判断题：

1. 工质经历一个不可逆循环后，其熵的变化量为 0（T）
2. 若容器中气体的绝对压力保持不变，则压力表上的读数不会发生改变（F）
3. 热力过程中热力系与外界之间交换的热量，只与热力过程的初、终态有关（F）
4. 工质在管道内流动，管道的最小截面即为临界截面（F）
5. 已知理想气体可逆过程中膨胀功等于技术功，则此过程的特性为定温过程（T）
6. 理想气体绝热节流后气体温度不发生变化（T ）
7. 朗肯循环实行再热后，热效率一定升高，耗汽率肯定降低（F）
8. 燃气轮机装置定压加热理想循环的热效率与循环增温比无关（T ）
9. 绝热系统可以与外界有物质交换，但没有能量交换（F）
10. 一切不可逆循环的热效率必定小于可逆循环的热效率（F ）
11. 温度、压力、功都是状态参数（F）
12. 平衡状态是热力系宏观性质不随时间变化的状态（F ）
13. 任何热力系任何循环的熵变都等于零（T ）
14. 在压容图上定比热理想气体的定熵线比定温线陡（T ）
15. 绝热过程就是定熵过程（F ）
16. 不可逆过程是不能逆向进行的过程（F ）
17. 在初态和终态相同时工质经过不可逆过程的熵增必然大于经历可逆过程的熵增（ F ）
18. 任何气体经过绝热节流后，温度必然降低（ F ）。
19. 任何气体的压缩因子可以大于 1、可以小于 1、也可以等于 1（T ）
20. 迈耶公式仅对变比热理想气体适用（F ）

简答题：

1. 试阐述热力学第二定律的开尔文表述和克劳修斯表述?

答：

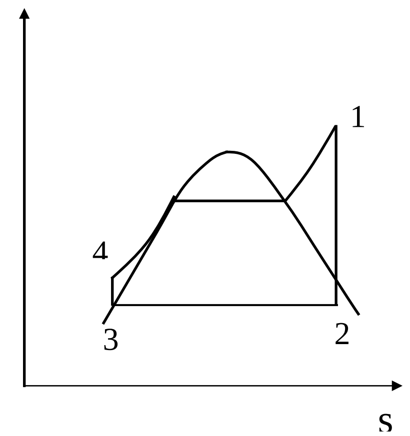
开尔文表述：不可能从单一热源取热并使之完全转变为有用功而不产生其它影响。（或：不可能制造出从单一热源吸热、使之全部转化为功而不留下其他任何变化的循环工作的热力发动机）（或：热机不可能将从热源吸收的热量全部转变为有

用功，而必须将某一部分传给冷源。）

克劳修斯表述：热不可能自发地、不付代价地从低温物体传至高温物体。（或：不可能把热从低温物体传到高温物体，而不引起其它变化）

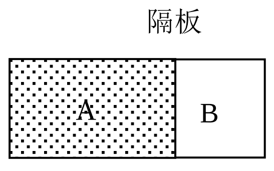
2. 答：试在 T-S 图上表示简单蒸汽动力循环(郎肯循环)，并指出热力过程所对应的设备。

答： 图



郎肯循环的主要设备包括：锅炉、汽轮机、冷凝器、水泵

3、刚性绝热容器中间用隔板分为两部分，A 中存有高压空气，B 中保持真空，如图所示。若将隔板抽去，试分析容器中空气的状态参数(P,T,v,s,u)如何变化，并简述为什么。



答：

u、T 不变，P 减小，v 增大，s 增大。

取高压空气为热力系统，为绝热闭口系统，Q=0，高压空气向真空膨胀为自由膨胀过程，W=0

根据闭口系统能量方程 Q=ΔU+W，所以 ΔU=0，理想气体 U=f(T)，因此 ΔT=0

气体膨胀 P 减小，v 增加。

自由膨胀为不可逆过程，因此 s 增加。

4、湿蒸汽与湿空气的区别是？干度与相对湿度的区别又是如何？

答：

湿蒸汽是饱和水和饱和蒸汽的混合物；湿空气是含有水蒸气的空气。干度为湿蒸汽中饱和蒸汽所占的比重；相对湿度为湿空气中水蒸气分压力 p_v 与同一温度同样总压力的饱和湿空气中水蒸气分压力 $p_s(t)$ 的比值。

5、试说明为什么热泵循环的供暖系数肯定大于 1。

答：

热泵循环的能量平衡方程为：$q_H = q_L + w_{net}$；热泵循环的供暖系数为：

$\varepsilon' = q_H / w_{net}$；将循环能量平衡关系式代入上式，即：

$\varepsilon' = (w_{net} + q_L)\ / w_{net} = \varepsilon + 1$；制冷系数恒大于 0，所以 ε' 恒大于 1。

计算题：

1. **某气缸中气体由 0.1m^3 膨胀到 0.2m^3，膨胀过程中气体的压力和体积的关系为 p=0.48V+0.04，其中压力的单位是 MPa，体积的单位是 m^3。试求：（1）气体所做的功；（2）当活塞和气缸间得摩擦力为 1000N，而活塞面积为 0.2m^3 时，减去摩擦消耗的功后活塞输出的功及有用功。已知环境压力为 0.1MPa。**

解：

$$W = \int_{V_1 - V_2} \mathrm{p} dV = \int_{0.1-0.2} (0.48V + 0.04) dV = 0.0112 \times 10^6 J = 11.2kJ$$

活塞移动距离：

$$L = (V_2 - V_1) / A = (0.2 - 0.1) / 0.2 = 0.5\mathrm{m}$$

摩擦耗功 $W_f = FL = 1000 \times 0.5 = 500J = 0.5kJ$

排斥大气功 $W_{rdl} = p_0 (V_2 - V_1) = 0.1 \times 10^6 \times (0.2 - 0.1) = 100000J = 10kJ$

有用功 $W_u = W - W_f - W_{rel} = 11.2 - 0.5 - 10 = 0.7kJ$

2. **一热机在每个循环中从 327** ^{0}C **的高温热源吸收** $Q_1 = 419kJ$ **的热量和可逆地向 27** ^{0}C **的低温热源排热，假设按(1)** $Q_2 = 209.5kJ$ **；(2)** $Q_2 = 314.25kJ$ **；(3)** $Q_2 = 104.75kJ$ **三个数值排热，在这三种情况中，哪个是不可逆的、哪个可逆的、哪个是不可能的？**

解：1．采用孤立系统熵增原理证明

(1) $(\Delta S)_{孤} = \dfrac{-Q_1}{T_1} + \dfrac{Q_2}{T_2} = \dfrac{-419}{600} + \dfrac{209.5}{300} = 0$，可逆

(2) $(\Delta S)_{孤} = \dfrac{-Q_1}{T_1} + \dfrac{Q_2}{T_2} = \dfrac{-419}{600} + \dfrac{314.25}{300} = 0.3492kJ/K > 0$，不可逆

(3) $(\Delta S)_{孤} = \dfrac{-Q_1}{T_1} + \dfrac{Q_2}{T_2} = \dfrac{-419}{600} + \dfrac{104.75}{300} < 0$，不可能

2．采用卡诺定理证明

$$\eta_{tc} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{300}{600} = 0.5$$

(1) $\eta_t = 1 - \dfrac{Q_2}{Q_1} = 1 - \dfrac{209.5}{419} = 0.5 = \eta_{tc}$　可逆

(2) $\eta_t = 1 - \dfrac{Q_2}{Q_1} = 1 - \dfrac{341.25}{419} = 1 - 0.75 = 0.25 < \eta_{tc}$，不可逆

(3) $\eta_t = 1 - \dfrac{Q_2}{Q_1} = 1 - \dfrac{104.75}{419} = 1 - 0.25 = 0.75 > \eta_{tc}$，不可能

3．采用克劳修斯积分计算证明

(1) $\dfrac{Q_1}{T_1} + \dfrac{-Q_2}{T_2} = \dfrac{419}{600} + \dfrac{-209.5}{300} = 0$，可逆

(2) $\dfrac{Q_1}{T_1} + \dfrac{-Q_2}{T_2} = \dfrac{419}{600} + \dfrac{-314.25}{300} = -0.3492kJ/K < 0$,不可逆

(3) $\dfrac{Q_1}{T_1} + \dfrac{-Q_2}{T_2} = \dfrac{419}{600} + \dfrac{-104.75}{300} > 0$，不可能

3. 空气初态为 $\boldsymbol{p_1}$ **＝ 0.4MPa 、** $\boldsymbol{T_1}$ **＝ 450K ，初速忽略不计。经一喷管绝热可逆膨胀到** $\boldsymbol{p_2}$ **＝ 0.1MPa 。若空气的 Rg ＝ 0.287 kJ/ (kg·K) ；** $\boldsymbol{c_p}$ **＝ 1.005 kJ/ (kg·K) ；** $\boldsymbol{\kappa}$ **＝ 1.4 ； 临界压力比** $\boldsymbol{\nu_{cr}}$ **=0.528 ； 试求：**

(1)在设计时应选用什么形状的喷管？为什么？

(2)喷管出口截面上空气的流速 C_{f2} 、温度 T_2 和马赫数 Ma_2

解：

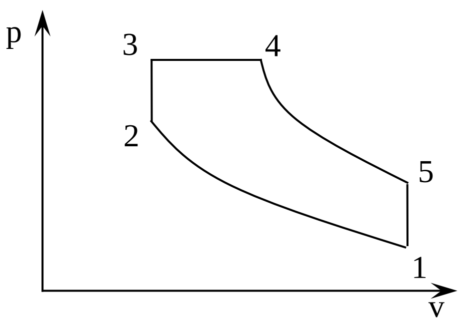
（1）$\frac{p_2}{p_1}=0.25<\nu_{cr}$，所以选择缩放喷管。

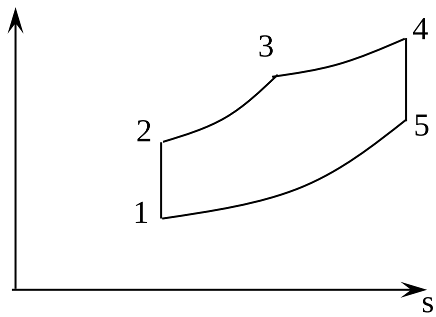
（2） $T_2=T_1(\frac{p_2}{p_1})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}=302.83K$； $T_{cr}=T_1(\nu_{cr})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}=374.7K$

$c_{f2}=\sqrt{2c_p(T_1-T_2)\times10^3}=543.57m/s$； $c_2=\sqrt{\gamma R_g T_2\times10^3}=348.8m/s$

$Ma_2=\frac{c_{f2}}{c_2}=\frac{543.57}{1877.98}=1.56$

4. 已知内燃机混合加热循环的初态参数 T_1=340K,p_1=0.085MPa，压缩比 ε=15，循环最高压力为 705MPa，最高温度为 2200K。假定工质是比热为常数的空气，试确定循环各典型点上的温度，并计算循环的净功和热效率。





解：

（1） 参数分析，求出各点的温度

12 为定熵过程，有 $T_2=T_1\varepsilon^{k-1}$=340×150.4=1004.4K

$p_2=p_1\varepsilon^{k}$=85×151.4=3767kPa

23 为定容加热过程，p3=7500kPa，有

$$\frac{T3}{T2}=\frac{P3}{P2}=\frac{7500}{3767}=1.991=\lambda$$

$$T3=\lambda T2=1004.4\times 1.991=1998.9K$$

34 为定压加热过程，T_4=2200K,有

$p4=p_3=7500kPa$

$$\rho=\frac{v4}{v3}=\frac{T4}{T3}=\frac{2200}{1989.9}=1.1$$

45 为定熵过程，51 及 23 为定容过程，因此有

$$\frac{T5}{T4}=\left(\frac{V4}{V5}\right)^{k-1}=\left(\frac{v4}{v3}\times\frac{v2}{v1}\right)^{k-1}=\left(\frac{\rho}{\xi}\right)^{k-1}$$

$$T5=T4\left(\frac{\rho}{\xi}\right)^{k-1}=2200\times\left(\frac{1.1}{15}\right)^{0.4}=773.6K$$

（2） 计算循环的净功和热效率

$q_1=cv（T_3-T_2）+c_p（T_4-T_3）$

$=0.716\times(1998.9-1004.4)+1.004\times(2200-1998.9)=914kJ/kg$

$q_2=c_v（T1-T5）=0.716\times(340-773.6)=-310.5kJ/kg$

$$\omega=q0=q1+q2=914.3-310.5=603.5kJ/kg$$

$$\eta t=\frac{\omega 0}{q1}=\frac{603.5}{914}=0.66$$

5. 一容积为 $2m^3$ 的刚性封闭容器内储有温度为 20℃、压力为 500kPa 的空气。若使压力提高至 1MPa，问需要将容器内空气加热到多高温度？容器内空气吸收的热量又是多少？已知：$c_p=1.01kJ/(kg\cdot K)$，热容比 $\gamma=1.4$。

解：

对于定容过程，$T_2/p_2=T_1/p_1$，$T_2=10/5\times 293=586\,\mathrm{K}$；

以容器内空气为研究对象，其能量方程为：$\Delta U=Q-W=Q$，

容器内空气吸收的热量为：

$$Q=\Delta U=mc_v\Delta T=\frac{p_1V_1}{R_gT_1}c_v\Delta T=\frac{5\times 10^5\times 2}{(1.4-1)/1.4\times 1010\times 293}\times\frac{1010}{1.4}\times(586-293)$$

$$=2.5\times 10^6\,\mathrm{J}$$

6. 欲设计一热机，使之能从温度为 973K 的高温热源吸热 2000kJ，并向温度为 303K 的冷源放热 800kJ。试通过计算判断此循环能否实现，若能实现，是可

逆还是不可逆循环。

解：

方法 1：$\oint\frac{\delta Q}{T_r}=\frac{2000}{973}-\frac{800}{303}=-0.585kJ/K<0$，因此该循环能实现，但为不可逆循环；

方法 2：$\Delta S_{iso}=\Delta S_{T1}+\Delta S_{T2}+\Delta S=-\frac{Q_1}{T_1}+\frac{Q_2}{T_2}=0.585kJ/K>0$，因此该循环能实现，但为不可逆循环；

方法 3：$\eta_{t,C}=1-\frac{T_2}{T_1}=68.9\%$，$\eta_t=\frac{W}{Q_1}=\frac{Q_1-Q_2}{Q_1}=60\%<\eta_{t,C}$，因此该循环能实现，但为不可逆循环。

7. 某缩放喷管进口截面积为 $A_1=2.6\times10^{-3}m^2$。质量流量为 $q_m=1.5kg/s$ 的空气等熵流经该喷管，进口截面上的压力与温度分别为 $p_1=0.58MPa$、$T_1=440K$。已知喷管出口截面上压力 $p_2=0.14MPa$，求喉部及出口截面积、出口流速。空气按理想气体处理，比热容取定值，$R_g=287\,J/(kg\cdot K)$，$c_p=1004\,J/(kg\cdot K)$，$k=1.4$，$v_{cr}=0.528$。

解：

先求入口截面流速：

$v_1=R_gT_1/p_1=287\times440/0.58\times10^6=0.2177\,m^3/kg$，

$c_{f1}=q_mv_1/A_1=1.5\times0.2177/2.6\times10^{-3}=125.6\,m/s$。

求临界截面流速：

$T_0=T_1+c_{f1}^2/2c_p=440+(125.6)^2/2\times1004=447.86K$，

$p_0=p_1\left(T_0/T_1\right)^{k/k-1}=0.58\times\left(447.86/440\right)^{1.4/0.4}=0.617MPa$，

$p_{cr}=v_{cr}p_0=0.326MPa$，$T_{cr}=T_0\left(p_{cr}/p_0\right)^{0.4/1.4}=373.16K$，

$c_{f,cr}=\sqrt{kR_gT_{cr}}=387.2\,m/s$。

求临界截面处（喉部）面积：

$v_{cr}=R_gT_{cr}/p_{cr}=0.329\,m^3/kg$，$A_{cr}=q_mv_{cr}/c_{f,cr}=1.275\times10^{-3}m^2$。

求出口截面流速：

$T_2=T_0\left(p_2/p_0\right)^{k-1/k}=293.16K$，$v_2=R_gT_2/p_2=0.601m^3/kg$，

$c_{f2}=\sqrt{2c_p\left(T_0-T_2\right)}=557.3\,m/s$。

求出口截面面积：

$A_2=q_mv_2/c_{f2}=1.617\times10^{-3}m^2$。

8. 一定容加热理想循环，压缩比为 9.5。在等熵压缩过程之前，空气参数为 100kPa、17℃和 600cm³。等熵膨胀过程终温是 800K。试确定：⑴ 循环最高温度；⑵ 循环最高压力；⑶ 加热量；⑷ 热效率；⑸ 循环平均有效压力。

已知：$k=1.4$，$c_v=718J/(kg\cdot K)$，$R_g=287J/(kg\cdot K)$。

解：

⑴ 循环最高温度：

$T_3/T_4=\left(v_4/v_3\right)^{k-1}$，$T_3=800\times9.5^{0.4}=1968.7K$。

⑵ 循环最高压力：

$p_1V_1=mR_gT_1$，$100\times600\times10^{-6}=m\times0.287\times290$，$m=7.209\times10^{-4}kg$，

$p_3\times\left(600\times10^{-6}/9.5\right)=7.209\times10^{-4}\times0.287\times1968.7$，$p_3=6449.23kPa$。

⑶ 加热量：

$T_2/T_1=\left(v_1/v_2\right)^{k-1}$，$T_2=290\times9.5^{0.4}=713.65K$，

$Q_{23}=mc_v\left(T_3-T_2\right)=0.6496kJ$。

⑷ 热效率：

$Q_{41}=mc_v\left(T_1-T_4\right)=-0.264kJ$， $\eta_t=1-Q_{41}/Q_{23}=59.36\,\%$。

⑸ 循环的平均压力：

MEP= $w_{net}/\left(v_1-v_2\right)=\left(0.6496-0.264\right)/\left[600\times10^{-6}\times\left(1-1/9.5\right)\right]=718.275kPa$ 。