

Formulario di Fisica

Tecnica ITPS

CONTENTS

1 Trasformazione Politropica	4
1.0.1 Equazione di stato	5
1.1 Casi Particolari	5
1.2 Lavoro massico durante una Trasformazione Politropica	5
1.3 Calore massico scambiato	6
1.4 Calori specifici gas perfetti	7
1.4.1 A volume costante	7
1.4.2 A pressione costante	7
1.5 Trasformazione Isoentropica	8
 2 Macchine	 9
2.1 Rendimenti	9
2.1.1 Turbina adiabatica	9
2.1.2 Pompa	9
 3 Cicli Termodinamici	 10
3.1 Diretti e indiretti	10
3.2 Utilizzi dei cicli	10
3.3 Cicli Simmetrici	10
3.4 Rendimenti	11
3.4.1 Formula generale	11
3.4.2 Carnot: Diretto (Gas)	11
3.4.3 Carnot: Ciclo frigorifero (Gas) (Indiretto)	11
3.4.4 Carnot: Pompa di Calore (Gas) (Indiretto)	11
3.4.5 Brayton Joule (Gas)	12
3.4.6 Brayton Joule con rigenerazione (Gas)	12
3.4.6.1 Come calcolare T_x e T_y	13
3.4.6.2 Efficienza	14
3.4.7 Rankine (Vapore)	14
 4 Aria Umida (miscela bicomponente)	 15
4.1 Umidità Assoluta	15
4.2 Umidità Relativa	15
4.3 Entalpia	16
4.4 Temperatura di Rugiada	17
4.4.1 Metodo Analitico	17
4.4.2 TODO: Metodo grafico (diagramma psicrometrico)	18

5	Trasmissione del calore: Regime Stazionario	19
5.1	Coefficiente di conduzione (k)	19
5.2	Coefficiente di convezione (h)	19
5.3	Coefficiente di scambio termico globale (U)	19
5.4	Conduttanza termica	20
5.5	Caso: Parete Piana	20
5.5.1	Resistenza alla Conduzione	20
5.5.2	Resistenza alla Convezione	20
5.5.3	Potenza Termica	21
5.6	Caso: Parete Cilindrica	21
5.6.1	Resistenza alla Conduzione	21
5.6.2	Resistenza alla Convezione	21
5.6.3	Potenza Termica	22
5.7	Calcolo resistenze	22
5.7.1	Serie	22
5.7.2	Parallelo	23
5.7.3	Complessiva	23
6	Trasmissione del calore: Regime non Stazionario	24
6.1	Numero di Biot	24
6.2	Lunghezza Caratteristica	24
6.3	Tempo di Raffreddamento	24
6.4	Temperatura finale al tempo t	25
7	Scambiatori di Calore	26
7.1	Temperatura Media Logaritmica	26
7.1.1	Caso capacità termiche uguali	26
7.1.2	Tutti gli altri casi	26
7.2	Potenza termica scambiata dal fluido freddo	27
7.3	Bilancio	28
7.4	Coefficiente globale di scambio	28

1 TRASFORMAZIONE POLITROPICA

Con una trasf. politropica si può descrivere una qualsiasi trasformazione termodinamica.

$$p = p_1 \left(\frac{v_1}{v} \right)^n$$

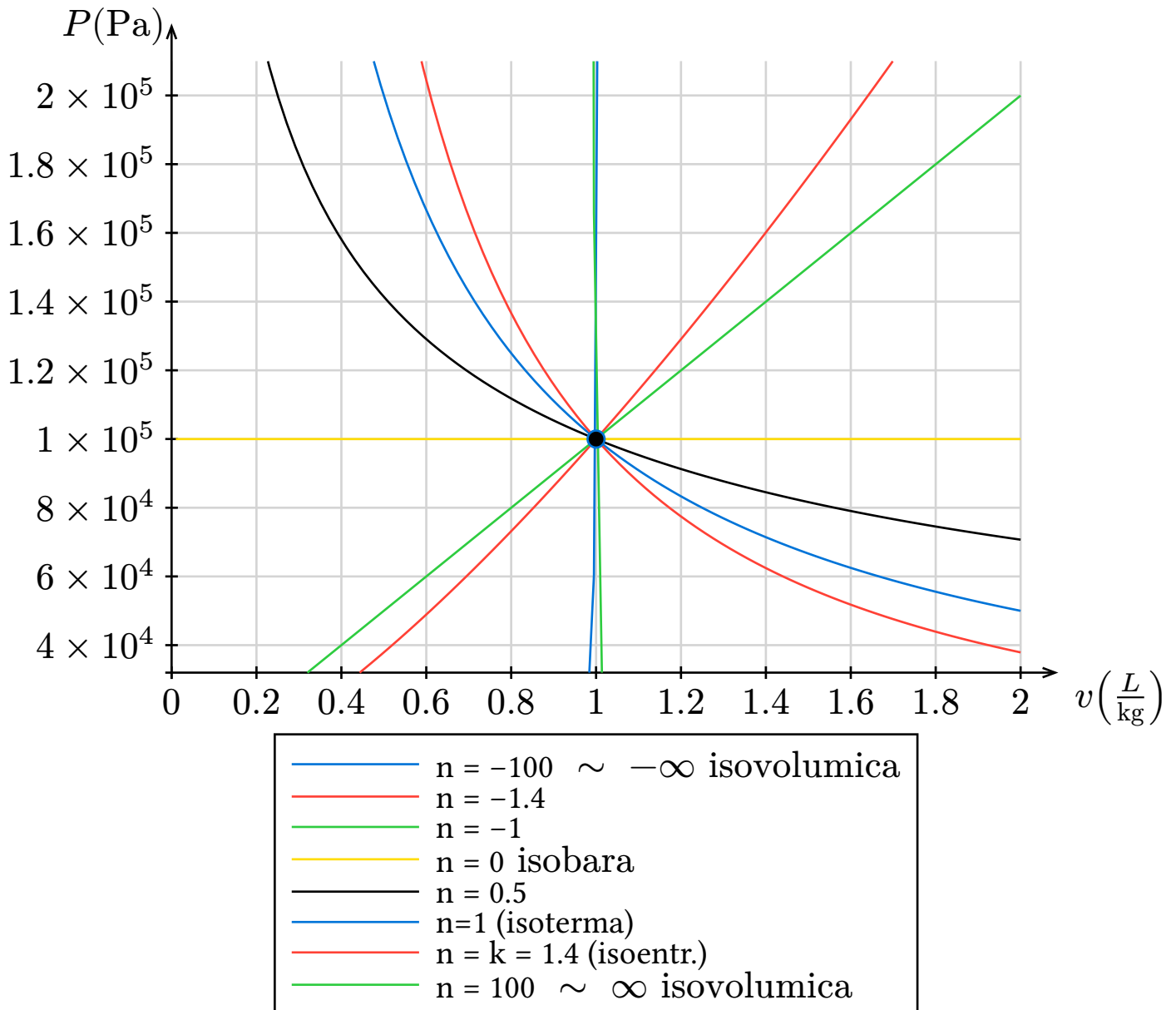


Figure 1: Differenti curve al variare dell'indice n della politropica
(Plot made with cetz)

1.0.1 Equazione di stato

$$p \cdot V^n = \text{costante}$$

Dove:

- p : la pressione
- V : il volume
- n : l'indice politropico, **pari a k se** trasf. adiabatica e quasistatica(cioè isoen tropica)

1.1 Casi Particolari

- Per $n = 0 \rightarrow$ **Isobara**: $p = \text{costante}$
- Per $n = \pm\infty \rightarrow$ **Isocora**: $V = \text{costante}$
- Per $n = 1 \rightarrow$ **Isoterma**: $T = \text{costante}$
- Per $n = k \rightarrow$ **Adiabatica**: $k = \frac{C_p}{C_v}$

1.2 Lavoro massico durante una Trasformazione Politropica

Calcolando:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} v^{-n} \, dv$$

Si distinguono due casi:

- **Caso Generale** ($n \neq 1$):

$$L_v = \frac{p_1 \cdot V_1}{n-1} \left(\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} - 1 \right)$$

- **Caso Isotermico** ($n = 1$):

$$L_v = -p_1 \cdot V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

1.3 Calore massico scambiato

Il lavoro per un'espansione è da considerare come un contributo negativo all'energia interna ma se è un'espansione allora $\Delta v = v_2 - v_1 > 0$ e si avrebbe un termine positivo di lavoro quindi si aggiusta mettendo un meno.

$$\Delta u = q - w$$

$$\Rightarrow$$

$$q = \Delta u + w$$

$$\Delta u = c_v \cdot (T_2 - T_1)$$

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p \, dv$$

$$\Rightarrow$$

$$q = c_v \cdot (T_2 - T_1) + \int_{v_1}^{v_2} p \, dv$$

Due casi per il lavoro:

- $n \neq 1$:

$$q = c_v \cdot (T_2 - T_1) + \frac{p_1 \cdot V_1}{n-1} \left(\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{n-1} - 1 \right)$$

- $n = 1$:

$$q = c_v \cdot (T_2 - T_1) - p_1 \cdot V_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

1.4 Calori specifici gas perfetti

N.B.

NO vapore

SÌ aria umida ma solo per la parte di **aria secca**.

$$R^* = \frac{R}{M_m}$$

- R : Costante dei gas perfetti = $8314 \frac{J}{\text{kmol } K}$
- M_m : Massa Molare del gas $\left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$ pari alla somma delle masse atomiche degli atomi che compongono la singola molecola.
Esempio: $N_2 = N + N = 14 + 14 = 28 \text{ kg/kmol}$

Calcolare calori specifici con l'indice **n** della politropica.

1.4.1 A volume costante

$$c_v = \frac{1}{n - 1} \cdot R^*$$

1.4.2 A pressione costante

$$c_p = \frac{n}{n - 1} \cdot R^*$$

1.5 Trasformazione Isoentropica

Se la trasformazione è **adiabatica e** anche **quasistatica** (deve essere specificato nella traccia dell'exe) **Allora $n=k$** .

Dove:

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

La quasistaticità è necessaria perchè se la trasformazione non è reversibile (presenza di forze non conservative che dissipano calore) si genera entropia. **Forze non conservative -> dissipazione calore**
-> generazione entropia.

2 MACCHINE

2.1 Rendimenti

*rendimenti isoentropici

2.1.1 Turbina adiabatica

$$\eta = \frac{\text{Lavoro}_{\text{Estratto}}}{\text{Lavoro}_{\text{Isoentropico}}} = \frac{h_2 - h_1}{h_2^{\text{iso}} - h_1}$$

L'energia utile qui è il lavoro estratto dalla turbina, a spese del ciclo durante la trasformazione di espansione isoentropica.

2.1.2 Pompa

$$\eta = \frac{\text{Lavoro}_{\text{tecnico isoentropico}}}{\text{Lavoro}_{\text{tecnico reale}}} = \frac{h_2^{\text{iso}} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Qui isoentropico sta a numeratore perchè la spesa è data dal lavoro che diamo alla macchina(compressore) per ottenere una compressione, la compressione che otteniamo corrisponde al $\Delta h_{\text{isoentropico}}$ che sarà sempre inferiore al lavoro che forniamo per il II° principio.

3_ CICLI TERMODINAMICI

3.1 Diretti e indiretti

Ciclo Diretto: sfrutta “direttamente” il calore per produrre lavoro/calore utile.

esempio: motore endotermico, utilizza calore di combustione per espandere il gas combusto e compiere lavoro.

Ciclo Indiretto: si utilizza lavoro per ottenere lavoro/calore utile.

esempio: pompa di calore, pompa fornisce lavoro al fluido per far scambiare calore, tramite espansione e compressione.

3.2 Utilizzi dei cicli

- **Carnot** è il ciclo ideale teorico per gas perfetti e vapore.
 - Senso Orario: ciclo diretto, utilizza calore per produrre lavoro.
 - Senso Anti-orario: ciclo indiretto, utilizza lavoro per spostare calore.
- **Brayton-Joule** utilizzato nelle turbine a gas

3.3 Cicli Simmetrici

Per i cicli simmetrici valgono le seguenti equazioni:

$$v_1 v_3 = v_2 v_4$$

$$p_1 p_3 = p_2 p_4$$

$$T_1 T_3 = T_2 T_4$$

Seguono lo schema: *indici dispari = indici pari*

3.4 Rendimenti

3.4.1 Formula generale

$$\eta = \frac{|w_{\text{utile}}|}{q_H}$$

3.4.2 Carnot: Diretto (Gas)

- 2 isoterme + 2 adiabatiche isoentropiche

$$\eta = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}}$$

Si ricorda che $4 \rightarrow 1$ e $2 \rightarrow 3$ sono trasformazioni isoterme.

3.4.3 Carnot: Ciclo frigorifero (Gas) (Indiretto)

Coefficient Of Performance (COP):

$$COP_{\text{frigo}} = \frac{\Delta s_{12} \cdot T_{\min}}{\Delta s_{34} \cdot T_{\max} - \Delta s_{12} \cdot T_{\min}}$$

$$COP_{\text{frigo}} = \frac{T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}}$$

N.B. $\Delta s_{12} = \Delta s_{34}$

3.4.4 Carnot: Pompa di Calore (Gas) (Indiretto)

Si ottiene invertendo in senso anti-orario il ciclo di Carnot.

Coefficient Of Performance (COP):

$$COP_{\text{pompa calore}} = \frac{\Delta s_{34} \cdot T_{\max}}{\Delta s_{12} \cdot T_{\min} - \Delta s_{34=12} \cdot T_{\max}}$$

$$COP_{\text{frigo}} = \frac{T_{\max}}{T_{\max} - T_{\min}}$$

N.B. $\Delta s_{12} = -\Delta s_{34}$

3.4.5 Brayton Joule (Gas)

2 adiab. isoentropiche:

(pompa 1→2 + turbina 3→4)

+ 2 isobare:

q_h : 2→3

q_c : 4→1

$$\eta = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

3.4.6 Brayton Joule con rigenerazione (Gas)

La rigenerazione la si può sfruttare se $T_4 > T_2$, sostanzialmente il gas uscente dalla turbina è più caldo di quello uscente dal compressore.

Dall'uscita della turbina senza rigenerazione si deve portare il gas da T_4 a T_1 , la rigenerazione permette di raffreddare da T_4 a T_y (con $T_1 < T_y < T_4$) quindi il calore da cedere sarà solo quello per portare il gas da T_y a T_1 .

Dall'uscita del compressore senza rigenerazione si deve portare il gas da T_2 a T_3 , la rigenerazione permette di riscaldare da T_2 a T_x (con $T_2 < T_x < T_3$) quindi si riesce a recuperare del calore che altrimenti verrebbe disperso nell'ambiente per alimentare la trasformazione $T_2 \rightarrow T_3$.

$$\eta = \frac{Q_{\text{prodotto}} - Q_{\text{ceduto}}}{Q_{\text{prodotto}}} \\ = 1 - \frac{c_p \cdot (T_y - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_x)}$$

- Ty: temperatura di uscita dallo scambiatore lato turbina. (parte raffreddata)
- Tx: temperatura di uscita dallo scambiatore lato compressore (parte riscaldata)

3.4.6.1 Come calcolare Tx e Ty

Nello scambiatore verrà scambiata una **quantità di calore che dipende dal Δ di temperatura** tra uscente dalla turbina e uscente dal compressore, ammesso che abbiano stessa portata massica e dovrebbe visto che il circuito è chiuso e la massa si conserva, la velocità dovrebbe variare solo la sezione dei due condotti.

Inoltre **dipende dall'efficienza dello scambiatore ε (epsilon).**

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{scambiato effettivamente}}}{Q_{\text{potenzialmente scambiabile se efficienza} = 100\%}}$$

Massimo calore scambiabile:

$$Q_{\text{max}} = c_p (T_4 - T_2)$$

Calore scambiato effettivamente:

$$Q_{\text{rigenerato}} = c_p |T_x - T_2| = c_p |T_1 - T_y|$$

Il ΔT causato dallo scambiatore è uguale da ambe due le parti. Perciò:

$$T_x = T_2 + \Delta T_{\text{scambiatore}} \\ T_y = T_4 - \Delta T_{\text{scambiatore}}$$

Dove $\Delta T_{\text{scambiatore}}$ è calcolabile come:

$$\Delta T_{\text{scamb.}} = \varepsilon \cdot (T_4 - T_2)$$

3.4.6.2 Efficienza

$$\eta_{\text{rig.}} = 1 - \frac{|T_1 - T_y|}{T_3 - T_x}$$

Oppure:

$$\eta_{\text{rig.}} = 1 - \frac{|T_1 - (T_4 - \Delta T_{\text{scamb.}})|}{T_3 - (T_2 + \Delta T_{\text{scamb.}})}$$

3.4.7 Rankine (Vapore)

$$\eta = \frac{|w|}{q_H} = 1 - \frac{|h_1 - h_4|}{h_3 - h_2}$$

4 ARIA UMIDA (MISCELA BICOMPONENTE)

4.1 Umidità Assoluta

$$U_A = 0.622 \cdot \frac{p_{vapore\%}}{p_{totale} - p_{vapore\%}} = 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_S}{p_{totale} - \varphi \cdot p_S}$$

- U_A : Umidità assoluta
- φ : Umidità relativa
- p_S : Pressione di saturazione del vapore alla data T
- p_{totale} : Pressione totale

Formule correlate :

$$U_A = \frac{m_{H_2O}}{m_{Aria\ Secca}}$$

$$0.622 = \frac{R}{M m_{H_2O}} \cdot \frac{M m_{Aria\ Secca}}{R}$$

4.2 Umidità Relativa

$$\varphi = \frac{P_v(T = T_x)}{P_{sat}(T = T_x)}$$

- T_x : Temperatura fissata
- φ : Umidità relativa
- P_V : Pressione parziale vapore

- P_{sat} : Pressione di saturazione del vapore

4.3 Entalpia

Formula concettuale:

$h = \text{aria secca} + \text{vapore } 0^\circ\text{C} + \text{vapore da } 0^\circ\text{C a } T_x + \text{acqua condensata}$

- Il contributo del vapore è formato da **entalpia di formazione del vapore** + **vapore a $T \geq T_{\text{condensazione}}$**
- L'acqua condensata è data dalla quantità di umidità ecceduta rispetto all'umidità di saturazione.

Ci sono due casi:

- **Senza condensa** – quando l'umidità assoluta finale che si ottiene in seguito ad una climatizzazione è **minore o uguale** della umidità di saturazione

Se $U_a \leq U_{\text{sat}}$

$$h = c_{p_{AS}} \cdot T_x + U_a \cdot (c_{p_v} T_x + \Delta h_{0,v})$$

- **Con condensa** – quando l'umidità finale è maggiore di quella di saturazione

Se $U_a > U_{\text{sat}}$

$$h = c_{p_{AS}} \cdot T_x + U_a \cdot (c_{p_v} T_x + \Delta h_{0,v}) + (U_a - U_{\text{sat}})$$

Dove:

- $c_{p_{AS}} = 1.007 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$: calore specifico aria secca
- $c_{p_v} = 1.86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$: calore specifico vapore
- $h_{0,v} = 2506.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$: entalpia vapore a 0°C

- T : temperatura in Celsius
- U_a : umidità assoluta

4.4 Temperatura di Rugiada

È la temperatura alla quale il vapore contenuto nell'aria inizia condensarsi.

4.4.1 Metodo Analitico

Esempio:

- Umidità relativa = 60%
- Temperatura = 20 C°

Da questi dati si può ricavare qual è la **pressione parziale di vapore**. Cioè quella parte della pressione totale data dalla presenza di vapore, secondo la legge delle pressioni parziali, la pressione totale di un volume contenente gas/vapore è dato dalla somma delle pressioni parziali. Quindi:

$$P_{\text{tot}} = P_v + P_{\text{as}}$$

- P_v : pressione parziale del vapore
- P_{as} : pressione parziale dell'Aria Secca

Per calcolare la pressione parziale di vapore si può usare la definizione di umidità relativa:

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{\text{sat}}(T=20C^\circ)}$$

$$\Rightarrow$$

$$P_v = \varphi \cdot P_{\text{sat}}(T=20C^\circ)$$

Quindi la P_v sarà il 60% della **attuale pressione di saturazione** cioè quella a 20C°, la P_{sat} **dipende solamente dalla temperatura**.

- Come si ricava la P_{sat} ?

Ad ogni valore di pressione di saturazione del vapore corrisponde una temperatura di saturazione.

Quindi basta vedere la pressione associata alla temperatura attuale, in questo caso 20°C sulla tabella di vapore-acqua satura. Da cui $20^\circ\text{C} \Rightarrow 2.337 \text{ kPa}$.

$$P_v = 0.6 \cdot 2.337 \text{ kPa} = 1.4022 \text{ kPa}$$

Se ora ci mettiamo nel caso in cui la P di saturazione del vapore è proprio 1.4022 kPa possiamo andare a vedere a che temperatura corrisponde questa condizione. Dalla tabella non c'è il valore esatto corrispondente a 1.4022 kPa ma ci sono valori in cui è compreso 1.227 kPa (10°C) e 1.7039 kPa (15°C), si procede con l'interpolazione lineare:

$$T_r = \frac{T_2 - T_1}{P_2 - P_1}(P_x - P_1) + T_1 = 11.8368 \text{ }^\circ\text{C}$$

Si potevano usare anche i valori della tabella con i valori di pressione tra 1 e 1.5 kPa , il risultato esce leggermente diverso. Essendo un'interpolazione sono entrambe approssimazioni, con l'assunzione che tra due valori vicini si può approssimare l'andamento lineare (come una retta).

L'umidità relativa *dipende* dalla **temperatura** (che varia la P_{sat}) e dalla **quantità di vapore nell'aria** (rappresentata dalla pressione parziale di vapore).

È la relazione che c'è tra temperatura e pressione parziale di vapore.

4.4.2 TODO: Metodo grafico (diagramma psicrometrico)

5_ TRASMISSIONE DEL CALORE: **REGIME STAZIONARIO**

5.1 Coefficiente di conduzione (k)

- Si indica con k
- Si misura in $\frac{W}{mK}$
- Si usa per i vari strati della parete
- Differente per ogni materiale, gas, solido, liquido.
- È una misura di quanto velocemente un materiale scambia calore (Potenza termica \dot{Q}), **indipendentemente dalla superficie di scambio e dalla differenza di temperatura** che viene applicata alle estremità considerate.

5.2 Coefficiente di convezione (h)

- Si indica con h
- Si misura in $\frac{W}{m^2K}$
- Si usa per i fluidi convettivi
 - prima della parete
 - dopo la parete

5.3 Coefficiente di scambio termico globale (U)

- È un coefficiente equivalente che tiene conto dei vari coefficienti di convezione e conduzione.
- Si indica con U

- Si misura in $\frac{W}{m^2 K}$

5.4 Conduttanza termica

- Si misura in $\frac{W}{K}$
- È l'inverso della resistenza termica

5.5 Caso: Parete Piana

5.5.1 Resistenza alla Conduzione

- Si indica con R_k
- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_k = \frac{L}{S \cdot k}$$

- $L [m]$: spessore dello strato
- $k \left[\frac{W}{mK} \right]$: coeff. di conduzione
- $S [m^2]$: superficie di scambio dello strato

5.5.2 Resistenza alla Convezione

- Si indica con R_h
- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_h = \frac{1}{S \cdot h}$$

- $h \left[\frac{W}{mK} \right]$: coeff. di conduzione

- $S [m^2]$: superficie di scambio dello strato

5.5.3 Potenza Termica

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{\text{tot}}}$$

$$\dot{Q} = U \cdot S \cdot \Delta T$$

Dove S è una superficie rettangolare:

$$S = a \cdot b$$

5.6 Caso: Parete Cilindrica

5.6.1 Resistenza alla Conduzione

- Si indica con R_k
- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_k = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi Lk}$$

- $L [m]$: spessore dello strato
- $k \left[\frac{W}{mK}\right]$: coeff. di conduzione
- $S [m^2]$: superficie di scambio dello strato

5.6.2 Resistenza alla Convezione

- Si indica con R_h

- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_h = \frac{1}{S \cdot h}$$

$$S = 2\pi r c$$

***Nota:** ci sarà una superficie interna ed una esterna.

- $c [m]$: altezza del cilindro
- $h \left[\frac{W}{mK} \right]$: coeff. di conduzione
- $S [m^2]$: superficie di scambio dello strato

5.6.3 Potenza Termica

$$\dot{Q} = \frac{T_e - T_i}{R_k} = - \frac{2\pi L k \cdot (T_e - T_i)}{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}$$

* è positivo se $T_i > T_e$ cioè uscente rispetto all'interno del cilindro

- **SEGNO :** Per il II° principio della term. il calore va da un corpo più caldo a uno più freddo. Una volta che si sa quale delle temperature tra esterne ed interna si capisce qual è il verso. In alternativa si assume un verso a scelta e se esce negativo il verso effettivo è l'opposto rispetto a quello scelto.

5.7 Calcolo resistenze

- Valide sia per **conduzione** che per **convezione**

5.7.1 Serie

$$R_{\text{tot}} = R_1 + R_2 + \dots + R_i$$

5.7.2 Parallelo

$$R_{\text{tot}} = \left(\frac{1}{R_{\text{tot}}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_i} \right)^{-1}$$

5.7.3 Complessiva

- Si misura in $\frac{K}{W}$

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{S \cdot U} = \sum R_{\text{serie}} + \sum R_{\text{parallele}}$$

- S: superficie di scambio
- U: coeff. globale di scambio

$$R_{\text{tot}} = \frac{\Delta T}{\dot{Q}}$$

- \dot{Q} : potenza termica scambiata
- ΔT : differenza di temperatura tra interno ed esterno

6 TRASMISSIONE DEL CALORE: **REGIME NON STAZIONARIO**

6.1 Numero di Biot

$$Bi = \frac{R_k}{R_h} = \frac{hL_{caratteristica}}{k}$$

- $h \frac{W}{m^2K}$: coeff. di scambio termico convettivo (fluidi)
- $k \frac{W}{mK}$: coeff. di scambio termico conduttivo (solidi)
- L: lunghezza caratteristica
- R_k : Resistenza alla conduzione
- R_h : Resistenza alla convezione

6.2 Lunghezza Caratteristica

$$L_{car.} = \frac{V}{S}$$

- V : Volume dell'oggetto
- S: Superficie dell'oggetto
a contatto con il fluido termovettore

6.3 Tempo di Raffreddamento

N.B.

Valida solamente se

il numero di Biot ≤ 0.1

$$t = \tau \ln \frac{T_i - T_\infty}{T_f - T_\infty}$$

T_i : iniziale

T_f : finale

T_∞ : temperatura riferita al fluido in cui è immerso il corpo.

Con

$$\tau = \frac{\rho c}{h} L_{\text{caratteristica}}$$

$$\tau = \frac{M \cdot c}{h \cdot S}$$

6.4 Temperatura finale al tempo t

Dato l'istante t, data T_∞ (temperatura fluido convettivo) e τ . La temperatura finale è pari a:

$$T_f = (T_i - T_\infty) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} + T_\infty$$

7 SCAMBIATORI DI CALORE

7.1 Temperatura Media Logaritmica

7.1.1 Caso capacità termiche uguali

ipotesi: $C_{\text{caldo}} = C_{\text{freddo}}$

$$\Delta T_{\text{ml}} = \Delta T_{\text{ingresso}} = \Delta T_{\text{uscita}}$$

7.1.2 Tutti gli altri casi

$$\Delta T_{\text{ml}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

dove:

- ΔT_1 : differenza di temperatura tra le due linee da una parte del grafico. (Figure 2)
- ΔT_2 : differenza di temperatura tra le due linee dall'altra parte del grafico (Figure 2).

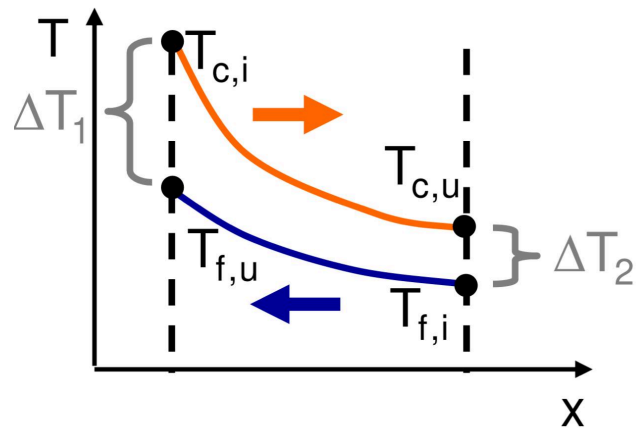


Figure 2: Valido tranne nel caso di capacità termiche uguali per le due parti dello scambiatore.

7.2 Potenza termica scambiata dal fluido freddo

fluido freddo:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{pf} \cdot (T_{fu} - T_{fi})$$

$$C = \dot{m} \cdot c_{pf}$$

fu: fluido Freddo-Uscita
fi: fluido Freddo-Ingresso
C : capacità termica

fluido caldo:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{pc} \cdot (T_{cu} - T_{ci})$$

cu: fluido Caldo-Uscita
ci: fluido Caldo-Ingresso

7.3 Bilancio

$$\dot{Q}_{\text{freddo}} = -\dot{Q}_{\text{caldo}}$$

*Nota: freddo e caldo sono riferiti ai liquidi delle due parti dello scambiatore.

7.4 Coefficiente globale di scambio

$$U_{tot} = \frac{\dot{Q}}{S \cdot \Delta T_{ml}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$