

Avant-directrices d'une Turbine Hydraulique

Dans les turbines à LG3, le débit volumique est $\dot{Q} = 272m^3/sec$. Le rayon intérieur des avant-directrices est $r_i = 3.8m$ et l'hauteur des pales est de $b_o = 1.4m$. En supposant $\rho = 1000kg/m^3$, calculez la vitesse de l'écoulement à la sortie des avant-directrices si l'angle de sortie de ces pales est de 30° par rapport à la direction radiale.

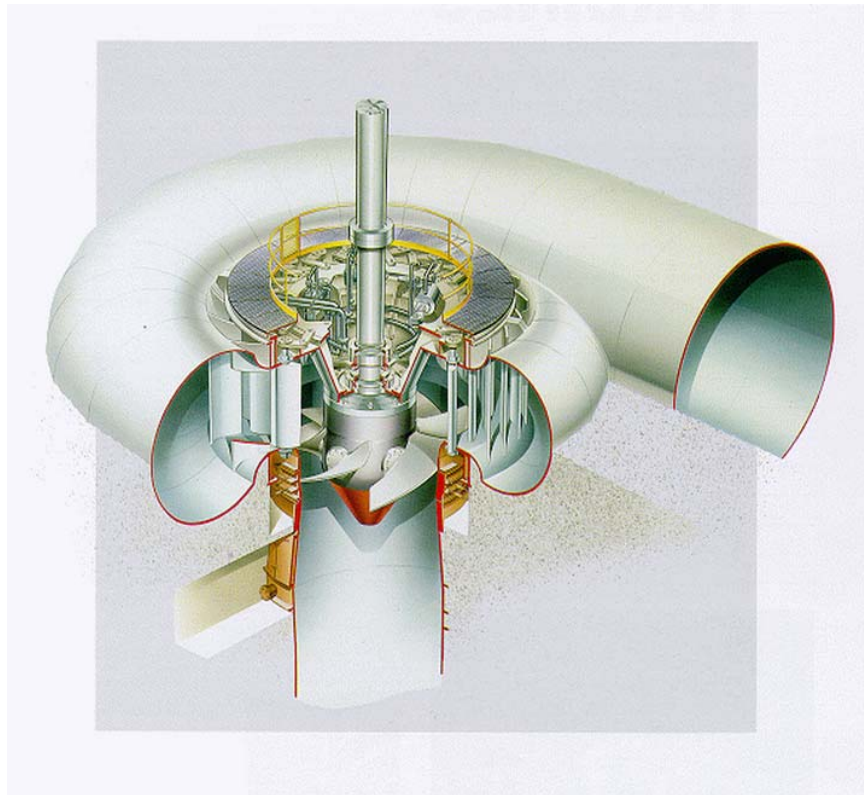


Figure 1: Turbine Kaplan

$$\dot{m} = \int \rho \mathbf{v} \cdot d\mathbf{S} = \rho v_r 2\pi r b$$

$$\dot{m} = \rho Q = \rho v_r 2\pi r b \rightarrow v_r = 8.14 \text{ m/s}$$

$$V = \frac{v_r}{\cos\theta} = \frac{8.14}{0.866} = 9.4 \text{ m/s}$$

Compresseur I

À l'entrée du rotor d'un compresseur la vitesse moyenne est de $C_1 = 300\text{m/s}$. L'aire de la section de passage est $A = 0.08\text{m}^2$. La température et la pression de l'environnement sont respectivement $T_{env} = 300\text{K}$ et $p_{env} = 100\text{kPa}$. La puissance fournie par le compresseur au fluide est $\dot{W} = 300\text{MW}$. Calculez:

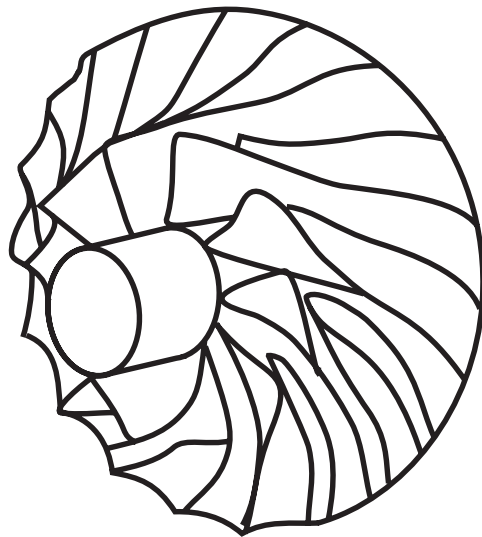


Figure 2: Compresseur

- Les conditions de stagnation: température, la pression et masse volumique à l'entrée du compresseur

- le débit massique
- la pression de stagnation maximale possible à la sortie.

Considérer l'air comme un gaz idéal avec $R = 286.96(\mathbf{J/Kg K})$ et $C_p = 1010(\mathbf{J/Kg K})$

$$T_{01} = 300K, \quad P_{01} = 100kPa \rightarrow \rho_{01} = \frac{P_{01}}{RT_{01}} = 1.162 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_1 = \rho_1 A_1 C_1$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1}$$

$$T_{01} = T_1 + \frac{C_1^2}{2C_p}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2C_p} = 300 - \frac{300^2}{2 \times 1010} = 255.44$$

$$\frac{P_1}{P_{01}} = \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{C_p}{R}} \rightarrow P_1 = 100 \left(\frac{255}{300} \right)^{\frac{1010}{286.96}} = 56.7512$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{56.7512}{286.96 \times 255} = 0.7739 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m}_1 = \rho_1 A_1 C_1 = 0.7739 \times 0.08 \times 300 = 18.754 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Pression a la sortie

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1) = C_p(T_{02} - T_{01})$$

$$T_{02} = T_{01} + \frac{\dot{W}}{C_p \times \dot{m}} = 465 \text{ K}$$

$$\left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right)^{\frac{C_p}{R}} = \frac{P_{02}}{P_{01}} \rightarrow P_{02s} = 470 \text{ kPa}$$

EULER I

Calculer la puissance générée par un turbine dans laquelle le débit massique est $\dot{m} = 6\text{kg/s}$ et la vitesse d'entrée $C_1 = 975\text{m/s}$, avec un angle de 70° par rapport à la direction axiale. On considère que la vitesse à la sortie des aubes et sans rotation (elle n'a pas de composante périphérique). Le diamètre moyen de la turbine est $d = 1\text{m}$ et l'arbre tourne à 10000rpm .

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) = -U_1 C_{1u}$$

$$U_1 = \frac{2\pi nd}{60 \cdot 2} = \frac{2\pi 100001}{60 \cdot 2} = 523.6 \frac{m}{s}$$

$$C_{1u} = C_1 \cos 20^\circ = 916 \frac{m}{s}$$

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = -523 \times 916 = -479721 \frac{m^2}{s^2}$$

$$\dot{W} = -479721 \frac{m^2}{s^2} \times 6 \frac{kg}{s} = -2.878 \text{ MW}$$

Polytrop I

Trouvez le rapport: (pression statique à la sortie)/ (pression de stagnation à la entrée) pour un compresseur centrifuge dont le rotor a 300mm de diamètre et la vitesse de rotation est $n = 20000\text{rpm}$. Le nombre de pales est $N = 15$. À l'entrée on considère qu'il n'y a pas de prérotation et les conditions de l'air sont $T = 15^\circ\text{C}$ et $p = 100\text{kN/m}^2$. Le débit massique d'air est $\dot{m} = 0.9\text{kg/s}$ et la composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie est 90% de la vitesse périphérique. Le rendement polytropique du compresseur est 80%.

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = (h_{02} - h_{01}) = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}) = U_2 C_{2u} = 0.9 U_2 \times U_2$$

$$U_2 = \frac{2\pi ND}{60} = \frac{2\pi 200000.30}{60} = 314.6 \frac{m}{s}$$

Gaz idéal

$$C_p(T_{02} - T_{01}) = (h_{02} - h_{01}) = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = 88826 \frac{m^2}{s^2}$$

$$T_{02} = T_{01} + \frac{\dot{W}}{C_p \dot{m}} = 288k + \frac{88826}{1012} = 375.78$$

$$T_{02} = \frac{T_{01} + T_{02}}{2} = 331,89 \rightarrow C_p = 1007,8 \frac{J}{kg K}$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} \right)^{\frac{\eta_p C_p}{R}} = \left(\frac{375,78}{288} \right)^{\frac{0,8 \times 1007}{288,97}} = 2,117$$

Polytrop II On considère un compresseur axial à N étages avec un rendement polytropique global $\eta_p = 0.9$. Les conditions de stagnation à l'entrée sont $p_{01} = 1atm$, $T_{01} = 300K$ et le rapport de pression $r_p = 10$.

a) Calculer le rendement isentropique de ce compresseur.

b) Calculer le rendement isentropique après M étages, si le rapport de pression est de $r_M = 5$.

c) Calculer le rendement isentropique entre l'étage M et l'étage N .

- Considérez que le rendement polytropique par étage est égale au rendement polytropique global.
- Considérez $C_p = cte$

a)

$$\eta_s = \frac{h_{02s} - h_{01s}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{C_p(T_{02s} - T_{01s})}{C_p(T_{02} - T_{01})}$$

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = (10)^{\frac{0.4}{1.4}} = 1.931$$

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma - 1}{\eta_p \gamma}} = (10)^{\frac{0.4}{0.9 \times 1.4}} = 2.077$$

$$\eta_s = \frac{(579.2 - 300)}{(623.1 - 300)} = 0.86$$

b)

Après M étages, le rapport est:

$$\frac{T_{0Ms}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{0M}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (5)^{\frac{0.4}{1.4}} = 1.584$$

$$T_{0Ms} = 500$$

$$\frac{T_{0M}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{0M}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_p \gamma}} = (5)^{\frac{0.4}{0.9 \times 1.4}} = 1.667$$

$$T_{0M} = 475$$

$$\eta_s = \frac{(475 - 300)}{(500 - 300)} = 0.876$$

Entre l'étage M et le 10 on a :

$$\frac{T_{02s}}{T_{0M}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{0M}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (2)^{\frac{0.4}{1.4}} = 1.22$$

$$T_{02s} = 609$$

$$\eta_s = \frac{(609 - 500)}{(623.1 - 500)} = 0.886$$

Polytrop III Un compresseur, à N étages, a un rapport de pression par étage r_p . Chaque étage a un rendement total-à-total η_e .

a) Dédurre une expression pour la variation de température totale par étage.

b) Trouver un formule pour le rendement total-à-total du compresseur.

$$\Delta T_{0s} = T_{0,k+1} - T_{0,k} = T_{0,k} \left(\frac{T_{0,k+1}}{T_{0,k}} - 1 \right) = T_{0,k} \begin{pmatrix} \frac{\gamma - 1}{\gamma} & & \\ r_p & \gamma & - 1 \end{pmatrix}$$

$$\Delta T_{0r} = \frac{\Delta T_{0s}}{\eta_p}$$

$$\Delta T_{0r} = T_{0,k} \underbrace{\frac{\begin{pmatrix} \frac{\gamma - 1}{\gamma} \\ r_p & \gamma & - 1 \end{pmatrix}}{\eta_p}}_{\mathbf{A}}$$

$$\mathbf{T}_{k+1,0} = \mathbf{T}_{k,0}(1 + \mathbf{A})$$

$$\mathbf{T}_{k+2,0} = \mathbf{T}_{k+1,0}(1 + \mathbf{A})$$

$$\mathbf{T}_{k+2,0} = \mathbf{T}_{k,0}(1 + \mathbf{A})^2$$

$$\mathbf{T}_{N+1,0} = \mathbf{T}_{1,0}(1 + \mathbf{A})^N$$

$$\boldsymbol{\eta}_{tt} = \frac{\mathbf{T}_{N+1,0,s} - \mathbf{T}_{1,0}}{\mathbf{T}_{N+1,0,r} - \mathbf{T}_{1,0}}$$

$$\frac{\mathbf{T}_{N+1,0,s}}{\mathbf{T}_{1,0}} = r_p \frac{\gamma - 1}{\gamma} N$$

$$\boldsymbol{\eta}_{tt} = \frac{\frac{\gamma - 1}{\gamma} N}{((1 + \mathbf{A})^N - 1) \mathbf{T}_{1,0}} (\mathbf{T}_{1,0} - 1)$$

Polytrop IV On a un compresseur axial à 16 étages et le rapport de pression de chacun des étages est le même. Le taux de compression du compresseur est 6.3 et le rendement 'total-total' de chaque étage est 89.5%. Le gaz peut être considéré comme un gaz idéal ($\gamma = 1.4$).

a) Estimer le rendement global, total-à-total, à partir d'un développement étage par étage.

b) Calculer le rendement polytropique infinitésimal

$$r_p = 6.316^{\frac{1}{6}} = 1.1219$$

L'incrément isentropique de température totale est:

$$\begin{aligned}\Delta T_s = T_{i+1,0} - T_{i,0} &= T_{i,0} \left(\frac{T_{i+1,0}}{T_{i,0}} - 1 \right) \\ &= T_{i,0} \left(r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)\end{aligned}$$

L'incrément réel de température totale est:

$$\Delta T_r = \frac{\Delta T_s}{\eta_p}$$

$$= T_{i,0} \left(\frac{\frac{\gamma - 1}{r_p^\gamma} - 1}{\eta_p} \right)$$

$$\mathbf{A} = \frac{\frac{\gamma - 1}{r_p^\gamma} - 1}{\eta_p} = \frac{1.1219 \frac{0.4}{1.4} - 1}{0.895} = 0.03733$$

$$\begin{aligned} T_{i+1,0} &= T_{i,0}(\mathbf{A} + 1) \\ T_{i+2,0} &= T_{i,1}(\mathbf{A} + 1) \\ T_{i+2,0} &= T_{i,0}(\mathbf{A} + 1)^2 \\ \dots & \\ T_{N+1,0} &= T_{i,0}(\mathbf{A} + 1)^N \end{aligned}$$

$$\eta_{tt} = \frac{T_{N+1,0}^r - T_{1,0}}{T_{N+1,0}^s - T_{1,0}}$$

$$\eta_{tt} = \frac{\frac{\gamma - 1}{\gamma} N}{(r_p^\gamma - 1) T_{1,0}} = \frac{0.4}{(6.3)^{1.4} - 1} = 0.8675$$

b)

De l'équation:

$$\eta_{is} = \frac{\left[\left(\frac{p_{o2}}{p_{o1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{p_{o2}}{p_{o1}} \right)^{(\gamma-1)/\eta_{pol}\gamma} - 1 \right]}$$

on obtient:

$$\eta_p = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\ln r_p^N}{\ln \left(\frac{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma} N} - 1 + \eta_{tt}}{\eta_{tt}} \right)}$$

$$\eta_p = \frac{0.4}{1.4} \frac{\ln 6.3}{\ln \left(\frac{6.3^{\frac{0.4}{1.4}} - 1 + 0.8675}{0.8675} \right)} = 0.8967$$

Pour une turbine axiale, on a les donnés suivants:

$$\begin{aligned}
 N_{\text{étages}} &= 3 & n &= 6000 \text{rpm} & T_{\text{entrée}} &= 1200 \text{K} \\
 P_{\text{entrée}} &= 2.5 \text{bar} & P_{\text{sortie}} &= 1.020 \text{bar} & \dot{m} &= 35 \text{kg/s} \\
 \eta_{tt} &= 0.92 & R &= 287 \text{J/kgK} & \gamma &= 1.4 \\
 r_{\text{ext}} &= 0.45 \text{m} & r_{\text{int}} &= 0.3 \text{m} & &
 \end{aligned}$$

(1)

a) Calculez ψ et ϕ . b) Calculez les angles du triangle de vitesse si $R = 0.5$

Compresseur Axial

$$\begin{aligned}
 N_{\text{étages}} &= 5 & U &= 313\text{m/s} & T_{\text{entrée},0} &= 293\text{K} \\
 P_{\text{entrée},0} &= 0.1\text{Mpa} & \psi &= 0.393 & \dot{m} &= 19\text{kg/s} \\
 R &= 0.5 & R_g &= 287\text{J/kgK} & \gamma &= 1.4 \\
 r_{\text{ext}} &= 0.339\text{m} & r_{\text{int}} &= 0.271\text{m} & \eta_{\text{pol}} &= 0.9
 \end{aligned}$$

Estimer

(2)

- la vitesse axiale
- la puissance transmise au fluide
- les angles α_1, β_1 et β_2
- les conditions de stagnation à la sortie

$$T_{01} = 293K, \quad P_{01} = 0.1MPa \quad A_1 = \pi(0.339^2 - 0.271^2) \quad \dot{m}$$

$$\left(\begin{array}{l} C_{1x} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 A_1} = \frac{19}{\rho_1 \pi (0.339^2 - 0.271^2)} \\ \rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{P_1}{286.96 \times T_1} \\ T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2C_p} = 293 - \frac{C_1^2}{2 \times 1004} \\ P_1 = P_{01} \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} = 0.1 \times 10^6 \left(\frac{T_1}{293} \right)^{\frac{1.4}{0.4}} \end{array} \right.$$

$$\text{NEWTON} \rightarrow T = 284K, \quad P = 0.0897 MPa, \\ \rho = 1.1 kg/m^3, \quad C_1 = 132 m/s$$

$$W_e = \psi U^2 = (0.393 \times (313)^2) \times 5$$

$$W_e = 192\,5095 \text{ J/kg}$$

$$\dot{W} = \dot{m}W_e = 3.657 \text{ MW}$$

$$R = \frac{\phi}{2}(\tan\beta_1 + \tan\beta_2)$$

$$\psi = \phi(\tan\beta_1 - \tan\beta_2)$$

$$\phi = \frac{C_m}{U} = \frac{132.7}{313} = 0.424$$

$$\tan\beta_1 = \frac{2R + \psi}{2\phi} = \frac{2 \times 0.5 + 0.393}{2 \times 0.424} = 1.63$$

$$\beta_1 = 58.67$$

$$\tan\beta_2 = \frac{2R - \psi}{2\phi} = \frac{2 \times 0.5 - 0.393}{2 \times 0.424} = 0.715$$

$$\beta_2 = 35.58$$

$$\alpha_1 = \beta_2 = 35.58$$

$$\eta_s = \frac{\left[\left(\frac{p_{o2}}{p_{o1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}{\left[\left(\frac{p_{o2}}{p_{o1}} \right)^{(\gamma-1)/\eta_{pol}\gamma} - 1 \right]} \quad (3)$$

Hypothèse $r_p = 5 - >$

$$\eta_{tt} = \frac{(5)^{(0.4)/1.4} - 1}{(5)^{(0.4)/0.9 \times 1.4} - 1} = 0.875 \quad (4)$$

$$W = C_p(T_{02} - T_{01}) \rightarrow T_{02} = 484.7$$

$$\eta_{tt} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (5)$$

$$T_{02s} = 460.12$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(\frac{460}{293} \right)^{0.4/1.4} = 4.84$$

Turbine axiale

$$\begin{aligned}
 \phi &= 0.8 & n &= 250 \text{ rps} & T_{\text{entrée}} &= 1100 \text{ K} \\
 P_{\text{entrée}} &= 4 \text{ bar} & P_{01}/P_{03} &= 1.873 & \dot{m} &= 20 \text{ kg/s} \\
 \eta_{tt} &= 0.9 & R &= 287 \text{ J/kgK} & \gamma &= 1.333 \\
 U_{\text{moy}} &= 340 \text{ m/s} & \Delta T_{01-03} &= 145 \text{ K} & \alpha_3 &= 10^\circ
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

a) Calculer ψ , β_3 , R , β_2 , α_2 , C_2 , T_2 , P_2 , ρ_2 , A_2 (normale à la vitesse C_2).

Considérer $C_p = cte = 1148 \text{ J/kg K}$

- b) Calculer les surfaces annulaires aux sections 1, 2, et 3.
- d) Calculer l' hauteur des aubes aux sections 1, 2 et 3.

$$\psi = \frac{C_p \Delta T}{U^2} = \frac{1148 \times 145}{340^2} = 1.44$$

$$\tan \alpha_3 = \tan \beta_3 - \frac{1}{\phi}$$

$$\tan \beta_3 = \tan 10 + \frac{1}{0.8} = 0.1763 + 1.25$$

$$\beta_3 = 54.57$$

$$\tan \beta_3 = \frac{1}{2\phi}(0.5\phi + 2R)$$

– > R

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{2\phi}(0.5\phi - 2R)$$

– > β_2

$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + \frac{1}{\phi}$$

– α_2

$$C_{2x} = U\phi = 340 \times 0.8 = 272 \text{ m/s}$$

$$C_{2x} = C_2 \cos \alpha_2 = \rightarrow C_2 = \frac{272}{\cos 58.23} = 519 \text{ m/s}$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{C_2^2}{2C_p}$$

Hypothèse $T_{02} = T_{01}$

$$T_2 = 1100 \text{ K} - \frac{(519)^2}{2 \times 1148} = 982.7 \text{ K}$$

$$\frac{P_{02}}{P_2} = \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\gamma/\gamma-1} = 1.57$$

$$P_2 = 2.548$$

$$C_1 = C_3 = \frac{C_x}{\cos 10} = 276.4 \text{ m/s}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2C_p} = 1100 - \frac{(276.4)^2}{2 \times 1148}$$

$$T_1 = 1067.8 \text{ K}$$

$$\frac{P_1}{P_{01}} = \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\gamma/\gamma-1} = 1.57$$

$$P_1 = 3.54 \text{ bar}$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R T_1} = 1.155 \text{ kg/m}^3$$

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 C_{1m}} = \frac{20}{1.115 \times 272}$$

$$A_1 = 0.00637 \text{ m}^2$$

$$T_{03} = T_{01} - \Delta T_{03} = 1100 - 145 = 955 \text{ K}$$

$$T_3 = T_{03} - \frac{C_3^2}{2C_p} = 955 - \frac{(276.4)^2}{2 \times 1148}$$

$$T_3 = 922.8$$

$$\frac{P_3}{P_{03}} = \left(\frac{T_3}{T_{03}} \right)^{\gamma/\gamma-1}$$

$$P_3 = 1.856 \text{ bar}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R \times T_3} = \frac{100 \times 1.856}{0.287 \times 922}$$

$$\rho_3 = 0.702 \text{ kg/m}^3$$

$$A_3 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 C_{1x}} = \frac{20}{0.702 \times 272}$$

$$A_3 = 0.1047 \text{ m}^2$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \times T_2} = \frac{100 \times 2.5478}{0.287 \times 982.7}$$

$$\rho_2 = 0.9 \text{ kg/m}^3$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 C_{2x}} = \frac{20}{0.702 \times 272}$$

$$A_2 = 0.0817 \text{ m}^2$$

$$U_m = 2\pi r_m n$$

$$A = 2\pi r_m h = \frac{U_m h}{n}$$

$$h = \frac{A}{U_m/n} = \frac{nA}{U_m}$$

Compresseur axial

1) L'angle entre la vitesse absolue et la vitesse relative à l'entrée d'un compresseur axial est de 60° et la température totale est $T_{01} = 540^\circ R$. Considérer que la vitesse absolue à l'entrée est axiale.

Trouver les nombres de Mach absolu et relatif à l'entrée si la vitesse périphérique est de 1141 pi/s .
 $C_p = 6006 \text{ pi}^2/\text{s}^2 \text{ }^\circ R$, $R = 1716 \text{ pi}^2/\text{s}^2 \text{ }^\circ R$

2) L'angle de la vitesse relative à la sortie du rotor est de $\beta_2 = 35^\circ$. Trouver l'énergie transmise en pi^2/s^2 et le rapport de pression P_{02}/P_{01} si le rendement isentropique est $\eta = 0.87$

3) On a un compresseur à 4 étages ayant le même rendement et la même consommation énergétique (W). Trouver la variation totale de température de stagnation ainsi que le rapport de pression par étage et total (entrée-sortie). Inclure le "*work done factor*" dans le calcul du travail.

Compresseur Centrifuge I

$$\begin{array}{rclcl}
 C_p & = & 1005 \text{ J/kg K} & n & = & 16200 \text{ rpm} & T_{\text{ambient}} & = & 1 \\
 P_{\text{ambient}} & = & 100 \text{ kPa} & \text{---} & = & \text{---} & \dot{m} & = & 8 \\
 \text{---} & = & \text{---} & R & = & 287 \text{ J/kgK} & \gamma & = & 1 \\
 D_{\text{int-oeil}} & = & 0.13 \text{ m} & D_{\text{ext-oeil}} & = & 0.3 \text{ m} & \text{---} & = & \text{---}
 \end{array} \tag{7}$$

- a) Calculer l'angle à la racine et au sommet du rotor à l'entrée du compresseur.
- b) Calculer le nombre de Mach relatif à l'entrée au sommet de l'oeil.

La vitesse d'entrée est axiale

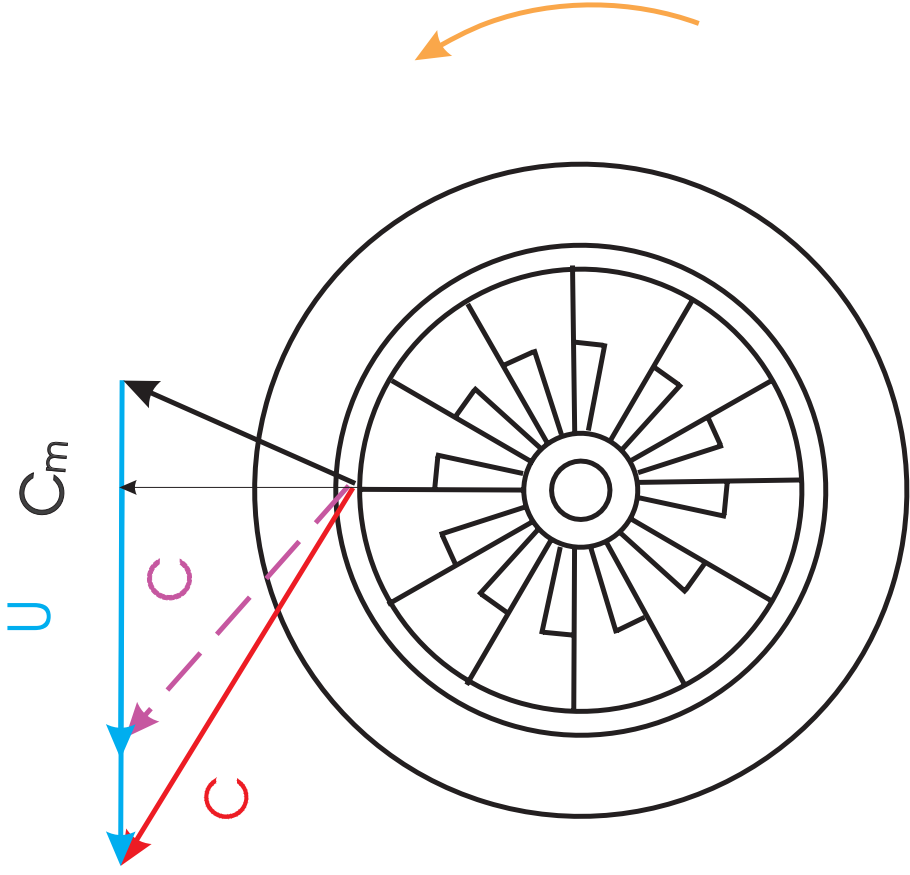


Figure 3: Compresseur Centrifuge

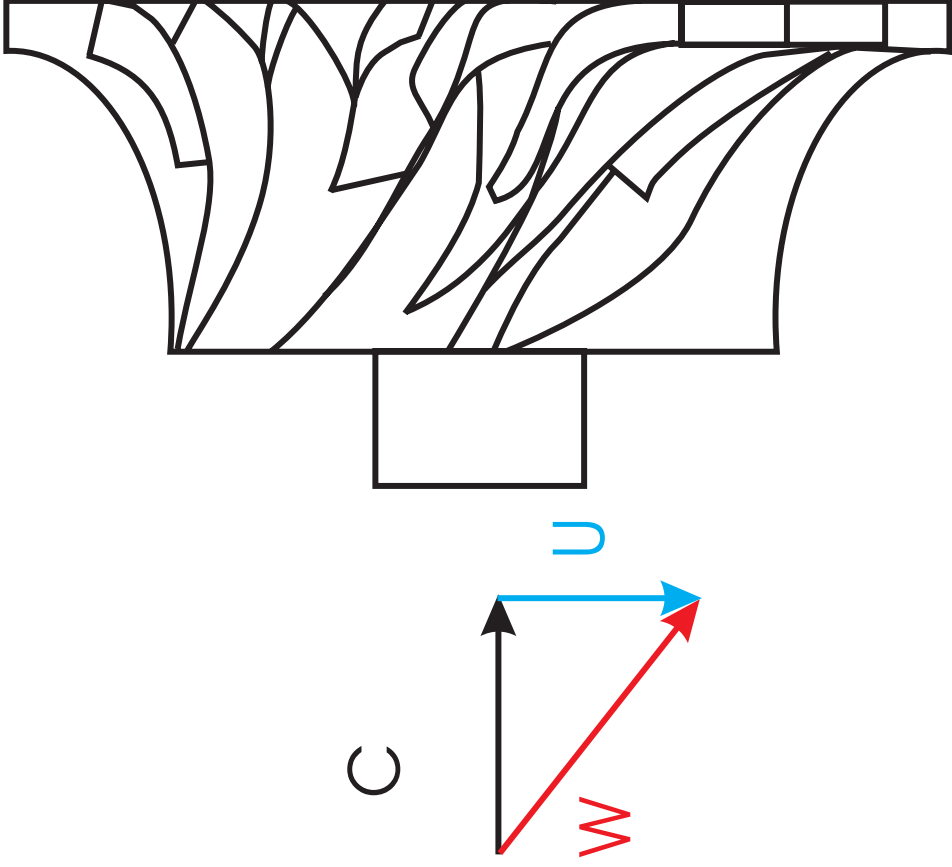


Figure 4: Compresseur Centrifuge

Compresseur: suite

$$\begin{aligned} A_1 &= \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2) \\ &= \pi(0.15^2 - 0.065^2) = 0.0574 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Hypothèse: $\rho_1 = \rho_{01}$

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \frac{p_{01}}{RT_{01}} \\ &= \frac{10^5}{287 \times 288} = 1.21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

| |
|--|
| $\rho_1 = 1.21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ |
|--|

Eq. Continuité

$$C_{1x} = C_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_{1m}} = \frac{8}{1.21 \times 0.0574}$$

$$C_1 = 115.18.4 \frac{m}{s}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2C_p} = 288 - \frac{(115.18)^2}{2 \times 1005} = 281.4 \text{ K}$$

$$T_1 = 281.4 \text{ K}$$

$$\frac{P_1}{P_{01}} = \left(\frac{T_1}{T_{01}} \right)^{\gamma/\gamma-1}$$

$$P_1 = 10^5 \left(\frac{281.4}{288} \right)^{1.4/0.4} 92.2 \text{ kPa}$$

$$P_1 = 92.2 \text{ kPa}$$

Correction de ρ_1

$$\begin{aligned}\rho_1 &= \frac{p_1}{R T_1} \\ &= \frac{92.2 \cdot 10^3}{287 \times 281.4}\end{aligned}$$

$$\rho_1 = 1.14 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_{1x} = C_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_{1m}} = \frac{8}{1.141 \times 0.0574}$$

$$C_1 = 122.25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{C_1^2}{2C_p} = 288 - \frac{(115.18)^2}{2 \times 1005}$$

$$T_1 = 280.57 \text{ K}$$

$$P_1 = 10^5 \left(\frac{280.57}{288} \right)^{3.5}$$

$$P_1 = 91.25 \text{ kPa}$$

$$U_i = \frac{2\pi r_i n}{60} = \frac{2\pi \times 0.065_i 1600}{60}$$

$$= 110.3 \frac{m}{s}$$

$$\tan \beta_i = \frac{U_i}{C_1} = \frac{110.3}{122.25}$$

$$\rightarrow \beta_i = 42.05^\circ$$

$$U_s = \frac{2\pi r_i n}{60} = \frac{2\pi \times 0.15_i 1600}{60}$$

$$= 254.5 \frac{m}{s}$$

$$\tan \beta_s = \frac{U_i}{C_1} = \frac{254.5}{122.5}$$

$$\rightarrow \beta_s = 64.34^\circ$$

$$M_r = \frac{W}{a}$$

$$a_1 = \sqrt{\gamma RT_1} = \sqrt{1.4 \times 287 \times 280.6}$$

$$a_1 = 335.8 \frac{m}{s}$$

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2} = \sqrt{122.5^2 + 254.5^2}$$

$$W_1 = 282.3 \frac{m}{s}$$

$$M_r = \frac{282.3}{335.8}$$

$$M_r = 0.841$$

Compresseur Centrifuge II

Pour le compresseur illustré sur la figure on a les données suivantes

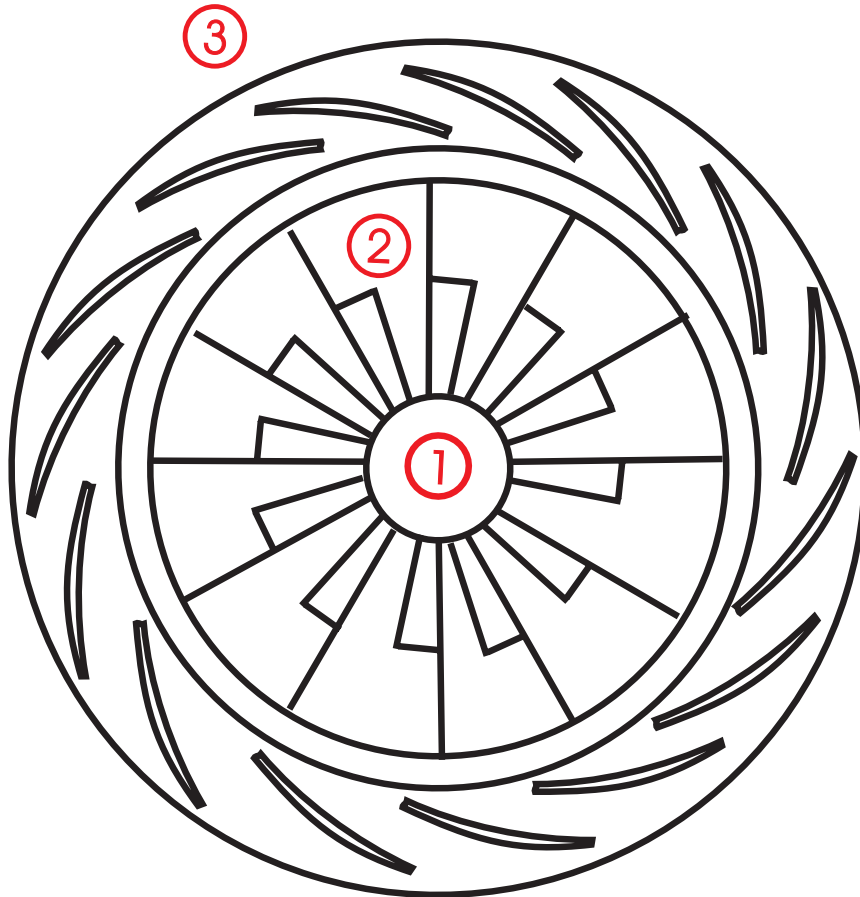


Figure 5: Compresseur Centrifuge

Compresseur Centrifuge II

$$\begin{aligned}\sigma &= 0.92 & n &= 12000 \text{ rpm} & \psi &= 1.04 \\ P_{03}/P_{01} &= 3.8 & \eta_{s(1-3)} &= 0.82 & \dot{m} &= 8 \text{ kg/s} \\ C_p &= 1005 \text{ J/kg K} & R &= 287 \text{ J/kgK} & \gamma &= 1.4 \\ M_{\text{sortie}} &= 1 & P_{01} &= 101.3 \text{ kPa} & T_{01} &= 288 \text{ K}\end{aligned}\tag{8}$$

La vitesse d'entrée est axiale

Le nombre de Mach (absolu) à la sortie (2) du rotor vaut 1

Considérer $T_{02} = T_{03}$

Considérer $\eta_s(\text{rotor}) = 0.91$

Calculer

- a) le diamètre du rotor
- b) P_2 , T_2 et ρ_2
- c) l'épaisseur du rotor à la sortie.

Compresseur Centrifuge II

$$\psi = \frac{C_p \Delta T_0}{\sigma_s U^2} = \frac{C_p (T_{03} - T_{01})}{\sigma_s U^2} \quad (9)$$

$$\eta (T_{03} - T_{01}) = T_{01} \left(\frac{T_{03s}}{T_{01}} - 1 \right)$$

$$(T_{03} - T_{01}) = \frac{T_{01}}{\eta} \left(\frac{T_{03s}}{T_{01}} - 1 \right)$$

$$(T_{03} - T_{01}) = \frac{T_{01}}{\eta} \left[\left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$(T_{03} - T_{01}) = \frac{288}{0.82} (3.8^{\frac{0.4}{1.4}} - 1) = 163.3K$$

$$(T_{03} - T_{01}) = 163.3K = \frac{\psi \sigma_s U^2}{C_p}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{163.3 \times 1005}{1.04 \times 0.92}} = 414.5 \frac{m}{s}$$

$$U_2 = \frac{\pi n D_2}{60}$$

$$D_2 = \frac{U_2 \times 60}{\pi \times n} = \frac{414.15 \times 60}{\pi \times 12000} = 0.659 \text{ m}$$

Rotor 1-2

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta_{sr} (T_{02} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{0.91 \times 163.3}{288} \right]^{\gamma/(\gamma-1)}$$

| |
|--------------------------------|
| $\frac{P_{02}}{P_{01}} = 4.29$ |
|--------------------------------|

$$T_{02} = T_{03} = T_{01} + (T_{03} - T_{01}) = 288 + 163.3$$

$$T_{02} = 451.3 \text{ K}$$

$$C_2 = a_2 = \sqrt{\gamma RT_2}$$
$$T_2 = T_{02} - \frac{C_2^2}{2C_p}$$

$$T_2 = 376.1 \text{ K} + P_2 \rightarrow \rho_2$$

$$\left(\frac{T_2}{T_{02}}\right) = \left(\frac{P_2}{P_{02}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\left(\frac{P_2}{P_{02}}\right) = \left(\frac{T_2}{T_{02}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{376.1}{451.3}\right)^{3.5} = 0.582$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{P_2}{P_{01}}\right) &= \left(\frac{P_2}{P_{02}}\right) \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right) \\ &= 0.528 \times 4.29 \\ &= 2.266 \end{aligned}$$

$$P_2 = 2.266 \times 101.3 = 229.58 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned} \rho_2 &= \frac{p_2}{R T_2} \\ &= \frac{229.6 \cdot 10^3}{287 \times 376.1} \end{aligned}$$

| |
|---|
| $\rho_2 = 2.127 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ |
|---|

$$C_2^2 = a_2 = \gamma R T_2 = 1.4 \times 287 \times 376.1 = 151117 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$$

$$C_{2u} = \sigma U_2 = 0.92 \times 414.15$$

$$C_{2u} = 381 \frac{m}{s}$$

$$C_{2m} = C_2^2 - C_{2u}^2 = 151117 - (318)^2$$

$$C_{2m} = 77.17 \frac{m}{s}$$

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 C_{2m}} = \frac{8}{2.127 \times 77.17}$$

$$A_2 = 0.0487 m^2$$

FINALEMENT!

$$b = \frac{A_2}{\pi D_2} = \frac{0.0487}{\pi 0.659}$$

$$b_2 = 0.0235m$$

Compresseur Centrifuge III

$$\begin{aligned} C_p &= 1000 \text{ J/kg K} & \dot{m} &= 3 \text{ kg/s} \\ P_{03}/P_{01} &= 2 & \eta_s &= 0.75 \\ R &= 287 \text{ J/kgK} & \gamma &= 1.4 \\ P_{01} &= 101.3 \text{ kPa} & T_{01} &= 288 \text{ K} \end{aligned} \quad (10)$$

Calculer

$\Delta T_{0(1-3)}$ isentropique

$\Delta T_{0(1-3)}$ réelle

Le travail isentropique

Le travail réel

Le travail polytropique et le coefficient n

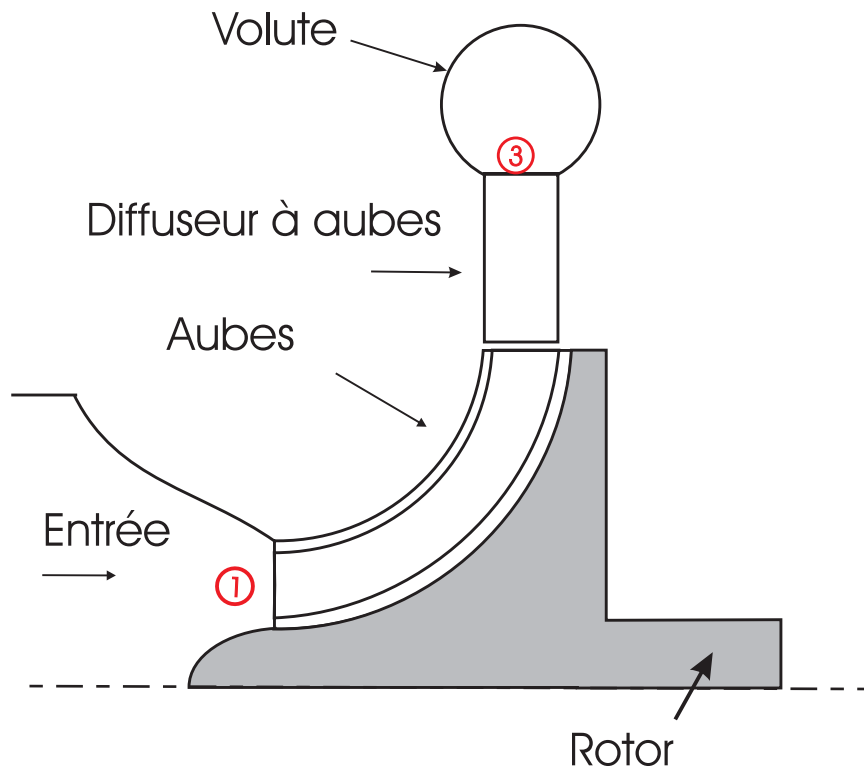


Figure 6: Compresseur Centrifuge

$$\eta(T_{03} - T_{01}) = T_{01} \left(\frac{T_{03s}}{T_{01}} - 1 \right)$$

$$(T_{03} - T_{01}) = \frac{T_{01}}{\eta} \left(\frac{T_{03s}}{T_{01}} - 1 \right)$$

$$(T_{03} - T_{01}) = \frac{T_{01}}{\eta} \left[\left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

$$\Delta T_{re} = (T_{03} - T_{01}) = \frac{288}{0.75} (2^{0.4} - 1) = 84.1 K$$

$$\Delta T_{is} = T_{03s} - T_{01} = \eta_s * (T_{03} - T_{01}) = 0.75 * 84.1 = 63.07 K$$

$$T_{03r} = T_{01} + \Delta T_{re} = 372.1 K$$

$$T_{03s} = T_{01} + \Delta T_{is} = 351.07 K$$

$$W_{is} = C_p * (\Delta T_{is}) = 63.7 K j / kg$$

$$W_{re} = C_p * (\Delta T_{re}) = 84.1 K j / kg$$

Rotor 1-2

$$W_{pl} = \frac{nR}{n-1} [\Delta T_{re}]$$

$$\left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right) = 2 = \left(\frac{T_{03r}}{T_{01}} \right)^{\frac{n}{n-1}}$$

$$n = 1.586$$

$$W_{pl} = 65.45 \frac{kJ}{kg}$$

Compresseur Centrifuge IV

$$\begin{aligned} C_p &= 1005 \text{ J/kg} & K &= 0.3 & \beta_2 a &= 0 \\ D_2 &= 58 \text{ cm} & \eta_s &= 0.82 & \dot{m} &= 5.89 \text{ kg/s} \\ \sigma_s &= 0.9 & R &= 287 \text{ J/kgK} & \gamma &= 1.4 \\ P_{02} &= 400 \text{ kPa} & P_{01} &= 100 \text{ kPa} & T_{01} &= 20^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (11)$$

La vitesse d'entrée est axiale Les pales sont radiales a la sortie

Calculer

- la vitesse angulaire du rotor
- la température totale , T_{02}

c) C_2, T_2, P_2, ρ_2

c) l'épaisseur b_2 du rotor à la sortie.

Compresseur Centrifuge IV

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[1 + \frac{\eta \psi \sigma_s U^2}{C_p T_{01}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = \left[1 + \sigma \eta (\gamma - 1) \left(\frac{U_2}{a_{01}} \right)^2 \left(1 - \frac{C_{2m}}{U_2} \tan \beta_2 \right) \right]^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$\frac{400}{100} = \left[1 + 0.9 \times 0.82 \times 0.4 \left(\frac{U_2}{0.4 \times 287 \times 293} \right)^2 (1 - 0.3 \times \tan 0) \right]^{1.4/(0.4)}$$

$$U_2 = 440.2 \frac{m}{s} \rightarrow \Omega = \frac{U_2}{r_2} = \frac{440.2}{0.29} = 1518 \text{ rad/s}$$

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} = (45)^{\frac{0.4}{1.4}} = 1.486$$

$$\eta_s = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} = 0.82 = \frac{435 - 293}{T_{02} - 293} \rightarrow T_{02} = 454 \text{ K}$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2m}^2 + C_{2u}^2}$$

$$C_{2m} = U_2 \frac{C_{2m}}{U_2} = 440.3 \times 0.3 = 132.1$$

$$C_{2u} = \sigma U_2 = 0.9 \times 440.2 = 396.2$$

$$C_2 = \sqrt{132.1^2 + 396.2^2} = 417.6$$

$$T_{02} = 454, C_2 = 417 \rightarrow T_2 = 379.8; P_{02} = 400 \text{ kPa}, T_{02}, T_2 \rightarrow P_2 = 213 \text{ kPa} \rightarrow \rho_2 = 1.96 \text{ kg/m}^3 \rightarrow \dot{m}, \rho_2, C_{2m}, r_2 \rightarrow b_2 = 0.0125 \text{ m}$$

Pompe centrifuge

$$\begin{aligned} N &= 6 & r_2 &= 23 \text{ cm} & r_1 &= 9 \text{ cm} \\ Q &= 0.102 \text{ m}^3/\text{s} & e_1(\% \text{ aubes})_1 &= 0.1 & n &= 1000 \text{ r} \\ \beta_{2a} &= 65^\circ & e_2(\% \text{ aubes})_2 &= 0.05 \\ \phi_2 &= 0.1 & c_{1m} &\simeq c_{2m} \end{aligned} \quad (12)$$

La vitesse d'entrée est axiale

a) Calculer l'épaisseur du rotor à l'entrée et à la sortie.

- b) Calculer l'angle β_1
- c) Calculer la tête théorique
- d) Calculer la puissance spécifique théorique

Pompe centrifuge

$$A_2 = 2\pi r_2 b_2 (1 - e_2) = 2\pi 0.23 \times 0.95 b_2 = 1.3729 b_2$$

$$u_2 = \frac{2\pi r_2 n}{60} = \frac{2\pi \times 0.23 \times 1000}{60} = 24.09 \frac{m}{s}$$

$$\phi_2 = \frac{c_{2m}}{U_2} \rightarrow c_{2m} = 0.1 \times 24.09 = 2.409 \frac{m}{s}$$

$$Q_2 = c_{2m} A_2 \rightarrow A_2 = \frac{Q_2}{c_{2m}} = \frac{0.102}{2.409} = 0.0424 m^2$$

$$b_2 = \frac{A_2}{1.3729} = \frac{0.0424}{1.3729} = 0.0309 m$$

$$A_1 = 2\pi r_2 b_2 (1 - e_1) = 2\pi 0.23 \times 0.90 b_1 = 0.509 b_1$$

$$A_1 = A_2 = 0.0424 m^2$$

$$b_1 = \frac{A_1}{0.509} = \frac{0.0424}{0.509} = 0.0832 \text{ m}$$

$$U_1 = U_2 \frac{r_1}{r_2} = 24.09 \frac{9}{23} = 9.43 \frac{m}{s}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{U_1} = \frac{2.409}{9.43} \rightarrow \beta_1 = 14.33^\circ$$

Tête théorique:

$$\sigma_s = 1 - \frac{\pi / Z \cos \beta_{2a}}{1 - (C_2 m / U_2) \tan \beta_{2a}} \quad \text{Stodola}$$

$$\sigma_s = 1 - \frac{\pi / 6 \cos 65}{1 - (0.1) \tan 65} = 0.718$$

$$\psi = \sigma(1 - \phi_2 \tan \beta_{2a}) = 0.718(1 - 0.1 \times \tan 65) = 0.564$$

$$(\alpha_1 = 0)$$

$$W_e = \psi U_2^2 = 0.564 \times 24.09 = 327 \frac{\mathbf{J}}{\mathbf{kg}}$$

Similitude 1

L'hauteur de charge H , le rendement η et la caractéristique du système hydraulique H_s , associé à une pompe sont donnés par les équations:

$$\begin{aligned} H &= 20 + 0.8333Q - 0.1667Q^2 \\ \eta &= \quad + 29.643Q - 3.2143Q^2 \\ H_s &= 10 \quad + 2.116Q^2 \end{aligned} \tag{13}$$

La vitesse de rotation de la pompe est 1800 rpm , la charge est donnée en *mètres*, le débit est exprimé en *lt/s* et le rendement en $\%$.

- a) Si la vitesse de rotation du rotor du même système est augmentée à 3600 rpm , quel sera le débit et quelle sera la puissance au point d'opération?
- b) Quels seront les *rpm* nécessaires pour augmenter le débit à 1.7 fois la valeur à 1800 rpm .

b): L'intersection de la courbe caractéristique de la pompe et celle du système hydraulique donnent un débit et une charge de:

$$Q = 2.283 \text{ l/s} \quad H = 21.0341 \text{ m}$$

et le débit demandé:

$$Q_b = 1.7(2.283) = 3.882 \text{ l/s}$$

et

$$H_b = 10 + 2.116Q_b^2 = 41.88 \text{ l}$$

Ce point, (3.882, 41.88), n'est pas similaire avec la condition $Q = 2.283 \text{ l/s}$ puisque le lien se fait seulement par la courbe du système. Pour trouver une condition similaire on utilise

$$\left(\frac{Q}{D^3 N} \right)_a = \left(\frac{Q}{D^3 N} \right)_b, \quad \left(\frac{gH}{N^2 D^2} \right)_a = \left(\frac{gH}{N^2 D^2} \right)_b$$

Puisque $D=cte$, alors

$$\left(\frac{Q}{N}\right)_a = \left(\frac{Q}{N}\right)_b, \quad \left(\frac{H}{N^2}\right)_a = \left(\frac{H}{N^2}\right)_b$$

et si on élimine N_a/N_b on trouve

$$\left(\frac{H}{Q^2}\right)_a = \left(\frac{H}{Q^2}\right)_b = \left(\frac{41.88}{3.882^2}\right)_b = 2.776$$

L'intersection de cette courbe avec avec la courbe pour la pompe à 1800 rpm donne $Q_a = 2.7507$ et $H_a = 21.0316$, Alors:

$$\left(\frac{Q}{N}\right)_b = \left(\frac{Q}{N}\right)_a$$

d'où:

$$N_b = N_a \frac{Q_b}{Q_a} = 1800 \frac{3.882}{2.7507} = 25403 \text{ rpm}$$

aussi, a partir de

$$\left(\frac{H}{Q^2}\right)_a = \left(\frac{H}{Q^2}\right)_b$$

on a :

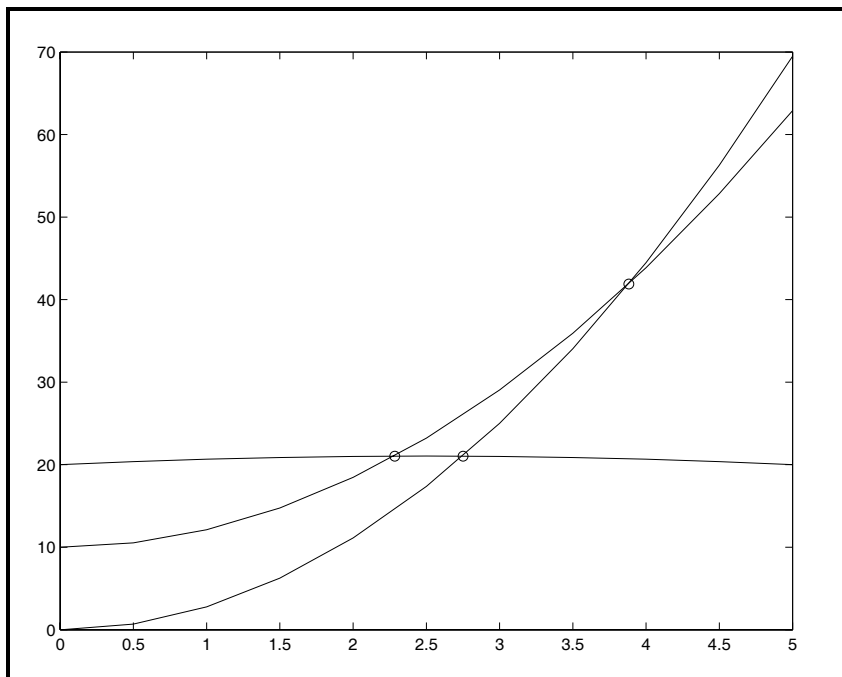
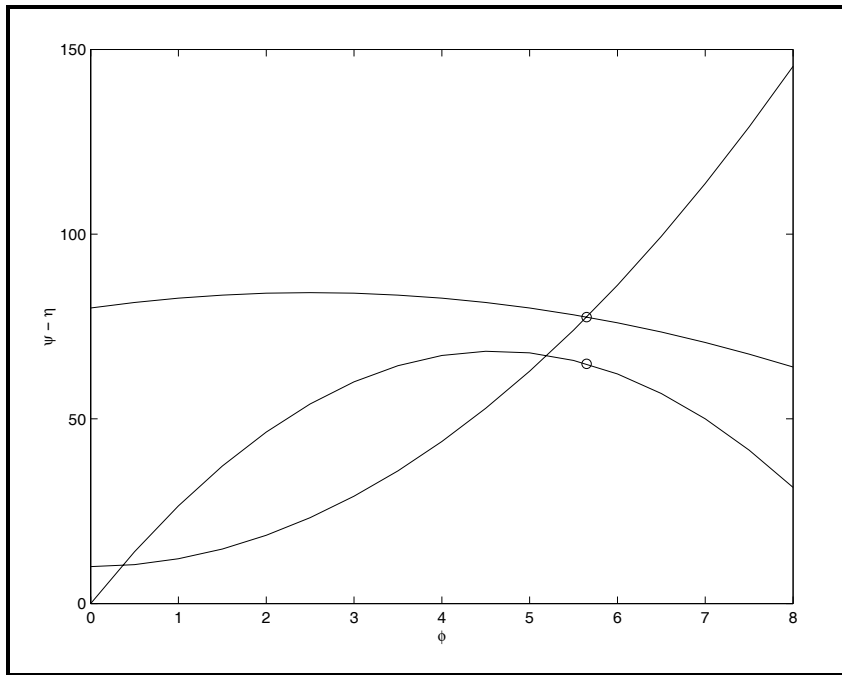
$$N_b = N_a \left(\frac{H_b}{H_a}\right)^{1/2} = 1800 \left(\frac{41.88}{21.0316}\right)^{1/2} = 25403 \text{ rpm}$$

Maintenant, le rendement est:

$$\eta = 29.643Qa - 3.2143Qa.^2 = 29.643(2.7507) - 3.2143(2.7507)$$

Finalement ,

$$\dot{W} = \frac{Q_b H_b \rho g}{\eta} = 2788 W$$



Similitude 2

Un ventilateur opère à 800rpm ayant un débit d'aire de $425\text{m}^3/\text{min}$. Il produit une augmentation de pression statique de $7.6\text{ cm d}'H_{2O}$ et une variation de pression totale de $10\text{ cm d}'H_{2O}$. Le rendement total-à-total est de 75% . Les propriétés de l'aire à l'entrée sont: $T_{01} = 20^\circ\text{C}$ et $P_{01} = 1\text{ bar}$.

On a un deuxième ventilateur géométriquement similaire ayant une grandeur $1/2$ fois celle du premier. La vitesse de rotation de ce ventilateur est 1000 rpm et il opère sur un point homologue (par rapport au premier). On doit trouver:

- a) Le débit, la variation de pression statique, l'augmentation de pression totale, et la puissance employée. Les conditions thermodynamiques pour l'air à l'entrée sont les mêmes pour les deux ventilateurs.

$$\psi = \left(\frac{Q}{D^3 N} \right)_2 = \left(\frac{Q}{D^3 N} \right)_2$$

alors

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)$$

$$Q_2 = 425 \left(\frac{1}{2} \right)^3 \left(\frac{1000}{800} \right) = 66.4 m^3 / min$$

$$\psi = \left(\frac{\Delta P_0}{\rho N^2 D^2} \right)_2 = \left(\frac{\Delta P_0}{\rho N^2 D^2} \right)_1$$

$$\Delta P_{02} = \Delta P_{01} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = 10 \left(\frac{1}{1} \right) \left(\frac{1}{2} \right)^2 \left(\frac{1000}{800} \right)$$

$$\left(\frac{\Delta(P + \rho V^2 / 2)}{\rho N^2 D^2} \right)_2 = \left(\frac{\Delta P + \rho V^2 / 2}{\rho N^2 D^2} \right)_1$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\rho N^2 D^2}\right)_2 + \left(\frac{\Delta(V^2/2)}{N^2 D^2}\right)_2 = \left(\frac{\Delta P}{\rho N^2 D^2}\right)_2 + \left(\frac{\Delta(V^2/2)}{N^2 D^2}\right)_1$$

Mais $\left(\frac{\Delta(V^2/2)}{N^2 D^2}\right)_2 = \left(\frac{\Delta(V^2/2)}{N^2 D^2}\right)_1$ Pourquoi?

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 = 7.6 \left(\frac{1}{1}\right) \left(\frac{1}{2}\right)^2 \left(\frac{1000}{800}\right)$$

$$\dot{W} = \frac{\Delta P_0 Q}{\eta} = \dot{W} = \frac{0.039 \cdot 1000 \cdot 9.81 \cdot 66.4/60}{0.75} = 564 \text{ W}$$

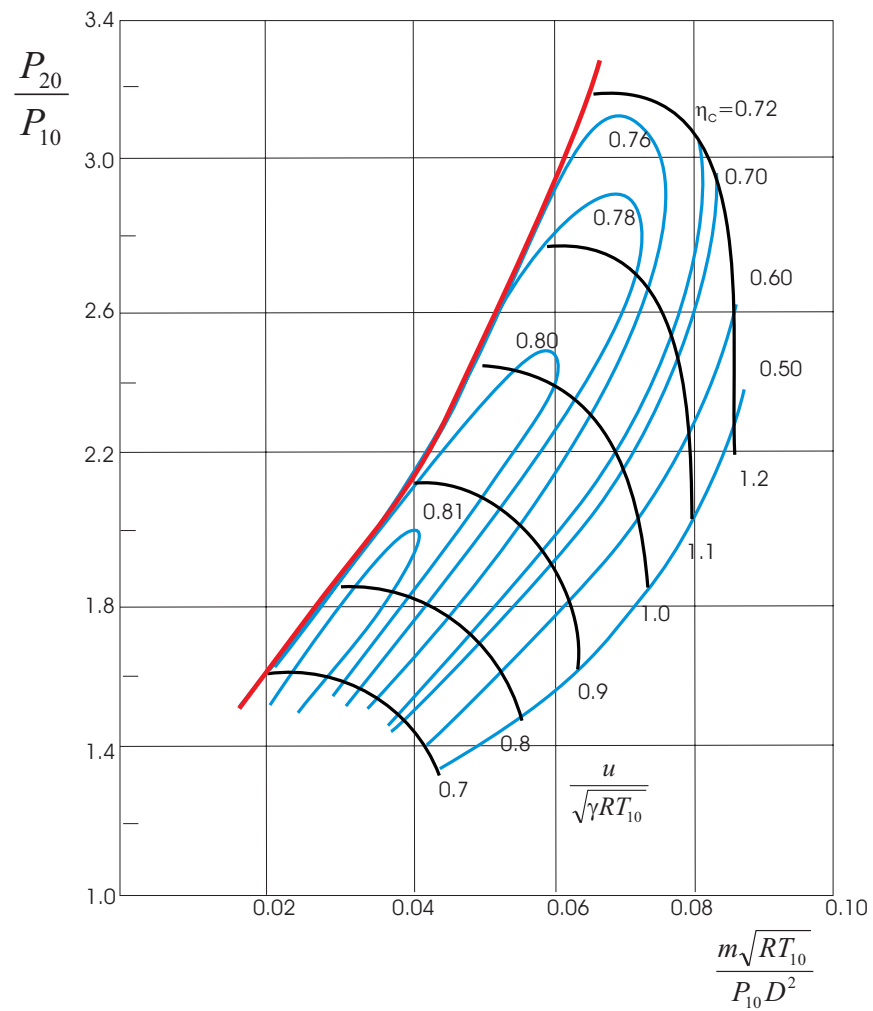
Similitude 3

Un compresseur centrifuge fonctionne au point nominal. Le rotor a un diamètre de 40 *cm* et le rapport de pression totale est $P_{02}/P_{01} = 2$. Les conditions à l'entrée sont $T_{01} = 20^\circ C$ et $P_{01} = 1 \text{ bar}$. Déterminer:

- Le débit massique
- La puissance requise
- Le vitesse angulaire
- Le diamètre et la vitesse spécifique

D'après la carte du compresseur

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{10}}}{P_{01}D^2} = 0.04, \quad \eta = 0.81$$



a) Le débit massique

$$\dot{m} = \frac{0.04 \times 10^5 \times (0.4)^2}{\sqrt{8314/28.97 \times 293}} = 2.21 \text{ kg/s}$$

b) La puissance

$$T_{02s} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\gamma-1/\gamma} T_{01} = 2^{0.4/1.4} 293 = 357 \text{ K}$$

Le rendement

$$\eta = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} = \frac{357 - 293}{T_{02} - 293} = 0.81 \rightarrow T_{02} = 372$$

$$\dot{W} = \frac{\dot{m} \gamma R}{\gamma - 1} (T_{02} - T_{01}) = 2.21 \times (1.4/0.4) \times (8314/28.97) (372 - 293)$$

b) La vitesse angulaire

Encore, d'après la carte du compresseur:

$$\frac{DN}{2\sqrt{\gamma RT_{10}}} = 0.85$$

$$DN = 0.852 \sqrt{\gamma RT_{10}} = 0.85 \times 2\sqrt{1.4 R 293} = 584 \text{ m/s}$$

$$N = DN/D = 584m/s/0.4m = 1460rad/s = 1400rpm$$

b) Diamètre et vitesse spécifique

$$D_s = \left(\frac{DW_e^{1/4}}{Q^{1/2}} \right) = \left(\frac{DW_e^{1/4}}{(\dot{m}/\rho)^{1/2}} \right) = 4.7$$

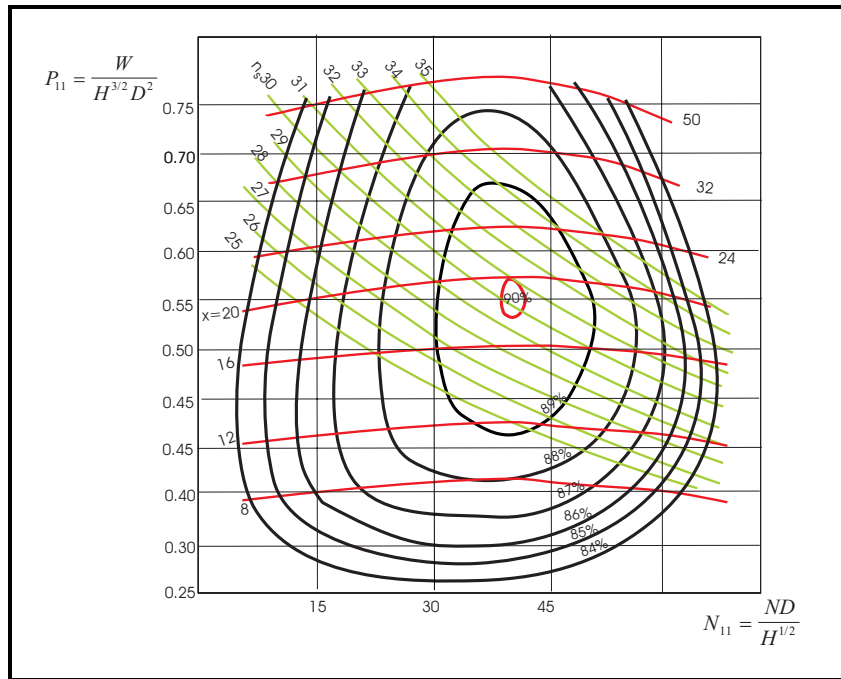
$$N_s = \left(\frac{N(\dot{m}/\rho)^{1/2}}{W_e^{3/4}} \right)$$

$$W_e = \frac{\gamma RT_{01}}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]$$

$$N_s = 0.534$$

Similitude 4

On propose la construction d'une turbine de type Pelton ayant les mêmes caractéristiques d'un design connu. Les paramètres de vitesse et de puissance sont donnés par une carte de rendement. Sur l'axe des abscisses on trouve le regroupement $\frac{ND}{H^{1/2}}$ tandis sur l'axe des ordonnées on trouve le coefficient $\frac{W}{H^{3/2}D^2}$. Le rendement η et la vitesse spécifique N_s (dimensionnelle dans le système métrique) sont représentés par des isocontours. La charge ou chute nette pour l'aménagement hydroélectrique est de $H = 300\text{m}$ et la puissance produite par la roue est $W = 20\,000\text{ kW}$. Considérez un seul injecteur et sur la base du point de design (le point nominal), déterminez: la vitesse de rotation, le diamètre du jet de l'injecteur et le diamètre de la roue.



À partir de la colline de rendement, on a pour le point nominal:

$$\eta = 0.9, \quad \bar{N}_s = 30, \quad \frac{ND}{H^{1/2}} = 40$$

Alors, d'après:

$$\bar{N}_s = 30 = \frac{N \times W^{1/2}(\text{en CV})}{H^{5/4}} = \frac{N \times 20\,000 \times 1.359^{1/2}}{300^{5/4}}$$

on trouve: $N = 227$ rpm.

Pour trouver le diamètre du jet on cherche la vitesse du jet et le débit. Si on considère un écoulement sans pertes entre le niveau du lac et l'injecteur on a:

$$v = \sqrt{2gH} = \sqrt{2.81 \times 300} = 76.7 \text{ m/s}$$

Le débit est trouvé par la relation $W = \eta \rho g H Q$, alors

$$Q = \frac{20\,000 \times 10^3}{0.9 \times 300 \times 9.81 \times 1000} = 7.64 \text{ m}^3/\text{s}$$

Alors, selon l'équation de continuité: $Q = VA$. Si on considère un jet cylindrique avec $A = \pi d^2/4$ on trouve

$$d = \frac{4Q}{\pi V} = 0.356 \text{ m}$$

Finalement, à partir du coefficient:

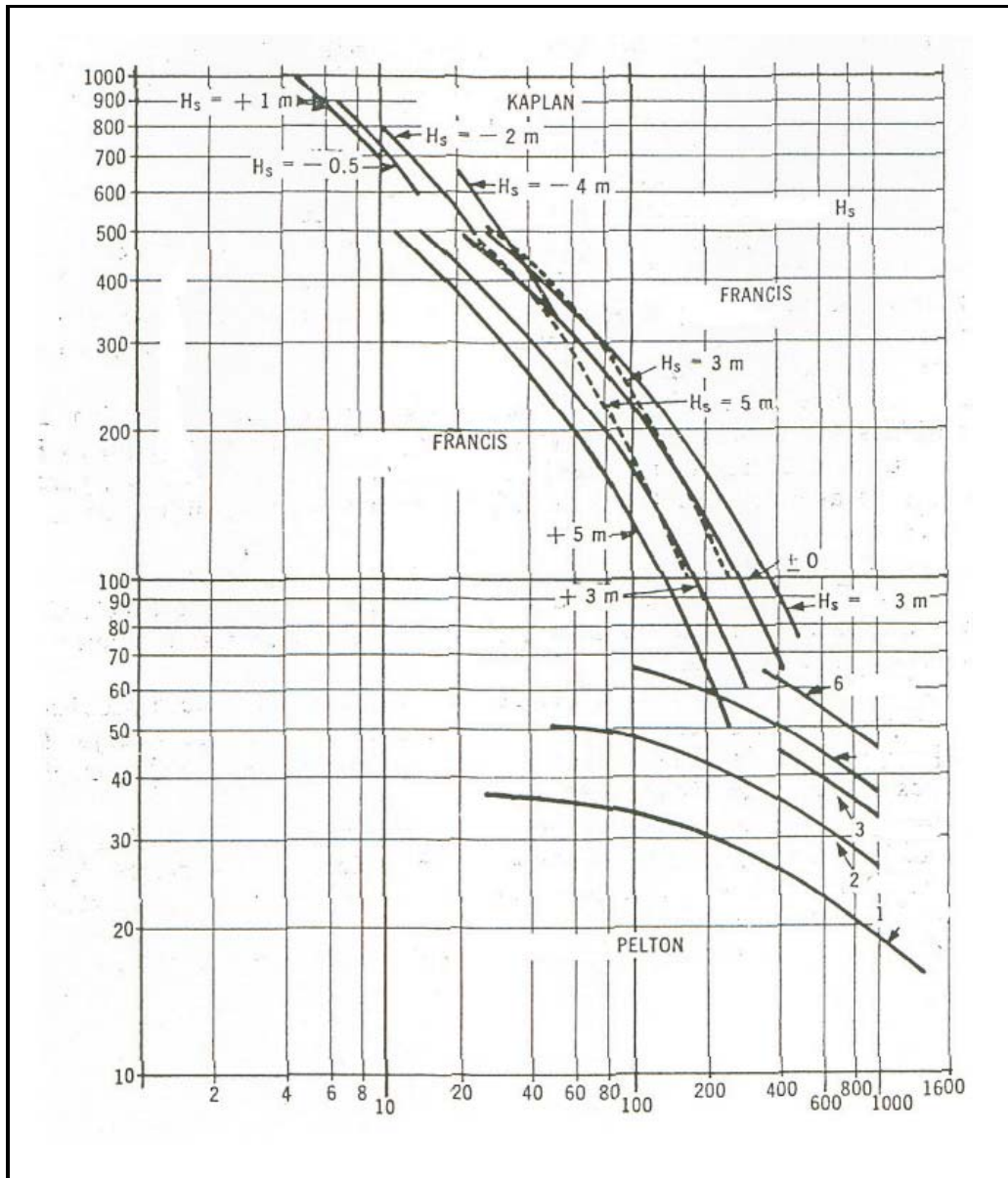
$$\frac{ND}{H^{1/2}} = 40$$

on trouve

$$D = \frac{40 \times H^{1/2}}{N} = \frac{40 \times 300^{1/2}}{227} = 3.57m$$

Similitude 5

Une turbine Francis opère avec une charge de 60 m avec un débit de $30\text{m}^3/\text{s}$. Estimez les *rpm* et le diamètre de la roue si le rendement est $\eta = 88\%$.



$$n_s = 260 \text{ (carte)}, \quad \rho g = \gamma = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$n_s = \frac{N \dot{W}^{1/2}}{H^{5/4}}$$

$$\dot{W}(HP) = \frac{\eta \rho g Q H}{76} = \frac{0.88 \times 1000 \times 30 \times 60}{76} = 21\,000$$

$$N = \frac{n_s H^{5/4}}{\dot{W}(HP)^{1/2}}$$

$$\pi D N / 60 = \sqrt{2gH}$$

$$D = \frac{\sqrt{2gH}}{\pi N / 60}$$

Similitude 6

Estimez le diamètre et la vitesse de rotation d'un ventilateur faisant circuler $4.8\text{m}^3/\text{s}$ d'air ($\rho = 1.21\text{kg}/\text{m}^3$) et avec un $\Delta P = 500\text{ Pa}$. Considérez $N_s = 5$.

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{(\Delta P/\rho)^{3/4}}$$

$$N = N_s \frac{(\Delta P/\rho)^{3/4}}{Q^{1/2}} = 250\text{ rad} \rightarrow 2387\text{ rpm}$$

$$D_s = \frac{D(\Delta P/\rho)^{1/4}}{Q^{1/2}}$$

$$D_s = 2.84N_s^{-0.476} = 1.32$$

Turboréacteur

Un turboréacteur opère avec de l'air à capacité calorifique constante Les données sont

- La température et la pression à l'entrée du compresseur $T_{02} = 288\text{K}$, $p_{02} = 0.1\text{ MPa}$.
- Le rendement du compresseur (**C**) $\eta_c = 85\%$.
- Le rendement de la turbine (**T**) $\eta_{tp} = 0.9\%$.
- Le rapport de compression $r_p = p_{03}/p_{02} = 10$
- La température maximale $T_{max} = 1200\text{ K}$.
- Pouvoir calorifique inférieur du combustible $L_{hv} = 44000\text{KJ/kg}$
- Le rendements mécaniques du compresseur et de la turbine $\eta_m = 0.98$
- Le rendement de la tuyère $\eta_{Ty} = 0.98$

Calculez

- Les sommets (p , T) du cycle thermodynamique
- Le rapport $1/f$: **débit massique d'air/ débit massique de combustible**
- Le **rendement** du turboréacteur
- la consommation spécifique **TSFC**

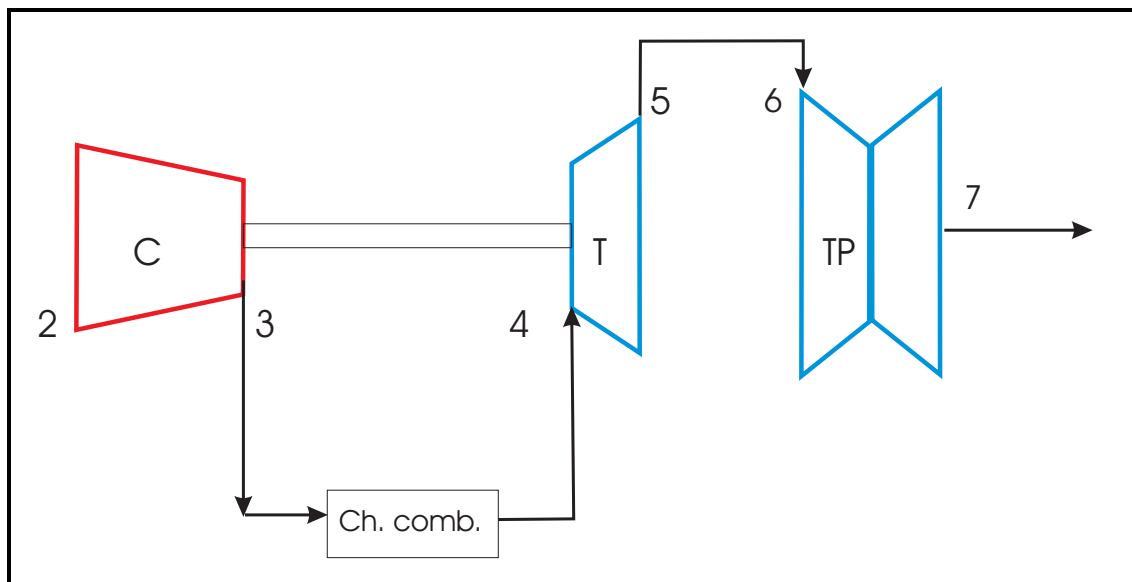


Figure 7: Turbomoteur générique

Sortie du compresseur: ③

$$r_p = \frac{p_{03}}{p_{02}} = 10$$

$$p_{03} = r_p \times p_{02} \rightarrow p_{03} = 10 \times 0.1 \text{MPa} = 1 \text{MPa}$$

Température réelle

$$\frac{T_{03s}}{T_{02}} = \left(\frac{p_{03}}{p_{02}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{03s} = 556.4 \text{ K}$$

$$\eta_c = \frac{T_{03s} - T_{02}}{T_{03} - T_{02}} \rightarrow T_{03} = 603.8$$

Chambre de combustion

$$p_{04} = p_{03} = 1 \text{MPa}, \quad T_{04} = 1200 \text{ K}$$

Bilan enthalpique

$$\frac{m_a}{m_f} h_3 + h_c + L_{hv} = \left(1 + \frac{m_a}{m_f}\right) h_4$$

$$\alpha = \frac{m_a}{m_f} = \frac{L_{hv}}{c_p(T_{04} - T_{03})} - 1 = 74$$

Turbine

$$\bar{w}_T = \bar{w}_c$$

$$\frac{\alpha c_p (T_{03} - T_{02})}{\eta_m} = (\alpha + 1) c_p (T_{04} - T_{05}) \eta_m \rightarrow T_{05} = 873 K$$

$$\eta_T = \frac{T_{04} - T_{05}}{T_{04} - T_{05s}} = 0.9 \rightarrow T_{05s} = 836.7 K$$

$$\frac{T_{04}}{T_{05s}} = \left(\frac{p_{03}}{p_{05}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow p_{05} = 0.283 MPa$$

$$\frac{T_{05}}{T_{7s}} = \left(\frac{p_{05}}{p_7} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_{7s} = 648.3 \text{ K}$$

$$\eta_{Ty} = \frac{T_{05} - T_7}{T_{05} - T_{7s}} = 0.95 \rightarrow T_7 = 652.8 \text{ K}$$

$$\frac{u_7^2}{2} = C_p(T_{05} - T_7) \rightarrow u_7 = 665 \text{ m/s}$$

$$\eta_{th} = \frac{\alpha \times u_7^2/2}{L_{hv}} = \boxed{\eta_{th} = 0.36}$$

Poussée

$$TSFC = \frac{3600}{\alpha \times u_7} = 0.0736 \frac{kg_{cb}/heure}{N}$$

Turboréacté

Un turboréacteur opère avec de *l'air standard* (la capacité calorifique est variable). Les données sont

- La température et la pression à l'entrée du compresseur $T_2 = T_{02} = 288\text{K}(519\text{R})$, $p_2 = 101.3\text{ kPa}(14.7\text{ psia})$.
- Le rendement du compresseur (**C**) $\eta_c = 87\%$.
Le rendement de la turbine de génération (**T**) $\eta_{tg} = 89\%$
Le rendement de la turbine de puissance (**TP**) $\eta_{tp} = 89\%$.
- Le rapport de compression $r_p = p_3/p_2 = 12$
La température à l'entrée de la turbine $T_4 = 1400\text{ K}(2520\text{ R})$.
- Le débit massique d'air $\dot{m} = 1\text{ kg/s}(1\text{ lb/s})$.

Calculez

- La **pression** et la **température** à la sortie de la turbine de génération

- Le **travail**, utile, la **chaleur** ajoutée et le **rendement** du cycle. Considérez que la pression demeure constante lors de la combustion et que la pression à la sortie est $p_6 = p_2 = 101.3kPa(14.7 psia)$.

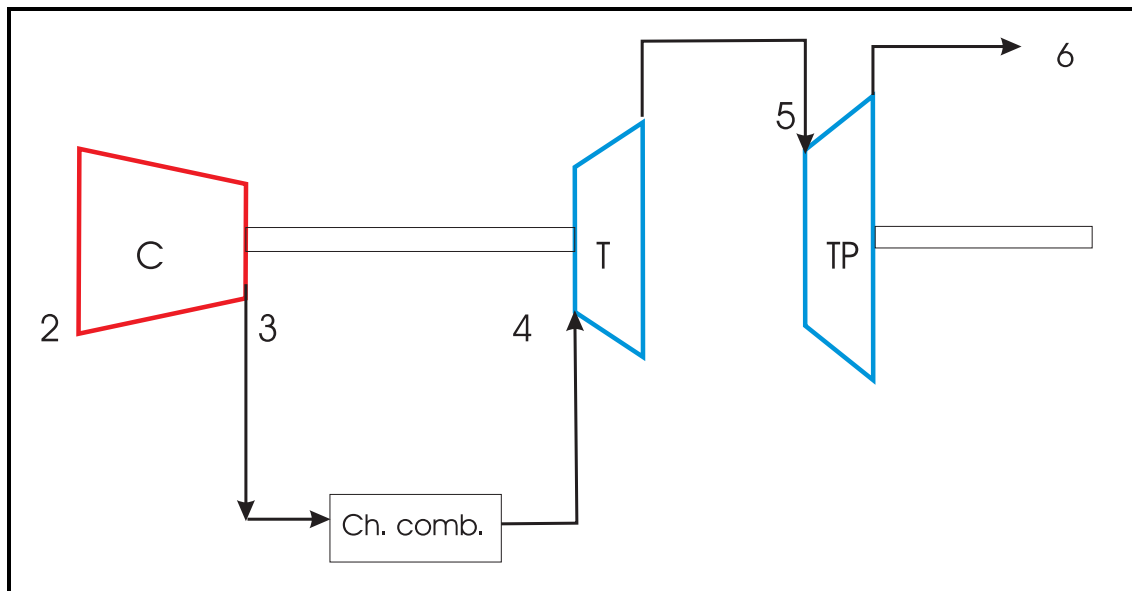


Figure 8: Turbomoteur générique

Entrée du compresseur: ② À partir de la table (T, h, p_r) pour $T_2 = 519R$ on trouve:

$$h_2 = -173.7 \text{ BTU/lbmol} \quad p_{r2} = 1.2095$$

Sortie du compresseur: ③

$$\frac{p_{r3}}{p_{r2}} = r_p = \frac{p_3}{p_2} = 12$$

$$p_{r3} = 14.51 \rightarrow T_3 = 1046 \text{ R} \quad h_3 = 3547 \text{ BTU/lbmol}$$

Travail spécifique du compresseur

$$p_3 = p_2 r_p = 14.7 * 12 = \boxed{p_3 = 176.40 \text{ psia}}$$

$$\bar{w}_{cs} = h_3 - h_2 = \boxed{\bar{w}_{cs} = 3721 \text{ BTU/lbmol}} \quad \text{T. idéal}$$

$$\bar{w}_{cr} = \frac{\bar{w}_{cs}}{\eta_c} = \frac{3721}{0.87} = \boxed{\bar{w}_{cr} = 4277 \text{ BTU/lbmol}} \quad \text{T. réel}$$

Enthalpie à la sortie du compresseur

$$h_{3r} = h_3 + \bar{w}_{cr} = \boxed{h_{3r} = 4103 \text{ BTU/lbmol}}$$

Table → $\boxed{T_{2r} = 1122 \text{ R}}$

Entrée de la turbine de génération ④

$$\bar{w}_{Tgr} = \bar{w}_{cr} = 4277 \text{ BTU/lbmol}$$

$$\bar{w}_{Tgs} = \frac{\bar{w}_{Tgr}}{\eta_{Tg}} = 4805 \text{ BTU/lbmol}$$

$$T_4 = 2520 \text{ R} \rightarrow \boxed{h_4 = 15108 \text{ BTU/lbmol}}, \quad p_{r4} = 451$$

Sortie de la turbine de génération ⑤

$$\begin{aligned} h_{5r} = h_4 - \bar{w}_{Tgr} &= 15108 - 4277 \\ &= \boxed{h_{5r} = 10831 \text{ BTU/lbmol}} \end{aligned}$$

$$Table \rightarrow \boxed{T_{5r} = 1996 \text{ R}}, \quad p_{r5r} = 173.3,$$

$$\begin{aligned} h_{5s} = h_4 - \bar{w}_{Tgs} &= 15108 - 4805 \\ &= \boxed{h_{5s} = 10303 \text{ BTU/lbmol}} \end{aligned}$$

$$Table \rightarrow , \quad p_{r4r} = 151.3,$$

$$\frac{p_{r5}}{p_{r4}} = \frac{p_5}{p_4} \rightarrow p_5 = p_4 \left(\frac{p_{r5s}}{p_{r4}} \right) = 176.4 \left(\frac{151.3}{451} \right)$$

$$\rightarrow \boxed{p_5 = 59.2 \text{ psia}}$$

$$\frac{p_{r6s}}{p_{r5}} = \frac{p_6}{p_5} \rightarrow p_{r6s} = p_{r5r} \left(\frac{p_6}{p_5} \right) = 173.3 \left(\frac{14.7}{59.2} \right) = 43.03$$

$$\rightarrow \boxed{h_{6s} = 6172.5 \text{ BTU/lbmol}}$$

Sortie de la turbine de puissance ⑥

$$\bar{w}_{Tpr} = \eta_{tp}(h_{5r} - h_{6s}) = 0.89(10831 - 6172.5) =$$

$$\boxed{\bar{w}_{Tpr} = 4147 \text{ BTU/lbmol}}$$

$$h_{6r} = h_{5r} - \bar{w}_{Tpr} = 10831 - 4147 =$$

$$\boxed{h_{6r} = 6684 \text{ BTU/lbmol}} \rightarrow \boxed{T_{6r} = 1467 \text{ R}}$$

Effacité thermique

Énergie ajoutée dans la chambre de combustion

$$q_{ch} = h_4 - h_{2r} = 15108 - 4103 =$$

$$q_{ch} = 11005 \text{ BTU/lbmol}$$

Effacité thermique

$$\eta_{th} = \frac{\bar{w}_{Tpr}}{q_{ch}} = \frac{4147}{11005} = \eta_{th} = 0.3768$$

Turboréacté +

La turbine de puissance est remplacée par une tuyère convergente-divergente et les gaz atteignent les conditions atmosphériques à la sortie. Calculez:

- La poussée et le rendement.
Le rendement de la tuyère est $\eta_t = 100\%$, la vitesse à l'entrée $v_e = 0$ et $q = 11005 \text{ BTU/mol}$.
- Le *TSFC* si $f = 0.0215$ et $\dot{m}_a = 1 \text{ lb/s}$

$$\frac{u_{6s}^2}{2} = h_{5r} - h_{6s} = (10831 - 6172.5) = 4658 \text{ BTU/lbmol}$$

$$h_{6s} = 6172.5 \text{ BTU/lbmol} \quad \rightarrow \quad \boxed{T_{5s} = 1400 \text{ R}}$$

$$\begin{aligned}
 u_{6s} &= \sqrt{\frac{2 \times 32.2 \times 778(h_{5r} - h_{6s})}{M_{air}}} \\
 &= \sqrt{\frac{2 \times 32.2 \times 778(10831 - 6172)}{29.96}}
 \end{aligned}$$

$$\boxed{u_{6s} = 2838 \text{ pi/s}}$$

$$F_p = \frac{2828 \times 1}{32.2} = \boxed{F = 88.2 \text{ lbf}}$$

Efficacité

Rendement

$$\eta_{th} = \frac{(V_{5c}^2/2)(1 + f)}{32.2 \times 778 \times q_{ch}/M_{air}} = 0.423$$

$$f = m_f/m_a = 0.0215, \text{ alors}$$

$$TSFC = \frac{\dot{m}_a f}{F} = \frac{1 lb_a \cdot 0.0215 (lb_{cb}/lb_a) \times 3600}{88.2 lb_f} =$$

$$TSFC = 0.8776 \frac{lb_{cb}}{lb_f \text{ heure}}$$

Remarque: La combustion stoechiométrique du C_8H_{18} exige 12.5 mol de O_2 par mol de C_8H_{18} . Pour l'air ayant 0.2095 mol de O_2 par mol d'air on a:

$$\frac{12.5}{0.2095} = x_s = 59.67 \frac{\text{mol d'air}}{\text{mol de } C_8H_{18}}$$

Alors, le rapport stoechiométrique *massique* (m_f/m_a) est:

$$\frac{114.23}{28.96 \times 59.67} = f/A = 0.0661$$

Turbosoufflante

Une turbosoufflante opère aux mêmes conditions antérieures. Calculez la poussée spécifique et le rendement thermique si $BPR = 2$ (taux de dilution), $p_{rf} = 1.35$ (le rapport de pression pour la soufflante) et $\eta_f = 1.35$ (le rendement de la soufflante). Calculez:

- La poussée, la TSFC et le rendement thermodynamique

On connaît

- $\bar{w}_{cr} = 4277 \text{ BTU/lbmol}$
- $f = 0.0215$
- $\dot{m}_a = 1 \text{ lb/s}$,
- $p_3 = 176.4 \text{ psia}$, $q_c = 11005 \text{ BTU/lbmol}$

Des tables on trouve pour

$$T = 519 \text{ R} \rightarrow$$

$$p_{r1} = 1.2095, h_2 = -173.7 \text{ BTU/lbmol}$$

Pour la soufflante

$$p_{r2-f} = p_{rf} * p_{r1} = 1.35 * 1.209 = 1.6328 \rightarrow$$

$$h_{2sf} = 149.2 \text{ Btu/mol}$$

$$\bar{w}_{fr} = \frac{\bar{w}_{fs}}{\eta_f} = \frac{h_{2s-f} - h_2}{\eta_f} = \frac{149.2 + 173.7}{0.85} = 380 \text{ BTU/lbm}$$

Enthalpie après la soufflante

$$h_{2rf} = h_2 + \bar{w}_{cr} = \boxed{h_{2r} = 206.2 \text{ BTU/lbmol}}$$

Table \rightarrow

$$\boxed{p_{2r} = 1.7170}$$

$$p_{r5-f} = p_{r2f}/p_{rf} = 1.710/1.35 = 1.2719 \rightarrow$$

$$h_{5sf} = -121.6 \text{ Btu/mol}$$

$$w_{tg} = \frac{\bar{w}_{cr} + BPR \times \bar{w}_{fr}}{1 + f}$$

$$w_{tg} = 2931 \text{ BTU/mol}$$

$$u_{5s} = \sqrt{\frac{2 \times 32.2 \times 778(h_{2r} - h_{5s})}{M_{air}}}$$

$$= \sqrt{\frac{2 \times 32.2 \times 778(206 - 121.6)}{28.96}}$$

$$u_{5sf} = 753 \text{ pi/s}$$

avec $BPR = 2$

$$\bar{w}_{fr} = \frac{BRP * \bar{w}_{fs} + \bar{w}_{cr}}{1+f} = 4931 \text{ BTU/lbmol } W \text{ réel}$$

Également.....

$$u_{5sc} = 2605 \text{ pi/s}$$

$$F_p = \frac{BPR * u_{5sf} + (1 + f) * u_{5sc}}{32.2}$$

$$F_p = \frac{2 * 753 + (1.0215 * 2605)}{32.2} = F = 129.5 \text{ lbf}$$

$$TSFC = \frac{\dot{m}_a f}{F} = \frac{1 \text{ lb}_a \cdot 0.0215 (\text{lb}_{cb}/\text{lb}_a) \times 3600}{88.2 \text{ lbf}} =$$

$$TSFC = 0.598 \frac{\text{lb}_{cb}}{\text{lbf heure}}$$

$$\eta = \frac{(1 + \mathbf{f}) \times (\mathbf{u}_{5sc})^2/2 + \mathbf{BPR} \times (\mathbf{u}_{5sf})^2/2}{\mathbf{q}_c} =$$

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{((1.0215) \times (2605)^2/2 + 2 \times (753)^2/2)/32.2 \times 778}{1105/28.95} \\ &= 0.416 \end{aligned}$$

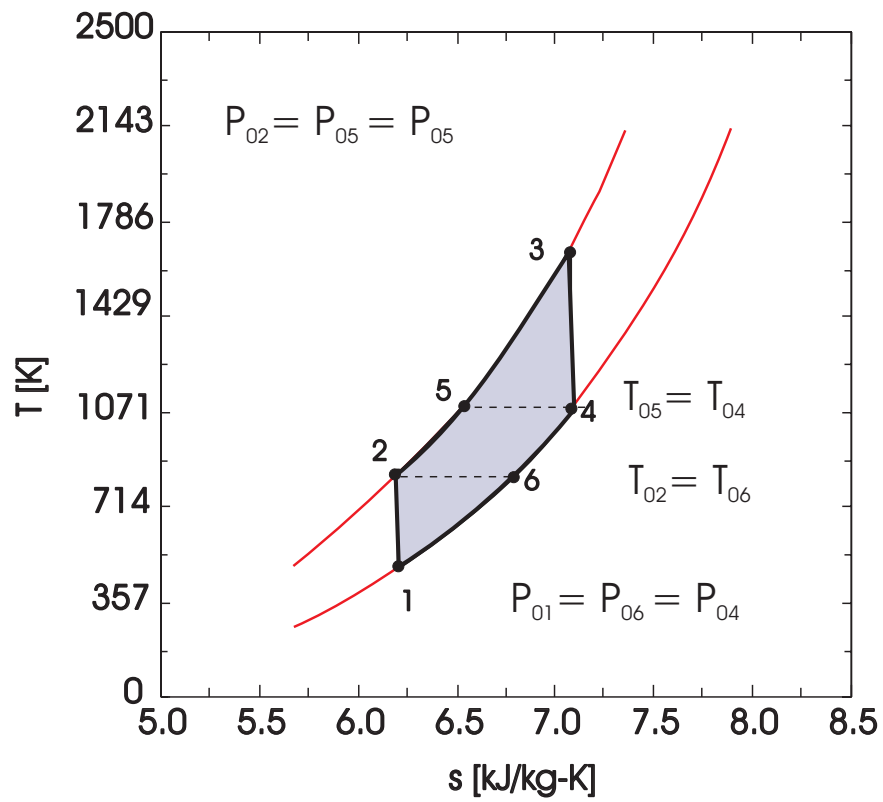
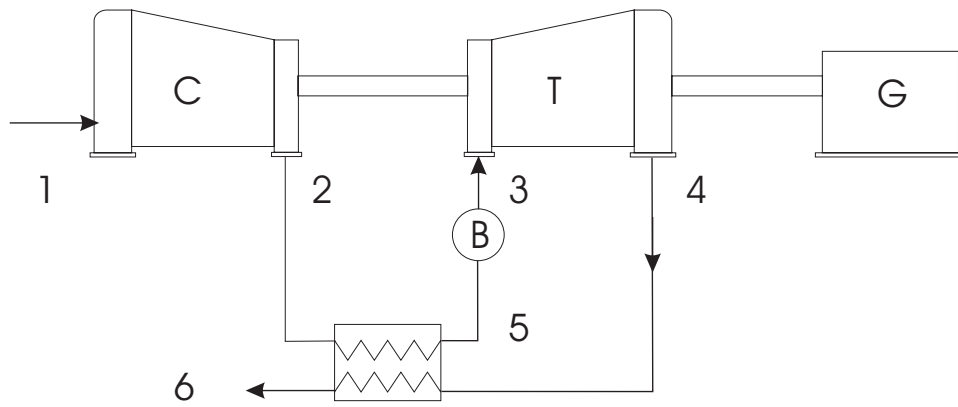
Turbine à gaz avec échangeur; cycle idéal

Une turbine à gaz opère avec de l'air à $c_p = cte$. Les données sont

- La température et la pression à l'entrée du compresseur C est $T_1 = 288K$, $p_1 = 0.1MPa$.
- Le rapport de compression $r_c = 8$
- La température à la sortie de la Ch. de Cb. $T_4 = 1500 K$.
- $T_4 - T_6 = T_4 - T_2$
- Le débit massique d'air $\dot{m} = 1 kg/s$.

Calculez

- Les coordonnées (T, P) du cycle
- l'efficacité thermique



$$p_2 = p_1 \times r_p = 0.8 \text{ MPa}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\rightarrow T_2 = 522 \text{ K}$$

$$p_4 = p_1 = 0.1 \text{ MPa}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\rightarrow T_4 = 827.6$$

$$W = w_t - w_c = C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1) = 440.4 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = C_p(T_3 - T_5)$$

$$\eta = \frac{W}{Q_c} = \frac{C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_5)} = 0.65$$

Turbine à gaz avec refroidissement

Une turbine à gaz opère avec de l'air standard. Les données sont

- La température et la pression à l'entrée du compresseur C_1 $T_1 = 288K$ et $p_1 = 101.3 kPa$.
- Le rendement des compresseurs (**C**) $\eta_c = 87\%$.
- Le rendement des turbines (**T**) $\eta_{tg} = 89\%$
- Pression à la sortie du premier compresseur C_1 $p_2 = 351kPa = p_{2a}$
- Pression à la sortie du compresseur C_2 $p_{2b} = 1216 kPa$
- La température à l'entrée du compresseur C_2 $T_{2a} = 288 K$
- La température à la sortie de la Ch. de Cb. $T_4 = 1400 K$.

- Le débit d'air $\dot{m} = 1 \text{ mol/s}$.

Calculez

- La pression optimale d'opération pour le refroidisseur
- Le travail total de compression
- Le travail net
- L'efficacité thermique
- La consommation spécifique

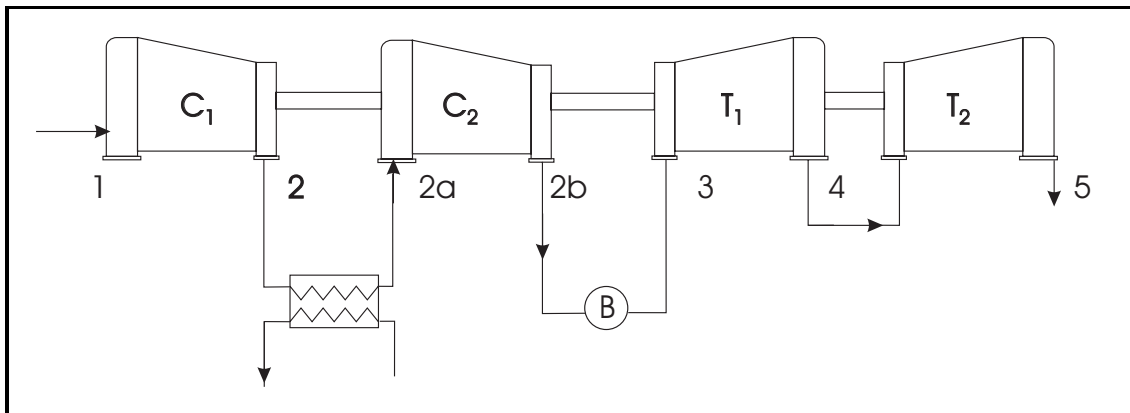


Figure 9: Turbomoteur

Pression idéale: ②

$$p = \sqrt{p_1 p_2} = 351 \text{ kPa}$$

Compresseur C_1 : ② À partir de la table (T, h, p_r) pour $T_2 = 288\text{k}$ on trouve:

$$h_1 = -413.4 \text{ kJ/kmol} \quad p_{r1} = 1.2055$$

Sortie du compresseur: ③

$$p_{r2} = p_{r1} \frac{p_2}{p_1} = 4.176 = \boxed{p_{r2} = 4.176}$$

$$p_{r2} = 4.176 \rightarrow h_2 = 3160$$

$$\bar{w}_{c1r} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_c} = \boxed{\bar{w}_{cs} = 4107 \text{ kJ/kmol}}$$

$$h_2 = h_1 + w_{c1r} = 3694 \text{ kJ/kmol} \rightarrow T_2 = 428 \text{ K}$$

Compresseur C_2 : Le rapport de pression $r_p = 3.46$ pour C_1 et C_2 est le même. Le rendement $\eta = 0.89$ est le même pour les deux compresseurs et la température d'entrée est encore la même, alors

$$w_{c2r} = 4107 \text{ kJ/kmol}$$

$$h_{2b} = 3694 \text{ kJ/kmol}$$

$$T_{2b} = 428 \text{ K}$$

$$w_{c-tot} = w_{c1r} + w_{c2r} \rightarrow \boxed{\bar{w}_{ctot} = 8214 \text{ kJ/kmol}}$$

Turbine de génération T_1 ④

$$\begin{aligned}
T_{3r} &\rightarrow \textit{Table} \rightarrow \\
h_{3r} &= 35118.8 \text{ kJ/kmol} \\
P_{r3} &= 450.9 \\
\bar{w}_{Tg-r} &= 8214 \text{ kJ/kmol} \\
\bar{w}_{Tg-s} &= \frac{\bar{w}_{Tg-r}}{\eta_{Tg}} = 92295 \text{ kJ/kmol}
\end{aligned}$$

Sortie de la turbine de génération ⑤

$$h_{4s} = h_3 - \bar{w}_{Tg-s} = \boxed{h_{4s} = 25889 \text{ kJ/kmol}}$$

$$\textit{Table} \rightarrow p_{r4-s} = 187$$

$$h_{4r} = h_3 - \bar{w}_{Tg-r} = \boxed{h_{4r} = 26905 \text{ kJ/kmol}}$$

$$\textit{Table} \rightarrow p_{r4-r} = 208$$

$$\frac{p_{r4}}{p_{r3}} = \frac{p_4}{p_3} \rightarrow p_4 = p_3 \left(\frac{p_{r4}}{p_{r3}} \right) = 1216 \left(\frac{187}{450.9} \right)$$

$$\rightarrow \boxed{p_4 = 504.3 \text{ kPa}}$$

Turbine T_2

$$\frac{p_{r5s}}{p_{r4-r}} = \frac{p_5}{p_4} \rightarrow p_{r5s} = p_{r5r} \left(\frac{p_6}{p_5} \right) = 208 \left(\frac{101.3}{504.3} \right) = 41.8$$

$$\rightarrow \boxed{h_{5s} = 14160 \text{ kJ/kmol}}$$

$$\bar{w}_{Tpr} = \eta_{tp}(h_{4r} - h_{56s}) = 0.89(26905 - 14160) =$$

$$\boxed{\bar{w}_{Tpr} = 11343 \text{ kJ/kmol}}$$

Efficacité thermique

Énergie ajoutée dans la chambre de combustion

$$q_{ch} = h_3 - h_{2b} =$$

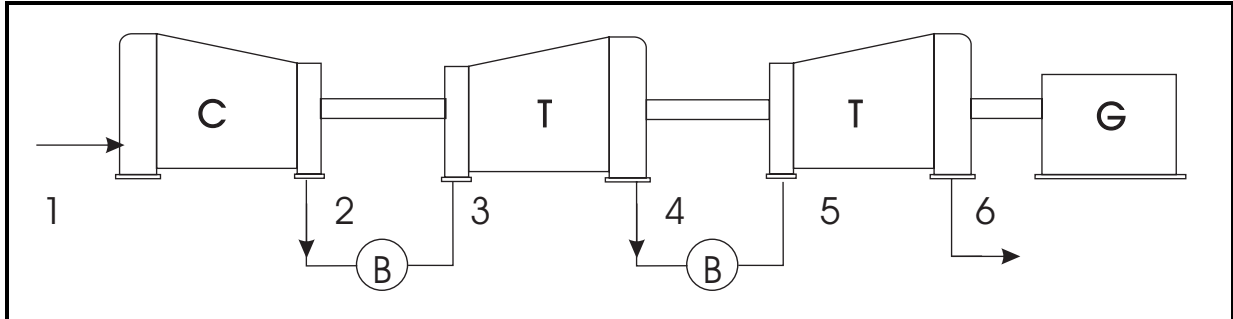
$$q_{ch} = 31245 \text{ kJ/kmol}$$

Efficacité thermique

$$\eta_{th} = \frac{\bar{w}_{Tpr}}{q_{ch}} = \frac{11343}{31245} = \eta_{th} = 0.361$$

$$SFC = \frac{3600}{\eta L_{HV}} = \frac{3600}{0.361 \times 42798 \text{ kJ/kg}} = 0.233 \text{ kJ/kW h}$$

Turbine à gaz avec resurchauffe



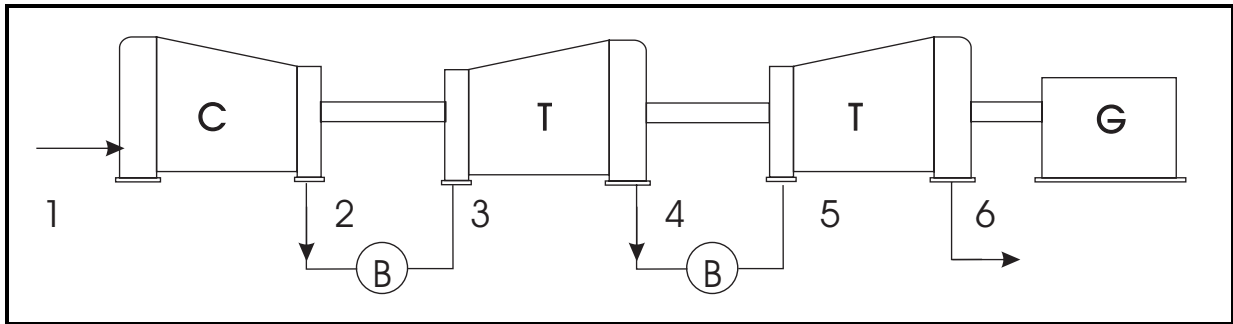
Une turbine à gaz avec resurchauffe opère avec de l'air standard. Les données sont

- La température et la pression à l'entrée du compresseur C est $T_1 = 288\text{K}$, $p_1 = 101.3\text{ kPa}$.
- Le rendement du compresseur (C) $\eta_c = 87\%$
- Pression à la sortie du compresseur $p_2 = 1216\text{ kPa}$
- Le rendement des turbines (T) $\eta_{tg} = 89\%$
- La température à la sortie des Chs. de Cb. $T_3 = T_5 = 1400\text{ K}$.
- Le débit d'air $\dot{m} = 1\text{ mol/s}$.

Calculez

- La pression optimale d'opération pour le refroidisseur
- Le travail total de compression
- Le travail net
- l'efficacité thermique
- La consommation spécifique

Turbine à gaz avec resurchauffe



Pression idéale: ②

$$p = \sqrt{p_1 p_2} = 351 \text{ kPa}$$

Compresseur C_1 : À partir de la table (T, h, p_r) pour $T_1 = 288K$ on trouve:

$$h_1 = -413.7 \text{ kJ/kmol} \quad p_{r1} = 1.2055$$

Sortie du compresseur: ③

étapes...

$$p_{r2} = p_{r1} \frac{p_2}{p_1} = \boxed{pr2 = 14,47} \rightarrow T_2 = 428K$$

$$h_2 = 8230 \text{ kJ/kmol}$$

$$w_{cs} = h_2 - h_1 = 8230 + 413 = 8643$$

$$w_{cr} = \frac{w_{cs}}{\eta_t} = \frac{8643}{0.87} = 9936$$

$$w_{Tgr} = w_{cr} = 9936 \text{ kJ/kmol}$$

$$w_{Tgs} = \frac{w_{tgr}}{\eta_t} = 11163 \text{ kJ/kmol}$$

$$h_4 = h_3 - w_{Tgs} = 23955 \text{ kJ/kmol} \rightarrow p_{r4} = 151.4$$

$$p_4 = p_3 \frac{p_{r5}}{p_{r3}} = \boxed{p_4 = 408 \text{ kPa}}$$

$$p_4 = p_5 = 408 \text{ kPa}$$

$$T_4 = T_5 = 1400 \text{ K}$$

$$h_5 = 35119 \text{ kJ/kmol}$$

$$w_c = 9935 \text{ kJ/kmol}$$

$$p_{r5} = 450.9$$

$$p_{r6} = p_{r5} \frac{p_6}{p_5} = 111.9 = \boxed{pr5 = 111.9}$$

$$p_{r6} = 111.9 \rightarrow h_{6s} = 21362$$

$$\bar{w}_{tpr} = (h_5 - h_{6s})\eta_c = \boxed{\bar{w}_{tpr} = 12243 \text{ kJ/kmol}}$$

Efficacité thermique

Énergie ajoutée dans la chambre de combustion

$$q_{ch} = (h_5 - h_4) + (h_3 - h_2) =$$
$$q_{ch} = 35532 \text{ kJ/kmol}$$

Efficacité thermique

$$\eta_{th} = \frac{\bar{w}_{Tpr}}{q_{ch}} = \frac{12243}{35532} = \eta_{th} = 0.345$$

$$SFC = \frac{3600}{\eta L_{HV}} = \frac{3600}{0.345 \times 42798 \text{ kJ/kg}} = 0.2438 \text{ kJ/kW h}$$

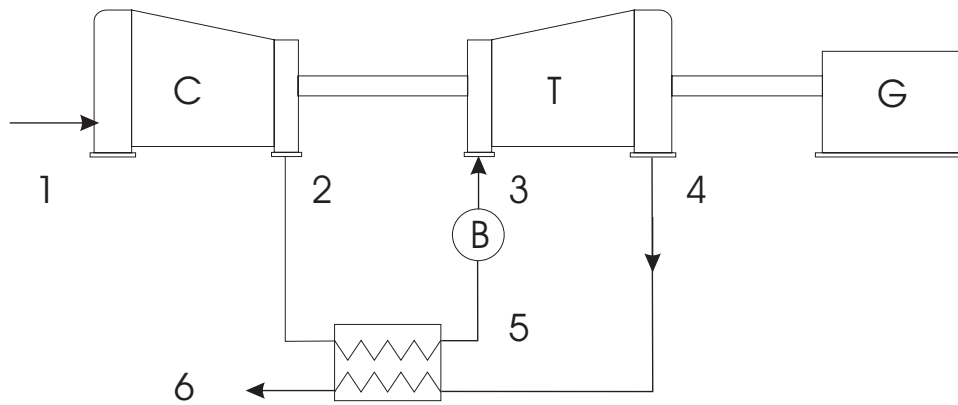
Turbine avec régénérateur

Une turbine à gaz avec un régénérateur opère avec de l'air standard. Les données sont

- La température et la pression à l'entrée du compresseur C : $T_1 = 0^\circ C$, $p_1 = 1bar$.
- Le rapport de compression $r_c = 8$
- La température à la sortie de la chambre . de combustion $T_4 = 750^\circ C$.
- Les rendements du compresseur et de la turboine $\eta_c = 0.85$ et $\eta_t = 0.88$, respectivement
- Le débit massique d'air $\dot{m} = 10kg/s$.

Calculez

- Les sommets (T, P) du cycle
- La puissance nette



Compresseur C : À partir de la table (T, h, p_r), pour $T_1 = 273K$, on trouve:

$$h_1 = 273.11 \text{ kJ/kg} \quad p_{r1} = 0.9980$$

Sortie du compresseur: ③

$$p_2 = p_1 \times r_c = \boxed{p_2 = 8 \text{ bar}}$$

$$p_{r2} = p_{r1} \frac{p_2}{p_1} = 7.9838 = \boxed{p_{r2} = 7.9838}$$

$$p_{r2} = 7.9838 \rightarrow h_{2s} = 49.58 \text{ kJ/kg}$$

$$\bar{w}_{cs} = h_{2s} - h_1 = \boxed{\bar{w}_{cs} = 222.47 \text{ kJ/kmol}}$$

$$w_{cr} = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} = \boxed{\bar{w}_{cs} = 261.47 \text{ kJ/kmol}}$$

Turbine T

$$\begin{aligned} T_{3r} &= 1023 \rightarrow \text{Table} \rightarrow \\ h_{3r} &= \text{---} \text{ kJ/kg} \\ P_{r3} &= 132.45 \end{aligned}$$

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{P_3}$$

$$p_4 = p = 1 \text{ bar}$$

$$p_{r4} = 16.556 \rightarrow h_{4s} =$$

$$w_{ts} = h_{3r} - h_{4s} = 462.09 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{tr} = \eta_t \times w_{ts} = 406.64 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times w_{tr} = 4066 \text{ kW}$$

Table B.1. Properties of Dry Air at 1 atm (SI)

| Temp. K | \bar{C}_p° kJ/kmol K | \bar{h}° kJ/kmol | \bar{s}° kJ/kmol K | Pr | Temp. K | \bar{C}_p° kJ/kmol K | \bar{h}° kJ/kmol | \bar{s}° kJ/kmol K | Pr |
|------------|--------------------------------|----------------------------|------------------------------|--------|------------|--------------------------------|----------------------------|------------------------------|--------|
| 210. | 29.145 | -2683.3 | 183.799 | 0.3987 | 710. | 31.197 | 12216.4 | 219.854 | 30.475 |
| 220. | 29.125 | -2391.9 | 185.155 | 0.4693 | 720. | 31.267 | 12528.7 | 220.291 | 32.119 |
| 230. | 29.110 | -2100.7 | 186.449 | 0.5483 | 730. | 31.337 | 12841.8 | 220.723 | 33.831 |
| 240. | 29.099 | -1809.7 | 187.688 | 0.6364 | 740. | 31.407 | 13155.5 | 221.150 | 35.613 |
| 250. | 29.091 | -1518.7 | 188.875 | 0.7342 | 750. | 31.477 | 13469.9 | 221.572 | 37.468 |
| 260. | 29.087 | -1227.9 | 190.016 | 0.8421 | 760. | 31.547 | 13785.0 | 221.989 | 39.397 |
| 270. | 29.086 | -937.0 | 191.114 | 0.9610 | 770. | 31.616 | 14100.8 | 222.402 | 41.402 |
| 280. | 29.089 | -646.1 | 192.172 | 1.0914 | 780. | 31.685 | 14417.4 | 222.810 | 43.487 |
| 290. | 29.095 | -355.2 | 193.193 | 1.2340 | 790. | 31.754 | 14734.5 | 223.214 | 45.652 |
| 300. | 29.104 | -64.2 | 194.179 | 1.3894 | 800. | 31.822 | 15052.4 | 223.614 | 47.902 |
| 310. | 29.117 | 226.9 | 195.134 | 1.5585 | 810. | 31.890 | 15371.0 | 224.010 | 50.24 |
| 320. | 29.132 | 518.1 | 196.058 | 1.7418 | 820. | 31.958 | 15690.2 | 224.402 | 52.66 |
| 330. | 29.151 | 809.6 | 196.955 | 1.9401 | 830. | 32.025 | 16010.1 | 224.789 | 55.17 |
| 340. | 29.172 | 1101.2 | 197.826 | 2.154 | 840. | 32.091 | 16330.7 | 225.173 | 57.78 |
| 350. | 29.196 | 1393.0 | 198.672 | 2.385 | 850. | 32.157 | 16652.0 | 225.553 | 60.49 |
| 360. | 29.223 | 1685.1 | 199.495 | 2.633 | 860. | 32.222 | 16973.9 | 225.930 | 63.29 |
| 370. | 29.252 | 1977.5 | 200.296 | 2.899 | 870. | 32.287 | 17296.4 | 226.303 | 66.19 |
| 380. | 29.284 | 2270.2 | 201.076 | 3.185 | 880. | 32.350 | 17619.6 | 226.672 | 69.20 |
| 390. | 29.318 | 2563.2 | 201.837 | 3.490 | 890. | 32.413 | 17943.4 | 227.038 | 72.31 |
| 400. | 29.354 | 2856.5 | 202.580 | 3.816 | 900. | 32.475 | 18267.9 | 227.401 | 75.53 |
| 410. | 29.393 | 3150.3 | 203.305 | 4.164 | 910. | 32.537 | 18592.9 | 227.760 | 78.87 |
| 420. | 29.434 | 3444.4 | 204.014 | 4.535 | 920. | 32.597 | 18918.6 | 228.116 | 82.32 |
| 430. | 29.477 | 3738.9 | 204.707 | 4.929 | 930. | 32.657 | 19244.9 | 228.468 | 85.88 |
| 440. | 29.522 | 4033.9 | 205.385 | 5.348 | 940. | 32.715 | 19571.7 | 228.818 | 89.57 |
| 450. | 29.568 | 4329.4 | 206.049 | 5.792 | 950. | 32.773 | 19899.2 | 229.165 | 93.38 |
| 460. | 29.617 | 4625.3 | 206.700 | 6.264 | 960. | 32.829 | 20227.2 | 229.508 | 97.32 |
| 470. | 29.667 | 4921.7 | 207.337 | 6.763 | 970. | 32.885 | 20555.7 | 229.849 | 101.39 |
| 480. | 29.719 | 5218.7 | 207.962 | 7.291 | 980. | 32.939 | 20884.9 | 230.186 | 105.59 |
| 490. | 29.772 | 5516.1 | 208.576 | 7.849 | 990. | 32.993 | 21214.5 | 230.521 | 109.93 |
| 500. | 29.827 | 5814.1 | 209.178 | 8.439 | 1000. | 33.045 | 21544.7 | 230.853 | 114.41 |
| 510. | 29.883 | 6112.7 | 209.769 | 9.060 | 1010. | 33.095 | 21875.4 | 231.182 | 119.02 |
| 520. | 29.941 | 6411.8 | 210.350 | 9.716 | 1020. | 33.145 | 22206.6 | 231.508 | 123.79 |
| 530. | 30.000 | 6711.5 | 210.921 | 10.407 | 1030. | 33.194 | 22538.3 | 231.832 | 128.70 |
| 540. | 30.060 | 7011.8 | 211.482 | 11.133 | 1040. | 33.243 | 22870.5 | 232.153 | 133.77 |
| 550. | 30.121 | 7312.7 | 212.034 | 11.898 | 1050. | 33.291 | 23203.1 | 232.471 | 138.99 |
| 560. | 30.184 | 7614.2 | 212.577 | 12.701 | 1060. | 33.339 | 23536.3 | 232.787 | 144.37 |
| 570. | 30.247 | 7916.4 | 213.112 | 13.545 | 1070. | 33.386 | 23869.9 | 233.100 | 149.91 |
| 580. | 30.311 | 8219.2 | 213.639 | 14.431 | 1080. | 33.433 | 24204.0 | 233.411 | 155.62 |
| 590. | 30.376 | 8522.6 | 214.157 | 15.360 | 1090. | 33.479 | 24538.6 | 233.719 | 161.50 |
| 600. | 30.442 | 8826.7 | 214.669 | 16.334 | 1100. | 33.525 | 24873.6 | 234.025 | 167.55 |
| 610. | 30.508 | 9131.4 | 215.172 | 17.354 | 1110. | 33.571 | 25209.1 | 234.329 | 173.79 |
| 620. | 30.575 | 9436.8 | 215.669 | 18.422 | 1120. | 33.616 | 25545.0 | 234.630 | 180.20 |
| 630. | 30.643 | 9742.9 | 216.159 | 19.540 | 1130. | 33.661 | 25881.4 | 234.929 | 186.80 |
| 640. | 30.711 | 10049.7 | 216.642 | 20.709 | 1140. | 33.705 | 26218.2 | 235.226 | 193.59 |
| 650. | 30.780 | 10357.2 | 217.118 | 21.931 | 1150. | 33.749 | 26555.5 | 235.520 | 200.6 |
| 660. | 30.849 | 10665.3 | 217.589 | 23.207 | 1160. | 33.792 | 26893.2 | 235.813 | 207.7 |
| 670. | 30.918 | 10974.1 | 218.053 | 24.540 | 1170. | 33.835 | 27231.3 | 236.103 | 215.1 |
| 680. | 30.988 | 11283.7 | 218.512 | 25.932 | 1180. | 33.878 | 27569.9 | 236.391 | 222.7 |
| 690. | 31.057 | 11593.9 | 218.965 | 27.384 | 1190. | 33.920 | 27908.9 | 236.677 | 230.5 |
| 700. | 31.127 | 11904.8 | 219.412 | 28.897 | 1200. | 33.962 | 28248.3 | 236.961 | 238.5 |

Table B.1 (continued)

| Temp. K | \bar{C}_p° kJ/kmol K | \bar{h}° kJ/kmol | \bar{s}° kJ/kmol K | Pr | Temp. K | \bar{C}_p° kJ/kmol K | \bar{h}° kJ/kmol | \bar{s}° kJ/kmol K | Pr |
|------------|--------------------------------|----------------------------|------------------------------|--------|------------|--------------------------------|----------------------------|------------------------------|--------|
| 1210. | 34.004 | 28588.1 | 237.243 | 246.7 | 1710. | 35.625 | 46029.2 | 249.292 | 1051.0 |
| 1220. | 34.044 | 28928.4 | 237.523 | 255.2 | 1720. | 35.650 | 46385.6 | 249.500 | 1077.6 |
| 1230. | 34.085 | 29269.0 | 237.801 | 263.9 | 1730. | 35.674 | 46742.2 | 249.706 | 1104.7 |
| 1240. | 34.125 | 29610.1 | 238.077 | 272.8 | 1740. | 35.699 | 47099.1 | 249.912 | 1132.4 |
| 1250. | 34.165 | 29951.5 | 238.352 | 281.9 | 1750. | 35.723 | 47456.2 | 250.117 | 1160.6 |
| 1260. | 34.205 | 30293.4 | 238.624 | 291.3 | 1760. | 35.746 | 47813.6 | 250.320 | 1189.4 |
| 1270. | 34.244 | 30635.6 | 238.895 | 301.0 | 1770. | 35.770 | 48171.1 | 250.523 | 1218.7 |
| 1280. | 34.282 | 30978.3 | 239.163 | 310.9 | 1780. | 35.793 | 48528.9 | 250.724 | 1248.6 |
| 1290. | 34.320 | 31321.3 | 239.430 | 321.0 | 1790. | 35.816 | 48887.0 | 250.925 | 1279.1 |
| 1300. | 34.358 | 31664.7 | 239.695 | 331.4 | 1800. | 35.839 | 49245.3 | 251.125 | 1310.2 |
| 1310. | 34.396 | 32008.4 | 239.959 | 342.1 | 1810. | 35.862 | 49603.8 | 251.323 | 1341.9 |
| 1320. | 34.433 | 32352.6 | 240.221 | 353.0 | 1820. | 35.884 | 49962.5 | 251.521 | 1374.2 |
| 1330. | 34.470 | 32697.1 | 240.481 | 364.2 | 1830. | 35.906 | 50321.5 | 251.718 | 1407.1 |
| 1340. | 34.506 | 33042.0 | 240.739 | 375.7 | 1840. | 35.928 | 50680.6 | 251.913 | 1440.6 |
| 1350. | 34.542 | 33387.2 | 240.996 | 387.5 | 1850. | 35.950 | 51040.0 | 252.108 | 1474.7 |
| 1360. | 34.578 | 33732.8 | 241.251 | 399.6 | 1860. | 35.971 | 51399.6 | 252.302 | 1509.5 |
| 1370. | 34.613 | 34078.8 | 241.504 | 411.9 | 1870. | 35.992 | 51759.4 | 252.495 | 1545.0 |
| 1380. | 34.648 | 34425.1 | 241.756 | 424.6 | 1880. | 36.013 | 52119.5 | 252.687 | 1581.1 |
| 1390. | 34.683 | 34771.7 | 242.006 | 437.6 | 1890. | 36.034 | 52479.7 | 252.878 | 1617.8 |
| 1400. | 34.717 | 35118.8 | 242.255 | 450.9 | 1900. | 36.054 | 52840.1 | 253.068 | 1655.3 |
| 1410. | 34.751 | 35466.1 | 242.502 | 464.5 | 1910. | 36.075 | 53200.8 | 253.258 | 1693.4 |
| 1420. | 34.785 | 35813.8 | 242.748 | 478.4 | 1920. | 36.095 | 53561.6 | 253.446 | 1732.2 |
| 1430. | 34.818 | 36161.8 | 242.992 | 492.7 | 1930. | 36.115 | 53922.7 | 253.634 | 1771.7 |
| 1440. | 34.851 | 36510.1 | 243.235 | 507.3 | 1940. | 36.135 | 54283.9 | 253.820 | 1811.9 |
| 1450. | 34.884 | 36858.8 | 243.476 | 522.2 | 1950. | 36.154 | 54645.4 | 254.006 | 1852.9 |
| 1460. | 34.916 | 37207.8 | 243.716 | 537.5 | 1960. | 36.174 | 55007.0 | 254.191 | 1894.6 |
| 1470. | 34.948 | 37557.1 | 243.955 | 553.1 | 1970. | 36.193 | 55368.8 | 254.375 | 1937.0 |
| 1480. | 34.980 | 37906.8 | 244.192 | 569.1 | 1980. | 36.212 | 55730.9 | 254.558 | 1980.2 |
| 1490. | 35.011 | 38256.7 | 244.427 | 585.5 | 1990. | 36.230 | 56093.1 | 254.741 | 2024.1 |
| 1500. | 35.042 | 38607.0 | 244.662 | 602.2 | 2000. | 36.249 | 56455.5 | 254.923 | 2068.8 |
| 1510. | 35.073 | 38957.6 | 244.894 | 619.3 | 2010. | 36.267 | 56818.1 | 255.103 | 2114.3 |
| 1520. | 35.103 | 39308.4 | 245.126 | 636.8 | 2020. | 36.285 | 57180.8 | 255.283 | 2160.6 |
| 1530. | 35.133 | 39659.6 | 245.356 | 654.7 | 2030. | 36.303 | 57543.8 | 255.463 | 2207.7 |
| 1540. | 35.163 | 40011.1 | 245.585 | 673.0 | 2040. | 36.321 | 57906.9 | 255.641 | 2255.6 |
| 1550. | 35.192 | 40362.9 | 245.813 | 691.7 | 2050. | 36.339 | 58270.2 | 255.819 | 2304.3 |
| 1560. | 35.222 | 40715.0 | 246.039 | 710.8 | 2060. | 36.356 | 58633.7 | 255.996 | 2353.9 |
| 1570. | 35.250 | 41067.3 | 246.265 | 730.3 | 2070. | 36.374 | 58997.3 | 256.172 | 2404.2 |
| 1580. | 35.279 | 41420.0 | 246.489 | 750.2 | 2080. | 36.391 | 59361.1 | 256.347 | 2455.5 |
| 1590. | 35.307 | 41772.9 | 246.711 | 770.6 | 2090. | 36.408 | 59725.1 | 256.522 | 2507.6 |
| 1600. | 35.335 | 42126.1 | 246.933 | 791.4 | 2100. | 36.425 | 60089.3 | 256.696 | 2560.6 |
| 1610. | 35.363 | 42479.6 | 247.153 | 812.6 | 2110. | 36.441 | 60453.6 | 256.869 | 2614.4 |
| 1620. | 35.391 | 42833.4 | 247.372 | 834.3 | 2120. | 36.458 | 60818.1 | 257.041 | 2669.2 |
| 1630. | 35.418 | 43187.4 | 247.590 | 856.5 | 2130. | 36.474 | 61182.8 | 257.213 | 2724.8 |
| 1640. | 35.445 | 43541.7 | 247.807 | 879.1 | 2140. | 36.490 | 61547.6 | 257.383 | 2781.4 |
| 1650. | 35.471 | 43896.3 | 248.022 | 902.2 | 2150. | 36.506 | 61912.6 | 257.554 | 2838.9 |
| 1660. | 35.497 | 44251.1 | 248.236 | 925.7 | 2160. | 36.522 | 62277.7 | 257.723 | 2897.4 |
| 1670. | 35.524 | 44606.3 | 248.450 | 949.8 | 2170. | 36.537 | 62643.0 | 257.892 | 2956.8 |
| 1680. | 35.549 | 44961.6 | 248.662 | 974.3 | 2180. | 36.553 | 63008.4 | 258.060 | 3017.1 |
| 1690. | 35.575 | 45317.2 | 248.873 | 999.4 | 2190. | 36.568 | 63374.1 | 258.227 | 3078.5 |
| 1700. | 35.600 | 45673.1 | 249.083 | 1024.9 | 2200. | 36.584 | 63739.8 | 258.394 | 3140.8 |

Table B.1 (continued)

| Temp. K | \bar{C}_p° kJ/kmol K | \bar{h}° kJ/kmol | \bar{s}° kJ/kmol K | Pr | Temp. K | \bar{C}_p° kJ/kmol K | \bar{h}° kJ/kmol | \bar{s}° kJ/kmol K | Pr |
|------------|--------------------------------|----------------------------|------------------------------|--------|------------|--------------------------------|----------------------------|------------------------------|-------|
| 2210. | 36.599 | 64105.7 | 258.560 | 3204.1 | 2460. | 36.933 | 73298.7 | 262.500 | 5147. |
| 2220. | 36.613 | 64471.8 | 258.725 | 3268.4 | 2470. | 36.944 | 73668.1 | 262.650 | 5240. |
| 2230. | 36.628 | 64838.0 | 258.890 | 3333.8 | 2480. | 36.956 | 74037.6 | 262.799 | 5335. |
| 2240. | 36.643 | 65204.4 | 259.053 | 3400.2 | 2490. | 36.968 | 74407.2 | 262.948 | 5432. |
| 2250. | 36.657 | 65570.9 | 259.217 | 3467.6 | 2500. | 36.979 | 74777.0 | 263.096 | 5529. |
| 2260. | 36.672 | 65937.5 | 259.379 | 3536.1 | 2510. | 36.991 | 75146.8 | 263.244 | 5628. |
| 2270. | 36.686 | 66304.3 | 259.541 | 3605.6 | 2520. | 37.002 | 75516.8 | 263.391 | 5729. |
| 2280. | 36.700 | 66671.2 | 259.703 | 3676.2 | 2530. | 37.014 | 75886.9 | 263.538 | 5831. |
| 2290. | 36.714 | 67038.3 | 259.863 | 3748.0 | 2540. | 37.025 | 76257.1 | 263.684 | 5934. |
| 2300. | 36.728 | 67405.5 | 260.023 | 3820.8 | 2550. | 37.036 | 76627.4 | 263.829 | 6039. |
| 2310. | 36.741 | 67772.8 | 260.183 | 3894.7 | 2560. | 37.047 | 76997.8 | 263.974 | 6145. |
| 2320. | 36.755 | 68140.3 | 260.341 | 3969.8 | 2570. | 37.058 | 77368.3 | 264.119 | 6253. |
| 2330. | 36.768 | 68507.9 | 260.499 | 4046. | 2580. | 37.069 | 77738.9 | 264.262 | 6362. |
| 2340. | 36.782 | 68875.7 | 260.657 | 4123. | 2590. | 37.079 | 78109.7 | 264.406 | 6473. |
| 2350. | 36.795 | 69243.6 | 260.814 | 4202. | 2600. | 37.090 | 78480.5 | 264.549 | 6585. |
| 2360. | 36.808 | 69611.6 | 260.970 | 4282. | 2610. | 37.101 | 78851.5 | 264.691 | 6699. |
| 2370. | 36.821 | 69979.8 | 261.126 | 4363. | 2620. | 37.111 | 79222.5 | 264.833 | 6814. |
| 2380. | 36.834 | 70348.0 | 261.281 | 4445. | 2630. | 37.122 | 79593.7 | 264.974 | 6931. |
| 2390. | 36.847 | 70716.4 | 261.435 | 4528. | 2640. | 37.132 | 79965.0 | 265.115 | 7049. |
| 2400. | 36.859 | 71085.0 | 261.589 | 4613. | 2650. | 37.142 | 80336.4 | 265.256 | 7169. |
| 2410. | 36.872 | 71453.6 | 261.742 | 4698. | | | | | |
| 2420. | 36.884 | 71822.4 | 261.895 | 4786. | | | | | |
| 2430. | 36.896 | 72191.3 | 262.047 | 4874. | | | | | |
| 2440. | 36.909 | 72560.3 | 262.199 | 4964. | | | | | |
| 2450. | 36.921 | 72929.5 | 262.350 | 5055. | | | | | |

TABLE A-22 Ideal Gas Properties of Air

| T (K) | h | h | u | u | v_r | s° | T | h | h | u | u | v_r | s° |
|---|--------|--------|--------|-------|---------|-----------|--------|-------|--------|-------|---------|-------|-----------|
| T (K), h and u (kJ/kg), s° (kJ/kg·K) | | | | | | | | | | | | | |
| 200 | 199.98 | 0.3363 | 142.56 | 1707. | 1.29559 | 450 | 451.80 | 5.775 | 322.62 | 223.6 | 2.11161 | | |
| 210 | 209.97 | 0.3987 | 149.69 | 1512. | 1.34444 | 460 | 462.02 | 6.245 | 329.97 | 211.4 | 2.13407 | | |
| 220 | 219.97 | 0.4690 | 156.82 | 1346. | 1.39105 | 470 | 472.24 | 6.742 | 337.32 | 200.1 | 2.15604 | | |
| 230 | 230.02 | 0.5477 | 164.00 | 1205. | 1.43557 | 480 | 482.49 | 7.268 | 344.70 | 189.5 | 2.17760 | | |
| 240 | 240.02 | 0.6355 | 171.13 | 1084. | 1.47824 | 490 | 492.74 | 7.824 | 352.08 | 179.7 | 2.19876 | | |
| 250 | 250.05 | 0.7329 | 178.28 | 979. | 1.51917 | 500 | 503.02 | 8.411 | 359.49 | 170.6 | 2.21952 | | |
| 260 | 260.09 | 0.8405 | 185.45 | 887.8 | 1.55848 | 510 | 513.32 | 9.031 | 366.92 | 162.1 | 2.23993 | | |
| 270 | 270.11 | 0.9590 | 192.60 | 808.0 | 1.59634 | 520 | 523.63 | 9.684 | 374.36 | 154.1 | 2.25997 | | |
| 280 | 280.13 | 1.0889 | 199.75 | 738.0 | 1.63279 | 530 | 533.98 | 10.37 | 381.84 | 146.7 | 2.27967 | | |
| 285 | 285.14 | 1.1584 | 203.33 | 706.1 | 1.65055 | 540 | 544.35 | 11.10 | 389.34 | 139.7 | 2.29906 | | |
| 290 | 290.16 | 1.2311 | 206.91 | 676.1 | 1.66802 | 550 | 554.74 | 11.86 | 396.86 | 133.1 | 2.31809 | | |
| 295 | 295.17 | 1.3068 | 210.49 | 647.9 | 1.68515 | 560 | 565.17 | 12.66 | 404.42 | 127.0 | 2.33685 | | |
| 300 | 300.19 | 1.3860 | 214.07 | 621.2 | 1.70203 | 570 | 575.59 | 13.50 | 411.97 | 121.2 | 2.35531 | | |
| 305 | 305.22 | 1.4686 | 217.67 | 596.0 | 1.71865 | 580 | 586.04 | 14.38 | 419.55 | 115.7 | 2.37348 | | |
| 310 | 310.24 | 1.5546 | 221.25 | 572.3 | 1.73498 | 590 | 596.52 | 15.31 | 427.15 | 110.6 | 2.39140 | | |
| 315 | 315.27 | 1.6442 | 224.85 | 549.8 | 1.75106 | 600 | 607.02 | 16.28 | 434.78 | 105.8 | 2.40902 | | |
| 320 | 320.29 | 1.7375 | 228.42 | 528.6 | 1.76690 | 610 | 617.53 | 17.30 | 442.42 | 101.2 | 2.42644 | | |
| 325 | 325.31 | 1.8345 | 232.02 | 508.4 | 1.78249 | 620 | 628.07 | 18.36 | 450.09 | 96.92 | 2.44356 | | |
| 330 | 330.34 | 1.9352 | 235.61 | 489.4 | 1.79783 | 630 | 638.63 | 19.84 | 457.78 | 92.84 | 2.46048 | | |
| 340 | 340.42 | 2.149 | 242.82 | 454.1 | 1.82790 | 640 | 649.22 | 20.64 | 465.50 | 88.99 | 2.47716 | | |
| 350 | 350.49 | 2.379 | 250.02 | 422.2 | 1.85708 | 650 | 659.84 | 21.86 | 473.25 | 85.34 | 2.49364 | | |
| 360 | 360.58 | 2.626 | 257.24 | 393.4 | 1.88543 | 660 | 670.47 | 23.13 | 481.01 | 81.89 | 2.50985 | | |
| 370 | 370.67 | 2.892 | 264.46 | 367.2 | 1.91313 | 670 | 681.14 | 24.46 | 488.81 | 78.61 | 2.52589 | | |
| 380 | 380.77 | 3.176 | 271.69 | 343.4 | 1.94001 | 680 | 691.82 | 25.85 | 496.62 | 75.50 | 2.54175 | | |
| 390 | 390.88 | 3.481 | 278.93 | 321.5 | 1.96633 | 690 | 702.52 | 27.29 | 504.45 | 72.56 | 2.55731 | | |
| 400 | 400.98 | 3.806 | 286.16 | 301.6 | 1.99194 | 700 | 713.27 | 28.80 | 512.33 | 69.76 | 2.57277 | | |
| 410 | 411.12 | 4.153 | 293.43 | 283.3 | 2.01699 | 710 | 724.04 | 30.38 | 520.23 | 67.07 | 2.58810 | | |
| 420 | 421.26 | 4.522 | 300.69 | 266.6 | 2.04142 | 720 | 734.82 | 32.02 | 528.14 | 64.53 | 2.60319 | | |
| 430 | 431.43 | 4.915 | 307.99 | 251.1 | 2.06533 | 730 | 745.62 | 33.72 | 536.07 | 62.13 | 2.61803 | | |
| 440 | 441.61 | 5.332 | 315.30 | 236.8 | 2.08870 | 740 | 756.44 | 35.50 | 544.02 | 59.82 | 2.63280 | | |

TABLE A-22 (Continued)

| T | h | p_r | u | v_r | s° | T | h | p_r | u | v_r | s° |
|------|---------|-------|---------|--------|-----------|------|---------|-------|---------|--------|-----------|
| 750 | 767.29 | 37.35 | 551.99 | 57.63 | 2.64737 | 1300 | 1395.97 | 330.9 | 1022.82 | 11.275 | 3.27345 |
| 760 | 778.18 | 39.27 | 560.01 | 55.54 | 2.66176 | 1320 | 1419.76 | 352.5 | 1040.88 | 10.747 | 3.29160 |
| 770 | 789.11 | 41.31 | 568.07 | 53.39 | 2.67595 | 1340 | 1443.60 | 375.3 | 1058.94 | 10.247 | 3.30959 |
| 780 | 800.03 | 43.35 | 576.12 | 51.64 | 2.69013 | 1360 | 1467.49 | 399.1 | 1077.10 | 9.780 | 3.32724 |
| 790 | 810.99 | 45.55 | 584.21 | 49.86 | 2.70400 | 1380 | 1491.44 | 424.2 | 1095.26 | 9.337 | 3.34474 |
| 800 | 821.95 | 47.75 | 592.30 | 48.08 | 2.71787 | 1400 | 1515.42 | 450.5 | 1113.52 | 8.919 | 3.36200 |
| 820 | 843.98 | 52.59 | 608.59 | 44.84 | 2.74504 | 1420 | 1539.44 | 478.0 | 1131.77 | 8.526 | 3.37901 |
| 840 | 866.08 | 57.60 | 624.95 | 41.85 | 2.77170 | 1440 | 1563.51 | 506.9 | 1150.13 | 8.153 | 3.39586 |
| 860 | 888.27 | 63.09 | 641.40 | 39.12 | 2.79783 | 1460 | 1587.63 | 537.1 | 1168.49 | 7.801 | 3.41247 |
| 880 | 910.56 | 68.98 | 657.95 | 36.61 | 2.82344 | 1480 | 1611.79 | 568.8 | 1186.95 | 7.468 | 3.42892 |
| 900 | 932.93 | 75.29 | 674.58 | 34.31 | 2.84856 | 1500 | 1635.97 | 601.9 | 1205.41 | 7.152 | 3.44516 |
| 920 | 955.38 | 82.05 | 691.28 | 32.18 | 2.87324 | 1520 | 1660.23 | 636.5 | 1223.87 | 6.854 | 3.46120 |
| 940 | 977.92 | 89.28 | 708.08 | 30.22 | 2.89748 | 1540 | 1684.51 | 672.8 | 1242.43 | 6.569 | 3.47712 |
| 960 | 1000.55 | 97.00 | 725.02 | 28.40 | 2.92128 | 1560 | 1708.82 | 710.5 | 1260.99 | 6.301 | 3.49276 |
| 980 | 1023.25 | 105.2 | 741.98 | 26.73 | 2.94468 | 1580 | 1733.17 | 750.0 | 1279.65 | 6.046 | 3.50829 |
| 1000 | 1046.04 | 114.0 | 758.94 | 25.17 | 2.96770 | 1600 | 1757.57 | 791.2 | 1298.30 | 5.804 | 3.52364 |
| 1020 | 1068.89 | 123.4 | 776.10 | 23.72 | 2.99034 | 1620 | 1782.00 | 834.1 | 1316.96 | 5.574 | 3.53879 |
| 1040 | 1091.85 | 133.3 | 793.36 | 22.39 | 3.01260 | 1640 | 1806.46 | 878.9 | 1335.72 | 5.355 | 3.55381 |
| 1060 | 1114.86 | 143.9 | 810.62 | 21.14 | 3.03449 | 1660 | 1830.96 | 925.6 | 1354.48 | 5.147 | 3.56867 |
| 1080 | 1137.89 | 155.2 | 827.88 | 19.98 | 3.05608 | 1680 | 1855.50 | 974.2 | 1373.24 | 4.949 | 3.58335 |
| 1100 | 1161.07 | 167.1 | 845.33 | 18.896 | 3.07732 | 1700 | 1880.1 | 1025 | 1392.7 | 4.761 | 3.5979 |
| 1120 | 1184.28 | 179.7 | 862.79 | 17.886 | 3.09825 | 1750 | 1941.6 | 1161 | 1439.8 | 4.328 | 3.6336 |
| 1140 | 1207.57 | 193.1 | 880.35 | 16.946 | 3.11883 | 1800 | 2003.3 | 1310 | 1487.2 | 3.944 | 3.6684 |
| 1160 | 1230.92 | 207.2 | 897.91 | 16.064 | 3.13916 | 1850 | 2065.3 | 1475 | 1534.9 | 3.601 | 3.7023 |
| 1180 | 1254.34 | 222.2 | 915.57 | 15.241 | 3.15916 | 1900 | 2127.4 | 1655 | 1582.6 | 3.295 | 3.7354 |
| 1200 | 1277.79 | 238.0 | 933.33 | 14.470 | 3.17888 | 1950 | 2189.7 | 1852 | 1630.6 | 3.022 | 3.7677 |
| 1220 | 1301.31 | 254.7 | 951.09 | 13.747 | 3.19834 | 2000 | 2252.1 | 2068 | 1678.7 | 2.776 | 3.7994 |
| 1240 | 1324.93 | 272.3 | 968.95 | 13.069 | 3.21751 | 2050 | 2314.6 | 2303 | 1726.8 | 2.555 | 3.8303 |
| 1260 | 1348.55 | 290.8 | 986.90 | 12.435 | 3.23638 | 2100 | 2377.4 | 2559 | 1775.3 | 2.356 | 3.8605 |
| 1280 | 1372.24 | 310.4 | 1004.76 | 11.835 | 3.25510 | 2150 | 2440.3 | 2837 | 1823.8 | 2.175 | 3.8901 |
| 2200 | 2503.2 | 3138 | 1872.4 | 2.012 | 3.9191 | | | | | | |
| 2250 | 2566.4 | 3464 | 1921.3 | 1.864 | 3.9474 | | | | | | |

Source: Adapted from K. Wark, *Thermodynamics*, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1983, as based on J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, New York, 1945.