热效率 $\eta_{c,s} = 0.87$ ，气轮机相对内部效率为 $\eta_T = 0.90$ ，再求循环热效率。假定工质为空气，且设比热为定值，并取 $c_p = 1.03 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

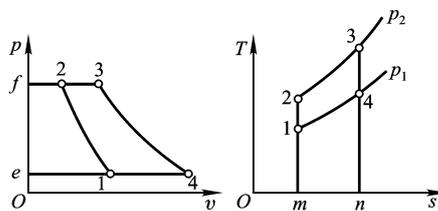


图 9-10

提示和答案： 布雷顿循环， $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 500.6 \text{ K}$ ， $T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 553.2 \text{ K}$ ，

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = 432.1 \text{ kJ/kg}, q_2 = c_p (T_4 - T_1) = 260.8 \text{ kJ/kg}, w_{\text{net}} = q_1 - q_2 = 174.3 \text{ kJ/kg},$$

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = 40.1\% ; \text{ 平均温度并非算术平均温度, } \bar{T}_1 = \frac{q_1}{\Delta s_{23}} = \frac{c_p (T_3 - T_2)}{c_p \ln \frac{T_3}{T_2}} = 690.4 \text{ K},$$

$$\bar{T}_2 = \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p \ln \frac{T_4}{T_1}} = 413.8 \text{ K}; \text{ 考虑压气机和气轮机不可逆性, } T_2' = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{c,s}} = 530.57 \text{ K},$$

$$T_4' = T_3 - \eta_T (T_3 - T_4) = 590.18 \text{ K}, q_1' = c_p (T_3 - T_2') = 404.2 \text{ kJ/kg},$$

$$q_2 = c_p (T_4' - T_1) = 298.9 \text{ kJ/kg}, \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 26.1\% .$$

9-16 同上题，若燃气的比热容是变值，试利用空气热力性质表求出上题 (1) 各项。

提示和答案： (1) 查空气热力性质 (附表 8) 得， $T_1 = 300 \text{ K}$ 时： $h_1 = 302.29 \text{ kJ/kg}$ 、

$$p_{r1} = 1.4108; T_3 = 923 \text{ K} \text{ 时: } h_3 = 960.80 \text{ kJ/kg}、p_{r3} = 84.898。p_{r2} = p_{r1} \frac{p_2}{p_1} = 8.4648、$$

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = 14.150, \text{ 据 } p_{r2}、p_{r4}, \text{ 同表查得 } T_2 = 493.2 \text{ K}, h_2 = 504.34 \text{ kJ/kg},$$

$$T_4 = 574.7 \text{ K}, h_4 = 582.50 \text{ kJ/kg}。 \text{ 燃气比热容是变值, 故 } q \neq c_p \Delta T,$$

$$q_1 = h_3 - h_2 = 456.46 \text{ kJ/kg}, \quad q_2 = h_4 - h_1 = 280.21 \text{ kJ/kg}, \quad w_{\text{net}} = q_1 - q_2 = 176.25 \text{ kJ/kg},$$

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = 38.6\%。$$

9-17 某采用回热的大型陆上燃气轮机装置定压加热理想循环（图 9-11）输出净功率为 100 MW，循环的最高温度为 1 600 K，最低温度为 300 K，循环最低压力 100 kPa，压气机中的压比 $\pi = 14$ ，若回热度为 0.75，空气比热容可取定值，求：循环空气的流量和循环的热效率。

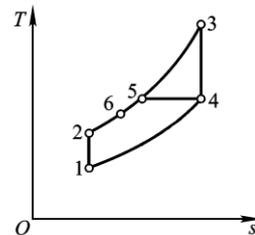


图 9-11

提示和答案： $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 637.63 \text{ K},$

$$p_3 = p_2 = \pi p_1 = 1400 \text{ kPa}, \quad T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 752.79 \text{ K},$$

$$w_c = h_2 - h_1 = 339.32 \text{ kJ/kg}, \quad w_T = h_3 - h_4 = 851.45 \text{ kJ/kg}, \quad w_{\text{net}} = w_T - w_c = 512.13 \text{ kJ/kg}。$$

由于回热不改变循环净功，所以，循环工质流量 $q_m = \frac{P}{w_{\text{net}}} = 195.3 \text{ kg/s}$ 。回热度 $\sigma = \frac{h_6 - h_2}{h_5 - h_2}$ ，

$$T_6 = h_2 + \sigma(h_4 - h_2) = T_2 + \sigma(T_4 - T_2) = 724.0 \text{ K}, \quad \text{回热后 } q_1 = c_p(T_3 - T_6) = 880.4 \text{ kJ/kg}, \quad \text{循}$$

$$\text{环效率 } \eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = 0.582。$$

9-18 若例 9-2 燃气轮机装置的布雷顿循环配置一回热器，回热度 $\sigma = 70\%$ （图 9-12），空气比热容 $c_p = 1.005 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$ ， $\kappa = 1.4$ ，试求：（1）循环净功及净热量；（2）循环热效率及效率。

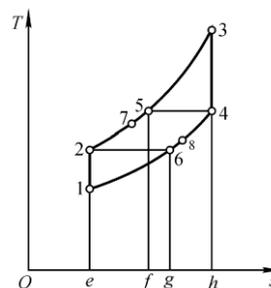


图 9-12

提示和答案： 由回热度 $\sigma = \frac{h_7 - h_2}{h_5 - h_2} = \frac{T_7 - T_2}{T_4 - T_2} = 0.7$ ，求

$$\text{得 7、8 点的温度： } T_7 = T_2 + \sigma(T_4 - T_2) = 728.15 \text{ K},$$

$$T_8 = T_4 - \sigma(T_4 - T_2) = 672.35 \text{ K}。 \quad q_{\text{net}} = 477.9 \text{ kJ/kg} = w_{\text{net}},$$

$$\eta_t = \frac{w_{\text{net}}}{q_1} = 56.75\%。 \quad \Delta s_{23} = c_p \ln \frac{T_3}{T_2} - R_g \ln \frac{p_3}{p_2} = 0.9079 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}, \quad \bar{T}_1 = \frac{q_1}{\Delta s_{23}} = 927.48 \text{ K},$$

$$e_{x,Q_1} = \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) q_1 = 560.64 \text{ kJ/kg}, \quad \eta_{e_x} = \frac{W_{\text{net}}}{e_{x,Q_1}} = 85.2\%$$

9-19 某极限回热的简单定压加热燃气轮机装置理想循环，已知参数： $T_1 = 300 \text{ K}$ ， $T_3 = 1200 \text{ K}$ ， $p_1 = 0.1 \text{ MPa}$ 、 $p_2 = 1.0 \text{ MPa}$ 、 $\kappa = 1.37$ 。求：(1) 循环热效率；(2) 设 T_1 、 p_1 和循环最高温度维持不变，问 p_2 增大到何值时就不可能再采用回热？

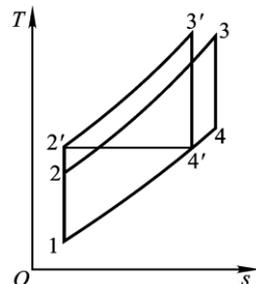


图 9-13

提示和答案：过程 1-2 和过程 3-4 (图 9-13) 为绝热过程。

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 558.7 \text{ K} \quad \eta_t = 53.4\%, \quad T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 644.3 \text{ K},$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_4)} = 53.4\%; \quad p_2 \text{ 增大到 } p_2', \text{ 使 } T_{4'} = T_2 \text{ 时, 回热将无效,}$$

$$T_1 \left(\frac{p_2'}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2'}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}, \quad \left(\frac{p_2'}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = (\pi')^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_3}{T_1}, \quad \text{解得 } \pi' = 13, \quad p_2' = 1.30 \text{ MPa}.$$

9-20 燃气轮机装置发展初期曾采用定容燃烧，这种燃烧室配置有进、排气阀门和燃油阀门。当压缩空气与燃料进入燃烧室混合后，全部阀门都关闭，混合气体借电火花点火定容燃烧，燃气的压力、温度瞬间迅速提高。然后，排气阀门打开，燃气流入燃气轮机膨胀做功。这种装置理想循环的 $p-v$ 图如图 9-14 所示。图中 1-2 为绝热压缩，2-3 为定容加热，3-4 为绝热膨胀，4-1 为定压放热。(1) 画出理想循环的 $T-s$ 图；(2) 设 $\pi = \frac{p_2}{p_1}$ ， $\theta = \frac{T_3}{T_2}$ ，并假定气体的绝热指数 κ 为定值，求循环热效率 $\eta_t = f(\pi, \theta)$ 。

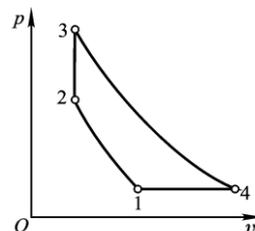


图 9-14

提示和答案： $T-s$ 如图 9-15。

数 κ 为定值，求循环热效率 $\eta_t = f(\pi, \theta)$ 。

提示和答案： $T-s$ 如图 9-15。

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\kappa \left(\frac{T_4 - T_1}{T_2 - T_1}\right)}{\left(\frac{T_3 - T_1}{T_2 - T_1}\right)}, \quad \frac{T_3}{T_2} = \theta,$$

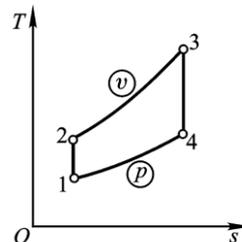


图 9-15

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad \frac{T_4}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_2} = \theta \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \dots = \frac{\theta^{\frac{1}{\kappa}}}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad \text{代入 } \eta_t \text{ 式, 整理即得}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{\frac{1}{\kappa}(\theta^{\frac{1}{\kappa}} - 1)}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}(\theta - 1)}.$$

9-21 一架喷气式飞机以每秒 200 m 速度在某高度上飞行, 该高度的空气温度为 -33°C 、压力为 50 kPa。飞机的涡轮喷气发动机 (图 9-16) 的进、出口面积分别为 0.6 m^2 、 0.4 m^2 。压气机的增压比为 9, 燃气轮机的进口温度是 847°C 。空气在扩压管中压力提高 30 kPa, 在尾喷管内压力降低 200 kPa。假定发动机进行理想循环, 燃气轮机产生的功恰好用于带动压气机。若气体比热容 $c_p = 1.005 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 、 $c_v = 0.718 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 试计算: (1) 压气机出口温度; (2) 空气离开发动机时温度及速度; (3) 发动机产生的推力; (4) 循环效率。

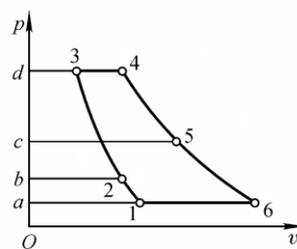


图 9-16

提示和答案: $v_1 = \frac{R_g T_1}{p_1} = 1.3785 \text{ m}^3/\text{kg}$, $q_m = \frac{A_1 c_{f1}}{v_1} = 87.05 \text{ kg/s}$, 扩压管内过程近

似作等熵过程, $p_2 = p_1 + \Delta p = 80 \text{ kPa}$, $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 274.66 \text{ K}$ 。压气机出口参数

$$p_3 = p_2 \pi = 720 \text{ kPa}, \quad T_3 = T_2 \left(\frac{p_3}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 514.55 \text{ K}, \quad w_T = c_p(T_4 - T_5) = w_C = c_p(T_3 - T_2),$$

$$T_5 = T_4 - (T_3 - T_2) = 880.26 \text{ K}, \quad p_5 = p_4 \left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 309.7 \text{ kPa}, \quad p_4 = p_3 = 720 \text{ kPa}, \quad \text{喷管出}$$

$$\text{口截面压为 } p_6 = 109.7 \text{ kPa}, \quad \text{所以, } T_6 = T_5 \left(\frac{p_6}{p_5}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 654.4 \text{ K}, \quad v_6 = \frac{R_g T_6}{p_6} = 1.712 \text{ m}^3/\text{kg},$$

$$c_{f6} = \sqrt{2(h_5 - h_6)} = 673.78 \text{ m/s}, \quad F = q_m \Delta c_f = 4.12 \times 10^4 \text{ N}, \quad q_1 = c_p(T_4 - T_3) = 608.6 \text{ kJ/kg},$$

$$q_2 = c_p(T_6 - T_1) = 416.32 \text{ kJ/kg}, \quad \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 31.6\%.$$

9-22 某涡轮喷气推进装置（图 9-17），燃气轮机输出功用于驱动压气机。工质的性质与空气近似相同，装置进气压力 90 kPa，温度 290 K，压气机的压力比是 14:1，气体进入气轮机时的温度为 1 500 K，排出气轮机的气体进入喷管膨胀到 90 kPa（图 9-18），若空气比热容为， $c_p = 1.005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 、 $c_v = 0.718 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，试求进入喷管时气体的压力及离开喷管时气流的速度。

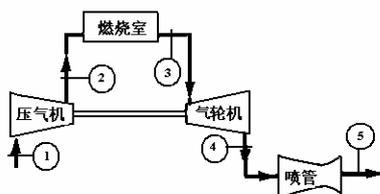


图 9-17

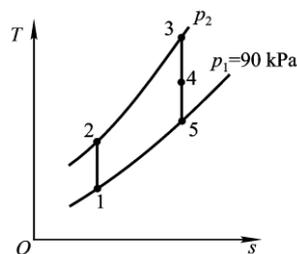


图 9-18

提示和答案: 状态 1 已知, $p_2 = \pi p_1 = 1\,260 \text{ kPa}$ 、 $T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 616.4 \text{ K}$, $p_3 = p_2$,

$w_c = h_2 - h_1 = 328.0 \text{ kJ/kg}$, 燃气轮机输出功用于驱动压气机, 所以 $h_2 - h_1 = h_3 - h_4$,

$h_4 = h_3 - w_c = 1\,179.5 \text{ kJ/kg}$, $T_4 = \frac{h_4}{c_p} = 1\,173.6 \text{ K}$, $p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 533.8 \text{ kPa}$,

$T_5 = T_3 \left(\frac{p_5}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 705.7 \text{ K}$, $c_f = \sqrt{2(h_4 - h_5)} = 969.8 \text{ m/s}$ 。

9-23 某电厂以燃气轮机装置为动力, 输向发电机的能量为 20 MW。循环简图如图 9-19 所示, 循环最低温度 290 K, 最高为 1 500 K; 循环最低压力为 95 kPa, 最高压力 950 kPa, 循环中设一回热器, 回热度为 75%。压气机绝热效率 $\eta_{c,s} = 0.85$, 气轮机相对内部效率为 $\eta_T = 0.87$ 。试求 (1) 气轮机输出的总功率及压气机消耗的功率; (2) 循环热效率; (3) 假设循环中工质向 1 800 K 的高温热源吸热, 向 290 K 的低温热源放热, 求各过程不可逆损失 ($T_0 = 290 \text{ K}$)。

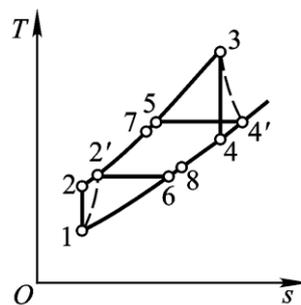


图 9-19

提示和答案： 各点参数 $T_2 = T_1 \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 559.88 \text{ K}$, $T_{2'} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{C,s}} = 607.51 \text{ K}$,

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 776.95 \text{ K} \quad , \quad T_{4'} = T_3 - \eta_T (T_3 - T_4) = 870.95 \text{ K} \quad ,$$

$$T_7 = T_{2'} + \sigma (T_{4'} - T_{2'}) = 805.09 \text{ K} \quad , \quad T_8 = T_{4'} - \sigma (T_{4'} - T_{2'}) = 673.37 \text{ K} \quad ,$$

$$q_1 = h_3 - h_7 = 698.4 \text{ kJ/kg} \quad , \quad q_2 = h_8 - h_1 = 385.3 \text{ kJ/kg} \quad , \quad \text{循环热效率 } \eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 44.8 \% \quad ,$$

$$w_{\text{net}} = q_{\text{net}} = q_1 - q_2 = 313.1 \text{ kJ/kg} \quad , \quad q_m = \frac{P}{w_{\text{net}}} = 63.88 \text{ kg/s} \quad ,$$

$P_T = q_m c_p (T_3 - T_{4'}) = 40.4 \times 10^3 \text{ kW}$, $P_C = q_m c_p (T_{2'} - T_1) = 20.4 \times 10^3 \text{ kW}$ 。压缩过程不可逆损

失, $\Delta s_{12'} = \Delta s_{22'} = c_p \ln \frac{T_{2'}}{T_2} = 0.082 \text{ 05 kJ/(kg} \cdot \text{K)}$, $\dot{I}_1 = q_m T_0 s_{g1} = q_m T_0 \Delta s_{12'} = 1 \text{ 520.0 kJ/s}$ 。

吸热过程不可逆损失 $\Delta s_{73} = c_p \ln \frac{T_3}{T_7} = 0.625 \text{ 38 kJ/(kg} \cdot \text{K)}$, $s_{f2} = \frac{q_1}{T_r} = 0.388 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$,

$s_{g2} = \Delta s_{73} - s_{f2} = 0.237 \text{ 38 kJ/(kg} \cdot \text{K)}$, $\dot{I}_2 = q_m T_0 s_{g2} = 4 \text{ 397.5 kJ/s}$ 。膨胀过程不可逆损失,

$\Delta s_{34'} = \Delta s_{44'} = 0.114 \text{ 77 kJ/(kg} \cdot \text{K)}$, $\dot{I}_3 = q_m T_0 s_{g3} = q_m T_0 \Delta s_{34'} = 2 \text{ 126.1 kJ/s}$ 。放热过程损失

$\Delta s_{81} = c_p \ln \frac{T_1}{T_8} = -0.846 \text{ 63 kJ/(kg} \cdot \text{K)}$, $\dot{I}_4 = q_m T_0 s_{g4} = q_m T_0 (\Delta s_{81} - s_{f4}) = 8 \text{ 929.0 kJ/s}$, 换热

器损失 $\Delta s_{2'7} = c_p \ln \frac{T_7}{T_{2'}} = 0.282 \text{ 99 kJ/(kg} \cdot \text{K)}$, $\Delta s_{4'8} = c_p \ln \frac{T_8}{T_{4'}} = -0.258 \text{ 56 kJ/(kg} \cdot \text{K)}$,

$\dot{I}_5 = q_m T_0 (\Delta s_{2'7} + \Delta s_{4'8}) = 452.6 \text{ kJ/s}$ 。