

Termodinamica

adiabatica $Q=0$
ciclica $\Delta U=0$

$P = \rho gh$

$F = \rho g (\rho_{int} - \rho_{ext}) V$

$F = \Delta P \cdot A$

Calore

- riscald./raff. $Q = m C \Delta T$

- comb. stato $Q = m \lambda$

$c_p = \frac{1}{m} \left(\frac{\partial Q}{\partial T} \right)_p$

calore sp. a P cost.

$c_v = \frac{1}{m} \left(\frac{\partial Q}{\partial T} \right)_v$

calore sp. a V cost.

Entropia

$\Delta S = m c \ln \frac{T_f}{T_i}$

$\Delta S = \frac{Q}{T}$

1° principio sist. chiusi: $\Delta E_c + \Delta E_p + \Delta U = Q - L$

2° principio sist. chiusi: $\Delta S_{tot} \geq 0$
 $\left\{ \begin{array}{l} > 0 \text{ irrevers.} \\ = 0 \text{ revers.} \end{array} \right.$

Entalpia

$\Delta h = \Delta u + P \Delta v$

$COP_{frigo} = \frac{Q_{ass}}{L_{speso}}$

$COP = \frac{Q_F}{Q_C - Q_F}$

$COP_R = \frac{T_F}{T_C - T_F}$

$\eta = \frac{COP}{COP_R}$

Rendimento

$\eta = \frac{L}{Q_{ass}} = 1 - \frac{|Q_{ced.}|}{Q_{ass}}$

coeff. di prestaz.:

$\omega = \frac{Q_{ass}}{Q_{ced.} - Q_{ass}}$

$\omega_c = \frac{T_F}{T_C - T_F}$

$\eta_c = 1 - \frac{T_F}{T_C}$

1° principio sist. aperti: $\Delta E_c + \Delta E_p + \Delta h = q - l \rightarrow \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \Delta z + \Delta h = q - l$

2° principio sist. aperti: $-(s_2 - s_1) + \sum \frac{q}{T} + \Delta S_{irr} = 0$

Energia

$\eta_{II} = \frac{\Delta e_{ottenuta}}{\Delta e_{spesa}}$

$\Delta e_{spesa} = \Delta h - T_0 \Delta S$

$\Delta e_{ottenuta} \rightarrow$ bilancio: $l = \underbrace{\sum q \left(1 - \frac{T_F}{T_0}\right)}_{\text{scambi term.}} + \underbrace{e_1 - e_2}_{\text{flussi calore}} + \Delta E_c + \Delta E_p - \underbrace{T_0 \Delta S_{irr}}_{\text{energia distrutta}}$

Caldaie, scambiatori... $\Delta h = q$

Pompe, turbine, compressori, espansori... $\Delta h = -l$

Valvole: $\Delta h = 0$

Ugelli: $E_c = -\Delta h$

Sist. chiusi: $L = \int p dv$
Sist. aperti: $L = - \int v dp$

Titolo

$\chi = \frac{m_{vap}}{m_{liq} + m_{vap}}$

$u_o = (1 - \chi_o) u_L + \chi_o u_v$

$s_o = (1 - \chi_o) s_L + \chi_o s_v$

$h_o = (1 - \chi_o) h_L + \chi_o h_v$

liquido saturo $\chi = 0$
vapor saturo $\chi = 1$

GAS Perfetti

$PV = mRT$

$Pv = RT$

$Pv = mRT$

$P = \rho RT$

$T_R = \frac{T}{T_C} > 2$

$P_R = \frac{P}{P_C} < 0,1$

solo per gas perfetti o liquidi incompressibili (aria, acqua...)

$\Delta h = c_p \Delta T$

$\Delta h = c_l \Delta T + v \Delta P$

$\Delta u = c_v \Delta T$

$\Delta S = c_v \ln \frac{T}{T_0} + R \ln \frac{v}{v_0}$
 $\Delta S = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}$

Trasf. poliotropiche:

$P_1 v_1^m = P_2 v_2^m$

$P_1 \left(\frac{RT_1}{P_1} \right)^m = P_2 \left(\frac{RT_2}{P_2} \right)^m$

$\rightarrow P_1^{1-m} T_1^m = P_2^{1-m} T_2^m$

$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{m}{m-1}}$

$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}$

sist. chiusi: $l = \int_1^2 P dv = \int_1^2 P v^m \frac{dv}{v} = \frac{RT_1}{m-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{m-1} \right]$

sist. aperti: $l = - \int_1^2 v dp = \frac{P_1 v_1}{1 - \frac{1}{m}} \left[\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1-m}{m}} - 1 \right]$

Psicrometria

Aria umida (gas perfetto)

VAPORE

$$P_v V = m_v R_v T$$

$$h_v = 2500 + 1,9 t$$

calore latente a 0°C

calore sp. medio C_{pv}

ARIA SECCA

$$P_A V = m_A R T_A$$

$$h_A = 1,005 t$$

calore sp. medio C_{pa}

$$\Rightarrow J = h_A + h_v w = t + w(2500 + 1,9 t)$$

ENTALPIA SPEC. RIFERITA ALLA MASSA DI ARIA UMIDA CHE CONTIENE 1 kg. DI ARIA SECCA

Titolo

$$w = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

$$w = 0,622 \frac{\varphi P_{SAT}}{P - \varphi P_{SAT}}$$

Umidità

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{SAT}} = \frac{w(P - P_v)}{0,622 P_{SAT}}$$

$$G_{VAP} = w G$$

$$G_{AS} = (1 - w) G$$

$$m_{AS} = \frac{m_{VAP}}{w} = \frac{\text{portata}}{J_{AS}}$$

$$m_{VAP} = m_{TOT} (w_2 - w_1)$$

$$Q_{evap} = \dot{m}_{AS} (J_2 - J_1)$$

$$Q_{cond.} = Q_{evap} + W$$

$$Q_{TOT} = m_{TOT} C \Delta T$$

$$Q = m w (h w_2 - h w_1)$$

Scambiatore:

$$J_{AU} = \frac{V}{m_A} = \frac{R_A T}{P_A}$$

$$\rho_{AU} = \frac{1 + w}{J}$$

Condizionamento stanza:

BMA: $\dot{m}_{A1} = \dot{m}_{A2} = \dot{m}_A$

(la portata di aria secca si conserva se non consideriamo la composizione dell'aria)

BMV: $\dot{m}_A w_1 + m_p \dot{q}_v + \dot{q}_A = \dot{m}_2 w_2$

se ci sono apparecchi
se ci sono persone

1° Principio (aperti): $\Delta E_c + \Delta E_p + \Delta h = \sum Q - \sum L$

BE: $\dot{m}_A (J_1 - J_2) + m_p \dot{q}_v h_v = \dot{Q}_{sens} - \dot{Q}_D$

entrata uscita calore lat. immesso resp. persone persone flusso termico

$$J = t + w(2500 + 1,9 t)$$

$$h = c_p t$$

se ho ricambio = miscelamento

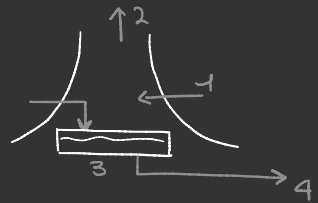
Torre di raffreddamento:

BMA: $\dot{m}_{A1} = \dot{m}_{A2} = \dot{m}_A$

BMV: $\dot{m}_A w_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_A w_2 + \dot{m}_4$

BE: $\dot{m}_A h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_A h_2 + \dot{m}_4 h_4$

portata di reintegro



Eq. dell'energia meccanica

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \Delta z + \int_1^2 \sigma dp + l = 0$$

Fluido incompressibile:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + R + l = 0$$

In generale $R = f \frac{L w^2}{2D}$

Eq. Conserv. massa: $\rho_1 A_1 w_1 = \rho_2 A_2 w_2$

condotti diversificati: $R = \sum f_i \frac{L_i w_i^2}{2D_i} + \sum \beta_j \frac{w_j^2}{2}$

Calcolo iterativo:

$$Re = \frac{w D}{\nu} = \frac{\rho w D}{\mu}$$

Re < 2300 moto laminare $f = \frac{64}{Re}$
Re > 3500 moto turbolento

- ipotesi w, calcolo Re
- Trovo f dalla tab. Sapendo Re e $\frac{L}{D}$
- Calcolo R e ricalcolo w'
- ricalcolo Re', f' e di nuovo w''
- ... FINO A CONVERGENZA

POMPA $W_p = G \cdot l$
 $W_{ass} = \frac{W_p}{\eta}$

Trasmissione calore

CONDUZIONE

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \frac{A(T_c - T_f) \frac{s}{\lambda}}$$

parete cilindrica: $\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\rho u (\pi_2 / \pi_1)}{2\pi L \lambda}}$

parete sferica: $\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\pi_2 - \pi_1}{4\pi \pi_1 \pi_2 \lambda}}$

m° Biot $Bi = \frac{h_{\text{conv}} L}{\lambda}$ $Re = \frac{wD}{\nu}$

CONVEZIONE

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA(T_s - T_\infty)$$

convezione forzata $Nu = A \cdot Re^x \cdot Pr^y$

$$Nu = \frac{h_{\text{conv}} D}{\lambda}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha}$$

convezione naturale: $Nu = B \cdot Gr^x \cdot Pr^y$

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta \Delta T \cdot D^3}{\mu^2}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g \beta \Delta T D^3}{\nu^2}$$

IRRAGGIAMENTO

$$\dot{Q}_{\text{irr}} = A \sigma \epsilon (T_1^4 - T_2^4)$$

Potenza radiante / Potere emissivo $E_m = \sigma T^4$

Sup. piane nere $\dot{q} = \sigma (T_2^4 - T_1^4)$

Sup. non affacciate $\dot{q} = \sigma \epsilon F_{12} (T_2^4 - T_1^4)$

Sup. piane parallele, grigie $\dot{q} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$

Massima emissione $T \lambda_{\text{max}} = 2898 \mu\text{m} \cdot \text{K}$

Radiazione emessa $E = \epsilon E_m f$ (fraz. potenza radiante)

CONDUZIONE + CONVEZIONE

$$\dot{Q} = \frac{A(T_i - T_e)}{\frac{1}{h_{\text{conv},e}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{h_{\text{conv},i}}}$$

2 sup. grigie contat. chiusa: $\dot{Q} = \frac{\sigma (T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1 - \alpha_B}{\epsilon_B \alpha_B} + \frac{1}{F_{AB} \epsilon_A} + \frac{1 - \alpha_A}{\epsilon_A \alpha_A}}$

CONVEZIONE + IRRAGGIAMENTO

$$h_{\text{sup}} = h_{\text{conv}} + h_{\text{irr}}$$

$$\dot{Q} = \frac{A(T_1 - T_e)}{\frac{1}{h_{\text{sup}}}}$$

$h_{\text{conv}}? = \frac{Nu \cdot \lambda}{D}$

$h_{\text{irr}}? \begin{cases} \dot{q}_{\text{irr}} = h_{\text{irr}} (T_2 - T_1) \\ \dot{q}_{\text{irr}} = \sigma \epsilon (T_2^4 - T_1^4) \end{cases}$

METODO A PARAMETRI CONCENTRATI

se $Bi < 0,1$
 \downarrow
 $\frac{hL}{\lambda}$

$$\frac{T - T_{\text{fluido}}}{T_0 - T_{\text{fluido}}} = e^{-t/\tau}$$

$$\tau = \frac{\rho c V}{hA}$$

SOLE $\dot{q}_{\text{sun}} = \alpha I_{\text{sun}}$

SUP. PIATTATA $\dot{Q}_{\text{conv}} = h_c \eta A (T_p - T_\infty)$

Temperatura di film (si usa nella convezione):

- flusso esterno: media tra la temperatura della parete quella del fluido indisturbato
- intercapedine: media tra la temperatura della parete calda e quella fredda

GAS PERFETTI $\beta = \frac{1}{T_{\text{film}}}$