

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI CAGLIARI



FACOLTÁ DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA



Laurea in Architettura

DICAAR

IMPIANTI PER LA SOSTENIBILITA' ENERGETICA DEGLI EDIFICI

A.A. 2018-2019

Le grandezze adimensionali. Lo scambio di calore. Gli scambiatori di calore.

Docenti: ROBERTO RICCIU – GIORGIO POPOLANO

Roberto Ricciu: Corso di impianti per la
sostenibilità energetica degli edifici

Ore	Giorno	Data		Descrizione
1		17/10/18	PRESENTAZIONE	presentazione del corso
1		17/10/18	comfort	Psicrometria del comfort termo igrometrico
1		17/10/18		I fattori di vista secondo la UNI 7726
1		17/10/18		Il comfort di Fanger secondo la UNI 7730
1		24/10/18		Il comfort di Fanger e quello adattativo (de Dear e Brager)
1		24/10/18		Il comfort in ambienti esterni: la "temperatura percepita"
2	tot. ore	24/10/18		esercitazione con centralina microclimatica
2	9	24/10/18		esercitazione con centralina microclimatica
1		24/10/18		Richiami sui sistemi di unità di misura (pratico e Internazionale)
1		24/10/18		Richiami di trasmissione del calore con esempi
2		07/11/18		La convezione naturale e forzata e i numeri adimensionali
2		07/11/18		La valutazione dei coefficienti di scambio termico
1		14/11/18	impianti	Richiami di idraulica e pompe idrauliche
2		14/11/18		Esempi: gli scambiatore di calore a tubi coassiali e quelli a piastre
1		14/11/18		Analisi economica dell'investimento
2		21/11/18		Sopralluogo a un monumento cittadino di importanza storica
2	tot. ore	21/11/18		Esempi pratici: il condizionamento nelle Chiese e nei palazzi storici
4	18	28/11/18		esercitazione
4		05/12/18	rinnovabili	Analisi delle energie rinnovabili (termico ed elettrico)
4		12/12/18		Integrazione e dimensionamento FV in edifici storici
4		19/12/18		esercitazione

INDICE

(1) Le grandezze adimensionali

Introduzione (10)

Richiami (25)

Esempio (10)

(2, 3) Lo scambio di calore

(2) Conduzione (10)

(2) Irraggiamento – irr. solare (20), es. (15)

(3) Convezione – naturale (20), es. (10), forzata (15)

(4) Gli scambiatori di calore

Tipi (10)

Progetto (10)

Esempio (10)

Conclusioni (15)

TRASMISSIONE DEL CALORE

Oggi vorrei dare una visione diversa della trasmissione del calore pensando a :

- Un po' di storia e di ragionamento**
- Gli strumenti reali**
- Gli aspetti pratici**
- Una visione complessiva del fenomeno**
- La risoluzione dei problemi**

Tutto questo con poca fatica e molta attenzione!!

ANALISI DIMENSIONALE

L'analisi dimensionale differisce da altri metodi per il fatto che non comporta equazioni da risolvere; combina piuttosto le variabili in gruppi adimensionali, **come per esempio il numero di Nusselt o il numero di Mach**, che facilitano l'interpretazione dei dati sperimentali e ne estendono il campo di applicazione. In pratica i coefficienti di convezione vengono generalmente calcolati da equazioni empiriche ottenute correlando, mediante l'analisi dimensionale, i dati sperimentali.

Dimensioni fondamentali

La prima operazione consiste nella scelta delle dimensioni fondamentali:

la loro scelta è arbitraria ma le formule dimensionali di tutte le variabili del problema debbono potersi esprimere in funzione delle dimensioni scelte come fondamentali.

Qui si adottano come dimensioni fondamentali:

la lunghezza L

il tempo t

la temperatura T

la massa M

La formula dimensionale di una grandezza fisica deriva da definizioni o da leggi fisiche.

Per esempio la formula dimensionale per la lunghezza di una barra $[L]$ per definizione

La velocità media di una particella di fluido è uguale ad una distanza divisa per l'intervallo di tempo necessaria per percorrerla; la formula, dimensionale della velocità è:

$[L/t]$

Analisi Dimensionale (Tabella generale)

Grandezza	Simbolo	Dimensioni		Unità di misura nel sistema <i>MLθTQ</i>
		Sistema <i>MLθT</i>	Sistema <i>MLθTQ</i>	
Lunghezza	<i>L, x</i>	<i>L</i>	<i>L</i>	m
Tempo	<i>θ</i>	<i>θ</i>	<i>θ</i>	s o h
Massa	<i>M</i>	<i>M</i>	<i>M</i>	kg
Forza	<i>F</i>	<i>ML/θ²</i>	<i>ML/θ²</i>	kg/ms²
Temperatura	<i>T</i>	<i>T</i>	<i>T</i>	°C
Calore	<i>Q</i>	<i>ML²/θ²</i>	<i>Q</i>	kcal
Velocità	<i>V</i>	<i>L/θ</i>	<i>L/θ</i>	m/s
Accelerazione	<i>a, g</i>	<i>L/θ²</i>	<i>L/θ²</i>	m/s²
Lavoro	<i>W</i>	<i>ML²/θ²</i>	<i>ML²/θ²</i>	kgm²/s²
Fattore di conversione per l'energia	<i>J</i>	—	<i>ML²/θ²Q</i>	4187 kgm²/s² kcal
Pressione	<i>p</i>	<i>M/Lθ²</i>	<i>M/Lθ²</i>	kg/ms²
Densità	<i>ρ</i>	<i>M/L³</i>	<i>M/L³</i>	kg/m³
Energia interna	<i>u</i>	<i>L²/θ²</i>	<i>Q/M</i>	kcal/kg
Entalpia	<i>h</i>	<i>L²/θ²</i>	<i>Q/M</i>	kcal/kg
Calore specifico	<i>c</i>	<i>L²/θ²T</i>	<i>Q/MT</i>	kcal/kg °C
Viscosità dinamica	<i>μ</i>	<i>M/Lθ</i>	<i>M/Lθ</i>	kg/ms
Viscosità cinematica	<i>ν = μ/ρ</i>	<i>L²/θ</i>	<i>L²/θ</i>	m²/s
Conducibilità termica	<i>k</i>	<i>ML/θ³T</i>	<i>Q/LTθ</i>	kcal/hm °C
Diffusività termica	<i>a</i>	<i>L²/θ</i>	<i>L²/θ</i>	m²/h
Resistenza termica	<i>R</i>	<i>Tθ³/ML²</i>	<i>Tθ/Q</i>	°Ch/kcal
Coefficiente di dilata- zione	<i>β</i>	<i>1/T</i>	<i>1/T</i>	1/°C
Tensione superficiale	<i>σ</i>	<i>M/θ²</i>	<i>M/θ²</i>	kg/s²
Tensione tangenziale	<i>τ</i>	<i>M/Lθ²</i>	<i>M/Lθ²</i>	kg/ms²
Conduttanza per unità di superficie	<i>h</i>	<i>M/θ³T</i>	<i>Q/θL²T</i>	kcal/hm² °C
Portata massica	<i>m</i>	<i>M/θ</i>	<i>M/θ</i>	kg/s

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Verrà ora illustrato un metodo semplice per la determinazione dei gruppi adimensionali applicandolo al problema della correlazione di dati sperimentali relativi allo scambio termico “convettivo” per un fluido che scorre all'esterno o all'interno di un tubo riscaldato.

Quali sono le grandezze che pensiamo siano interessate al fenomeno ??

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Le grandezze che pensiamo siano interessate al fenomeno sono le seguenti:

Variabile	Simbolo	Equazione dimensionale
Diametro del tubo	D	$[L]$
Conducibilità termica del fluido	k	$[ML/\theta^3T]$
Velocità del fluido	V	$[L/\theta]$
Densità del fluido	ρ	$[M/L^3]$
Viscosità del fluido	μ	$[M/L\theta]$
Calore specifico a pressione costante	c_p	$[L^2/\theta^2T]$
Coefficiente di convezione	h_c	$[M/\theta^3T]$

I GRUPPI ADIMENSIONALI

COME SI PUO' VEDERE LE GRANDEZZE FISICHE SONO QUATTRO:

-Lunghezza

-Massa

-Tempo

-Temperatura

I GRUPPI ADIMENSIONALI PER LA LORO CORRELAZIONE SONO TRE

QUALI??

I GRUPPI ADIMENSIONALI

La relazione fondamentale è:

$$\pi = D^a k^b V^c \rho^d \mu^e c_p^f h_c^g$$

Scritta per esteso abbiamo:

$$\pi = [L]^a [ML/\theta^3 T]^b [L/\theta]^c [M/L^3]^d [M/L\theta]^e [L^2/\theta^2 T]^f [M/\theta^3 T]^g$$

QUESTO E' IL TEOREMA DI BUCHINGHAM

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Affinché π sia adimensionale, gli esponenti di ciascuna dimensione fondamentale devono dare come somma zero .

Il sistema da risolvere è quindi il seguente:

$$\begin{array}{rcl} b + d + e + g & = 0 & \text{per } M \\ a + b + c - 3d - e + 2f & = 0 & \text{per } L \\ -3b - c - e - 2f - 3g & = 0 & \text{per } \theta \\ -b - f - g & = 0 & \text{per } T \end{array}$$

I GRUPPI ADIMENSIONALI

In conclusione ottengo i tre numeri cercati:

$$\pi_1 = \frac{\bar{h}_c D}{k} \quad \text{Numero di Nusselt } (a=1, b=-1, e=f=0)$$

$$\pi_2 = \frac{V D \rho}{\mu} \quad \text{Numero di Reynolds } (b=0, c=d=1, e=-1)$$

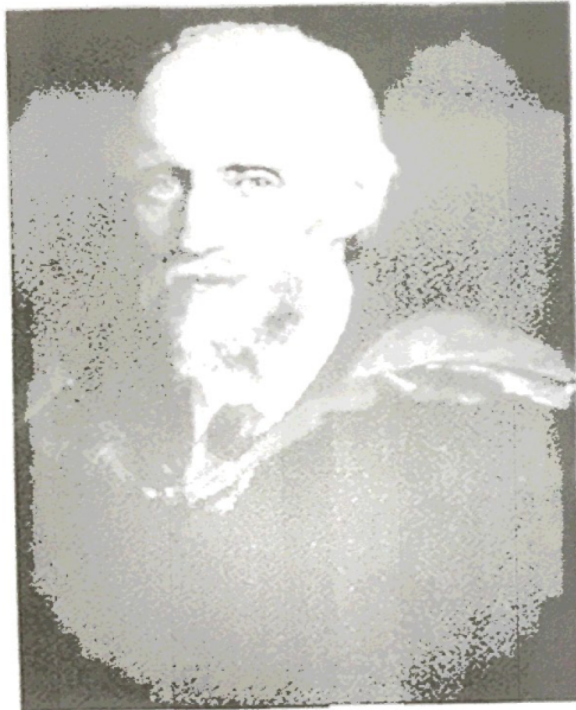
$$\pi_3 = \frac{c_p \mu}{k} \quad \text{Numero di Prandtl } (e=1, c=g=0)$$

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Numero di Reynolds

OSBOURNE REYNOLDS

1842-1912



Ingegnere e fisico inglese

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} = \frac{UL}{\nu}$$

Rappresenta il rapporto fra le forze di inerzia (termine convettivo della q . di moto) e forze viscosse (termine molecolare)

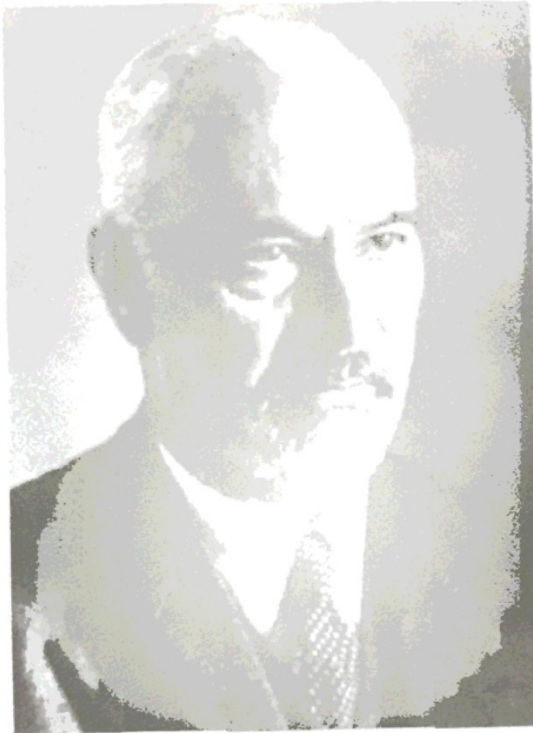
$$Re = \frac{\rho U^2 L^2}{\mu \frac{U}{L} L^2}$$

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Numero di Prandtl

LUDWIG PRANDTL

1875-1953



Fisico tedesco

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Rappresenta il rapporto fra la viscosità cinematica (indice della velocità di penetrazione della q. di moto) e la diffusività termica (indice della velocità di penetrazione dell'energia termica)

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Numero di Grashof

FRANZ GRASHOF

1826-1893

$$Gr = \frac{\rho^2 L^3 g \Delta\rho}{\mu^2 \rho}$$



Ingegnere tedesco

Rappresenta il prodotto fra il numero di Reynolds e il rapporto fra la forza di sollevamento (di Archimede) e la forza di attrito viscoso, e fornisce l'intensità relativa del termine di convezione naturale

$$Gr = \frac{\rho U L}{\mu} \frac{L^3 g \Delta\rho}{\mu \frac{U}{L} L^2}$$

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Numero di Schmidt

ERNST SCHMIDT

1892-1975



Scienziato tedesco

$$Sc = \frac{\mu}{\rho \mathcal{D}} = \frac{\nu}{\mathcal{D}}$$

Rappresenta il rapporto fra la viscosità cinematica (indice della velocità di penetrazione della q. di moto) e la diffusività (indice della velocità di penetrazione della specie chimica)

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Numero di Biot

JEAN BAPTISTE BIOT

1774-1862



Fisico francese

$$Bi = \frac{hL}{k_{solido}}$$

Rappresenta il rapporto fra il salto termico all'esterno e all'interno di un corpo durante uno scambio di calore

$$h\Delta T_e = k_{solido} \frac{\Delta T_i}{L}$$

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Numero di Nusselt

WILHELM NUSSOLT

1882-1957



Ingegnere tedesco

$$Nu = \frac{hL}{k}$$

Rappresenta il rapporto fra il flusso termico che si realizza ad un'interfaccia e il flusso puramente conduttivo (molecolare)

$$Nu = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}}$$

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Fattore d'attrito di Fanning

JOHN THOMAS FANNING
1837-1911



Ingegnere statunitense

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U^2}$$

Rappresenta il rapporto fra il flusso di quantità di moto (lo sforzo) che si realizza ad un'interfaccia e il flusso convettivo di quantità di moto (forze inerziali).

$$\frac{f}{2} = \frac{\tau_w}{\rho U^2}$$

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Numero di Fourier

JEAN BAPTISTE JOSEPH FOURIER

1768-1830



Matematico e fisico francese

$$Fo = \frac{\alpha t}{L^2}$$

È il rapporto fra il tempo di osservazione ed il tempo caratteristico di propagazione dell'energia termica all'interno di un corpo.

I GRUPPI ADIMENSIONALI

In conclusione un esempio particolare:

ENERGIA DI UNA BOMBA ATOMICA

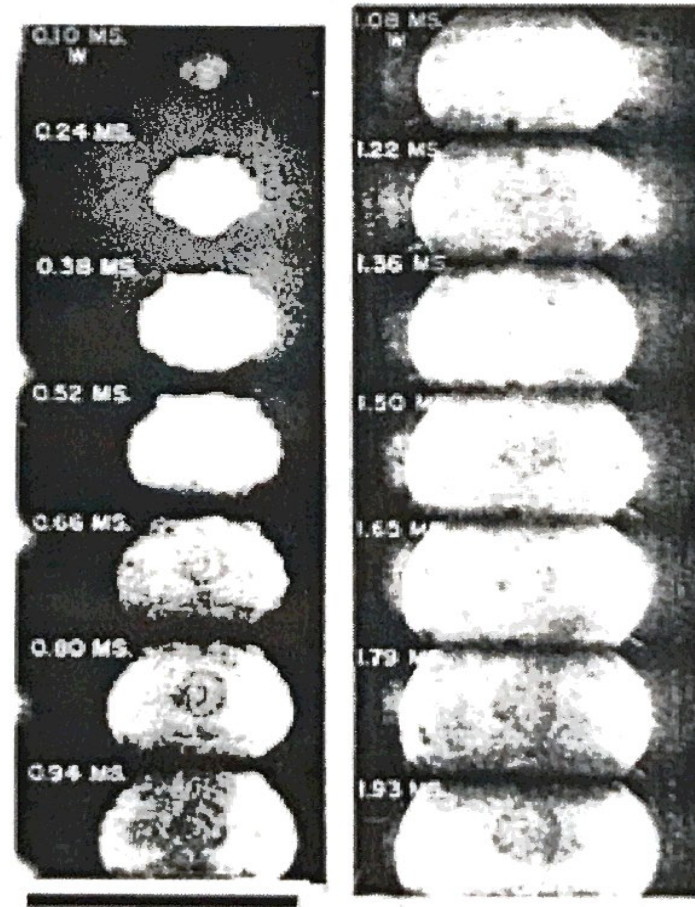


Foto de gioi... 100 mt.

Roberto Ricci: Corso di impianti per la
sostenibilità energetica degli edifici

I GRUPPI ADIMENSIONALI

Il ragionamento di Taylor fu il seguente. Il gas della bomba ad alta temperatura si espande in aria. Quindi le quantità in gioco sono, l'energia della bomba, E , la densità dell'aria, ρ , il tempo di espansione, t , il raggio di espansione $R(t)$ e la pressione dell'aria,

I numeri adimensionali trovati sono :

$$\frac{Et^2}{\rho R^3} = f\left(\frac{\rho R^3}{E}\right)$$

Il risultato trovato dette il valore di 20 Ktoni

PAUSA



TRASMISSIONE DEL CALORE
Conduzione
Irraggiamento

TRASMISSIONE DEL CALORE

Le prime considerazioni da fare nella trasmissione del calore sono le seguenti:

- a) Il calore è una forma di energia
- b) Il calore(energia) non si crea e non si distrugge

Quindi vale sempre il bilancio:

**Calore entrante = calore accumulato +
calore uscente**

Qualunque operazione di scambio termico deve essere preceduta da una analisi che si compie nel :

Bilancio di Calore

LA TRASMISSIONE DEL CALORE

IL CALORE (ENERGIA) SI TRASFERISCE SECONDO TRE MODALITÀ:

a) Conduzione

b) Irraggiamento

c) Convezione

(In realtà esiste anche il mescolamento)

CONDUZIONE

La Conduzione è un processo mediante il quale il calore fluisce da una regione a temperatura maggiore a una regione con temperatura inferiore. Attraverso un solo mezzo:

Solido

Liquido

Aereiforme

Vari materiali a contatto diretto

La conduzione è il solo meccanismo secondo cui il calore può propagarsi nei solidi opachi, ma nei mezzi non solidi è sempre accompagnata alla convezione e in alcuni casi dall'irraggiamento.

La relazione fondamentale della trasmissione del calore per conduzione è rappresentata dalla seguente relazione:

$$Q_k = -k A \Delta T / \Delta L$$

Q_k = Quantità di calore trasmesso (Kcal/h m²)

k = conducibilità termica (Kcal/h m² ° C)

ΔT = differenza di temperatura (° C)

ΔL = distanza (m)

CONDUZIONE

La Conduzione è il PROCESSO PIU' SEMPLICE per la trasmissione del calore.

E' caratterizzato dai seguenti parametri:

- La conducibilità termica è una proprietà intrinseca del materiale
- La trasmissione del calore non dipende alle fonti generatrici
- La conduzione rimane un fenomeno statico per cui le proprietà dei materiali si possono considerare pressoché costanti nell'intervallo delle temperature ambientali.
- I materiali isolanti hanno bassa conducibilità termica che normalmente sono isolanti elettricamente e acusticamente.
- I materiali non isolanti hanno generalmente comportamento opposto

Non appare necessario presentare esercizi in merito.

IRRAGGIAMENTO

L'irraggiamento è processo di trasmissione termica per trasmissione elettromagnetica.

La legge che governa il fenomeno è la seguente (RADIATORE PERFETTO):

$$Q_i = \sigma A T^4$$

Q_i = calore emesso Kcal/h

σ = costante dimensionale $4.88 \cdot 10^{-8}$ kcal/hm² K

T = temperatura assoluta del corpo nero emittente K

Tra due corpi neri il calore trasmesso sarà quindi :

$$Q_i = \sigma A (T_a^4 - T_b^4)$$

In realtà i corpi reali non sono corpi neri per cui la relazione si modifica in

$$Q_i = \sigma A \varepsilon (T_a^4 - T_b^4)$$

dove ε = emittenza < 1

Infine se i due corpi non sono corpi neri e sono posizionati in una certa relazione geometrica si ha :

$$Q_i = \sigma A F_i (T_a^4 - T_b^4) \text{ con } F_i = \text{fattore di vista}$$

IRRAGGIAMENTO

Spesso nella realtà per comodità si semplifica la relazione precedente con una relazione lineare più semplice:

$$\text{da } Q_i = \sigma A F_i (T_a^4 - T_b^4)$$

$$\text{a } Q_i = h_i A (T_a - T_b)$$

h_i = coefficiente di trasmissione termica per convezione ($\text{Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$)

Tale coefficiente è quantificato in base alla esperienza e alle basse temperature su cui si lavora.

Ovviamente tale semplificazione non è sempre applicabile .

IRRAGGIAMENTO SOLARE

Nell'ingegneria ambientale spesso l'irraggiamento solare è di grande importanza : tutte le fonti di energia che l'uomo utilizza derivano dal sole; le piante dipendono dall'energia solare per la fotosintesi e la crescita; interagendo con l'ossido di azoto che si trova nell'atmosfera, l'energia solare influisce anche sulla densità della nebbia e sulla contaminazione dell'aria.

Benchè attualmente l'energia solare non sia utilizzata per scopi industriali, vi è tuttavia un crescente interesse per l'utilizzazione diretta dell'energia solare nel riscaldamento degli edifici e nella distillazione dell'acqua di mare. L'irraggiamento solare è anche un fattore importante nei progetti dei veicoli spaziali.

IRRAGGIAMENTO SOLARE

Calcolo dell'irraggiamento solare.

L'energia solare che nell'unità di tempo incide sull'unità di area di una superficie disposta normalmente ai raggi del Sole all'esterno dell'atmosfera terrestre, la cosiddetta *costante solare*, vale circa :

$$G_n = 1200 \text{ kcal/hm}^2$$

La potenza solare che raggiunge la terra è comunque minore :

- una parte della radiazione viene assorbita e diffusa dall'atmosfera
- condizioni atmosferiche, dalla posizione e dall'orientazione della superficie

IRRAGGIAMENTO SOLARE

Calcolo dell'irraggiamento solare.

$$G_i = G_n(\sin \varphi \sin \delta + \cos \varphi \cos \delta \cos h)$$

dove:

$$G_i = G_n \cos i$$

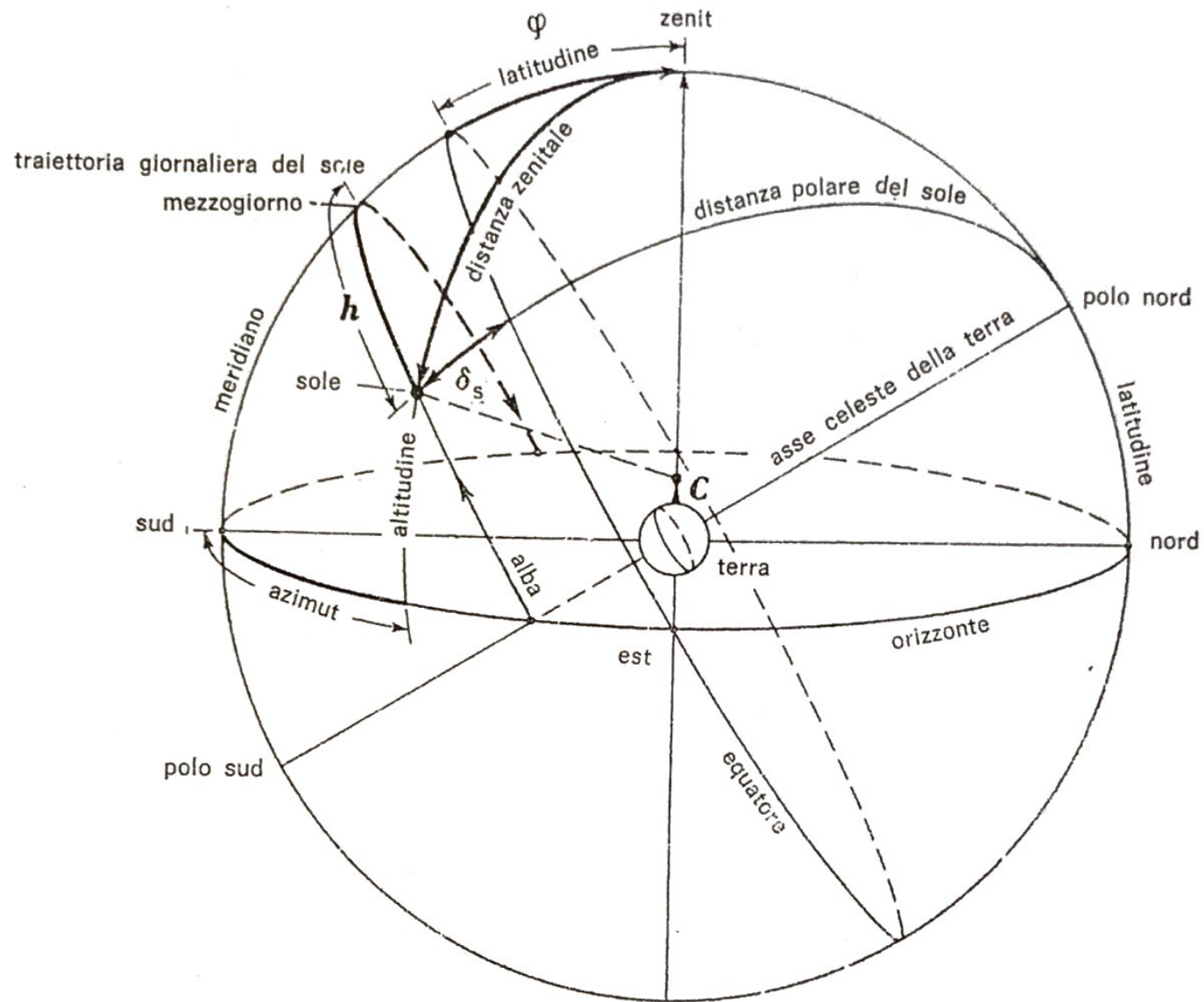
(angolo tra la normale alla superficie e raggi solari)

φ = latitudine

δ = declinazione solare

h = angolo orario

IRRAGGIAMENTO SOLARE



IRRAGGIAMENTO SOLARE

APPLICAZIONE

La potenza termica che complessivamente il corpo riceve o cede, q_{net} , può essere calcolata con la relazione (famoso bilancio di calore):

$$q_{net} = q_s + q_a + q_t + q_c + q_k - q_l$$

q_s = aliquota derivante dall'energia solare diretta assorbita;

q_a = aliquota derivante dalla radiazione atmosferica assorbita;

q_t = aliquota derivante dalla radiazione terrestre assorbita;

q_l = radiazione emessa;

q_k = energia termica che il corpo riceve complessivamente per conduzione;

q_c = energia termica che il corpo riceve complessivamente per convezione

IRRAGGIAMENTO SOLARE

Esempio

Si calcoli la temperatura di equilibrio di una **superficie di alluminio lucidata**, alle ore 14,00 di una giornata con cielo sereno. La superficie è rivolta a sud-ovest, è inclinata di 15° rispetto alla posizione orizzontale, si trova a 30° di latitudine nord e ad una longitudine alla quale l'ora locale è avanti di 1h sull'orario solare.

La temperatura dell'aria è di 7° C e la conduttanza superficiale convettiva unitaria è di 10 [kcal/hm² K]
Si possono trascurare gli effetti conduttivi.

IRRAGGIAMENTO SOLARE

Soluzione. La radiazione solare che incide direttamente sulla superficie si può calcolare con le Eqq. 5-69 e 5-74, essendo per le condizioni del problema

$$\alpha = 45^\circ \text{ (direzione sud-ovest)}$$

$$\psi = 15^\circ$$

$$A = 56^\circ \text{ (dalla Fig. 5-44, alle ore 13,00)}$$

$$z = 17 \text{ (dalla Fig. 5-44, alle ore 13,00)}$$

L'irraggiamento su un metro quadrato di superficie disposta normalmente al sole è, dall'Eq. 5-69,

$$G_n = G_0 \tau_a^m = 1200 \cdot 0,7^{\sec 17} = 827 \text{ kcal/hm}^2$$

L'Eq. 5-74 fornisce

$$\begin{aligned} \cos i &= \cos (17 - 15) - \sin 17 \sin 15 + \sin 17 \sin 15 \cos (56 - 45) = \\ &= 0,999 - (0,292 \cdot 0,259) + (0,292 \cdot 0,259 \cdot 0,97) = \\ &= 0,997 \end{aligned}$$

Dall'Eq. 5-70 per l'irraggiamento si ha

$$G_i = G_n \cos i = 827 \cdot 0,997 = 824 \text{ kcal/hm}^2$$

Il coefficiente di assorbimento dell'alluminio lucidato per la radiazione solare è circa 0,3 (Tabella 5-2). La potenza termica assorbita è perciò

$$q_s = \alpha_{\text{solare}} G_i = 0,3 \cdot 824 = 247 \text{ kcal/hm}^2$$

In una giornata con cielo sereno l'irraggiamento atmosferico è circa il 10 % del-

IRRAGGIAMENTO SOLARE

$$q_s = \alpha_{\text{solare}} G_1 = 0,3 \cdot 824 = 247 \text{ kcal/hm}^2$$

In una giornata con cielo sereno l'irraggiamento atmosferico è circa il 10 % dell'irraggiamento solare diretto, ovvero

$$q_a = 0,10 \cdot 247 = 25 \text{ kcal/hm}^2$$

Poichè la superficie non può vedere la terra, è

$$q_t = 0$$

La potenza termica emessa dalla superficie è

$$q_1 = \varepsilon \sigma T_s^4 = 0,04 \cdot 4,88 \cdot (T_s/100)^4$$

IRRAGGIAMENTO SOLARE

con ε presa dalla Tabella 5-2 alla temperatura di 38°C. La potenza termica trasmessa per convezione all'aria circostante è

$$q_c = h_c (T_s - T_\infty) = 10 [T_s - (273 + 7)]$$

Si perviene all'equilibrio quando la temperatura della superficie raggiunge quel valore al quale la potenza termica ricevuta dalla superficie è uguale alla potenza termica ceduta alla superficie, cioè quando $q_{\text{net}} = 0$ nell'Eq. 5-75; cioè all'equilibrio è

$$q_a + q_s = q_i + q_c$$

o

$$272 = 2,0 \cdot 10^{-9} \cdot T_s^4 + 10 T_s - 2800$$

Per successive approssimazioni la soluzione di questa equazione risulta 32°C.

PAUSA



TRASMISSIONE DEL CALORE
Convezione

CONVEZIONE

La convezione puo' essere:

-Naturale

-Forzata

CONVEZIONE NATURALE

La trasmissione del calore per convezione naturale ha luogo ogni qualvolta un corpo viene posto in un fluido che si trovi ad una temperatura maggiore o minore di quella del corpo stesso. A causa della differenza di temperatura, si ha un flusso di calore tra il corpo ed il fluido che provoca variazioni nella densità degli strati fluidi prossimi alla superficie del corpo. Le differenze di densità determinano il moto del fluido più pesante verso il basso e del più leggero verso l'alto; se il movimento del fluido è dovuto unicamente alle differenze di densità causate dai gradienti di temperatura, senza l'intervento di pompe o ventilatori, il meccanismo di trasmissione del calore viene detto *convezione naturale* o *libera*. Nella convezione libera ed in quella forzata i moti convettivi trasferiscono l'energia interna del fluido in modo essenzialmente analogo; tuttavia, nella convezione libera l'intensità dei moti di mescolamento è generalmente minore e perciò i coefficienti di scambio sono inferiori che nella convezione forzata.

CONVEZIONE NATURALE

La convezione libera è il meccanismo di scambio termico spesso predominante:

- caso di radiatori
- pareti di edifici
- corpo umano quando è fermo in atmosfera calma.

La determinazione dei carichi termici negli impianti di condizionamento o negli impianti frigoriferi richiede, quindi, la conoscenza dei coefficienti di scambio termico in convezione libera. Sono dovute a questa anche le dispersioni termiche di condotte che trasportano vapor d'acqua o altri fluidi caldi. Recentemente è stata proposta la convezione naturale negli impianti nucleari per il raffreddamento degli elementi nei quali si genera calore per fissione nucleare.

CONVEZIONE NATURALE

Nella convezione libera il campo di temperatura (0-100 ° C) permette di utilizzare la formula di Newton per la definizione dello scambio termico :

$$\Delta q = hc \, dA (T_s - T_\infty)$$

dove:

Δq = quantità di calore scambiata

hc = coeff. di scambio per convezione Kcal/hm²

dA = superficie di scambio m²

T_s = temperatura di superficie ° C

T_∞ = temperatura esterna (aria)

CONVEZIONE NATURALE

I risultati dell'analisi dimensionale portano alla seguente relazione fondamentale:

$$\mathbf{Nu=f(Gr*Pr)}$$

CONVEZIONE NATURALE

I grafici che mostrano i risultati derivati di ns interesse sono i seguenti:

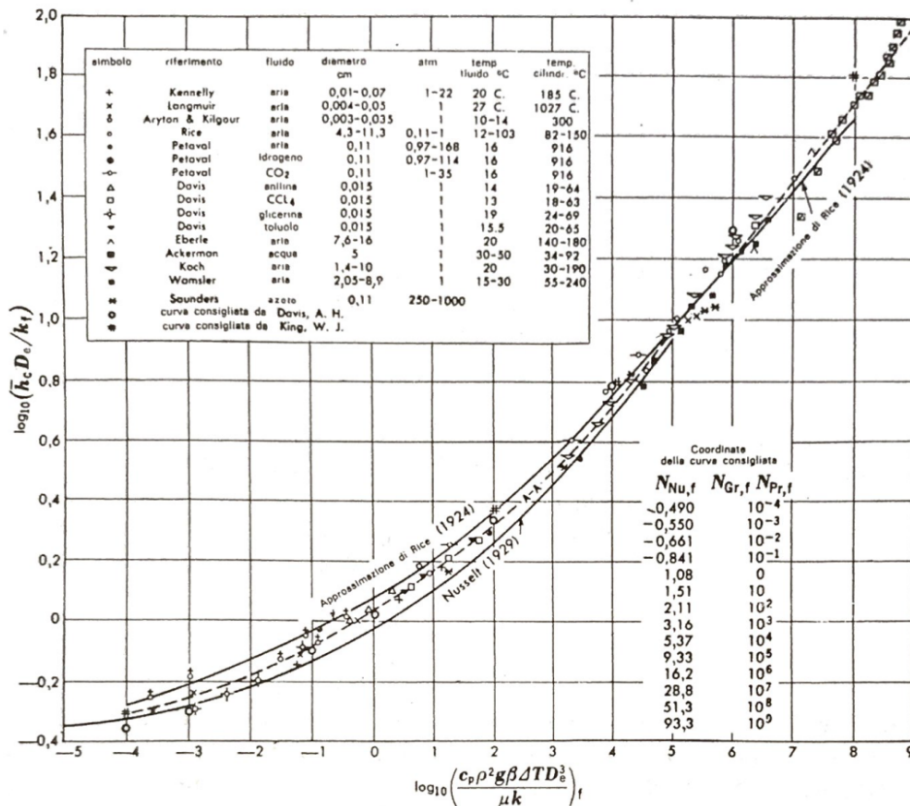


Fig. 7-3. Correlazione di dati relativi a trasmissione del calore per convezione libera da cilindri orizzontali a gas e liquidi (Da W. H. McAdams, *Heat Transmission*, 3ª ed., New York, McGraw Hill Book Company Inc., 1954).

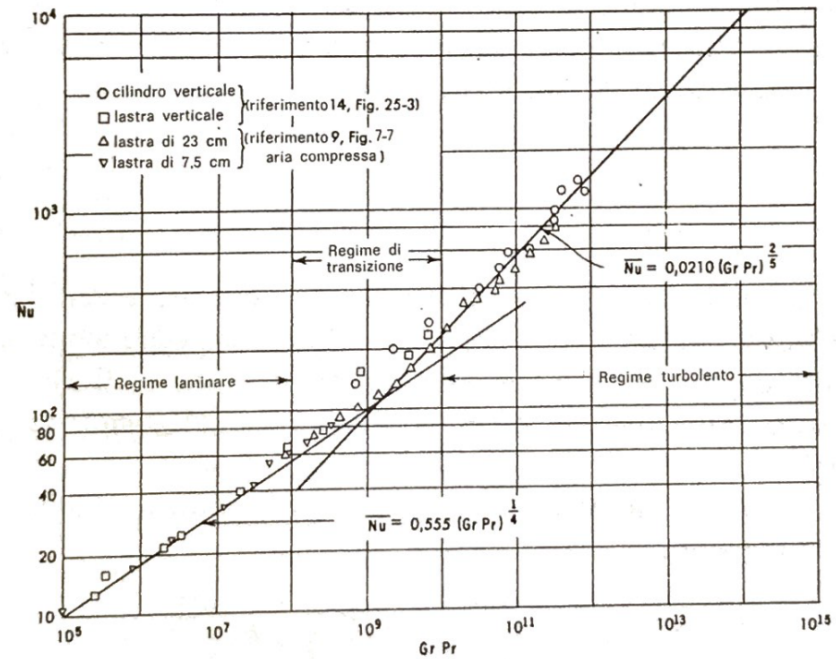


Fig. 7-4. Correlazione di dati relativi alla trasmissione del calore per convezione libera da lastre verticali e da cilindri verticali.

CONVEZIONE NATURALE

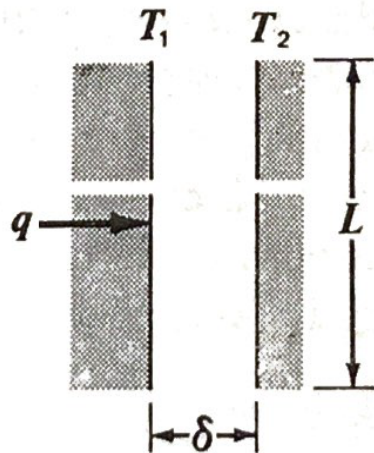
Riassumiamo di seguito le relazioni numeriche:

Spazi chiusi verticali:

$$\overline{Nu}_\delta = \begin{cases} 0,18 Gr_\delta^{1/4} \left(\frac{L}{\delta}\right)^{-1/9} & \text{per } 20000 < Gr_\delta < 200000 \\ 0,065 Gr_\delta^{1/3} \left(\frac{L}{\delta}\right)^{-1/9} & \text{per } 200000 < Gr_\delta < 11 \cdot 10^6 \end{cases}$$

Spazi aperti verticali:

$$\overline{Nu}_\delta = \begin{cases} 0,195 Gr_\delta^{1/4} & \text{per } 10^4 < Gr_\delta < 4 \cdot 10^5 \\ 0,068 Gr_\delta^{1/3} & \text{per } 4 \cdot 10^5 < Gr_\delta \end{cases}$$



$$Gr_\delta = \frac{\rho^2 g \beta (T_1 - T_2) \delta^3}{\mu^2}$$

CONVEZIONE NATURALE

Riassumiamo di seguito le relazioni numeriche:

Piastre orizz.:

(turbolento)

$$\overline{\text{Nu}}_L = \frac{\bar{h}_c L}{k} = 0,14 (\text{Gr}_L \text{Pr})^{1/3}$$

$$2 \cdot 10^7 < \text{Gr}_L \text{Pr} < 3 \cdot 10^{10}$$

Piastre orizz.:

(laminare)

$$\overline{\text{Nu}}_L = \frac{\bar{h}_c L}{k} = 0,54 (\text{Gr}_L \text{Pr})^{1/4}$$

$$10^5 < \text{Gr}_L \text{Pr} < 2 \cdot 10^7$$

(faccia calda rivolta verso l'alto!!)

CONVEZIONE NATURALE

Riassumiamo di seguito le relazioni numeriche:

Piastre orizz.:

$$\overline{\text{Nu}}_L = \frac{\bar{h}_c L}{k} = 0,27 (\text{Gr}_L \text{Pr})^{1/4}$$

(laminare)

$$3 \cdot 10^5 < \text{Gr}_L \text{Pr} < 3 \cdot 10^{10}$$

(faccia calda rivolta verso il basso!!)

CONVEZIONE NATURALE

Riassumiamo di seguito le relazioni numeriche:

Piastre e cilindri verticali:

$$\overline{\text{Nu}}_L = \frac{\overline{h}_c L}{k} = 0,555 (\text{Gr}_L \text{Pr})^{1/4}$$

$$10 < \text{Gr}_L \text{Pr} < 10^9$$

CONVEZIONE NATURALE

Esempio numerico

La temperatura massima al centro di una piastra orizzontale, $h=15\text{cm}$ e largh.= 10 cm , riscaldata elettricamente, è 132° .
Determinare la massima potenza termica dissipata da entrambe le facce verso l'aria con temperatura pari a 22° .(conduttanza dovuta allo irraggiamento pari a $7\text{ Kcal/h m}^2\text{ c}$.

CONVEZIONE NATURALE

Soluzione. La temperatura media aritmetica è di 77°C e, dall'ultima colonna della Tabella A-3, si ricava per interpolazione il corrispondente valore di $Gr_L = 81 \cdot 10^6 L^3 (T_s - T_\infty)$. Nelle condizioni assegnate è:

$$Gr_L = (81 \cdot 10^6) (0,15)^3 (110) = 3 \cdot 10^7$$

Poichè il numero di Grashof è minore di 10^9 , il moto è laminare. Per aria a 77°C il numero di Prandtl vale 0,71 e $Gr Pr$ è perciò $2,1 \cdot 10^7$. Per $Gr Pr = 2,1 \cdot 10^7$, la Fig. 7-4 fornisce un numero di Nusselt medio pari a 38 e quindi

$$\bar{h}_c = 38 \frac{k_f}{L} = 38 \frac{0,0253 \text{ kcal/hm } ^\circ\text{C}}{0,15 \text{ m}} = 6,4 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La massima potenza termica dissipata vale perciò

$$\begin{aligned} q &= A (\bar{h}_c + \bar{h}_r) (T_s - T_\infty) = \\ &= \left[\frac{(2) (15) (10)}{10^4} \text{ m}^2 \right] [(6,4 + 7) \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}] (110^\circ\text{C}) = \\ &= 43 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

Ris.

Si noti che più della metà del calore è scambiata per irraggiamento.

CONVEZIONE FORZATA

La convezione forzata puo' essere :

-moto di fluidi entro tubi, condotti

-moto di fluidi esterno a tubi, condotte

-moto di fluidi esterno a superfici

CONVEZIONE FORZATA

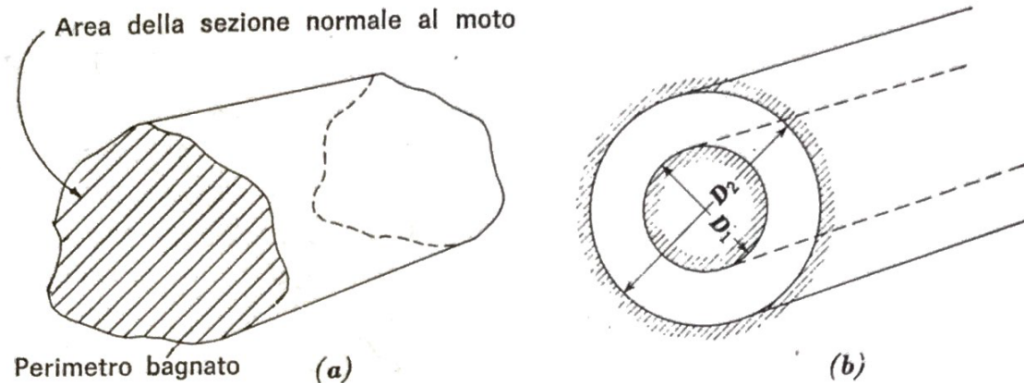
Fluidi entro tubi e condotti

Il riscaldamento ed il raffreddamento di fluidi che scorrono all'interno di condotti sono tra i più importanti processi di scambio termico. Il progetto e l'analisi di qualsiasi scambiatore di calore richiedono la conoscenza del coefficiente di scambio termico tra le pareti del condotto ed il fluido che scorre all'interno; le dimensioni dei bollitori, degli economizzatori, dei surriscaldatori e dei preriscaldatori dipendono notevolmente dalla conduttanza convettiva unitaria tra la superficie interna dei tubi ed il fluido; nel progetto di impianti di condizionamento e di refrigerazione è necessaria valutare coefficienti di scambio termico per i fluidi che scorrono all'interno dei condotti. Una volta che per una data geometria e per specificate condizioni di moto sia noto il coefficiente di scambio termico, la potenza termica scambiata sotto la differenza di temperatura esistente può essere calcolata con l'equazione:

$$Q_c = h_c * A (T_{sup} - T_{fluido})$$

CONVEZIONE FORZATA

Prima di tutto il concetto di diametro equivalente:



$$D_{eq} = 4 \frac{\text{area della sezione normale al moto}}{\text{perimetro bagnato}}$$

$$Re_{D_{eq}} = \frac{VD_{eq}\rho}{\mu} = VD_{eq}/\nu$$

CONVEZIONE FORZATA

La relazioni numerica principale è :

Moto di un fluido entro un condotto:

$$Nu = 0,023 Re_D^{0,8}$$

con $Re_D > 10000$ (Turbolento)

CONVEZIONE FORZATA

Fluidi esterni a tubi e condotti

Il fenomeno è simile a quello interno ma cambiano i coefficienti scambio. La geometria dei corpi assume però una importanza notevole. Nel caso dei corpi non affusolati quali sfere, fili, tubi, banchi di tubi ed un fluido che li investe normalmente all'asse lo scambio termico è strettamente legato alle caratteristiche del moto.

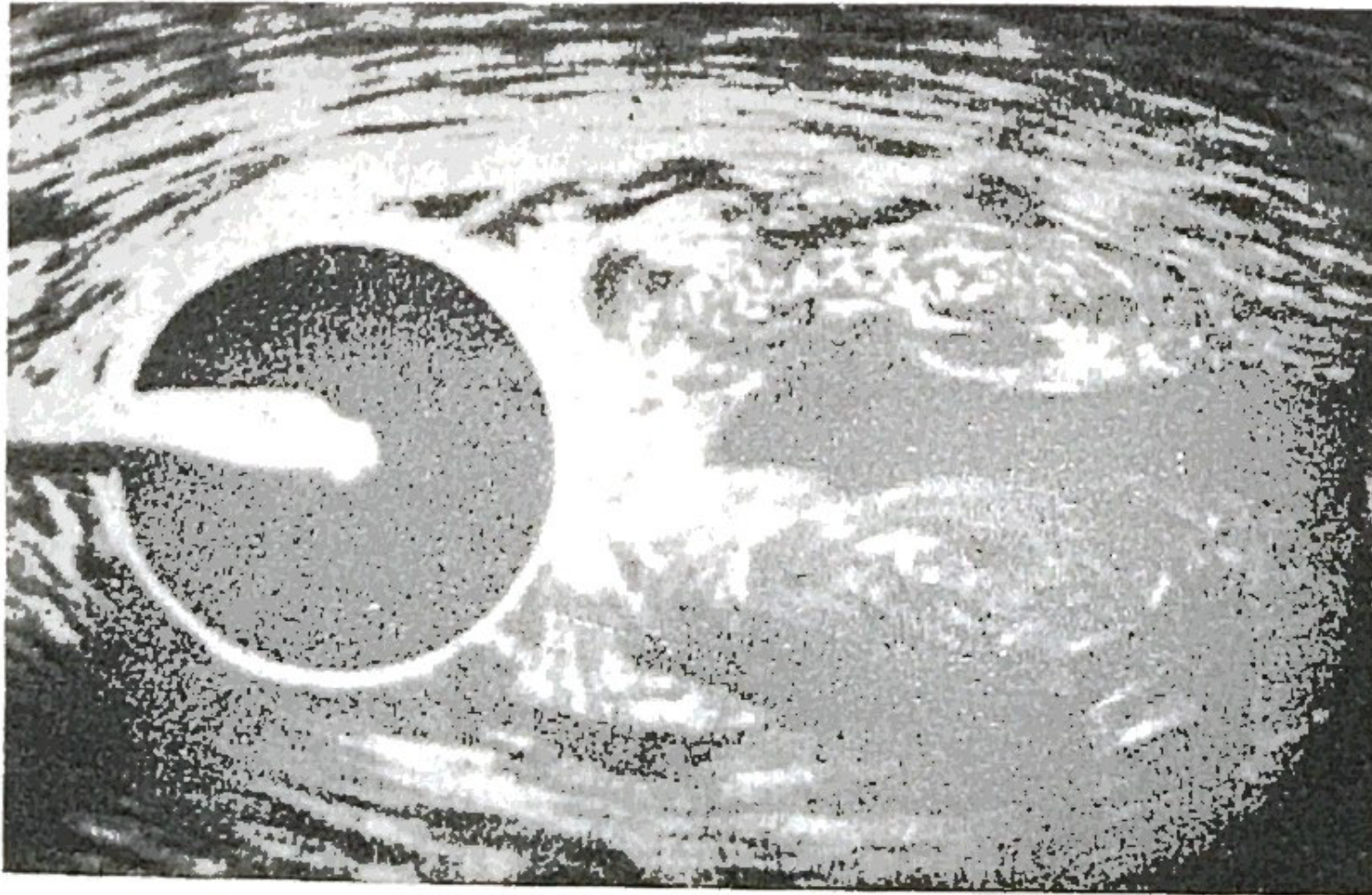
Si ricordi che nel moto di un fluido sul contorno di un corpo affusolato si ha il distacco della vena fluida quando la pressione diventa troppo grande; tale separazione avviene nella parte posteriore del corpo mentre, al contrario, sui corpi non affusolati il punto di distacco non è lontano dal bordo d'attacco.

Oltre il punto di separazione il fluido si muove, nella zona prossima alla superficie, in verso opposto a quello della corrente indisturbata; questa inversione locale del moto determina la formazione di vortici e di una scia turbolenta dietro il cilindro. Anche in questo caso una volta che per una data geometria la potenza termica scambiata sotto la differenza di temperatura esistente può essere calcolata con l'equazione:

$$Q_c = h_c \cdot A (T_{sup} - T_{fluido})$$

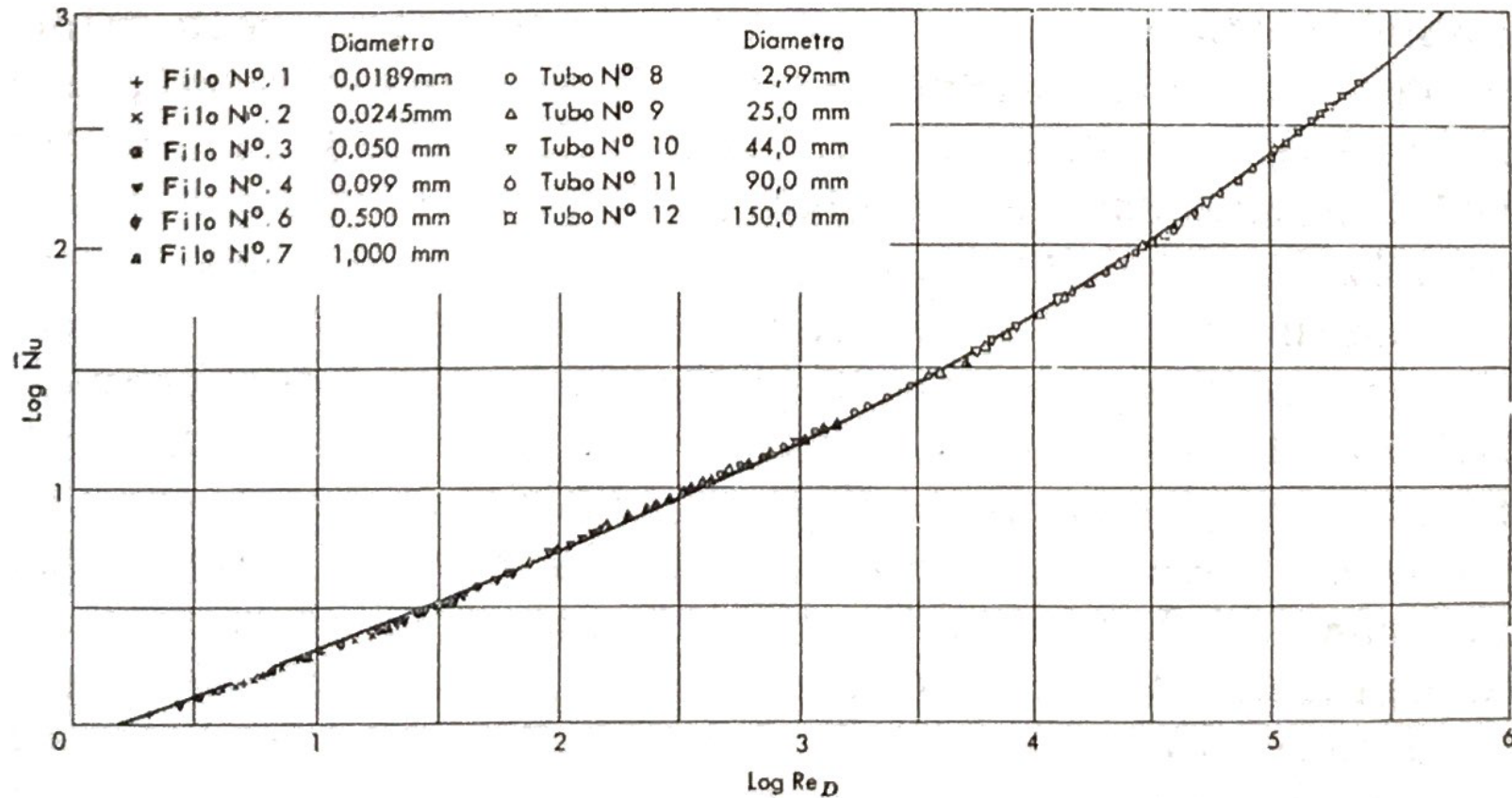
CONVEZIONE FORZATA

Moto di un fluido esterno ad un tubo



CONVEZIONE FORZATA

**Grafico per il calcolo del coefficiente di scambio termico
(caso di tubo investito ortogonalmente da aria)**



CONVEZIONE FORZATA

Relazioni numeriche per il calcolo dei coefficienti scambio termico

Piastra piana ortogonale:

$$\overline{\text{Nu}}_D = \frac{\bar{h}_c D}{k} = 0,20 \text{Re}_D^{2/3}$$

Semicilindro con superficie posteriore piana:

$$\overline{\text{Nu}}_D = \frac{\bar{h}_c D}{k} = 0,16 \text{Re}_D^{2/3}$$

PAUSA



GLI SCAMBIATORI DI CALORE

SCAMBIATORI DI CALORE

Uno scambiatore di calore è un'apparecchiatura nella quale si ha trasmissione di calore da un fluido ad un altro. Il tipo più semplice di scambiatore è un contenitore nel quale si mescolino direttamente un fluido caldo ed un fluido freddo; in un tale sistema i due fluidi raggiungono la stessa temperatura finale e la quantità uguagliando l'energia perduta dal più caldo all'energia acquistata dal più freddo. I riscaldatori dell'acqua di alimentazione, i desurriscaldatori, i condensatori ad iniezione sono esempi di impianti termici con mescolamento diretto dei fluidi. Più comuni, comunque, sono gli scambiatori di calore in cui un fluido è separato dall'altro da una parete o da un setto, attraverso cui fluisce il calore

Il progetto comprende tre fasi principali:

1. lo studio termico;
2. il progetto meccanico preliminare;
3. il progetto esecutivo.

SCAMBIATORI DI CALORE

Il progetto si compone di tre fasi principali:

1. lo studio termico

2. il progetto meccanico preliminare

3. il progetto esecutivo

SCAMBIATORE DI CALORE

Tipologie comuni di scambiatori di calore

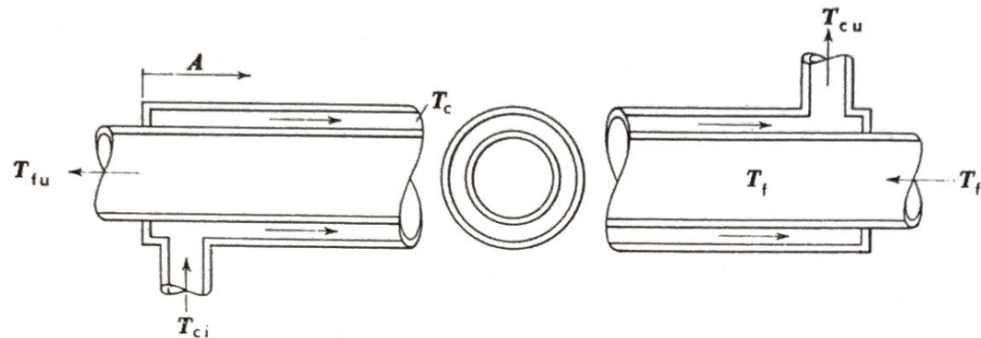


Fig. 11-1. Schema di un semplice scambiatore di calore a tubi coassiali a controcorrente.

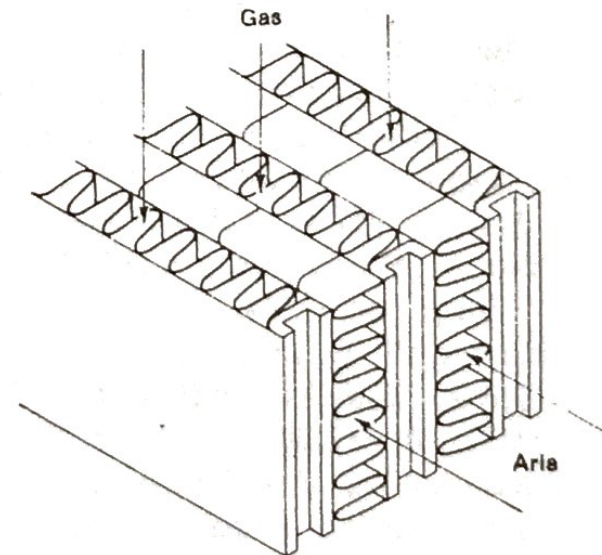


Fig. 11-2. Scambiatore di calore a piastre piane: esempio di scambiatore a correnti incrociate con entrambi i fluidi non mescolati.

SCAMBIATORE DI CALORE

Lo scambiatore a doppio tubo

-Equicorrente (flussi con lo stessa direzione del moto)

-Controcorrente (flussi con direzione opposta del moto)

SCAMBIATORE DI CALORE

Profilo delle temperature interne/esterne

Equicorrente (flussi con lo stessa direzione del moto)

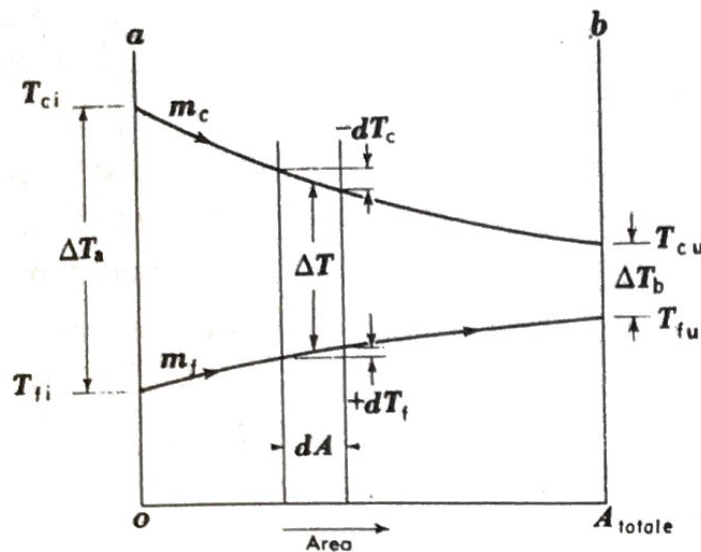


Fig. 11-10. Distribuzione di temperatura in uno scambiatore di calore in equicorrente ad un passaggio.

SCAMBIATORE DI CALORE

Profilo delle temperature interne/esterne

Controcorrente (flussi con direzione opposta del moto)

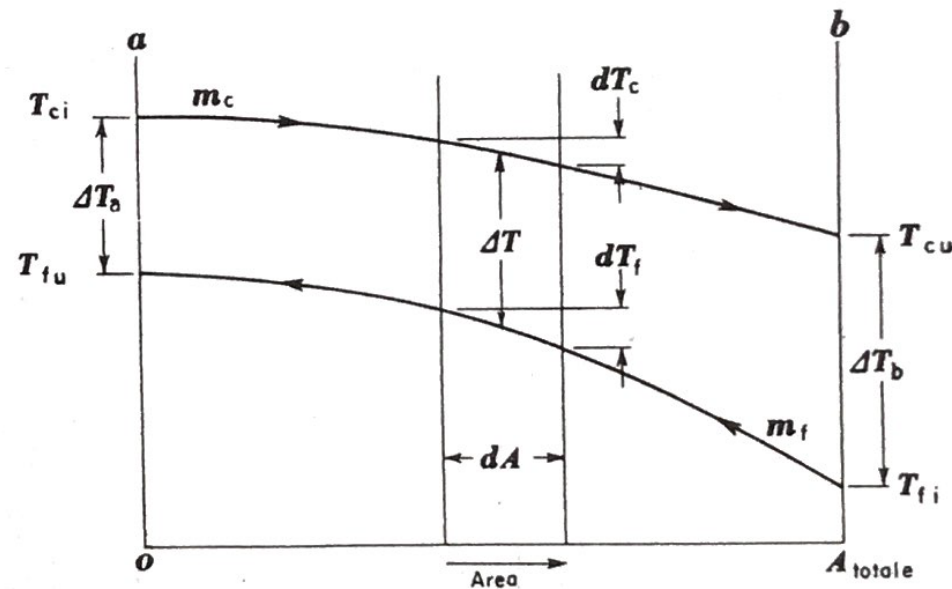


Fig. 11-11. Distribuzione di temperatura in uno scambiatore di calore in controcorrente ad un passaggio.

SCAMBIATORE DI CALORE

Lo scambiatore a doppio tubo

In tutti i casi precedenti per determinare la potenza termica scambiata si deve integrare l'equazione:

$$dq = U dA \Delta T$$

su tutta la superficie di scambio termico A .

-Se la conduttanza unitaria globale U è costante

-Se le variazioni di energia cinetica sono trascurabili

-Se il mantello dello scambiatore è adiabatico

L'equazione può essere facilmente integrata analiticamente nel caso della controcorrente e dell'equicorrente

SCAMBIATORE DI CALORE

Lo scambiatore a doppio tubo

Il risultato dell'integrazione è :

$$q = UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln (\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

Si può notare la parte destra della espressione denominata :

Differenza media logaritmica (MLDT)

SCAMBIATORE DI CALORE

Lo scambiatore a doppio tubo

Esempio 11-1. Determinare l'area della superficie di scambio termico di uno scambiatore di calore, realizzato con un tubo avente un diametro esterno di 25 mm, in cui si devono raffreddare 25000 kg/h di una soluzione di alcool etilico al 95 % ($c_p = 0,91 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$) da 66°C a 40°C mediante 22750 kg/h di acqua liquida dispo-

nibile a 10°C . Per il coefficiente globale di scambio riferito alla superficie esterna del tubo si assuma il valore di $500 \text{ kcal/hm}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ e si considerino i casi di:

- a) equicorrente pura;
- b) controcorrente pura;
- c) scambiatore a tubi e mantello con 2 passaggi nel mantello e 72 passaggi nei tubi, con l'alcool che scorre nel mantello e l'acqua nei tubi;
- d) scambiatore a correnti incrociate con un passaggio nel mantello ed uno nei tubi, con il fluido lato mantello mescolato.

SCAMBIATORE DI CALORE

Lo scambiatore a doppio tubo

Soluzione. (a) Per tutti i quattro i casi la temperatura di uscita dell'acqua può essere ottenuta da un bilancio globale di energia, supponendo trascurabili le dispersioni di calore all'esterno. Scrivendo il bilancio di energia:

$$m_c c_{pc} (T_{ci} - T_{cu}) = m_f c_{pf} (T_{fu} - T_{fi})$$

e sostituendovi i dati si ha

$$25000 \cdot 0,91 \cdot (66 - 40) = 22750 \cdot 1 \cdot (T_{fu} - 10)$$

da cui si ricava una temperatura di uscita dell'acqua di 36°C. La potenza termica trasmessa dall'alcool all'acqua è

$$q = m_c c_{pc} (T_{ci} - T_{cu}) = 25000 \cdot 0,91 \cdot (66 - 40) = 591500 \text{ kcal/h}$$

SCAMBIATORE DI CALORE

Lo scambiatore a doppio tubo

Dall'Eq. 11-13, la MLDT per l'equicorrente è:

$$MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} = \frac{56 - 4}{\ln(56/4)} = 20^\circ\text{C}$$

Dall'Eq. 11-12 l'area della superficie di scambio è:

$$A = \frac{q}{U \cdot (MLDT)} = \frac{591500}{500 \cdot 20} = 59 \text{ m}^2 \quad \text{Ris.}$$

La lunghezza dello scambiatore, per un diametro esterno del tubo di 25 mm, sarebbe troppo grande per essere realizzabile.

b) Nel caso della controcorrente la differenza media di temperatura è $66 - 36 = 30^\circ\text{C}$ poichè $m_c c_{pc} = m_f c_{pf}$. L'area della superficie di scambio è

$$A = \frac{q}{U \cdot (MLDT)} = \frac{591500}{500 \cdot 30} = 39 \text{ m}^2 \quad \text{Ris.}$$

che è minore, del 34 %, dell'area relativa all'equicorrente

FINE



CONCLUSIONI

CONCLUSIONI

Dopo tante ore di discussioni ed esempi è opportuno fare delle riflessioni generali:

- a) La trasmissione di calore è un fenomeno sempre presente nella ns vita**
- b) I meccanismi che governano tale trasmissione sono semplici da definire ma spesso complessi da capire e da gestire**
- c) L'esperienza gioca un ruolo importante nelle decisioni da prendere in fase progettuale ed esecutivo**
- d) Se si sono compresi gli aspetti fondamentali è relativamente semplice risolvere i problemi più svariati**
- e) Dopo aver fatto un dimensionamento preliminare bisogna vedere cosa è presente come standard (radiatori , ventilatori etc)**
- f) La valutazione economica può spingere a scelte non sempre ottimali tecnicamente**
- g) Moltiplicare il risultato ottenuto per 1,2-1,3 per sicurezza e per tener presente l'invecchiamento**
- h) Se tali regole sono seguite il vs lavoro procederà bene e a lungo**

CONCLUSIONI

Grazie per l'attenzione!!!

TRASMISSIONE DEL CALORE

FINE