TRASMISSIONE DEL CALORE

Generalità

Lo studio degli scambi termici assume particolare rilevanza al fine della definizione delle condizioni di benessere di un individuo all'interno di un ambiente che, come visto, sono influenzate dalla quantità di energia scambiata per irraggiamento, convezione e, in misura minore, per conduzione; la trasmissione del calore è inoltre fondamentale nel quantificare il fabbisogno di energia degli edifici per la loro climatizzazione, e costituisce pertanto una modalità di valutazione della qualità dell'ambiente costruito al fine del contenimento dei consumi energetici.

La presenza di specifiche normative che obbligano i progettisti a non superare determinati limiti al fabbisogno energetico (v. Legge 10/91) conferma l'importanza di acquisire le conoscenze basilari della trasmissione del calore.

Quest'ultima è complementare all'analisi termodinamica e completa quindi la conoscenza del fenomeno fisico; infatti con l'analisi termodinamica si possono descrivere solo sistemi all'equilibrio e quindi ci è consentito stabilire la direzione del fenomeno (II Principio) e le quantità di calore e lavoro (energia) necessarie per portare un sistema da uno stato fisico di equilibrio ad un'altro, ma non ci è consentito stabilire né la velocità con la quale il fenomeno di scambio termico si realizza, né la distribuzione della temperatura nel sistema; occorrono pertanto delle leggi supplementari mediante le quali è possibile descrivere i meccanismi basilari di trasmissione del calore e giungere alla previsione della velocità di trasmissione dell'energia cercata.

In effetti ogni edificio, unitamente agli impianti ad esso asserviti,può essere considerato come un unico sistema termodinamico e come tale essere descritto dal punto di vista termofisico: **il sistema edificio-impianto**, cui si applicano le leggi della termodinamica e della trasmissione del calore, al fine di valutarne il comportamento relativamente ai consumi energetici correlati al contesto climatico ambientale, ed alle condizioni di benessere o meno ottenute al suo interno con i consumi suddetti.

Ciò premesso per trasmissione di calore si intende il passaggio di energia termica in un sistema dove sussiste uno squilibrio termico interno, o quando tale squilibrio sussiste tra sistema e contorno.

La trattazione dell'argomento è incentrata sulla capacità di applicare una raccolta di equazioni che sono per lo più empiriche, limitando la trattazione teorica ai concetti essenziali per la comprensione fisica del fenomeno.

Le modalità di trasmissione dell'energia termica sono tre:

- **CONDUZIONE**
- **CONVEZIONE**
- **IRRAGGIAMENTO**

La <u>**conduzione**</u> è la forma di trasmissione di energia tipica dei solidi o dei fluidi in quiete; i gas, se sono in quiete, sono dei cattivi conduttori e quindi degli ottimi isolanti.
Questa caratteristica viene sfruttata per la realizzazione di quegli isolanti che racchiudono al loro interno tante cellette chiuse con aria in quiete (ad es. lana di roccia o di vetro, poliuretani espansi etc.). Ciò è spiegabile con il fatto che la

conduzione è in effetti una trasmissione di energia tra atomi, mediante collisione tra gli stessi, a causa del diverso stato di vibrazione molecolare che si verifica tra zone a più alta temperatura rispetto a quelle a temperatura inferiore, sia in uno stesso mezzo sia attraverso mezzi diversi posti a contatto.
La **convezione** è il tipico modo di scambio termico tra un corpo solido ed un fluido in movimento che ne lambisce la superficie ed è quindi vincolato al trasporto di materia per effetto delle forze che agiscono sul fluido e che si ingenerano a causa delle variazioni di temperatura (*convezione naturale*)o per effetto dell'azione meccanica di apparecchi, ad es. ventilatori (*convezione forzata*); gli spostamenti di materia portano al rimescolamento delle masse elementari e quindi alla ridistribuzione della temperatura all'interno del fluido. La convezione è quindi un processo di trasporto dell'energia mediante l'azione combinata della conduzione, dell'accumulo di energia e del mescolamento.
Lo scambio termico per **irraggiamento** è invece universale essendo legato alla differenza tra la temperatura posseduta da un corpo e la temperatura degli oggetti circostanti e non necessita della presenza di materia affinché si manifesti (avviene cioè anche nel vuoto). Il termine *irraggiamento* si riferisce in generale a qualunque fenomeno di propagazione delle onde elettromagnetiche, ma il meccanismo di *scambio termico* avviene solo nei fenomeni dipendenti dalla temperatura.
In effetti ogni corpo emette continuamente energia termica per irraggiamento e l'intensità dell'emissione dipende dalla temperatura e dalla natura della superficie emittente, pertanto tale forma di scambio termico diventa sempre più importante al crescere della temperatura del corpo.

SCAMBIO TERMICO PER CONDUZIONE

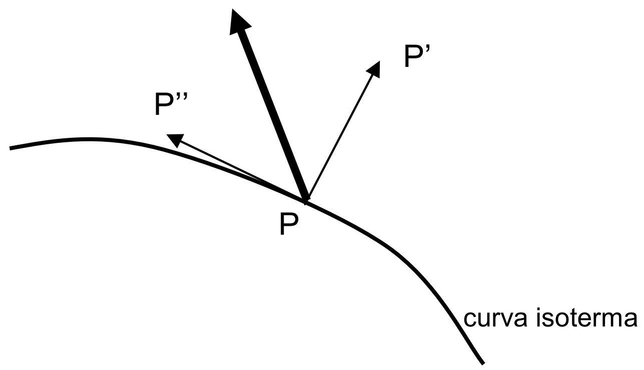
Le seguenti ipotesi si fanno per lo studio della conduzione e sono le legate all'osservazione dei sistemi da un punto di vista macroscopico:

- il mezzo attraverso il quale avviene la conduzione deve essere continuo (in ogni punto ha cioè le stesse caratteristiche fisiche) isotropo (ha lo stesso comportamento in ogni direzione) ed omogeneo (composto da una sola sostanza).

Lo squilibrio termico che determina la trasmissione del calore è misurato dalla variazione della temperatura funzione dello spazio e del tempo; la funzione seguente:

$$\mathbf{T = f\,(x,\ y,\ z,\ \tau\ )}$$

definisce un campo scalare continuo all'interno del quale la variazione di temperatura è graduale.
L'unione di tutti i punti aventi eguale temperatura all'interno del campo scalare suddetto individua delle superfici dette isoterme che rappresentano l'insieme dei punti ad eguale temperatura.
Queste superfici non possono né intersecarsi né avere dei punti di tangenza altrimenti si verificherebbe l'assurdo che il punto di tangenza ha due diversi valori di temperatura: quindi ogni punto apparterrà ad una ed una sola superficie isoterma che sarà continua all'interno del mezzo.
Sulla base delle ipotesi suddette presa una generica superficie isoterma un qualsiasi flusso di energia in una generica direzione passante dal punto P definisce un vettore che può essere scomposto in due componenti una tangenziale alla superficie isoterma e l'altra perpendicolare.



Curva isoterma e flusso di energia passante per il punto P

Lungo la direzione tangenziale PP" la variazione di temperatura $\Delta T = 0$, mentre è $\neq 0$ lungo la direzione normale PP'.
La variazione di temperatura rispetto alla distanza lungo la direzione **n** normale all'area è definita gradiente della temperatura grad. T:

$$\text{grad. } T = dT / dn \quad (K/m)$$

esso è un vettore di cui sono noti il punto di applicazione, la direzione (normale alla superficie S) ed il verso assunto convenzionalmente positivo verso isoterme crescenti.

Per esprimere in forma matematica la legge fisica della conduzione bisogna fare riferimento alla convenzione sui segni sopra adottata, e poiché per il secondo principio della termodinamica il calore fluisce spontaneamente da punti a temperatura maggiore verso punti a temperatura minore, *il flusso termico è positivo quando il gradiente è negativo e viceversa.*
La densità di flusso di energia **q** entro un mezzo omogeneo generato da un gradiente di temperatura, è quantificato dalla Legge di Fourier:

$$\mathbf{q = - \lambda \, grad \, T} \qquad \text{Legge di Fourier } (W/m^2)$$

dove **q** è un vettore, detto vettore "densità di flusso termico", caratterizzato dall'avere lo stesso punto di applicazione del gradiente di temperatura, l'intensità pari al prodotto (λ grad T) e verso opposto a quello del gradiente; per la convenzione sui segni sopra descritta si introduce pertanto il segno negativo davanti al gradiente.
In essa λ è il **coefficiente di conducibilità termica** che dipende solo dalla natura e dallo stato fisico del materiale ed è ottenuto sperimentalmente; in unità del Sistema Internazionale esso è espresso in (W/m K).
I valori del coefficiente λ di alcune classi di sostanze sono riportati nella tabella seguente.

materiale	λ (W/mK)
Gas a $p = p_{ATM}$	0,007 ÷ 0,5
Materiali termoisolanti	0,02 ÷ 0,25
Liquidi (non metallici)	0,05 ÷ 0,7
Solidi (non metallici)	0,3 ÷ 2,3

Metalli liquidi	8 ÷ 80
Metalli e leghe metalliche	14 ÷ 420

il gradiente è espresso in K/m e pertanto **q** è espresso in (W/m²); il coefficiente di conduttività termica per uno stesso mezzo non è costante dipendendo dalla temperatura, tuttavia per i casi più comuni di trasmissione del calore che si prenderanno in esame questo può con buona approssimazione assumersi costante.

Per valutare la quantità di energia dQ che passa in un intervallo di tempo infinitesimo dτ attraverso una superficie d S comunque orientata rispetto al campo di temperatura sarà necessario calcolare quanto flusso del vettore **q** attraversa tale superficie nel tempo considerato; si ha quindi:

$$dQ/d\tau = \mathbf{q} \cdot \mathbf{n}\ d S = \lambda\ (- \text{grad } T \cdot \mathbf{n})\ d S$$

dove **n** è il versore normale alla superficie dS, orientato nel verso uscente dalla superficie stessa.

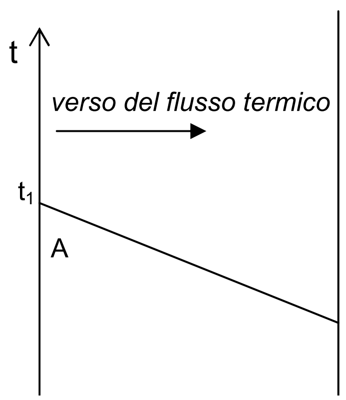
Integrando la relazione suddetta a tutta la superficie S, e considerato λ praticamente costante, si ottiene:

$$dQ/d\tau = - \lambda \int (dT/dn)\ dS$$

La risoluzione dell'integrale è possibile solo conoscendo la variazione della temperatura in funzione dello spazio e del tempo; il problema del calcolo della quantità di calore scambiata per conduzione viene così ricondotto a quello della distribuzione della temperatura nel mezzo: è questo pertanto il problema principale della teoria matematica della trasmissione del calore ovvero disporre di un'equazione che esprima come varia la temperatura nel mezzo, tale variazione è data dall'Equazione generale della conduzione che ci fornisce pertanto il valore del gradiente di temperatura.

Per i casi più semplici il gradiente di temperatura può essere determinato semplicemente analizzando la situazione fisica: è questo il caso di trasmissione del calore monodimensionale (ad esempio nella direzione x) fra due superfici piane parallele che delimitano un mezzo isotropo ed omogeneo all'interno del quale il profilo di temperatura è lineare ovvero funzione solo di x (fig. 2); in tal caso il rapporto differenziale dT/dx è costante ed è portato fuori dall'integrale:

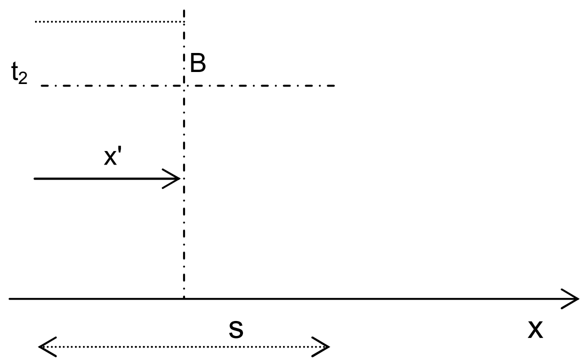
$$dQ/d\tau = - \lambda\ dT/dx \int_S dS = - \lambda\ (dT/dx)\ S$$



Dal punto di vista geometrico la variazione della temperatura può essere calcolata anche dalla similitudine dei triangoli A e B:

$$(t_1 - t_2) / s = (t_1 - t_x) / x'$$

da cui :



Variazione della temperatura in un mezzo isotropo ed omogeneo

Se assumiamo inoltre l'ipotesi di essere in regime stazionario, quindi indipendente dal tempo, possiamo scrivere:

$$Q = - \lambda \, (dT/dx\,)\, S$$

Separando le variabili ed integrando per parti si ha:

$$Q\,dx = - \lambda\, S\, d\,T \implies Q \int_0^s dx = - \lambda\, S \int_{T1}^{T2} dT \implies Q\, s = - \lambda\, S\,(\,T_2 - T_1)$$

$$\mathbf{Q = (\lambda/s)\, S\, (\,T_2 - T_1)}\ \text{(W)}$$

Dove Q rappresenta la potenza termica trasmessa per conduzione in regime stazionario tra due superfici piane parallele che delimitano un corpo omogeneo ed isotropo.

Come visto in precedenza il problema nella trasmissione del calore per conduzione è determinare la distribuzione della temperatura all'interno di un dato sistema in funzione dello spazio e del tempo: ciò può essere fatto, come detto, ricorrendo all'Equazione generale della conduzione

Nell'Equazione generale della conduzione compare un termine molto importante: la diffusività termica, indicata con il simbolo α^2 e definita come segue:

$$\boldsymbol{\alpha^2 = \lambda\, /\rho\, c_p}$$

La diffusività termica rappresenta un indice della velocità con la quale in regime termico non stazionario il calore si diffonde attraverso il mezzo stesso; la diffusività termica rappresenta dunque un indice dell' inerzia termica della struttura.

In regime non stazionario, o dinamico, le condizioni ambientali esterne, sia in inverno che in estate, sono caratterizzate da notevoli variazioni nell'arco delle 24 ore; per valutare e controllare le condizioni di benessere di un ambiente in regime dinamico, dunque, è necessario tenere presente queste oscillazioni.

La variazioni di temperatura esterna possono, con alcune approssimazioni, essere rappresentate da una curva sinusoidale riportata su un sistema di assi cartesiani in

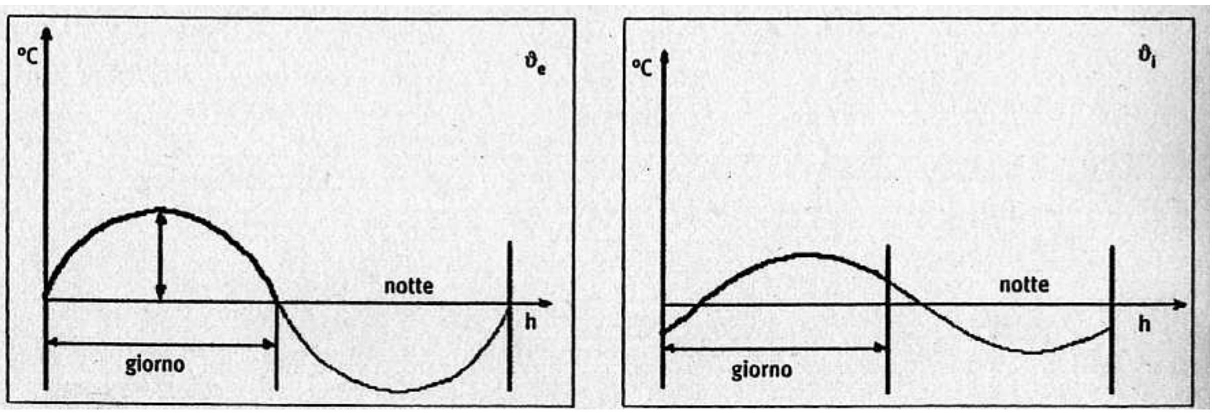
cui sull'ascissa si riporta il tempo in ore e sull'ordinata l'ampiezza dell'onda termica espressa in gradi Centigradi.
L'onda termica che attraversa l'elemento di tamponamento esterno dell'edificio, sia esso un tamponamento verticale che una copertura, subisce durante il passaggio, una attenuazione della sua ampiezza (detta anche smorzamento dell'onda termica) ed uno, fondamentali al fine di valutare le prestazioni dei componenti edilizi in regime dinamico, sono così definiti:

- lo smorzamento dell'onda termica σ è misurato dal rapporto fra la massima temperatura sulla superficie esterna (θ_E) e quella sulla superficie interna (θ_I):

$$\boldsymbol{\sigma = \theta_E / \theta_I}$$

- lo sfasamento τ è il tempo, misurato in ore che intercorre fra la massima temperatura all'esterno e la massima temperatura all'interno.

Attenuazione (o smorzamento) e sfasamento dell'onda termica caratterizzano la capacità di accumulo termico di un componente edilizio e ne condizionano pesantemente la dinamica termica, sia in regime invernale che estivo. In particolare si ricorda come i componenti finestrati siano da considerarsi a tutti gli effetti sistemi solari passivi e quindi le loro prestazioni devono essere attentamente valutate sia in regime invernale (ai fini della massimizzazione degli apporti solari gratuiti) sia in regime estivo (ai fini del controllo dell'irraggiamento solare con conseguente progettazione di opportuni sistemi di schermatura).
In generale, nell'edilizia residenziale, il valore dello sfasamento dell'onda termica (ottimale se dell'ordine delle 10 ore) dovrebbe permettere di avere i massimi di temperatura all'intradosso del componente nelle ore serali prolungando in inverno il guadagno termico e in estate dando la possibilità di raffrescare gli ambienti con la ventilazione naturale (avendo avuto sempre la sensibilità di schermare i componenti finestrati dall'irraggiamento diretto).
No è facile, tuttavia che elevati valori di smorzamento e sfasamento dell'onda termica siano presenti in uno stesso materiale, perché i materiali termoisolanti generalmente hanno bassa densità quindi bassa capacità termica e viceversa i materiali con elevata densità; occorre pertanto progettare con molta attenzione il componente multistrato tenendo conto di tutte le verifiche imposte dalla Legge 10/1991 compresa la verifica termoigrometrica.



Andamento sulle 24 ore delle temperature sulla superficie esterna di un componente di tamponamento; effetto dello sfasamento e smorzamento dell'onda termica.

Tornando alla trasmissione del calore in regime stazionario, un caso particolare che deriva dall'Equazione generale della conduzione è rappresentato dall'equazione di Laplace valida per stato stazionario e generazione interna di energia nulla:

$$d^2T/dx^2 = 0 \quad \text{Equazione di Laplace}$$

Dall''equazione di Laplace per conduzione monodimensionale si può dimostrare la distribuzione lineare della temperatura all'interno del mezzo isotropo ed omogeneo.

Applicando tale relazione alla conduzione di calore attraverso uno strato piano si ottiene nuovamente l'espressione della variazione lineare della temperatura; ad un generico punto x della parete si ha:

$$T_x = T_1 + (T_2 - T_1 / s)\, x$$

Conduzione monodimensionale in regime stazionario attraverso un condotto circolare

Molto spesso, nei problemi di trasmissione del calore, si deve calcolare la quantità di energia termica che viene trasmessa all'esterno di un condotto circolare nel quale fluisce un fluido riscaldato a temperatura molto superiore rispetto all'ambiente circostante. Questo implica la necessità di contenere le dispersioni previo calcolo delle stesse in modo da poter affrontare con coerenza il problema dell'isolamento termico del condotto.

Si voglia ad esempio calcolare la quantità di energia termica Q che passa attraverso un condotto circolare avente le seguenti caratteristiche.

Siano:

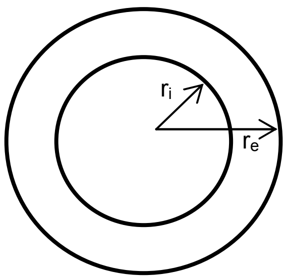
r_i = raggio interno

r_e = raggio esterno

$s = r_e - r_i$

Ti = temperatura interna

Te = temperatura esterna



Conduzione monodimensionale in regime stazionario attraverso un condotto circolare

Per la legge di Fourier si ha:

$$Q = -\lambda\, S\, (dT/dr)$$

in cui dT/dr è il gradiente in direzione radiale e S = superficie circolare di raggio r.

Per il condotto circolare la superficie S è data da S = 2 π r l, dove l = lunghezza generica normale alla sezione S; dalla relazione suddetta si avrà separando le variabili:

$$Q\, d r / 2\, \pi\, r\, l\, \lambda = - d\, T$$

ed integrando per parti tra Te a r_e e Ti a r_i:

$$Q /2 \pi l \lambda \int_{ri}^{re} d r/r = -\int_{Ti}^{Te} d T$$

$$(Q /2 \pi l \lambda) (\ln r_e / r_i) = (Ti - Te)$$

$$\mathbf{Q = 2 \pi l \lambda (Ti - Te) / (\ln r_e / r_i)}$$

Se **s** è piccolo rispetto a **r** (ovvero per valori $\mathbf{r_e/r_i} \leq 1{,}4$) si possono applicare ai tubi le formule di trasmissione della parete piana, e la potenza termica scambiata può essere calcolata come segue:

$$\mathbf{Q = 2 \pi l \lambda (Ti - Te) r_i / s}$$

Conduzione monodimensionale in regime stazionario: resistenza termica per strutture composte e analogia elettrica

Nel caso che si abbiano strutture composte da più strati, aventi valori diversi della conducibilità termica λ**,** che vengono attraversati dal flusso termico, per la valutazione delle quantità di energia termica trasmesse si ricorre al metodo della **analogia elettrica** ([1]).

Risulta infatti che alla legge di Fourier corrisponde la legge di Ohm.

Sia Re una resistenza elettrica ai cui estremi sia applicata una differenza di potenziale (tensione) V, per la legge di Ohm si avrà che il flusso di corrente **i** che attraversa detta resistenza è retto dalla seguente equazione:

$\mathbf{i = V / R_e}$ da cui $\mathbf{R_e = V / i}$ Legge di Ohm

nella trasmissione del calore per analogia si può sostituire **i** con Q, V con la differenza di temperatura ΔT e R_e con la resistenza termica R_T al passaggio del calore:

$\mathbf{R_T = s / \lambda}$ (m^2 K/ W) Resistenza riferita all'unità di superficie

Un materiale risulterà pertanto tanto più resistente al passaggio di energia termica tanto maggiore sarà il suo spessore e tanto minore sarà la sua conducibilità termica.

Estendendo l'analogia elettrica alla situazione di una struttura composta da più strati eterogenei, si avrà che la resistenza totale sarà eguale alla somma delle resistenze parziali, poste in serie, di ciascun strato componente la struttura:

$\mathbf{R_T = \Sigma R_i = \Sigma (s_i / \lambda_i)}$ (m^2 K/W) Resistenza termica per più strati

dove (s_i / λ_i) è la resistenza termica dello strato i-esimo di spessore s_i e conducibilità termica λ_i.

[1] Due sistemi si dicono analoghi quando sono governati da equazioni simili

La **conduttanza C** di una struttura multistrato sarà pertanto definita dall'inverso della resistenza termica:

$$\mathbf{C = 1/ R_T} \quad (W/m^2\,K) \quad \text{Conduttanza}$$

SCAMBIO TERMICO PER CONVEZIONE

Si ha trasmissione di energia termica per convezione quando tale trasferimento di energia avviene tra un fluido (liquido o gas) ed un solido in moto relativo uno rispetto all'altro: pertanto al fenomeno della conduzione si sovrappone il trasporto di energia operato dalle particelle in moto.

In dipendenza dalla natura delle forze che causano il moto del fluido in esame si distinguono due tipi di convezione:

- convezione naturale

- convezione forzata

Nel caso di convezione naturale il moto delle particelle è determinato essenzialmente dalle forze di galleggiamento innescate dalle variazioni di densità in seno al fluido stesso conseguenti alle differenze di temperatura; viceversa nel caso di convezione forzata il moto delle particelle è dovuto a forze esterne al fluido, ovvero il moto del fluido è forzato dall'azione di meccanismi, quali pompe o elettroventilatori ed in tal caso le forze di galleggiamento risultano generalmente trascurabili a fronte di quelle inerziali. Occorre ricordarsi che l'azione del vento deve essere assimilata alla convezione forzata.

Nella **convezione naturale** lo scambio termico convettivo nel fluido ha inizio per cause naturali quando l'equilibrio tra forze di galleggiamento e forze di gravità è turbato dalla disomogeneità della distribuzione della temperatura nel fluido.

Caso tipico di convezione naturale è quello che si verifica ad es. tra una parete e l'aria adiacente a causa della diversità di temperatura; oppure tra un radiatore e l'aria circostante (è evidente l'uso improprio del termine *radiatore* in questo particolare caso dato che lo scambio termico avviene essenzialmente per convezione).

Le particelle meno dense e quindi più leggere vengono pertanto spinte in alto, mentre altre particelle più fredde, e quindi più dense e pesanti, prendono il posto di queste.

Esaminati gli aspetti termofisici suddetti, la potenza termica scambiata per convezione tra una parete e l'aria adiacente può essere molto semplicemente valutata mediante la seguente equazione proposta nei calcoli tecnici:

$$\mathbf{Q = h_c\,(T_s - T_f)\,S\ (W)}$$

dove:

- $T_f = T_\infty$ = temperatura del fluido (K)
- T_s = temperatura della superficie di scambio termico, es. una parete (K)
- $\mathbf{h_c}$ = **coefficiente di scambio termico convettivo** (W/m^2K)
- S = superficie interessata dallo scambio termico (m^2)

Occorre ricordare che per il caso in esame la temperatura del fluido è spesso indicata con il termine T_∞ a significare che questa è la temperatura corrispondente alla zona di fluido che non risente del fenomeno convettivo e per questo motivo viene indicata con il pedice ∞. Nel caso di fluido che scorre in un condotto tale temperatura nei calcoli tecnici viene convenzionalmente assunta pari a quella del fluido che scorre al centro del condotto stesso.
La relazione dello scambio termico convettivo **non è una legge fisica** e questo perché il coefficiente $\mathbf{h_c}$ non dipende solo dalla natura e dallo stato fisico del fluido, come ad esempio per la conducibilità termica, ma dipende anche dalla configurazione geometrica del problema esaminato per lo studio dello scambio termico. Inoltre il valore di h_c può variare da punto a punto della superficie S se varia il moto lungo la stessa e pertanto occorrerà definire un valore medio di tale coefficiente.
Il coefficiente $\mathbf{h_c}$ **,** per quanto sopra detto**,**dipende pertanto da:

- natura e stato fisico del fluido (compreso la relativa temperatura dipendente dal problema in esame)
- tipo di moto del fluido (laminare o turbolento)
- forma geometrica del solido a contatto col fluido (superficie piana, ellittica, cilindrica etc.).

Richiami sul moto dei fluidi

Il tipo di moto di un fluido in movimento influenza sensibilmente l'entità del coefficiente di scambio termico convettivo; le condizioni (o regimi) di moto che possono verificarsi sono essenzialmente due:

- moto laminare
- moto turbolento

I regimi di moto laminare o turbolento si possono manifestare sia per convezione naturale che forzata; in particolare si verifica che:

- il **moto laminare** è caratterizzato da un movimento delle particelle che si muovono parallelamente le une alle altre senza subire brusche deviazioni; il moto laminare è rappresentato quindi da moto uniforme con linee di corrente parallele tra loro lungo le quali si muovono ordinatamente le particelle di fluido; in generale con i fluidi acqua e aria perché si abbia tale moto si devono mantenere velocità molto contenute e la superficie del solido con il quale il fluido è a contatto deve essere quanto più liscia possibile;
- il **moto turbolento** è invece caratterizzato dal moto caotico delle particelle di fluido, il moto risulta non uniforme (o vario)*;* a seconda del fluido tale moto può manifestarsi anche per velocità relativamente contenute, per brusche deviazioni, per eccessiva scabrezza della superficie del solido o per estensioni delle superfici di contatto relativamente elevate; si rileva peraltro che tale condizione è quella che normalmente si verifica per il moto di fluidi all'interno di condotti e tubazioni, e nel moto dell'aria che lambisce esternamente le pareti degli edifici.

La differenza tra i due tipi di moto suddetti fu scoperta nel 1883 da Osborne Reynolds nel corso di una celebre esperienza.

In **convezione forzata** al fine di valutare il **regime di moto** si ricorre ad una grandezza adimensionale che derivata dall'esperienza di Reynolds viene appunto denominata ***Numero di Reynolds*** **Re**:

$$\mathbf{Re = wL}\rho / \mu \qquad \text{Numero di Reynolds (adimensionale)}$$

Dove:
- w = velocità media nella sezione del condotto (m/s)
- ρ = densità del fluido (kg/m³)
- L = dimensione caratteristica (m); nel caso di condotti circolari L = diametro; per condotti non circolari L rappresenta il diametro idraulico Di ([2]): Di = 4 A/P con A superficie della sezione e P perimetro del condotto oppure Di = 4 (a b)/2(a + b) con a e b dimensioni dei lati del condotto.
- μ = viscosità dinamica (kg/ms)

Per moto di fluidi in condotti l'esperienza ha dimostrato che:

se Re < 2100 si ha moto laminare
se 2100 < Re < 3100 siamo in regime di transizione

se Re > 3100 si ha moto turbolento

Il rapporto $\nu = \mu/\rho$ (m²/s) prende il nome di viscosità cinematica; adottando tale parametro Re è dato dalla seguente relazione:

$$\mathbf{Re = W\ L\ /}\ \nu$$

In **convezione naturale** il tipo di moto può essere analogamente determinato in funzione del valore del prodotto di altri due numeri adimensionali denominati **Grashof** (Gr) e **Prandtl** (Pr).

Per esempio nel caso di superfici piane verticali si ha moto laminare per valori Gr Pr < 10^8, mentre evidentemente per valori superiori siamo in presenza di moto turbolento.

Il prodotto (Gr Pr) prende anche il nome di **Numero di Rayleigh** (Ra).

Il numero di Grashof è dato dalla seguente relazione:

$$\mathbf{Gr = g\ \beta\ L^3\ (T_s - T_f)\ /}\nu^2 \qquad \text{Numero di Grashof}$$

dove:
- g = accelerazione di gravità (m/s^2)
- L = dimensione caratteristica del problema (m)
- T_s = temperatura della parete (K)
- T_f = temperatura del fluido (K)
- ν = viscosità cinematica (m²/s)

Fisicamente Grashof esprime quindi il rapporto tra:
1) forze di galleggiamento Fg = g β (T_s - T_f) (N/kg), dove

- g = accelerazione di gravità (m/s^2)

[2] per diametro idraulico si intende il diametro di un condotto circolare che causa la stessa perdita di pressione a parità di velocità e fattore d'attrito.

- $\beta = 1/(T_s - T_\infty)/2 = 1/T_m$ (K^{-1}) è il coefficiente di dilatazione termica valutato alla temperatura media parete-fluido

2) forze di attrito viscoso $Fa = \nu^2 /L^3$ (N/kg): maggiore risulterà tale numero e maggiore sarà lo scambio termico per convezione naturale.

Il numero di Prandtl è dato da:

$Pr = c_p \mu /\lambda_f$

esprimibile anche mediante la relazione:

$$\mathbf{Pr} = \nu/\alpha^2 \quad \text{Numero di Prandtl}$$

Dove:

- ν = viscosità cinematica (m²/s)
- α^2 = diffusività termica (m²/s)

Il numero di Prandtl contrariamente a Gr e Re, dipende esclusivamente da natura e stato fisico del fluido e pertanto può essere considerato una proprietà termofisica. Maggiore è il numero di Pr e maggiore risulterà lo scambio termico convettivo (naturale o turbolento).

Per calcolare il coefficiente di convezione H_c viene introdotto un ulteriore numero puro, il numero di Nusselt Nu.

$$\mathbf{h_c L /\lambda_f = Nu} \qquad \text{Numero di Nusselt (\textit{adimensionale})}$$

Una volta determinato Nu è possibile calcolare il valore di h_c e quindi tramite la quantità di energia termica scambiata per convezione.

$$\mathbf{h_c = Nu\lambda_f / L}$$

La determinazione del coefficiente convettivo di scambio termico $\mathbf{h_c}$ può essere affrontata in generale con diversi metodi fra cui si ricorda quello dell’analisi dimensionale combinata con esperimenti; tale metodo generalizza i risultati ottenuti con un’analisi teorica: il metodo consiste nell’associare ai risultati sperimentali la determinazione di gruppi adimensionali di variabili (Re, Gr, Pr) da cui dedurre il valore di Nu e quindi di $\mathbf{h_c}$.

Uno dei metodi utilizzati per raggruppare le variabili è il teorema π o di Buckingham. Tramite questa metodologia l’analisi dimensionale combina le variabili in gruppi adimensionali, come per es. il numero di Gr, Pr o di Re visti in precedenza, che consentono una facile interpretazione dei dati sperimentali e ne estendono il campo di applicazione con il procedimento sotto schematizzato:

1. risultati sperimentali
2. individuazione delle variabili
3. raggruppamento di queste in gruppi adimensionali
4. estensione dei risultati a situazioni geometricamente e fisicamente simili mediante la correlazione dei risultati sperimentali ai gruppi adimensionali

E' evidente però che per usare tale metodo è necessario conoscere a priori, ovvero dai risultati sperimentali, quali variabili influenzano il fenomeno in esame ed il successo dell'operazione consiste nell'opportuna scelta di tali variabili.
Dunque tramite l'analisi dimensionale ed il teorema π si ricavano raggruppamenti adimensionali che descrivono l fenomeno convettivo; la correlazione dei risultati sperimentali ai gruppi adimensionali si può esprimere come segue

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

che ha validità generale per la convezione naturale o forzata.

Peraltro si osserva che nel caso di **convezione forzata** viene meno la dipendenza dal numero di Grashof e quindi la relazione funzionale sarà del tipo:

$$\mathbf{Nu = a\,(Re)^b\,(Pr)^c}$$

Le indagini sperimentali,condotte per varie situazioni di scambio termico convettivo,consentono pertanto la determinazione degli esponenti suddetti che vengono pertanto riportati in letteratura. Nel caso di moto laminare essendo b = c si ha:

$$Nu = a\,(Re\ Pr)^n$$

il prodotto (Re Pr) prende il nome di **numero di Peclet** (Pe).

Nel caso invece di **convezione naturale** viene meno la dipendenza dal numero di Reynolds e quindi si avrà

$$\mathbf{Nu = C\,(Gr)^a\,(Pr)^b}$$

Nel caso di moto laminare essendo a = b si ha:

$$Nu = C\,(Gr\ Pr)^n$$

il prodotto (Gr Pr) prende il nome di **numero di Rayleigh** (Ra) e può essere utilizzato, come visto in precedenza, per valutare il tipo di moto per convezione naturale.

Determinato il valore Nu dalla suddette relazioni si calcola il valore del coefficiente di scambio termico convettivo h_c:

$$\mathbf{h_c = Nu\lambda_f / L}$$

La procedura per il calcolo della potenza termica scambiata per convezione è così riassumibile:

1) individuazione da tabella, in funzione del problema fisico e geometrico, dei coefficienti necessari per la determinazione del numero di Nusselt

Nu = $a\ Re^{b}\ Pr^c \Rightarrow$ convezione forzata (per moto laminare $Nu = a\ Pe^n$)
Nu = $C\ Gr^{a}\ Pr^b \Rightarrow$ convezione naturale (per moto laminare $Nu = C\ Ra^n$)

2) calcolo del coefficiente convettivo h_c

$$h_c = Nu\ \lambda / L$$

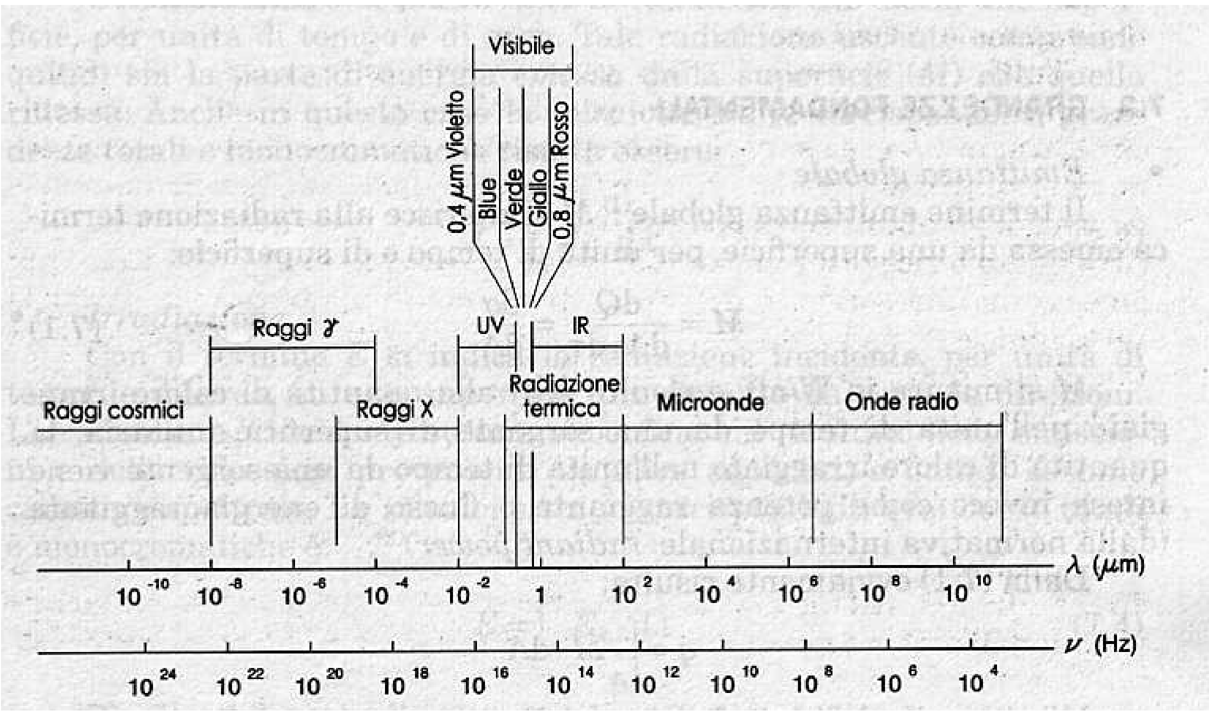
3) calcolo dello scambio termico convettivo

$$Q_c = h_c\ S\ \ \Delta T$$

SCAMBIO TERMICO PER IRRAGGIAMENTO

Il trasferimento di energia termica per irraggiamento, ed in particolare quello attribuibile all'irraggiamento solare, è molto importante sia per l'entità dei carichi termici (estivi ed invernali) che per l'applicazione di tale forma di energia alternativa (collettori solari, celle solari fotovoltaiche ecc.)

Lo *scambio termico* di energia raggiante tra il corpo umano e l'ambiente circostante è inoltre molto importante ai fini del benessere e deve pertanto essere conosciuto nei suoi meccanismi principali potendo costituire di fatto un vincolo progettuale. Tale forma di scambio termico deve inoltre essere presa in considerazione al momento di valutare le dispersioni termiche tra due fluidi separati da una parete, come si è visto quando si valuta l'entità della trasmittanza,dove comparivano i coefficienti liminari di scambio termico per convezione ed irraggiamento.



Spettro delle onde elettromagnetiche

Per la maggior parte delle applicazioni prese in esame ai fini degli scambi energetici è importante solo la *radiazione termica*.
L'irraggiamento termico è definito come *l'energia raggiante emessa da un corpo a causa della sua temperatura*, cioè l'emissione di radiazioni termiche dipende dalla temperatura assoluta, dalla natura del corpo emittente e dalle caratteristiche della sua superficie (compresa la rugosità); in altri termini un corpo emette energia raggiante per il solo fatto di possedere una certa temperatura T, a spese della sua energia interna (cambiamenti del contenuto energetico di atomi e molecole).

A livello macroscopico si dice che l'irraggiamento si propaga mediante l'energia posseduta da onde elettromagnetiche che si muovono secondo traiettorie rettilinee ([3]).
La velocità a cui si propaga la radiazione nel vuoto è pari alla velocità della luce **c**: c =3 $\cdot 10^8$ m/s (300.000 km/s); sussiste peraltro la seguente relazione tra lunghezza d'onda della radiazione e velocità della stessa:

$$\lambda = c/\nu \text{ (m)} \quad \text{dove } \nu = \text{frequenza } (s^{-1})$$

pertanto tanto maggiore è la frequenza, tanto minore è la lunghezza d'onda della radiazione e viceversa. Di solito la lunghezza d'onda, considerate le dimensioni in gioco, è espressa in **μm** anziché in **m** (1 μm = 10^{-6} m) .
Contrariamente alle altre forme di scambio termico che hanno bisogno di un mezzo affinché sia possibile il trasferimento di energia, l'irraggiamento termico è una propagazione di energia che avviene indipendentemente dal mezzo e quindi è possibile anche nel vuoto (v. l'irraggiamento solare). Analizzando lo spettro della radiazione elettromagnetica, diviso in vari bande di lunghezza d'onda, emerge che la maggior parte dell'energia termica viene emessa nel campo dell'infrarosso.
Gli effetti termici della radiazione si estendono nei campi dall'ultravioletto all'infrarosso all'incirca tra 0,1 e 100 μm.
Le lunghezze d'onda di interesse nelle applicazioni dell'energia solare sono comprese fra l'ultravioletto ed il vicino infrarosso, cioè tra circa 0,2 e 25 μm; il sole, che ha una temperatura superficiale apparente di circa 5500 °C, emette la maggior parte della sua energia al di sotto di 4 μm più precisamente tra 0,2 e 4μm al di fuori dell'atmosfera, mentre a livello del suolo terrestre la radiazione è sostanzialmente compresa tra 0,3 e 2,5 μm (circa il 99% dell'energia totale emessa).
La diversità tra radiazione extratmosferica e quella a livello del suolo è dovuta al fatto che l'energia solare viene in parte assorbita dall'atmosfera (H_2O, CO_2, O_2, O_3) e pertanto lo spettro di emissione a livello terrestre non è più continuo ma presenta delle "finestre" in corrispondenza delle lunghezze d'onda sensibili ai fenomeni di assorbimento suddetti.

Nel campo di lunghezza d'onda compreso tra 0,39 ÷ 0,78 μm si ha il campo del visibile o spettro ([4]) del visibile; tale campo di radiazioni è estremamente importante al fine della comprensione dei meccanismi della visione e quindi ai fini dello studio dell'illuminazione naturale e artificiale degli ambienti confinati.
Al di sotto di 0,37 μm e fino a 0,01 μm si ha il campo dell'ultravioletto, mentre al disopra di 0,78 μ fino a circa 10^3 μm si ha il campo dell'infrarosso (suddiviso in infrarosso vicino tra 0,78 e 25 μm, ed infrarosso lontano tra 25 e 10^3 μm).

---

[3] la teoria ondulatoria attribuisce la trasmissione dell'energia raggiante a onde elettromagnetiche secondo una visione macroscopica del fenomeno, diversa pertanto dalla teoria quantistica oscillatoria utilizzata prevalentemente per spiegare i fenomeni dell'irraggiamento a livello microscopico.
[4] quando una proprietà della radiazione è funzione della lunghezza d'onda si usa la parola *spettrale*: ad es. lo *spettro del visibile* poichè la visibilità della radiazione è funzione della sua lunghezza d'onda; analogamente è definito *valore monocromatico*, il valore della proprietà della radiazione in corrispondenza di una data lunghezza d'onda: vedasi ad es. il *potere emissivo monocromatico* della radiazione da parte delle superfici .

Quando dell'energia raggiante E incide su di un mezzo può essere in parte riflessa Er, assorbita Ea e trasmessa Et.
Per il principio di conservazione dell'energia:

$$E = Er + Ea + Et$$

e dividendo tutto per E:

$$1 = Er /E + Ea/E + Et/E = \mathbf{r} + \mathbf{a} + \mathbf{t}$$

dove:

r = coefficiente di riflessione

a = coefficiente di assorbimento (assorbanza)

t = coefficiente di trasmissione

I coefficienti suddetti sono in generale funzione della temperatura superficiale del corpo, della lunghezza d'onda della radiazione incedente e dell'angolo di incidenza della stessa.
Per lo studio dell'irraggiamento e dei relativi scambi termici usualmente si fa l'ipotesi semplificativa che tutti i fluidi siano trasparenti all'irraggiamento per cui per essi t = 1, mentre per i solidi t = 0, ovvero non trasmettono energia raggiante, eccettuato quelli che risultano visibilmente trasparenti o traslucidi. Per quest'ultimi, come ad es. il vetro, occorre determinare dei coefficienti spettrali di trasmissione, riflessione ed assorbimento, coefficienti cioè che dipendono dalle dimensioni della lunghezza d'onda (ad es. il vetro trasmette la radiazione visibile ma è opaco nel campo dell'infrarosso).
Le superfici trasparenti hanno la proprietà di essere "permeabili" alle lunghezze d'onda fino a 2,5 μm, mentre i corpi "grigi" emettono usualmente a lunghezze d'onda superiori a 2,5 μm (infrarosso) ; poiché il vetro risulta opaco a tali emissioni, negli ambienti finestrati soggetti ad irraggiamento solare si ha il così detto "effetto serra" con l'aumento della temperatura ambiente dovuto al bilancio energetico positivo tra energia entrante nell'ambiente ed energia riemessa all'esterno.
Per lo studio del benessere degli individui in ambiente confinato il coefficiente che più interessa è quello di assorbimento **a .**
I corpi vengono così classificati in funzione del loro coefficiente di assorbimento:

- corpi neri: **a** = 1 tutta l'energia raggiante incidente su di esso viene assorbita, indipendentemente dalla lunghezza d'onda e dallo stato fisico;
- corpi grigi: **a** < 1 per ciascuno di essi il coeff. di assorbimento risulta costante *indipendentemente dalla lunghezza d'onda della radiazione incidente*;
- corpi colorati: per essi il coefficiente di assorbimento varia in funzione della lunghezza d'onda e della temperatura.

Un corpo nero, o radiatore ideale, è un corpo che *ad ogni temperatura e per qualsiasi lunghezza d'onda emette ed assorbe la massima quantità possibile di radiazione*; questa definizione pone pertanto un limite superiore teorico all'emissione delle radiazioni per cui il corpo nero è un campione di riferimento con il quale confrontare le caratteristiche degli altri corpi.

In natura il classico corpo nero di riferimento è il sole, gli altri corpi talora possono essere considerati con sufficiente approssimazione *grigi* a meno che non siano particolarmente lucidi e riflettenti (sono tali ad es. le superfici metalliche) e fatte salve le limitazioni che saranno discusse in seguito.

Leggi dell'irraggiamento per il corpo nero

L'energia emessa da un corpo nero, per unità di tempo e superficie, alla lunghezza d'onda λ ed alla temperatura assoluta T (K) è denominata **Potere emissivo monocromatico $E_{n\lambda}(T)$.**

La rappresentazione di $E_{n\lambda}(T)$ in funzione della lunghezza d'onda λ permette di evidenziare una seguente relazione denominata **legge di Wien**, o legge del regresso:

$$\lambda_{MAX} T = \text{costante} = 2897 \quad \text{Legge di Wien o del regresso (K } \mu\text{m)}$$

dove il valore 2897 della costante vale per valori di T e λ espressi rispettivamente in K e in μm.
La Legge di Wien evidenzia come all'aumentare della temperatura il massimo dell'emissione regredisce verso valori inferiori della lunghezza d'onda. Per esempio a 2400 K,λ_{MAX} = 2897/2400 = 1,2 μm ed il massimo dell'emissione si ha nell'infrarosso; per la temperatura del sole pari a circa 6000 K risulta:
λ_{MAX} = 2897/6000 = 0,48 μm pertanto il massimo dell'emissione si ha nel visibile.

L'integrazione nell'intero campo di lunghezza d'onda da 0 a ∞ del potere emissivo monocromatico determina il **Potere emissivo integrale** del corpo nero **E_n (T)** il cui valore è dovuto alla seguente **equazione di Stefan - Boltzman**:

$$E_{n\,(T)} = \int_0^\infty E_{n\,\lambda}\, d\lambda = \sigma T^4 \quad \text{Legge di Stefan - Boltzman (W/m}^2\text{)}$$

dove σ = cost. di Stefan-Boltzman = $5{,}67 \cdot 10^{-8}$ (W/m² K^4).

Tale legge fisica è importante in quanto rivela immediatamente il peso che l'irraggiamento ha nel benessere degli individui in ambienti confinanti in quanto che gli scambi di temperatura avvengono elevando alla 4^a potenza le temperature assolute 8espresse cioè in gradi kelvin); pertanto una differenza anche di soli 3 ÷ 4 °C diventano significativi se elevati alla quarta potenza.

Da qui la necessità di mantenere più alta possibile la temperatura delle superfici che circondano il corpo umano al fine di ridurre gli scambi termici per irraggiamento tra questo e le pareti circostanti.

La maggior parte delle superfici comuni non hanno il comportamento ideale del corpo nero e per caratterizzarle si usano grandezze adimensionali, come l'emittenza ε ed il coeff. di assorbimento **a**, relazionate alle capacità di emettere ed assorbire di un corpo nero.

Poiché il potere emissivo di una superficie **reale** risulta per definizione inferiore a quello di un corpo nero alla stessa temperatura, possiamo definire l'emittenza ε (detta anche emissività emisferica) nel modo seguente:

$$\varepsilon = E/E_n < 1$$

Analogamente viene definita una emissività emisferica monocromatica ε_λ dal rapporto:

$$\varepsilon_\lambda = E_\lambda / E_{n\lambda} \rightarrow E_\lambda = E_{n\lambda}\, \varepsilon_\lambda$$

dove:

E_λ = potere emissivo monocromatico della superficie reale ad una determinata temperatura

$E_{n\lambda}$ **=** potere emissivo monocromatico del corpo nero alla stessa temperatura.

Sussiste una importante relazione tra emittenza monocromatica ε_λ e assorbanza monocromatica a_λ di una superficie di un corpo reale messa in evidenza dalla Legge di Kirchhoff:

$$\boldsymbol{\varepsilon_\lambda (\lambda,T) = a_\lambda (\lambda,T)} \quad \text{Legge di Kirchhoff}$$

che esprime il fatto, importantissimo ai fini dell'irraggiamento, che ad ogni lunghezza d'onda λ e temperatura T <u>una superficie tanto più emette quanto più assorbe.</u>

A questo proposito, per facilitare i calcoli, spesso si ipotizza che il comportamento della superficie reale sia all'incirca eguale a quella di un **corpo grigio**, per il quale per definizione i valori a_λ e ε_λ sono uniformi in tutto il campo di lunghezza d'onda.

Per i calcoli di scambio termico si utilizza una emittenza media, o un coefficiente di assorbimento medio, per l'intervallo di lunghezza d'onda nel quale è emessa, o assorbita, la maggior parte delle radiazioni.

In definitiva l'approssimazione del comportamento della superficie reale a corpo grigio consente di definire il potere emissivo E di quest'ultimo mediante la seguente relazione:

$$\mathbf{E = \varepsilon\, \sigma\, T^4} \quad \text{Potere emissivo di un corpo grigio (W/m}^2\text{)}$$

Tale risultato è <u>analogo</u> a quello ottenuto con la legge di Stefan - Boltzman ma la relazione suddetta **non è una legge fisica** in quanto che ε varia in funzione della natura della superficie del corpo.

Scambio termico per irraggiamento

Nella valutazione degli scambi termici per irraggiamento al fine di semplificare i calcoli si fanno in generale le seguenti ipotesi:

- tutte le superfici si comportano come corpi grigi o neri (le proprietà radiative sono così indipendenti dalla lunghezza d'onda);
- la riflessione avviene in modo diffuso e l'energia incidente si considera uniforme;
- le proprietà radiative si considerano uniformemente distribuite sulle superfici aventi inoltre temperatura uniforme;
- assorbanza ed emittenza sono eguali ed indipendenti dalla temperatura della sorgente radiativa;

- i mezzi frapposti tra superfici radianti non assorbono né emettono radiazioni.

Le ipotesi suddette semplificano sensibilmente le problematiche in esame anche se evidentemente ciò va a scapito dell'esattezza dei risultati che risultano così più o meno approssimati, inoltre un'ulteriore semplificazione deriva dal fatto che in molte delle applicazioni lo scambio termico avviene fra due sole superfici.

Ciò premesso la quantità di energia termica scambiata per irraggiamento, in regime stazionario,è data dalla relazione:

$$\mathbf{Q_{12} = F_\varepsilon F_{12} S_1 \sigma \ (T^4_1 - T^4_2)} \text{ (W)}$$

dove:

F_ε = fattore di emissività (dipendente dalla natura delle superfici)

F_{12} = fattore di forma (dipendente dalla natura geometrica del problema)

Due casi particolari dell'equazione sono di interesse rilevante:

1. quelli di un piccolo oggetto completamente contenuto in un'altro molto più grande
2. quello di due superfici piane parallele di estensione infinita.

Caso n. 1 - Nel caso di un piccolo oggetto convesso 1 completamente contenuto in uno molto più grande 2 ($S_1 / S_2 \cong 0$), potendo considerare che tutta l'energia emessa da 1 sia praticamente assorbita da 2 (ovvero $a_2 \cong 1$), risulta $F_\varepsilon = \varepsilon_1$ e $F_{12} = 1$ e quindi la suddetta relazione diviene:

$$Q_{12} = \varepsilon_1 S_1 \sigma (T^4_1 - T^4_2) \text{ (W)}$$

Tale relazione è molto importante poichè molti problemi di scambio termico possono essere ricondotti a tale condizione: la relazione può essere usata per valutare gli scambi radiativi tra pareti e ambiente circostante considerato a temperatura uniforme.

Caso n. 2 - Le superfici S_1 e S_2 sono eguali tra loro ed il fattore di vista $F_{12} = 1$, pertanto si ha:

$$Q_{12} = S_1 \sigma (T^4_1 - T^4_2)/(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)$$

dalla quale risulta $F_\varepsilon = (1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1)$, denominato anche fattore di emissività dell'intercapedine.

Se le superfici sono nere la suddetta relazione si riduce semplicemente a:

$$Q_{12} = S_1 \sigma (T^4_1 - T^4_2)$$

Le relazioni che esprimono l'energia termica scambiata per irraggiamento, in regime stazionario, nelle tre forme viste, possono essere riscritta nella forma seguente:

$$Q_{12} = F_\varepsilon F_{12} S_1 \sigma \ (T^4_1 - T^4_2)$$

$$\downarrow$$

$$Q_{12} = F_\varepsilon F_{12} S_1 \sigma (T^2_1 + T^2_2) (T_1 + T_2) (T_1 - T_2)$$

Per valori di T_1 e T_2 non molto differenti al posto di $(T^2{}_1 + T^2{}_2)(T_1 + T_2)$, introducendo una temperatura media denominata T_m, con $T_m = (T_1 + T_2)/2$, si può mettere $4\,T^3{}_m$ ([5]), e quindi considerare Q_{12} funzione della sola differenza $(T_1 - T_2)$ secondo la relazione seguente che esprime lo scambio termico per irraggiamento

$$\mathbf{Q_{12} = hi\, S_1\, (T_1 - T_2)} \text{ Scambio termico per irraggiamento (W) (7)}$$

nella quale si è posto: $\mathbf{h_I = F_\varepsilon F_{12}\, \sigma\, 4\, T^3{}_m}$ (W/m²K)

dove $\mathbf{h_I}$ è il **coeff. di scambio termico per irraggiamento**; è importante ricordare che se le due aree interessate dallo scambio termico S_1 e S_2 non sono eguali, allora il valore numerico di hi dipende dal fatto che esso si riferisca ad S_1 o a S_2.

Analogamente alla relazione dello scambio termico per convezione, anche la relazione che permette il calcolo dello scambio termico per irraggiamento **non è una legge fisica** essendo h_I dipendente da una serie di parametri **geometrici e fisici** che lo vincolano ad una particolare situazione per cui variando la stessa varia anche il valore di h_I; per le situazioni della tecnica più comuni i valori di hi si trovano tabulati in apposite tabelle.

In tutti i casi pratici, gli scambi termici dipendono quindi, oltre che dalla natura delle superfici, dalla configurazione geometrica*;* di ciò si tiene conto mediante il fattore di configurazione o **fattore di forma***,* che viene definito come quella frazione dell'energia radiante emessa da una superficie che incide direttamente (con esclusione quindi di energia riflessa o reirraggiata da altre superfici) su di una seconda superficie, ipotizzando che entrambe le superfici siano diffondenti in maniera uniforme (superfici nere o grigie):

$$\mathbf{F_{12} = Q_{12} / Q_1 < 1}$$

ovvero come il rapporto tra l'energia emessa dalla superficie 1 che viene assorbita da 2 e l'energia totale emessa dalla superficie 1, e analogamente per F_{21}.

Il primo pedice, per convenzione, si riferisce alla superficie emittente mentre il secondo pedice si riferisce alla superficie ricevente. In generale, comunque, la determinazione del fattore di vista per una configurazione geometrica che non sia molto semplice è piuttosto complessa .
In letteratura si trovano già calcolati i fattori di vista per alcune delle situazioni più comuni.

I fattori di configurazione godono di altre proprietà oltre a quella della reciprocità che aiutano a semplificare i calcoli ed in particolare la possibilità di sommare i fattori di vista che si ottengono dalla suddivisione della superficie ricevente o emittente al fine di ottenere configurazioni geometriche semplificate.

PRESENZA CONTEMPORANEA DI DIVERSE MODALITÀ DI SCAMBIO TERMICO

Al momento in cui siamo in presenza di diverse modalità di scambio termico (convezione + irraggiamento + conduzione) si introduce il concetto di **coefficiente di trasmittanza U** (o coefficiente globale di scambio).

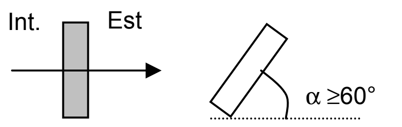
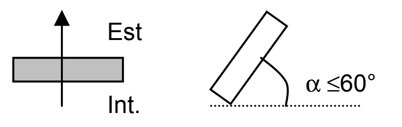
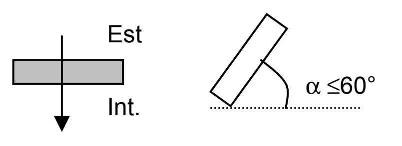
---

[5] Essendo $2Tm = T_1 + T_2$ e $2\,Tm^2 = T_1{}^2 + T_2{}^2$ si ha: $(2Tm)(2Tm^2) = 4\,Tm^3$

Detto coefficiente, introdotto dalla NORMA UNI 7357/74, riassume in sé le varie forme di scambio termico per convezione ed irraggiamento oltre che per conducibilità interna, che sono sempre presenti nella realtà.

Prima di affrontare in dettaglio l'analisi dello scambio termico per convezione ed irraggiamento si osserva che al fine della valutazione della quantità di energia dispersa attraverso un componente edilizio che separa ambienti a temperatura diversa si può ricorrere a dei coefficienti, detti **coefficienti liminari di scambio termico** α che conglobano gli effetti dei fenomeni suddetti e si trovano tabulati nelle Norme UNI 7357/76 e successivi adeguamenti in funzione della situazione geometrica (ad esempio struttura verticale, orizzontale ecc.), e nelle norme UNI di accompagnamento della Legge 10/91 (ad es. nelle UNI 10345 per i componenti finestrati).

COEFFICIENTI LIMINARI DI SCAMBIO TERMICO

Tipologia di parete		Parete in contatto con: – Esterno – Passaggio aperto – Locale aperto	Parete in contatto con: – Altro locale riscaldato – Sottotetto – Spazio sanitario
Parete verticale		αi = 8 W/m^2K αe = 23 W/m^2K	αi = 8 W/m^2K αe = 8 W/m^2K
Parete orizzontale flusso ascendente		αi = 9,3 W/m^2K αe = 23 W/m^2K	αi = 9,3 W/m^2K αe = 9,3 W/m^2K
Parete orizzontale flusso discendente		αi = 5,8 W/m^2K αe = 16 W/m^2K	αi = 5,8 W/m^2K αe = 5,8 W/m^2K

A partire da queste considerazioni, da un punto di vista ingegneristico ed in condizioni regime stazionario, la relazione della trasmissione del calore tra due fluidi separati da una parete può essere espressa dalla seguente relazione:

$$\mathbf{Q = U\ S\ (Ti - Te)} \quad (\mathrm{W})$$

dove **U** è il coefficiente di trasmittanza che tiene conto delle resistenze termiche offerte dalla parete per conduzione interna e all'adduzione del flusso termico sulle superfici interna ed esterna, mentre Ti, Te sono rispettivamente le temperature all'interno ed all'esterno dell'ambiente rilevate in posizione tale da non risentire degli effetti convettivi innescati dalle temperature superficiali della parete.

Resistenza termica liminare e resistenza termica globale

La resistenza termica liminare in questione è relativa alla resistenza termica complessiva offerta dalle resistenze in parallelo dovute all'irraggiamento ed alla convezione alla superficie del solido; per analogia elettrica si ha:

$$\mathbf{1/\alpha = 1/h_R + 1/h_C}$$

dove $\mathbf{h_R}$ e $\mathbf{h_C}$ sono rispettivamente i coefficienti di scambio termico per irraggiamento e convezione, ed $\mathbf{1/\alpha}$ è la resistenza termica liminare.

La resistenza termica globale è quindi data dalla sommatoria delle resistenze termiche liminari sulle due facce, interna ed esterna,del componente e dalla resistenza termica per conduzione:

$$\mathbf{R_T = 1/\alpha_i + \Sigma R_i + 1/\alpha_e} \quad (m^2K/W)$$

ed il coefficiente di trasmittanza è dato da:

$$\boxed{\mathbf{U = 1/ (1/\alpha_i + \Sigma R_{int} + 1/\alpha_e)} \quad (W/m^2K)}$$

dove: $1/\alpha_i$ e $1/\alpha_e$ sono rispettivamente le resistenze termiche liminari sulla faccia interna ed esterna del componente, e ΣR_{int} rappresenta la resistenza termica interna per conduzione.
Le relazioni suddette valgono per la determinazione dell'andamento delle temperature superficiali ed all'interno delle strutture al fine di verificare eventuali fenomeni di condensazione del vapore.
L'andamento della temperatura all'interno della struttura si determina mediante la seguente relazione:

$$\mathbf{T_n = T_{n-1} - Q \cdot R_n / S}$$