



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PALERMO
DIPARTIMENTO DI ENERGIA
(EX DIPARTIMENTO DI RICERCHE ENERGETICHE ED AMBIENTALI DREAM)

DOTTORATO DI RICERCA IN
FISICA TECNICA AMBIENTALE
(XXII CICLO)

ALFIO FERLITO

LE PRESTAZIONI ENERGETICHE ED IL COMFORT AMBIENTALE
DEI VOLUMI ABITATIVI CON INVOLUCRO VENTILATO:
UN NUOVO PARAMETRO DI VALUTAZIONE COME
INDICATORE PRESTAZIONALE (ESr)

Coordinatore:

Prof. Ing. ALDO ORIOLI

Tutor:

Prof. Ing. FRANCESCO PATANIA

Co -Tutor:

Prof. Ing. ANTONIO GAGLIANO

Triennio 2008 - 2010

INDICE

<u>PREFAZIONE</u>	1
<u>CAPITOLO 1</u>	
1. INTRODUZIONE – LE STRUTTURE VENTILATE OPACHE	6
1.1 Le strutture ventilate in edilizia	8
<u>CAPITOLO 2</u>	
2. LA RISOLUZIONE NUMERICA DEI PROBLEMI DI FLUIDODINAMICA COMPUTAZIONALE CFD	18
<u>CAPITOLO 3</u>	
3. IL MODELLO MATEMATICO	21
3.1 Introduzione al modello matematico	21
3.2 La turbolenza e la sua modellazione	22
3.3 Gli studi di Kolmogorov e la definizione delle grandezze caratteristiche della turbolenza	25
3.4 Il modello k- ϵ	30
3.4.1 Il trattamento della regione di parete	32
3.4.2 Le funzioni di parete	33
3.4.3 Modelli k- ϵ per basso numero di Reynolds	35
3.5 Il codice CFD Fluent	36
3.5.1 Modelli matematici di turbolenza	36

3.5.2	La modellazione turbolenta mediante il codice di calcolo Fluent	38
3.5.3	Il modello “Spalart-Allmaras”	38
3.5.4	Il modello “k- ϵ Standard”	39
3.5.5	Il modello “RNG k- ϵ ”	39
3.5.6	Il modello “Realizable k- ϵ ”	40
3.5.7	Il modello “k- ω Standard”	42
3.5.8	Il modello “Reynolds Stress (RSM)”	42
3.5.9	La “Large Eddy Simulation”	43
3.6	La convezione naturale in canali verticali a piatti paralleli e asimmetricamente riscaldati	44

CAPITOLO 4

4. IL MODELLO NUMERICO	46	
4.1	Algoritmo di risoluzione	52
4.2	Criteri di convergenza	53

CAPITOLO 5

5. IL MODELLO FISICO	55	
5.1	Il Modello di calcolo	58
5.2	Gli scambi termici	60
5.3	La risoluzione numerica del problema	63
5.4	Le Equazioni di bilancio	64
5.5	Generazione della griglia di calcolo	66
5.6	Condizioni al contorno	68
5.7	La valutazione della prestazione energetica mediante l’ <i>Energy Saving Rate</i> (ESr)	73

5.8 Validazione del modello	78
-----------------------------	----

CAPITOLO 6

6. LE PARETI VENTILATE - RISULTATI E DISCUSSIONE 83

6.1 Caso A – Ventilazione naturale dell’intercapedine	87
6.1.1 Variazione della larghezza del condotto ventilato (d)	93
6.1.2 Variazione dell’Irraggiamento (I)	98
6.1.3 Variazione della Temperatura esterna (T_e)	103
6.1.4 Variazione dell’ emissività superficiale (ϵ) delle pareti del condotto	109
6.2 Caso B – Ventilazione forzata dell’intercapedine	113
6.3 Incidenza della frazione di resistenza termica affacciata sull’esterno	118

CAPITOLO 7

7. LE COPERTURE VENTILATE - RISULTATI E DISCUSSIONE 120

7.1 Analisi della prestazione energetica delle coperture ventilate	132
7.1.1 Variazione dell’Irraggiamento (I)	132
7.1.2 Variazione della Temperatura esterna (T_e)	134
7.1.3 Variazione dello spessore dell’intercapedine (d)	135
7.1.4 Variazione dell’inclinazione della copertura (i)	136

CAPITOLO 8

8. DOUBLE SKIN FACADES – INTRODUZIONE E MODELLO FISICO 140

8.1 Proprietà radiative del vetro	143
8.2 L'uso del vetro nell'architettura contemporanea – La double skin facade (DSF)	146
8.3 Principio di funzionamento di una double skin facade	151
8.4 Gli scambi termici in una DSF	152
8.5 Il Modello di calcolo	155
8.6 Le Equazioni di bilancio	157
8.7 Discretizzazione del dominio di calcolo	158
8.8 Condizioni al contorno	158
<u>CAPITOLO 9</u>	
9. DOUBLE SKIN FACADE – RISULTATI E DISCUSSIONE	163
9.1 Caso A – Ventilazione naturale dell'intercapedine	165
9.1.1 Variazione della larghezza dell'intercapedine (d)	165
9.1.2 Variazione della dimensione delle aperture di ventilazione (a)	171
9.1.3 Variazione del fattore solare della vetrata esterna (FS_A)	175
9.2 Caso B – Ventilazione forzata dell'intercapedine	178
9.3 Trasmissione attraverso le pareti trasparenti	181
<u>CAPITOLO 10</u>	
10. CONCLUSIONI	194
<u>BIBLIOGRAFIA DI RIFERIMENTO</u>	203

Prefazione

Le ripetute crisi energetiche degli ultimi decenni hanno imposto ai progettisti l'introduzione di materiali e tecnologie innovativi con lo scopo di ridurre i consumi energetici.

In questo contesto caratterizzato da una forte ricerca di soluzioni che possano rendere sempre più autosostenibile l'organismo edilizio, un importantissimo ruolo è quello ricoperto dall'*architettura bioclimatica*.

L'architettura bioclimatica affida in modo prevalente alla struttura, alla conformazione fisica dell'edificio, al suo orientamento ed al contesto climatico in cui viene realizzato, il compito di captare o rinviare le radiazioni solari e di sfruttare il microclima locale.

La costruzione degli edifici in rapporto alle condizioni climatiche locali era però una buona consuetudine del passato, basti pensare ad esempio alle torri di ventilazione presenti in molti edifici degli Emirati Arabi o dell'Iran (le cosiddette Torri Vento) che servivano per l'appunto a raffrescare i locali. Gli edifici tradizionali di tutto il mondo sono costruiti in rapporto al clima locale e questo fatto ha portato allo sviluppo delle specifiche espressioni architettoniche locali.

Anche in Italia si conoscono delle tipologie architettoniche in cui il rapporto con il clima locale è evidente: il Trullo in Puglia e il Dammuso sull'isola di Pantelleria, sono ad esempio entrambi caratterizzati da muri molto spessi e aperture minuscole per creare, all'interno, delle condizioni climatiche equilibrate. Nelle Alpi, le case tradizionali costruite in legno o pietra sembrano incollate sui pendii meridionali delle montagne, riparate dai venti freddi ed esposte al sole. Le finestre sono orientate verso Sud e sulle falde dei tetti in inverno può accumularsi la neve che forma un ulteriore cuscinetto termoisolante.

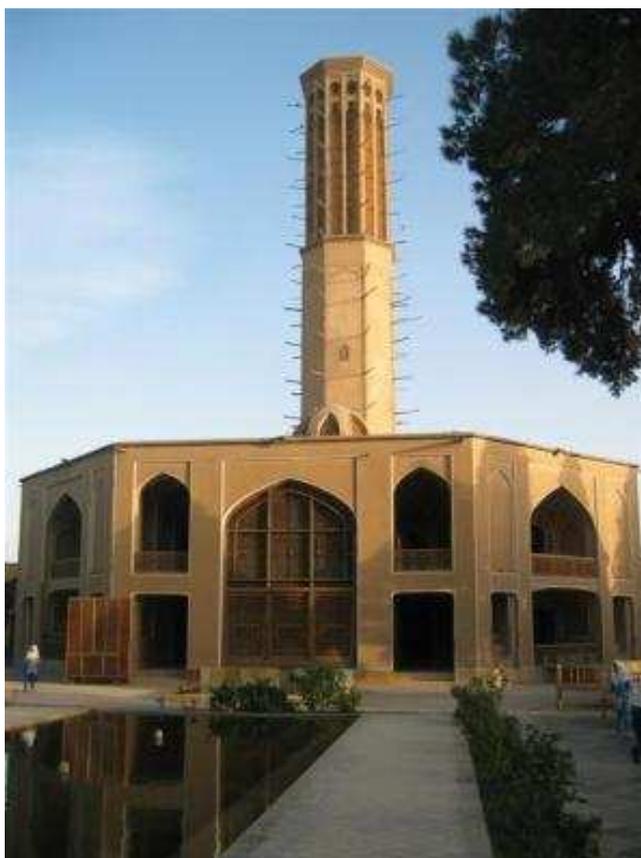


Fig. 1.La torre del vento di Yazd in Iran.

I criteri di progettazione bioclimatica riguardano il contenimento dei consumi energetici degli edifici attraverso:

- la conservazione dell'energia (isolamento e inerzia termica, controllo dei fenomeni di condensazione, dei ponti termici e delle infiltrazioni/ricambi dell'aria);
- il riscaldamento solare passivo (con sistemi diretti, indiretti ed isolati);

- il raffreddamento passivo (protezione dall'irraggiamento solare, inerzia termica, adozione di sistemi naturali di raffreddamento per ventilazione, irraggiamento notturno ed evaporazione);
- l'illuminazione naturale (adeguata posizione e dimensionamento delle superfici trasparenti, adozione di sistemi di riflessione e/o canalizzazione della luce ed elementi olografico ottici);
- l'uso di fonti energetiche rinnovabili.

Soffermandosi in particolar modo sull'involucro edilizio, sempre più spesso, nella progettazione contemporanea, si usa paragonarlo ad una sorta di seconda pelle dell'uomo, una membrana osmotica in grado di fornire una protezione dagli agenti atmosferici e di interagire con l'ambiente esterno con l'unico fine di massimizzare il comfort dell'ambiente e ridurre quanto più possibile i consumi energetici del manufatto edilizio.

A tal proposito, già nel 1978, Richard Rogers disse: *"Non ha alcun senso realizzare sofisticati sistemi impiantistici in un edificio, se poi il suo involucro è prestazionalmente inadeguato. L'involucro deve potersi adattare, con un buon tempo di risposta, alla variabilità delle condizioni climatiche esterne. L'edificio deve diventare un camaleonte. Un involucro edilizio adeguatamente progettato dovrebbe consentire il monitoraggio di tutte le variabili interne ed esterne, la temperatura, i livelli luminosi e d'umidità, la radiazione solare, etc, in modo da caratterizzare gli scambi energetici in atto, ed in funzione di quest'ultimi variare le condizioni climatiche all'interno dell'edificio.*

Non è chiedere troppo per un edificio l'includere nel suo tessuto e nel suo sistema nervoso, una dote fondamentale: la capacità adattiva".

Il presente lavoro di ricerca si è occupato dell'approfondimento specifico di una particolare tipologia di involucri: *gli involucri ventilati.*

Tali sistemi, negli ultimi anni hanno trovato un sempre crescente impiego nel campo della nuova costruzione e della riqualificazione degli edifici esistenti, favorito dall'impiego di componenti ad elevato grado di industrializzazione, dall'elevata manutenibilità del sistema in vita nonché dalla facile smontabilità e riciclabilità di ogni componente a fine vita.

Le tipologie di involucro esaminate in questa ricerca possono essere classificate in due macrocategorie:

- le strutture ventilate opache: pareti e coperture ventilate;
- le facciate vetrate a doppia pelle, dette anche double skin facades.



Fig.2. Esempio di parete ventilata con rivestimento in pannelli metallici



Fig.3. Double skin facade

La ricerca svolta si propone di sviluppare un metodo, utilizzabile nelle applicazioni progettuali, per valutare le prestazioni energetiche delle strutture ventilate.

Saranno inoltre fornite delle utili indicazioni di carattere progettuale sulle dimensioni dell'intercapedine, sul posizionamento dell'isolante e sui materiali da utilizzare per la realizzazione della struttura.

Le strutture ventilate sono state analizzate dal punto di vista energetico, modellando il flusso d'aria all'interno dell'intercapedine al variare delle caratteristiche geometriche della struttura e delle condizioni termo igrometriche al contorno, e ciò sia nei casi in cui esso è dovuto ai soli gradienti termici e pressori (effetto camino), sia quando esso venga indotto dall'azione propulsoria di ventilatori (convezione forzata).

A conclusione dello studio è stato definito un parametro di valutazione, l'*Energy Saving rate ESr* mediante il quale sono state confrontate le prestazioni energetiche di differenti tipologie di strutture ventilate (coperture o facciate) con strutture analoghe non ventilate.

CAPITOLO 1

1. Introduzione – Le strutture ventilate opache

La direttiva comunitaria 2002/91/CE (Energy Performance of Buildings) sul rendimento energetico nell'edilizia, recepita in Italia mediante il d.lgs.192 del 2005 poi corretto dal d.lgs.311 del 2006 e il d.P.R. 59 del 2009, mira a far conseguire agli stati membri un uso più razionale dell'energia per il condizionamento ambientale.

I decreti italiani, in particolare, fissano dei requisiti minimi in termini di isolamento termico delle strutture ed introducono un sistema di certificazione energetica dell'edificio.

Per valutare le prestazioni energetiche di un edificio è necessario calcolare l'energia necessaria per soddisfare i vari servizi connessi ad un uso standard dell'edificio stesso.

Al fine di raggiungere i requisiti minimi per la certificazione energetica occorre un approccio alla progettazione, sia architettonica che impiantistica, alternativo a quello tradizionale che permetta di ridurre sensibilmente il fabbisogno energetico dell'edificio preservando il livello di confort indoor.

Le prestazioni energetiche dell'intero organismo edilizio dipendono dall'efficienza dell'involucro chiamato a circoscriverlo, se le componenti di chiusura (verticali, orizzontali, trasparenti, opache) non sono state progettate e realizzate in maniera

consona alle prestazioni energetiche dell'edificio, le dispersioni dei flussi di calore passanti attraverso le stesse ne comprometteranno i consumi energetici finali.

Nel nostro Paese la crescente domanda di impianti di condizionamento e sistemi split ha comportato un sensibile aumento dei consumi di energia elettrica nella stagione estiva e si prevede, a breve scadenza, che la potenza necessaria possa superare nettamente quella richiesta nel periodo invernale.

Di qui la necessità di un'accurata progettazione dell'involucro dell'organismo edilizio tesa a ridurre i carichi termici estivi impiegando tecnologie alternative rispetto a quelle tradizionali: nel seguente progetto di ricerca sono stati indagati i benefici conseguibili mediante l'utilizzo di facciate e coperture ventilate che, se ben progettate, possono contribuire al raggiungimento di questo obiettivo.

Le azioni termiche che agiscono sull'involucro di un edificio sono combinazioni d'impatti radiativi e convettivi. La componente radiativa è data dalla somma della radiazione solare incidente sull'elemento di chiusura, orizzontale o verticale, e dello scambio termico radiativo dello stesso con l'ambiente esterno e con il cielo. La componente convettiva è invece una funzione dello scambio termico che si instaura tra l'involucro dell'organismo edilizio e l'aria circostante.

Le dispersioni termiche che avvengono sotto forma di calore, dipendono dalla differenza di temperatura tra la faccia interna e quella esterna dell'elemento di chiusura (orizzontale o verticale) e dalla resistenza termica del materiale (o della combinazione di materiali) dei quali lo stesso è costituito. I materiali componenti un elemento costruttivo che separa due ambienti a temperature differenti offrono una resistenza al passaggio del calore che varia in relazione diretta allo spessore del materiale e in relazione inversa alla sua trasmittanza.

Nel corso della stagione estiva, in particolare durante le successioni di giornate

caratterizzate da valori elevati di temperatura e di intensità d'irraggiamento solare, gli involucri edilizi dovrebbero essere progettati e realizzati in modo tale da assicurare condizioni ambientali di sufficiente benessere termo-igrometrico all'interno degli ambienti confinati, anche in assenza di impianti di condizionamento.

Per ridurre i consumi energetici per la climatizzazione estiva risulta fondamentale attenuare i valori massimi di temperatura negli ambienti e ritardare l'immissione di energia termica negli stessi, spostandola verso le ore notturne quando la temperatura dell'aria esterna è ai valori minimi e il fenomeno del re-irraggiamento raffredda rapidamente le superfici esterne.

1.1 Le strutture ventilate in edilizia

La facciata ventilata è un sistema di rivestimento multistrato “a secco”, nato ed affermato nei paesi nordeuropei allo scopo di rispondere all'esigenza di avere un rivestimento esterno che abbinasse caratteristiche estetiche pregevoli ad una spiccata valenza positiva in termini di isolamento e quindi, di risparmio energetico. Successivamente, tale sistema, anche in virtù di profonde innovazioni tecnologiche, si è affacciato su molti altri mercati a livello mondiale riscuotendo consensi sempre crescenti.

L'impiego di strutture ventilate nelle nuove costruzioni destinate soprattutto all'edilizia terziaria rappresenta oggi una soluzione altamente utilizzata sia per l'elevato risparmio energetico che tale soluzione permette di conseguire sia per i contenuti estetico - formali che tale scelta progettuale può comportare.

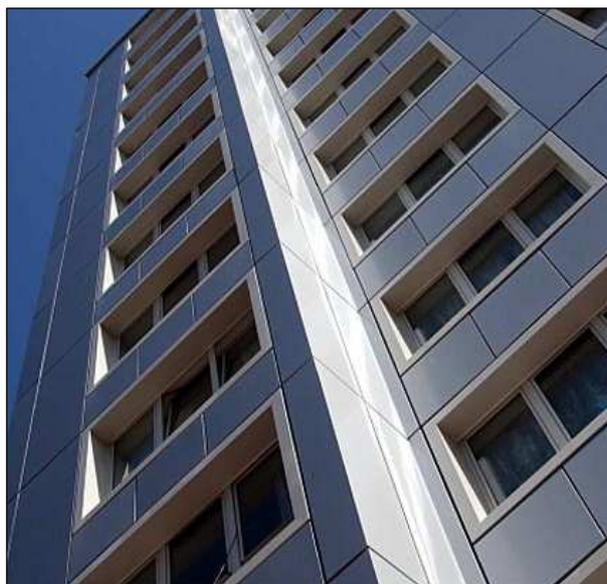


Fig 1.1. Esempio di edificio con rivestimento a facciata ventilata

L'architettura contemporanea mostra un interesse sempre maggiore verso l'involucro dell'edificio, testimoniato ad esempio dalle parole di *Herzog* che dice :
“è significativo parlare di un edificio come di una “pelle” e non meramente di una “protezione”, qualcosa che “respira”, che regola le condizioni climatiche e ambientali tra interno ed esterno, in analogia a quella delle creature umane”.

Roj e Rivera parlano inoltre di *involucro ambientale*, con un carattere di apertura sia verso l'esterno che l'interno, in contrapposizione al concetto di *involucro pellicola*, destinato a rendere l'interno impermeabile e quindi totalmente condizionato. Peraltro anche *Argiolas* afferma che tutte le soluzioni tecniche che permettono di beneficiare e ottimizzare le risorse naturali collaborano a trasformare l'involucro edilizio in involucro ambientale, non più separazione fisica, ma elemento partecipe della vita dell'organismo.

Molti tra i più importanti architetti contemporanei fanno largo uso del sistema della facciata ventilata e delle sempre più innovative tecniche costruttive, basate tra l'altro sull'impiego di strumenti informatici di progettazione, verifica, controllo e gestione in grado di trasformare l'involucro dell'organismo edilizio in un'autentica "pelle tecnologica".

Tra gli esempi di strutture che adoperano il sistema della facciata ventilata possono essere citati il Museo Ebraico di Libeskind a Berlino, il Museo Guggenheim di Gehry a Bilbao (vedi fig. 1.2), il Teatro La Scala di Botta a Milano e gli edifici per Postdammer Platz di Piano a Berlino[1].



Fig 1.2. Frank O. Gehry- Il Guggenheim Museum di Bilbao

Le pareti e le coperture ventilate si prestano inoltre ad un'utile applicazione anche negli interventi di restauro e risanamento conservativo e di ristrutturazione edilizia. A tal proposito risultano significativi i vari provvedimenti legislativi atti a favorire aumenti di volume quando questi producano un miglioramento del comportamento energetico dell'edificio.

Dal punto di vista strutturale, una parete ventilata presenta un paramento esterno fissato al muro perimetrale dell'edificio attraverso una struttura a montanti e traversi (o solo montanti) in lega d'alluminio o altri materiali tecnologicamente avanzati, in modo tale da lasciare tra rivestimento e muro una "lama" d'aria. Spesso l'intercapedine viene parzialmente occupata da uno strato di materiale isolante, fissato alla parete dell'edificio, da formare un vero e proprio "cappotto" protetto dagli agenti atmosferici grazie alla presenza del paramento esterno della facciata ventilata.

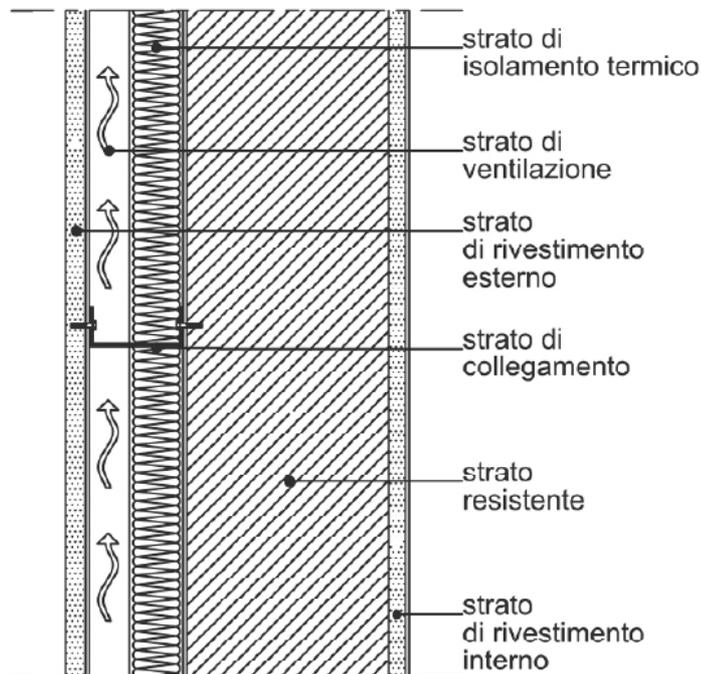


Fig 1.3. Parete ventilata - Sezione

Ognuno degli strati che compongono una struttura ventilata assolve una funzione ben precisa(vedi fig.1.3)[2]:

1)Lo *strato di rivestimento esterno* ha lo scopo di proteggere la struttura dell'edificio dagli agenti atmosferici, oltre a costituire l'elemento di finitura che pertanto conferisce il alla stessa il carattere estetico – formale. Tra i sistemi di rivestimento possono essere distinti quelli realizzati con materiali “tradizionali” e quelli realizzati con l'impiego di materiali “innovativi” (leghe metalliche o plastiche). Recentemente trovano sempre maggiore utilizzo materiali già ampiamente in uso nell'architettura tradizionale come la ceramica o il laterizio, prodotti e messi in opera in modo del tutto innovativo come ad esempio per assemblaggio di elementi prefabbricati in pannelli modulari fissati mediante sistemi meccanici senza il ricorso alle tradizionali malte cementizie. Questa modalità di applicazione presenta notevoli vantaggi come la facilità di posa in opera e di manutenzione, entrambe favorite dalla possibilità di intervento su ogni singola lastra. La figura 1.4 alcune tipologie di rivestimento largamente utilizzate in edilizia.

2)Lo *strato resistente*, che può essere indifferentemente costituito da muri portanti (realizzati con mattoni pieni, blocchi alleggeriti di laterizio o di conglomerato cementizio) o da murature tradizionali (in laterizio o in pietra, miste) che si intende recuperare e rifunzionalizzare, è quello a cui viene fissato, mediante un sistema di ancoraggio opportunamente dimensionato, lo strato esterno di rivestimento. Sul supporto murario, viene generalmente steso uno strato di regolarizzazione (intonaco di malta dello spessore di 1-2 centimetri) al fine di solidarizzare e rendere complanare la superficie estradossale.

3)Allo *strato coibente* è demandato il compito di annullare i ponti termici costituendo un'efficace barriera alla dispersione del calore. La disomogenea distribuzione delle temperature superficiali, tipica in particolar modo dell'edificio moderno che è appunto discontinuo per forma ed eterogeneità dei materiali, determina delle zone di concentrazione del flusso termico. Tale inconveniente è

drasticamente ridotto mediante il sistema di coibentazione a cappotto, che avvolge l'edificio con un paramento di resistenza termica omogenea consentendo sensibili vantaggi di tipo energetico.

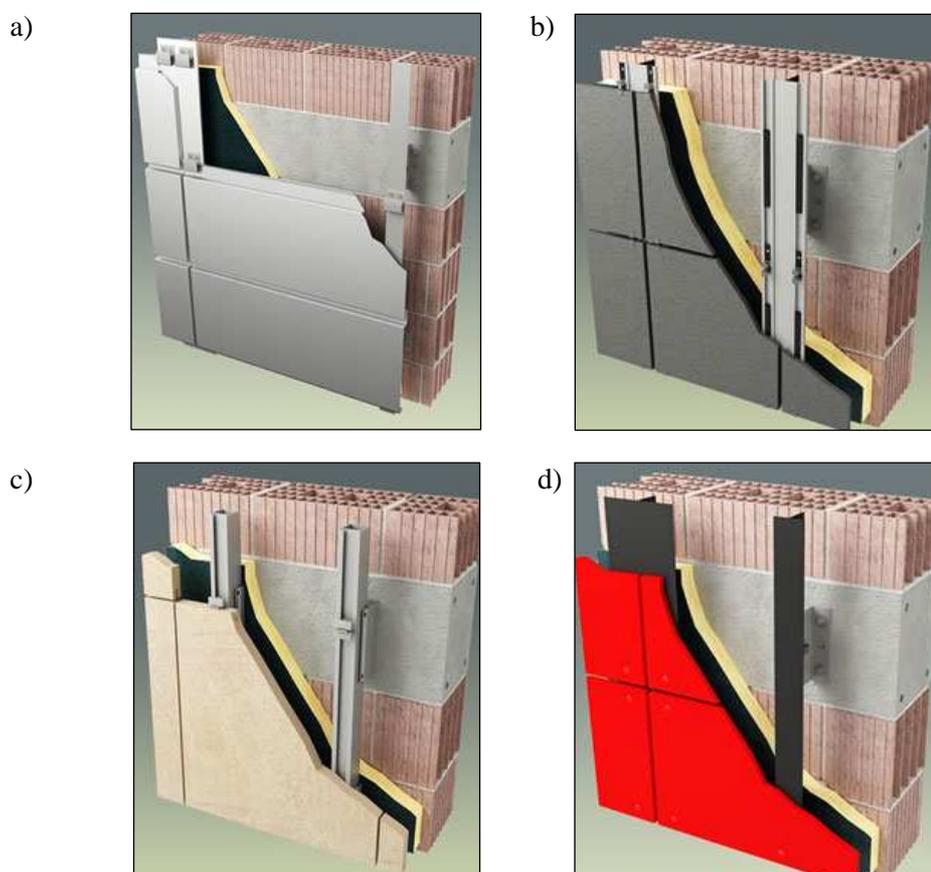


Fig 1.4. Esempi di rivestimento: a)alluminio; b)ceramica; c)botticino; d)melamminico

4)La *struttura di ancoraggio* (sottostruttura), solitamente realizzata in lega di alluminio viene ancorata direttamente alla muratura attraverso tasselli a calza o ad espansione (a seconda delle caratteristiche della muratura stessa). Essendo la sua funzione fondamentale strutturale (quella di reggere il peso del paramento esterno), sia la scelta della tipologia di struttura da utilizzare che il suo dimensionamento

dovranno tenere in considerazione fattori quali il peso del rivestimento, le caratteristiche dell'ambiente circostante nonché le condizioni climatiche della zona (spinta del vento, piogge, etc.).

5) L'*intercapedine* tra elemento resistente e rivestimento è lo strato all'interno del quale si genera un movimento d'aria ascendente, il cosiddetto *effetto camino*, innescato dal riscaldamento del paramento esterno.

L'aria che dall'esterno entra nell'*intercapedine*, si riscalda per il contatto con il paramento esterno a temperatura maggiore per effetto della radiazione solare incidente. Ciò provoca una variazione della densità dell'aria all'interno dell'*intercapedine* con la conseguente instaurazione di un moto ascensionale che produce un beneficio soprattutto nella stagione estiva (vedi fig.1.5 b) perché permette lo smaltimento di una parte del calore che non viene riflessa dallo strato di rivestimento[3].

Durante l'inverno (vedi fig.1.5 a), la radiazione solare incidente sulla struttura è molto minore e l'aria esterna e quella all'interno dell'*intercapedine* presentano all'incirca la stessa temperatura, determinando un *effetto camino* molto ridotto. Il movimento dell'aria consente comunque l'evacuazione del vapore acqueo scaturito dall'interno diminuendo così la possibilità che si producano condensazioni interstiziali[3].

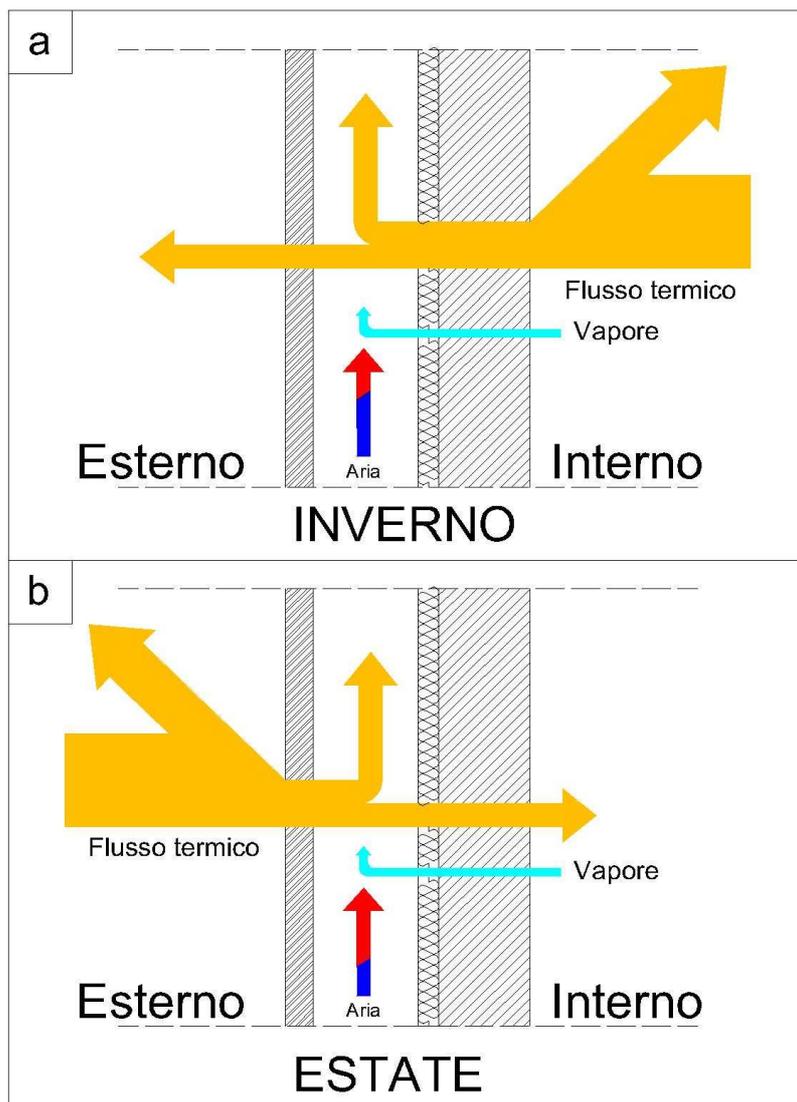


Fig.1.5. Funzionamento invernale (a) ed estivo (b) della facciata ventilata

La stratigrafia delle coperture ventilate (vedi fig.1.6) è sostanzialmente analoga a quella delle pareti ventilate, con l'unica differenza costituita dall'ulteriore presenza di uno strato impermeabilizzante che funge da protezione dalle acque meteoriche.

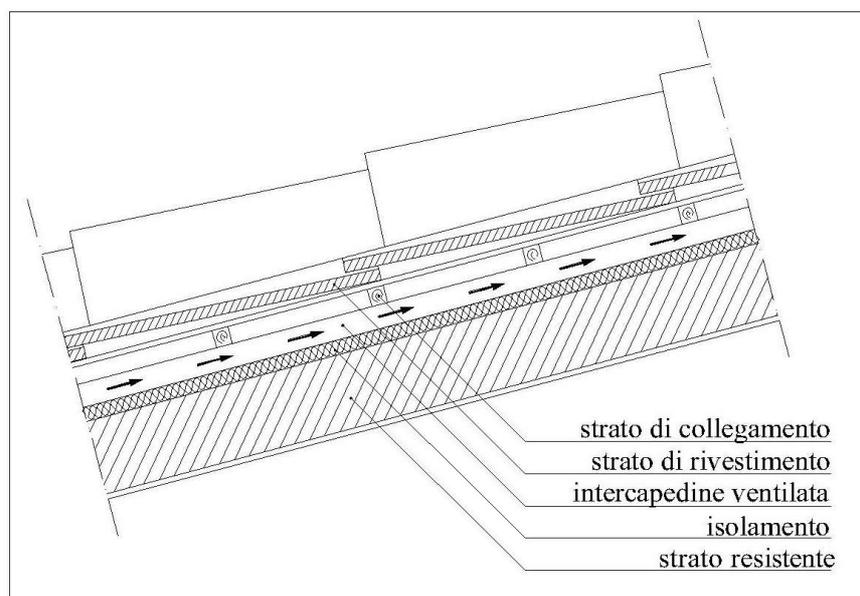


Fig 1.6. Copertura ventilata - Sezione

Il manto di copertura, sia esso di tipo continuo o discontinuo viene realizzato con gli stessi materiali che vengono utilizzati nella realizzazione dello strato di rivestimento esterno delle facciate ventilate.

In questo caso però verranno realizzati elementi opportunamente conformati come tegole o lastre di varie dimensioni.

Lo strato di rivestimento sarà fissato all'elemento portante, costituito da un solaio in cls o laterocemento mediante ancoraggi metallici, plastici o in legno.

Per qualunque tipo di struttura ventilata, che si tratti di copertura o di parete, le aperture di ventilazione dovranno essere opportunamente protette dall'esterno mediante griglie.

L'analisi termo-fluidodinamica di un'intercapedine ventilata è una procedura assai complessa, che richiede una conoscenza estremamente dettagliata della geometria del sistema e delle caratteristiche termo fisiche dei materiali impiegati.

Tutto ciò, oltre alle difficoltà nella determinazione dei coefficienti di scambio convettivo relativi a superfici di grande dimensioni e alle approssimazioni che sono necessariamente devono essere introdotte nella stima dei valori impiegati per le condizioni al contorno, può ridurre drasticamente l'affidabilità dei metodi basati sulla risoluzione numerica CFD del problema in questione.

Il progetto di ricerca si prefigge l'obiettivo di effettuare l'analisi termo-fluidodinamica di sistemi a facciata e copertura ventilata e di valutarne, tramite lo sviluppo di una particolare metodologia il risparmio energetico conseguibile attraverso le modificazioni degli approcci progettuali e dei materiali usati.

L'analisi della prestazione energetica delle pareti ventilate sarà effettuata mediante modellazione CFD del flusso d'aria all'interno delle intercapedini, delle caratteristiche termo-fisiche dei materiali costituenti la struttura stessa, e ciò sia nei casi in cui esso è dovuto ai soli gradienti termici e pressori (effetto camino), sia quando esso venga indotto dall'azione propulsoria di ventilatori (convezione forzata).

CAPITOLO 2

2. Risoluzione numerica dei problemi di fluidodinamica computazionale CFD.

Molti problemi di pratico interesse, richiedono la risoluzione numerica dei parametri e delle leggi che regolano il flusso di fluidi, con contemporaneo trasferimento di calore e/o di massa, in due o tre dimensioni[4].

Eccetto in casi particolari, le equazioni differenziali alle derivate parziali non possono essere risolte analiticamente ma debbono essere risolte con metodi semiempirici numerici.

Attualmente sono disponibili sul mercato diversi codici di calcolo che permettono di risolvere numericamente i problemi di CFD (Computational Fluid Dynamic).

Per fluidodinamica computazionale (CFD) si intende l'analisi numerica di sistemi che coinvolgono moto di fluidi, scambio termico e fenomeni ad essi connessi. Tale metodo permette di risolvere, con l'ausilio di codici di calcolo, le equazioni di Navier-Stokes in un dominio di interesse per il quale siano state preventivamente definite le condizioni al contorno e quelle iniziali.

I modelli numerici adoperati per la risoluzione di questi tipi di problemi sono stati sviluppati e messi a punto negli ultimi trent'anni.

I primi passi nel campo della simulazione numerica di problemi fluidodinamici risalgono infatti alla prima metà del 1900, solo a partire dagli anni '80 però, grazie anche allo straordinario sviluppo dei calcolatori, in Europa, ebbe inizio la diffusione di codici CFD per applicazioni generali e nell'ambito delle discipline ingegneristiche. Come scienza emergente la Fluidodinamica Computazionale ha destato molto interesse nella comunità scientifica internazionale.

Essa costituisce infatti, uno strumento predittivo essenzialmente valido e potenzialmente capace di affrontare qualsiasi tipologia di problema anche per lo studio di condizioni di flusso difficilmente riproducibili in laboratorio, ciò permette quindi, di superare le limitazioni caratteristiche della sperimentazione.

Il metodo solitamente adottato per modellare e risolvere problemi di flussi di fluidi prevede che si realizzi un modello iniziale che rappresenti il problema reale ma che al contempo sia posto sulle forme semplice possibile.

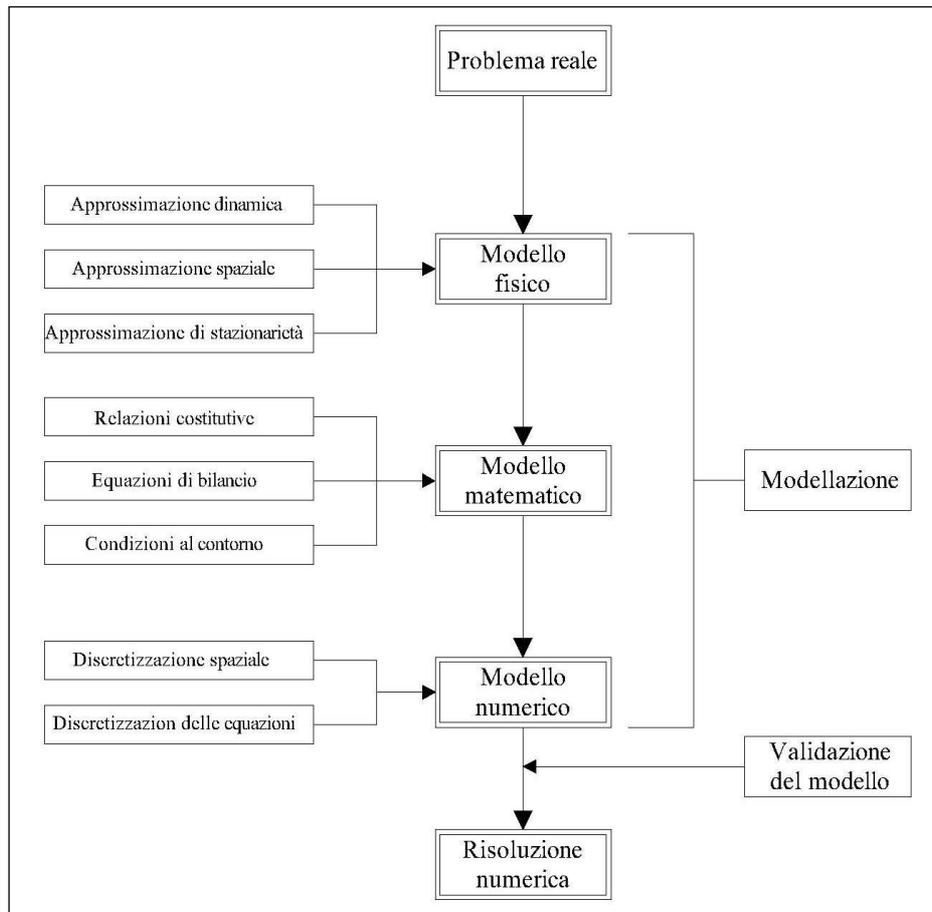


Fig.2.1 Fasi di risoluzione numerica di un problema di flusso di fluidi.

Successivamente, si provvederà invece ad affinare il modello in questione in modo tale da ricavare dei risultati sempre più aderenti alla realtà.

La risoluzione numerica di un problema di flusso, passa attraverso le fasi descritte nella figura 2.1

Tuttavia è bene ricordare, come si evince dallo schema in precedenza raffigurato, che non è ancora possibile impiegare la CFD come metodo sostitutivo della sperimentazione stessa. I codici di calcolo, infatti, sono basati su modellazioni e rappresentazioni semplificate delle realtà fisiche che, come tali, non garantiscono una validità assoluta del risultato per cui si rende necessario affiancare alla fluidodinamica computazionale una procedura di validazione che ne accerti l'attendibilità dei risultati.

CAPITOLO 3

3. Il modello matematico

3.1 Introduzione al modello matematico

Il modello matematico è l'insieme delle equazioni differenziali, delle relazioni costitutive e dei modelli di turbolenza, di combustione e di radiazione impiegati per la rappresentazione del sistema fisico considerato. La scelta del modello matematico dipende strettamente dal problema in esame. Non esiste, infatti, un modello universale, ma è necessario stabilire, caso per caso, quello più appropriato e capace di fornire il miglior grado di approssimazione. Al fine di ottenere un modello matematico ben posto è necessario stabilire, inoltre, le condizioni al contorno per le equazioni di Navier-Stokes. I contorni di un dominio di calcolo sono, generalmente, di tre tipi: contorni senza passaggio di fluido (*Wall*), contorni con flusso entrante (*Inlet*) e contorni con flusso uscente (*Outlet*). In corrispondenza delle sezioni di ingresso devono essere assegnate le caratteristiche del flusso convettivo (portata, velocità, temperatura, composizione), mentre i flussi diffusivi sono posti pari a zero o opportunamente approssimati. Alle sezioni di uscita non sono note, normalmente, le caratteristiche del flusso e deve essere, pertanto, specificato il valore della pressione sul confine.

Per i contorni impermeabili del dominio, infine, devono essere indicate le condizioni di parete (*no slip*, *free slip*) e i flussi di calore (conduzione, convezione, irraggiamento).

Infine, è necessario fornire la dipendenza delle proprietà termodinamiche che compaiono nelle equazioni di conservazione (viscosità, conducibilità termica, diffusività, calore specifico) dalle variabili dipendenti.

3.2 La turbolenza e la sua modellazione

L'osservazione di flussi turbolenti è un'esperienza quotidiana che identifichiamo con il moto non stazionario, irregolare ed apparentemente caotico di un fluido.

Lo studio della turbolenza è quindi fondamentale in quanto il moto di un fluido non è mai uniforme (lineare).

Sebbene il concetto di turbolenza sia abbastanza chiaro per ognuno di noi, non è altrettanto chiaro l'effetto che la turbolenza abbia sulle caratteristiche globali di un flusso.

Nella pratica ci si accorge che le fluttuazioni di velocità indotte nel fluido sono dovute al moto turbolento che ha la capacità di trasportare una quantità (scalare o vettoriale) di materia anche in assenza di moto medio. Ciò porta ad assimilare l'effetto della turbolenza con un notevole aumento della diffusività e quindi della velocità del fluido che arriva ad essere anche due o tre ordini di grandezza maggiore rispetto al valore molecolare. Un apporto fondamentale alla conoscenza del fenomeno della turbolenza, nasce dalle prime esperienze di laboratorio sul flusso all'interno di tubi a sezione circolare condotte nel 1883 da O.Reynolds [3] il quale osservò che combinando la velocità media del flusso, il diametro del tubo e la viscosità cinematica del fluido, si sarebbe potuta descrivere la dinamica del flusso secondo tre categorie differenti. Questi tre diversi comportamenti furono notati osservando l'evoluzione di una "streakline", cioè di una quantità di inchiostro rilasciata da una posizione fissa all'interno del condotto.

Nasce così la relazione dimensionale caratterizzante il moto dei fluidi, nota come numero di Reynolds che ci permette di individuare una condizione di moto laminare, una di regime transizionale e una di regime turbolento al variare dei tre parametri prima accennati:

$$\text{Re} = \frac{vX}{\nu} \quad (3.1)$$

v = velocità media del fluido;

X = parametro geometrico caratteristico del condotto;

ν = viscosità cinematica del fluido;

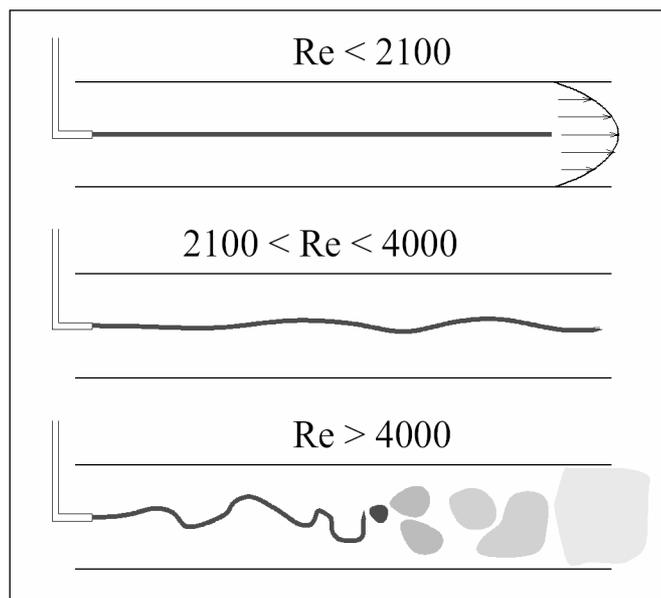


Fig.3.1 Schema dell'esperimento condotto da Reynolds

La turbolenza è normalmente tridimensionale e di conseguenza, uno studio che la consideri bidimensionale implica un errore e costituisce una forzatura.

La turbolenza nasce intrinsecamente nelle soluzioni, sotto opportune condizioni al contorno, delle Leggi di Navier Stokes.

La risoluzione di queste equazioni è estremamente difficile; per cui si cerca di

manipolare opportunamente le precedenti equazioni della turbolenza.

Nelle simulazioni si ricorre solitamente a modelli turbolenti.

Utilizzando un modello di turbolenza si rinuncia allo studio dettagliato dell'effettivo comportamento del fluido, al quale viene sostituito un fluido equivalente, solitamente non newtoniano, descritto da opportune equazioni costitutive.

Per la modellazione della turbolenza si possono usare due tipi di filtraggio:

- spaziale che conduce alla LES;
- temporale che conduce alla RANS.

Con l'uso di modelli turbolenti si avrà una struttura risultante simile a quella che si osserverebbe in un moto laminare a numero di Reynolds molto più basso.

La filtrazione di un segnale ci fa perdere l'informazione relativa al valore fluttuante; una grandezza turbolenta reale $\Phi (s, \theta)$ è pertanto data dalla somma [4]:

$$\Phi = \langle \Phi \rangle + \Phi' \quad (3.2)$$

Un'altra caratteristica comune a tutti i flussi turbolenti è che, al ripetersi di uno stesso esperimento, misurando le stesse quantità nello stesso punto e nello stesso intervallo temporale, si ottengono dei valori notevolmente differenti se confrontati istantaneamente mentre le misure manterranno le stesse caratteristiche statistiche di valore medio, deviazione standard, etc. Ciò sembrerebbe apparentemente inconciliabile con la natura delle equazioni di Navier-Stokes che governano il fenomeno; essendo infatti le equazioni di tipo deterministico si dovrebbe avere che anche la soluzione debba essere deterministica nello spazio e nel tempo. Questo dilemma venne risolto nel 1963 da Lorentz [4] che capì che alcuni sistemi non

lineari possono avere un'elevata sensibilità alle condizioni iniziali tale che, per piccole perturbazioni anche inapprezzabili nei parametri di partenza determinano rapidamente soluzioni finali completamente differenti. Da quanto appena detto si evince che, per quanto si cerchi di mantenere controllati tutti i parametri di un esperimento, è impossibile che due realizzazioni successive dello stesso fenomeno abbiano le condizioni iniziali replicate con una precisione infinita e ciò porta inevitabilmente, per numeri di Reynolds sufficientemente grandi, a soluzioni di un fenomeno simile divergenti nel tempo. Tornando all'esempio pratico in precedenza accennato, del flusso di liquido con aggiunta di colorante all'interno di un condotto effettuato da Reynolds, ci si accorge facilmente che la differenza di pressione imposta per azionare il flusso, fornisce energia solamente al moto medio del fluido mentre la dispersione dell'inchiostro in tutto il flusso richiede l'azione di strutture piccole rispetto al diametro del tubo in grado di miscelare localmente il colorante con il fluido. Ci si chiede quindi, come viene trasferita l'energia dal moto a grande scala fino alle strutture più piccole. Nel punto successivo tratteremo questo fenomeno da un punto di vista sia fisico che matematico introducendo gli studi di Kolmogorov [4] sulla vorticità e la cascata di energia che ne deriva.

3.3 Gli studi di Kolmogorov e la definizione delle grandezze caratteristiche della turbolenza

La turbolenza è un fenomeno irregolare, transitorio e tridimensionale, caratterizzato da fluttuazioni di tutte le proprietà locali.

Il processo di trasferimento di energia introdotto al punto precedente è un evento che osserviamo inconsapevolmente in molte azioni usuali. Quando per esempio misceliamo il latte con il caffè in una tazza, agiamo il liquido con un cucchiaino

per ottenere un composto omogeneo. Osservando però l'evento alla luce della fluidodinamica si comprende che per ottenere un miscelamento dei due liquidi di partenza bisogna generare delle scale di moto tanto piccole da portare a contatto a livello microscopico le particelle dei due fluidi. Le dimensioni del cucchiaino, ovviamente, non sono compatibili con un miscelamento di questo genere per cui deve nascere un meccanismo che avviene all'interno del fluido tale da trasportare l'energia inizialmente contenuta in grandi vortici fino a dimensioni tali da ottenere il miscelamento. Alla base di questo fenomeno c'è l'instabilità dei vortici grandi che sono i primi a formarsi per frammentarsi successivamente in strutture sempre più piccole dando luogo ad una cascata di energia dalle grandi verso le piccole scale.

Tale processo a cascata dopo un certo numero di frammentazioni in vortici sempre più piccoli si arresterà in quanto le strutture avranno dimensioni così piccole, da venire dissipate prima ancora che il vortice di scala inferiore abbia avuto il tempo di formarsi.

Ciò ci fa intuire l'importanza della viscosità nella dinamica della turbolenza che andremo ad approfondire qui di seguito in maniera più dettagliata.

Nella teoria della turbolenza appena introdotta, sviluppata da *Kolmogorov* nel 1930 e tuttora essenzialmente ancora valida in seguito al riadattamento di *Schumann* del 1993, l'energia meccanica del fluido, fornita ad esso alla scala L da processi esterni (come gradienti di pressione o agitazione meccanica), subisce una progressiva degradazione attraverso una *cascata* di scale da L fino a η , quando è infine degradata in energia termica dagli attriti viscosi.

In altre parole, la turbolenza estrae energia dal flusso in corrispondenza dei moti a grande scala spaziale, per dissiparla, trasformandola in calore, per viscosità per mezzo di strutture vorticosi sufficientemente piccole.

All'aumentare del numero di Reynolds, il flusso si ritrova con un eccesso di

energia che non riesce a dissipare in regime laminare e comincia a destabilizzarsi a livello macroscopico, con la formazione di vortici. Inizialmente la dimensione dei vortici è paragonabile alla dimensione caratteristica del sistema ed il numero di Reynolds ad essi legato è molto alto. In tali condizioni l'effetto delle forze viscosive risulta trascurabile e l'energia viene trasferita dai vortici più grandi a quelli più piccoli, come in una cascata, fino a quando non si generano vortici sufficientemente piccoli che il numero di Reynolds è dell'ordine dell'unità. La scala caratteristica a cui avviene la dissipazione di energia cinetica viene detta appunto *scala di Kolmogorov*.

Dalla trattazione di Kolmogorov deriva la conclusione che si possa descrivere un moto turbolento mediante lo studio di due grandezze che lo caratterizzano pienamente:

- l'energia cinetica turbolenta k ;
- il tasso di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε .

L'energia cinetica turbolenta k , costituisce l'energia cinetica legata ai moti fluttuanti ed è espressa dall'equazione:

$$k = \frac{1}{2} u' \cdot u' \quad (3.3)$$

Secondo la trattazione di *Mohammadi*, u' può essere vista come quella componente della velocità che dà luogo ai fenomeni di turbolenza, sotto l'ipotesi che la turbolenza sia isotropa, ovvero la media e i momenti di u' siano invarianti per rotazioni.

Quest'ipotesi è necessaria perchè permette di considerare nulli, per simmetria, gli integrali di superficie su domini che, per motivi fisici, devono rimanere all'interno delle pareti: sperimentalmente, si vede come in prossimità delle pareti stesse il moto del fluido non sia però assimilabile a quello che avviene a maggior distanza

da esse.

Il tasso di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε rappresenta l'aliquota di k dissipata in forma di energia termica ed è, nel modello a cascata di Kolmogorov, strettamente legato alla funzione di dissipazione Φ , che nel caso più generale può esprimersi come:

$$\Phi = f_{ij} S_{ij} = 2\mu S_{ij} S_{ij} \quad (3.4)$$

con S_{ij} tensore della velocità di deformazione ed f_{ij} tensore degli sforzi viscosi.

Indicate con L e u' la scala di lunghezza macroscopica e la fluttuazione di velocità turbolenta ad essa associata, la dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε si valuta dal rapporto tra l'energia cinetica turbolenta k e il tempo caratteristico di trasferimento di energia nei vortici più grandi, τ_L .

$$\tau_L = L / u' \quad (3.5)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \frac{u'^2}{\tau_L} = \frac{1}{2} \frac{u'^3}{L} \quad (3.6)$$

Il numero di Reynolds riferito alla scala macroscopica del sistema è dato da :

$$\text{Re}_L = \frac{u' L}{\nu} \quad (3.7)$$

dove ν è la viscosità cinematica del fluido.

Nella cascata di trasformazione dell'energia il numero di Reynolds decresce passando da Re_L a valori prossimi all'unità, quando le forze viscosi e quelle d'inerzia diventano tra loro paragonabili.

Questo limite identifica la scala di dimensioni più piccola di un flusso turbolento, chiamata *scala di Kolmogorov*, η_k , e controllata dalle proprietà locali del fluido, la viscosità cinematica ν e la dissipazione ε .

Si ha :

$$\eta_k = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{\frac{1}{4}} \tag{3.8}$$

cui corrisponde un numero di Reynolds unitario:

$$\text{Re}_{\eta_k} = \frac{u'_k \eta_k}{\nu} = \frac{\varepsilon^{\frac{1}{3}} \eta_k^{\frac{4}{3}}}{\nu} = 1 \tag{3.9}$$

La caratteristica principale di un flusso turbolento è la forte intensità dei processi di miscelamento. La diffusività del fluido in regime turbolento può essere anche due o tre ordini di grandezza maggiore rispetto alla diffusione molecolare, tipica dei flussi laminari.

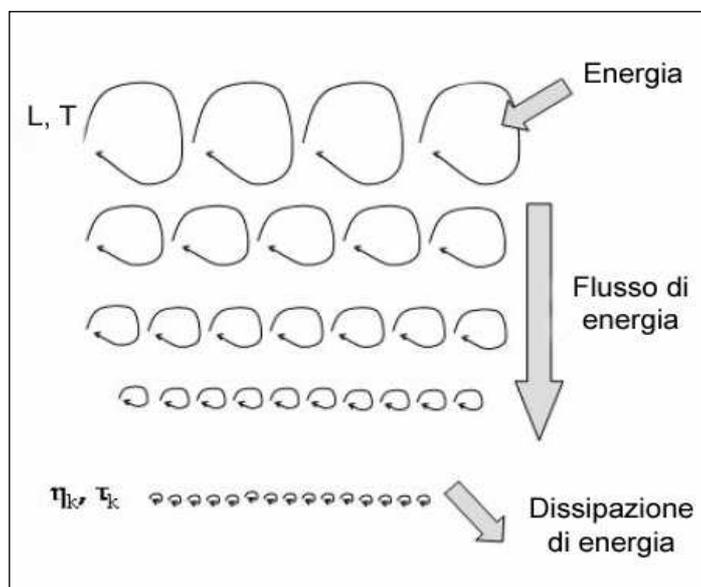


Fig.3.2 Schema della cascata di energia di Kolmogorov.

3.4 Il modello k-ε

Fra i modelli a viscosità turbolenta, quello che ha avuto di gran lunga il maggior successo, diventando un vero e proprio modello di riferimento in tutti gli studi della turbolenza, è il modello k-ε, sviluppato da Launder [5].

In questo modello la viscosità turbolenta è valutata come:

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.10)$$

L'energia cinetica turbolenta, k , e la sua dissipazione, ε , sono ottenute dalla risoluzione delle seguenti equazioni di trasporto:

$$\frac{\partial \bar{\rho} k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \langle u_i \rangle k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \bar{\rho} \varepsilon \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \langle u_i \rangle \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \bar{\rho} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.12)$$

Il termine di sorgente, P_k , è dato da:

$$P_k = -\bar{\rho} \langle u_j'' u_i'' \rangle \frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_i} \quad (3.13)$$

dove il tensore degli *stress* di Reynolds è espresso dalla relazione di Boussinesq.

I valori delle varie costanti che figurano nel modello sono:

$$C_\mu = 0,09 ; C_1 = 1,44 ; C_2 = 1,44 ; \sigma_k = 1,44 ; \sigma_\varepsilon = 1,3.$$

Il modello k-ε è molto popolare per la sua semplicità e robustezza numerica, ed è diffusamente impiegato nell'analisi numerica dei processi di combustione. Tuttavia, esso presenta numerose limitazioni:

- Le equazioni sono ricavate nell'ipotesi di alti numeri di Reynolds e non possono essere impiegati per flussi con forte vorticità o anisotropia della turbolenza;
- Il trattamento del flusso alla parete è realizzato a mezzo di espressioni algebriche;
- Il modello k-ε deve essere modificato nel caso di fluidi comprimibili. Ciò si realizza esprimendo la costante C_μ in funzione del numero di Mach¹⁴ e dividendo il termine di dissipazione ε in una componente solenoidale ed una di dilatazione (Sarkar et al.,1991);
- Il modello k-ε tende a sovrastimare la dispersione di getti circolari (Morse, 1977; Launder et al., 1972; Pope, 1978). In letteratura sono state proposte numerose correzioni al modello base, che spesso si riducono a modificare la costante $C_{\varepsilon 1}$ o ad esprimerla con una funzione delle coordinate locali.

Tra le diverse varianti del modello k-ε classico si distingue, per la sua robusta base teorica, il cosiddetto modello RNG k-ε. Il modello affonda le sue radici nella complessa teoria dei gruppi di normalizzazione (Yakhot e Orszag, 1986) ma si riduce, in pratica, a esprimere la costante $C_{\varepsilon 1}$ come:

$$C_{\varepsilon 1,RNG} = C_{\varepsilon 1,RNG}^0 - \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3} \quad \text{con} \quad \eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{P_k}{\mu}} \quad (3.14)$$

dove $C_{\varepsilon 1,RNG}^0$ è assunto pari al valore della costante $C_{\varepsilon 1}$ del modello standard.

I valori delle altre costanti relative al modello RNG k-ε sono:

$$\beta = -0.015; \quad \eta_0 \approx 4.4; \quad C_{\mu,RNG} = 0.0845; \quad \sigma_{k,RNG} = 0.72; \quad \sigma_{\varepsilon,RNG} = 0.72; \quad C_{\varepsilon 2,RNG} = 1.68.$$

I problemi maggiori nell'utilizzo del modello k-ε sono legati al suo essere un modello a viscosità turbolenta ed alla difficoltà di coprire con un unico set di

costanti di calibrazione l'intero arco dei possibili problemi turbolenti.

Tra le difficoltà del primo tipo vi è l'impossibilità di predire correttamente moti secondari legati all'anisotropia degli sforzi turbolenti normali, mentre tra quelle del secondo tipo vanno ricordate la sistematica sottostima della lunghezza di riattacco in flussi separati e la sistematica sovrastima del tasso di dispersione laterale di getti sommersi.

3.4.1 Il trattamento della regione di parete

Le equazioni di k ed ε , e la relazione di Prandtl-Kolmogorov, che esprime la viscosità turbolenta μ_t in funzione di queste due quantità, non sono rigorosamente applicabili alla *regione di parete*, ed in particolar modo al *substrato viscoso-conduttivo*.

Nel contesto del modello k - ε e dei modelli ad esso riconducibili, si è ovviato al problema con due soluzioni radicalmente alternative:

- “*funzioni di parete*”: la griglia di calcolo non risolve il substrato viscoso-conduttivo, ma le condizioni al contorno, che legano la velocità e la temperatura nel nodo di calcolo più vicino alla parete con lo sforzo ed il flusso termico di parete, sono formulate in modo da tenere conto dell'esistenza di tale substrato;
- modelli detti “*a basso numero di Reynolds* “: la griglia di calcolo risolve in modo dettagliato il substrato viscoso-conduttivo di parete, ma le equazioni di trasporto di k ed ε e la relazione di Prandtl-Kolmogorov sono riformulate da valere anche in tale regione.

3.4.2 Le funzioni di parete

L'influenza sul campo di velocità, e su tutti i parametri turbolenti, dovuta alla presenza di una superficie solida viene studiata con il modello della “legge alla parete”.

Da un punto di vista fenomenologico, uno strato limite turbolento si può suddividere in tre regioni: “viscous sublayer”, “log layer” e “defect layer”

Nella prima regione (“viscous sublayer”) dominano gli effetti molecolari, mentre le tensioni turbolente sono trascurabili. Nella seconda regione (“log layer”) la distanza dalla parete è tale che le tensioni viscosi sono piccole rispetto a quelle turbolente. In questa zona, ancora molto vicina alla parete, gli effetti inerziali sono ancora trascurabili. Nella “defect layer” dominano invece gli effetti inerziali.

Si definiscono le seguenti quantità:

Velocità di taglio:

$$u_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.15)$$

Velocità adimensionale:

$$U^+ = \frac{U}{u_t} \quad (3.16)$$

Distanza adimensionale dalla parete:

$$y^+ = \frac{u_t y}{\nu} \quad (3.17)$$

Nella zona “viscous sublayer” il profilo di velocità è approssimativamente proporzionale alla distanza dalla parete:

$$U^+ \approx \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B \quad (3.18)$$

Nella zona “log layer”, ovvero per grandi valori di y^+ , il profilo di velocità tende

alla legge della parete e può essere espresso tramite la formula seguente:

dove κ è la costante di Von Karman e B è una costante dimensionale (per un fluido incomprimibile oltre il piano dello strato di contorno, senza gradienti di pressione, l'esperienza stabilisce $\kappa \approx 0,41$ e $B \approx 5,0$).

Quando si entra nella zona "deflect layer" il profilo si allontana dalla legge logaritmica. La zona "log layer" si trova di solito tra $y^+ = 30$ e $y = 0,1 \delta$.

Quando si entra nella zona "defect layer" il profilo di velocità si allontana dalla legge logaritmica. La zona "log layer" si trova tipicamente tra $y^+ = 30$ e $y = 0,1 \delta$ (dove δ è lo spessore dello strato turbolento).

Quando sono presenti pareti solide le condizioni al contorno per il campo di velocità sono definite attraverso la legge della parete, nella sua variante standard o nelle sue varianti.

È da notare che i risultati ottenuti sono tanto più accurati quanto più semplici sono le situazioni esaminate, come per esempio la configurazione standard del canale piano, mentre non sono veritieri in presenza di ricircoli, pareti curve, ecc.

La regione vicino la parete può essere modellata tramite due approcci. Il primo, chiamato "wall function" (fig. 3.3a), non risolve la "viscous sublayer", ma utilizza formule semi-empiriche per collegare la regione influenzata dalla viscosità tra la parete e la regione turbolenta. L'uso della "wall function" evita di modificare i modelli turbolenti per la presenza di una parete.

Con il secondo approccio, chiamato "near wall model" (fig. 3.3 b), i modelli turbolenti sono modificati per risolvere la regione influenzata dalla viscosità con una "mesh" fino alla parete, inclusa la "viscous sublayer".

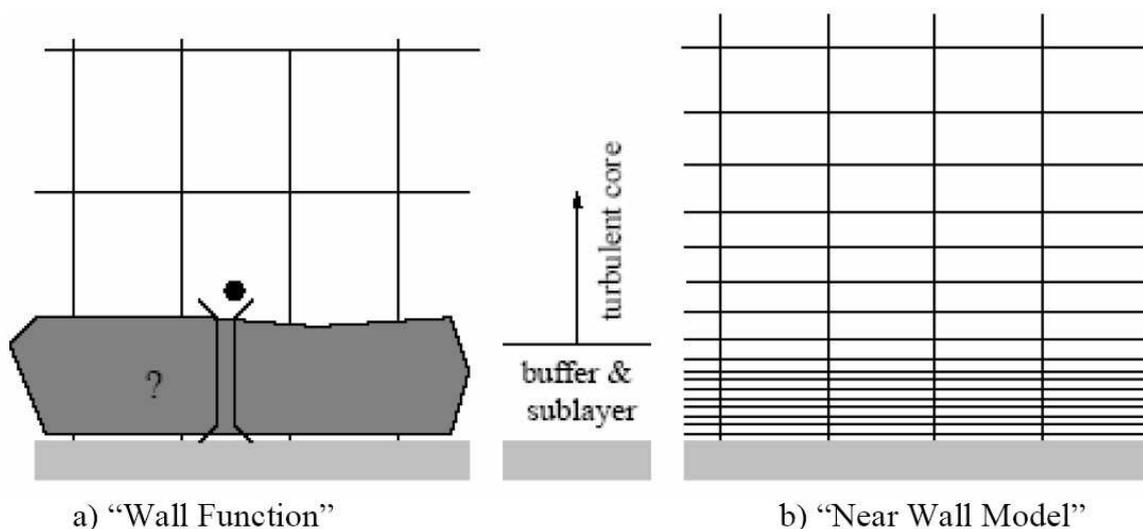


Fig.3.3 Trattamento nella zona vicina alla parete con gli approcci *Wall function* (a) e *Near Wall model* (b)

3.4.3 Modelli $k-\epsilon$ per basso numero di Reynolds

I modelli $k-\epsilon$ per basso numero di Reynolds costituiscono un metodo per trattare le regioni di parete alternativo rispetto a quello basato sui “profili universali”.

In questi modelli, la relazione di Prandtl-Kolmogorov viene riscritta come:

$$\mu_t = \rho f_\mu C_\mu k^2 / \epsilon \tag{3.19}$$

con l’esplicita inclusione di un fattore di smorzamento f_μ che tiene conto dell’attenuazione delle scale della turbolenza in prossimità di pareti solide; inoltre l’equazione di trasporto per la dissipazione ϵ viene riformulata usando la variabile ausiliaria $\epsilon^* = \epsilon - D$, e può scriversi ora come :

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon^*)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho \langle u_i \rangle \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon^*}{\partial x_i} \right] + f_1 C_1 \frac{\varepsilon^*}{k} G - f_2 C_2 \rho \frac{\varepsilon^{*2}}{k} + \rho E \quad (3.20)$$

In tutti i modelli per basso numero di Reynolds, il substrato viscoso-conduttivo può e deve essere esplicitamente risolto dalla griglia di calcolo.

La condizione al contorno per l'energia cinetica turbolenta k è di solito la semplice $k|_w = 0$.

Per quanto riguarda la dissipazione, nei modelli basati sulla consueta definizione di ε , la condizione al contorno per tale variabile sulle pareti può presentare problemi; una possibile scelta è imporre nulla la derivata normale $\partial \varepsilon / \partial n|_w = 0$.

Nei modelli in cui l'equazione di trasporto è scritta per la variabile modificata $\varepsilon^* = \varepsilon - D$, è invece possibile imporre la semplice condizione $\varepsilon^*|_w = 0$.

3.5 Il codice CFD Fluent

Il codice Fluent è un “computational fluid dynamics” (CFD) software. Esso consente di simulare svariate tipologie di deflusso.

Il software Fluent fornisce per le simulazioni un'ampia scelta di modelli fisici come ad esempio: fluido incomprimibile o comprimibile, viscoso o non viscoso, laminare o turbolento, etc.

Le equazioni matematiche che governano il deflusso di un fluido sono definite in Fluent tramite modelli matematici e vengono risolte con il metodo dei volumi finiti.

3.5.1 Modelli matematici di turbolenza

In questo paragrafo si richiamano le caratteristiche principali dei modelli matematici implementati nel codice CFD Fluent. Ci sono due stati del flusso che sono facilmente identificabili e distinguibili. Il deflusso laminare e il deflusso turbolento. Le equazioni che governano un deflusso turbolento sono le stesse che

governano un deflusso laminare, ovviamente le equazioni sono molto meno complicate in questo regime. Gli approcci per risolvere le equazioni del deflusso in un campo di flusso a regime turbolento possono dividersi in due classi.

Simulazioni numeriche dirette (DNS), utilizzano la velocità dei moderni computer per integrare numericamente le equazioni di Navier-Stokes, risolvendo tutte le fluttuazioni di velocità, sia temporali che spaziali senza ricorrere a modelli matematici. Essenzialmente la procedura per il calcolo della soluzione è la stessa del deflusso laminare, eccetto che devono essere risolte sia le fluttuazioni di velocità che di pressione. Il metodo DNS rimane limitato a geometrie semplici e richiede una gran quantità di memoria.

L'alternativa al metodo DNS, che si trova in molti codici CFD (incluso Fluent), è di risolvere le equazioni mediate di Reynolds Navier-Stokes (RANS).

Tali equazioni governano le medie delle velocità e delle pressioni. Siccome queste quantità variano regolarmente nel tempo e nello spazio, sono facili da risolvere, tuttavia richiedono dei modelli per essere “chiusi” e questi modelli introducono degli errori nei calcoli.

I moderni codici di calcolo utilizzati nello studio di flussi turbolenti, ed in particolar modo il codice Fluent, quello adoperato per le nostre simulazioni, permettono di scegliere tra più modelli turbolenti facenti riferimento al modello $k-\epsilon$.

Questi modelli di calcolo si differenziano tra loro prevalentemente per livello di accuratezza, risorse di calcolo disponibili e tempo disponibile per la simulazione.

3.5.2 La modellazione turbolenta mediante il codice di calcolo *Fluent*

I modelli di turbolenza implementati nel codice di calcolo *Fluent* [35] sono:

1. Spalart-Allmaras;
2. Standard k- ϵ ;
3. Renormalization Group k- ϵ (RNG) ;
4. Realizable k- ϵ (Rk ϵ) ;
5. K-omega;
6. Reynolds Stress (RSM);
7. Large Eddy Simulation (LES).

Di seguito si richiamano le caratteristiche principali di tali modelli di calcolo.

3.5.3 Il modello “*Spalart-Allmaras*”.

Il modello “*Spalart-Allmaras*” è un modello relativamente semplice con una sola equazione di trasporto per la viscosità cinematica turbolenta in cui non è necessario calcolare la lunghezza relativa allo spessore locale dello strato limite.

L'impiego del modello “*Spalart-Allmaras*” è adeguato per applicazioni con bassi numeri di Reynolds, in cui si richiede una buona risoluzione della regione influenzata dalla viscosità dello strato limite.

In *Fluent*, inoltre, il modello *Spalart-Allmaras* è implementato con funzioni di parete qualora la mesh in prossimità di questa non sia sufficientemente fine.

Per questo potrebbe diventare la miglior scelta per simulazioni con mesh grossolane dove l'accuratezza del calcolo del flusso turbolento non è critica.

L'equazione di trasporto del modello Spalart-Allmaras è la seguente:

$$\rho \frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = G_\nu + \frac{1}{\sigma_\nu} \left\{ \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right] + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right\} - Y_\nu \quad (3.21)$$

dove: $\tilde{\nu}$ è pari alla viscosità cinematica turbolenta ad esclusione delle pareti, v è la velocità cinematica, mentre G_ν e Y_ν tengono conto dell'aumento e della riduzione di viscosità.

3.5.4 Il modello “k-ε Standard” .

Il modello “k-ε Standard” in Fluent è il più usato per i calcoli di pratici flussi ingegneristici.

Questo modello, proposto da Launder e Spalding, prevede la soluzione di due equazioni di trasporto separate per determinare indipendentemente la velocità turbolenta e la scala di lunghezza. La robustezza, l'economia e la ragionevole accuratezza per un ampio campo di flussi turbolenti spiegano la sua popolarità nella simulazione di flussi industriali e di trasporto di calore (un modello semiempirico).

La derivazione delle equazioni del modello si basa su considerazioni fenomenologiche ed empiriche.

Due di queste varianti del modello k-ε sono disponibili in Fluent, il modello “RNG k-ε” e il modello “realizable k-ε”, sviluppati per sopperire alle limitazioni del modello “k-ε Standard”.

3.5.5 Il modello “RNG k-ε”.

Il modello “RNG k-ε” fu ricavato usando una rigorosa tecnica statistica.

Esso è simile nella forma al modello k-ε standard, ma include le seguenti

raffinatezze:

- il modello “RNG k- ϵ ” ha un termine addizionale nella sua equazione in ϵ che migliora l’accuratezza per flussi rapidamente forzati;
- è incluso l’effetto del movimento vorticoso sulla turbolenza, accrescendo la accuratezza per flussi vorticosi;
- la teoria RNG provvede una formula analitica per il numero di Prandtl turbolento, mentre il modello “k- ϵ standard” utilizza valori costanti stabiliti dall’utente;
- mentre il modello “k- ϵ standard” è valido per alti numeri di Reynolds, la teoria RNG tiene conto degli effetti dei bassi numeri di Reynolds.

L’effettivo uso di questa caratteristica dipende, comunque, da un appropriato trattamento della regione vicino la parete.

Queste caratteristiche rendono il modello “RNG k- ϵ ” più accurato e affidabile per una più ampia classe di flussi rispetto al “k- ϵ Standard”.

3.5.6 Il modello “Realizable k- ϵ ” .

Il modello “Realizable k- ϵ ” è uno sviluppo relativamente recente e differisce dal “k- ϵ Standard” per due importanti punti:

- contiene una nuova formulazione per la viscosità turbolenta;
- una nuova equazione di trasporto per il tasso di dissipazione turbolenta, ϵ , derivata da una equazione esatta per il trasporto della fluttuazione quadratica media della vorticità.

Il termine realizzabile (“realizable”) significa che il modello soddisfa certe costrizioni matematiche sulle tensioni di Reynolds, in conformità con la fisica dei flussi turbolenti. Né il modello “k- ϵ Standard” né il modello “RNG k- ϵ ” sono “realizzabili”.

Un beneficio immediato del modello “Realizable k-ε” è che predice più accuratamente tassi di diffusione sia di getti planari che di getti circolari.

Dovrebbe fornire inoltre una prestazione superiore per flussi che includono rotazione, strati limite con forti gradienti di pressioni avversi, separazione e ricircoli.

Sia il “Realizable k-ε” che il “RNG k-ε” hanno mostrato sostanziali miglioramenti rispetto al modello “k-ε Standard” per flussi che includono forti curvature delle linee di corrente, vortici e rotazioni. Dato che il modello è ancora relativamente nuovo, non è chiaro con esattezza in quali casi il “Realizable k-ε” sorpassi il modello RNG. Comunque studi iniziali hanno mostrato che il modello “Realizable” fornisce la migliore prestazione di tutti i modelli k-ε per alcuni flussi separati e flussi con complessi flussi secondari.

Una limitazione del modello “Realizable k-ε” è che produce viscosità turbolente non fisiche in situazioni nelle quali il dominio di calcolo contiene zone con flussi sia stazionari che in rotazione (per esempio MRF e sliding mesh).

Questo è dovuto al fatto che questo modello include gli effetti della rotazione media nella definizione di viscosità turbolenta. Comunque, a causa della natura di questa modifica, la sua applicazione nel sistema MRF dovrebbe essere fatta con alcune precauzioni.

Le equazioni di trasporto per k ed ε nel modello “Realizable k-ε” sono:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.22)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (3.23)$$

L'equazione 3.22 è la stessa impiegata nel modello “k- ϵ Standard” eccetto che per le costanti; invece l'espressione 3.23 è abbastanza differente da quelle utilizzate nei modelli “k- ϵ Standard” e “RNG k- ϵ ”. In particolare il secondo membro della 3.23 non contiene termini riguardanti l'incremento di energia cinetica turbolenta come avviene negli altri modelli “k- ϵ ”.

3.5.7 Il modello “k- ω Standard”.

Il modello “k- ω Standard” in Fluent è basato sul modello k- ω di Wilcox, che incorpora modifiche per gli effetti dei bassi numeri di Reynolds, della comprimibilità e della diffusione del flusso di taglio. Il modello di Wilcox predice la velocità di dispersione per flussi liberi da sforzi tangenziali che sono in stretta concordanza con le misure per scie distanti, strati miscelati e getti planari, circolari e radiali ed è così applicabile a flussi vicino la parete e flussi di taglio liberi.

3.5.8 Il modello “Reynolds Stress (RSM)”

Il modello “RSM” è il modello di turbolenza più elaborato di cui dispone il codice Fluent. Abbandonando l'ipotesi di isotropia fatta nei modelli “eddy-viscosity”, il modello RSM chiude l'equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds risolvendo l'equazioni di trasporto per le tensioni di Reynolds, insieme ad una equazione per il rapporto di dissipazione. Questo significa che per flussi bidimensionali sono richieste quattro equazioni di trasporto addizionali e per flussi tridimensionali devono essere risolte sette equazioni di trasporto addizionali.

Poiché il modello RSM predice gli effetti della curvatura delle linee di corrente, del moto vorticoso, della rotazione e dei rapidi cambiamenti nel rateo di deformazione in un modo più rigoroso dei modelli ad una e due equazioni, ha un maggior

potenziale per fornire predizioni accurate per fluidi complessi.

La limitazione del modello RSM dipende dalle assunzioni sviluppate per modellizzare i termini di chiusura dei vari modelli nelle equazioni esatte di trasporto per le tensioni di Reynolds. La modellazione dei termini delle forze di pressione e del rapporto di dissipazione è particolarmente complessa e spesso può compromettere l'accuratezza delle predizioni dell'RSM.

I risultati che si ottengono con il modello RSM non sempre raggiungono un livello di accuratezza superiore a quello dei modelli più semplici, in questo modo non sono giustificati i costi di calcolo addizionali. È d'obbligo invece impiegare il modello "RSM" quando le caratteristiche d'interesse del fluido sono il risultato dell'anisotropia delle tensioni di Reynolds.

3.5.9 La "Large Eddy Simulation"

La "Large Eddy Simulation" (LES) risolve direttamente le strutture più grandi della turbolenza e modella solo le strutture più piccole. Le strutture a livello delle scale dissipative sono indipendenti dalla corrente media ed hanno un carattere universale. Di conseguenza anche i modelli di turbolenza hanno carattere generale e non vanno calibrati sul tipo di corrente media. Questa tecnica permette quindi di ottenere anche informazioni locali ed istantanee sui fenomeni turbolenti di una corrente, in geometrie più complesse, a numeri di Reynolds maggiori e con un grande risparmio di risorse di calcolo rispetto alla DNS. Lo studio dei modelli utilizzati in questa tecnica è molto interessante perchè richiede la comprensione del comportamento delle strutture non risolte, dette anche sottogriglia.

(SGS) perchè di scala inferiore alla griglia di calcolo, e della loro interazione con le scale risolte.

3.6 *La convezione naturale in canali verticali a piatti paralleli e asimmetricamente riscaldati*

La convezione naturale in canali verticali a piatti paralleli e asimmetricamente riscaldati costituisce un argomento molto ricorrente negli studi di termo-fluidodinamica effettuati a partire dal secondo dopoguerra, in quanto sono innumerevoli le applicazioni pratiche di tale fenomeno.

Il fenomeno della convezione naturale sorge quando uno o tutti e due i piatti si trovano ad una temperatura differente rispetto alla temperatura ambiente, e sorge un flusso a causa delle forze di buoyancy.

Il flusso che si instaura può essere di tipo laminare o turbolento in base alla geometria del canale, alle proprietà del fluido e alla differenza di temperatura tra i piatti e l'ambiente.

In molte pubblicazioni inerenti questo particolare tipo di trasmissione del calore si fa riferimento allo studio sperimentale della convezione turbolenta condotto dal giapponese *Miyamoto* [6] nel 1986.

Molti studi che trattano il tema della convezione naturale in canali verticali a piatti paralleli e asimmetricamente riscaldati [7-10], fanno riferimento all'utilizzo del *modello turbolento k-ε a basso numero di Reynolds*, ritenuto il più valido per la valutazione dei moti turbolenti nella regione di confine.

Un'interessante applicazione, condotta recentemente da *Sohail Anwar* [11], ha messo a confronto i modelli turbolenti implementabili nel codice di calcolo "Fluent", raffrontando le distribuzioni delle velocità, delle temperature e del numero di Nusselt ricavate mediante la risoluzione numerica del modello di calcolo con i valori sperimentali di *Miyamoto* (vedi figura 3.4).

Anwar osservò che il modello Reynolds Stress (RSM) è il migliore tra quelli derivati dal modello k-ε standard ma a fronte di ciò comporta un notevole aumento degli oneri computazionali per via della maggiore quantità di equazioni che

vengono integrate dal codice di calcolo Fluent.

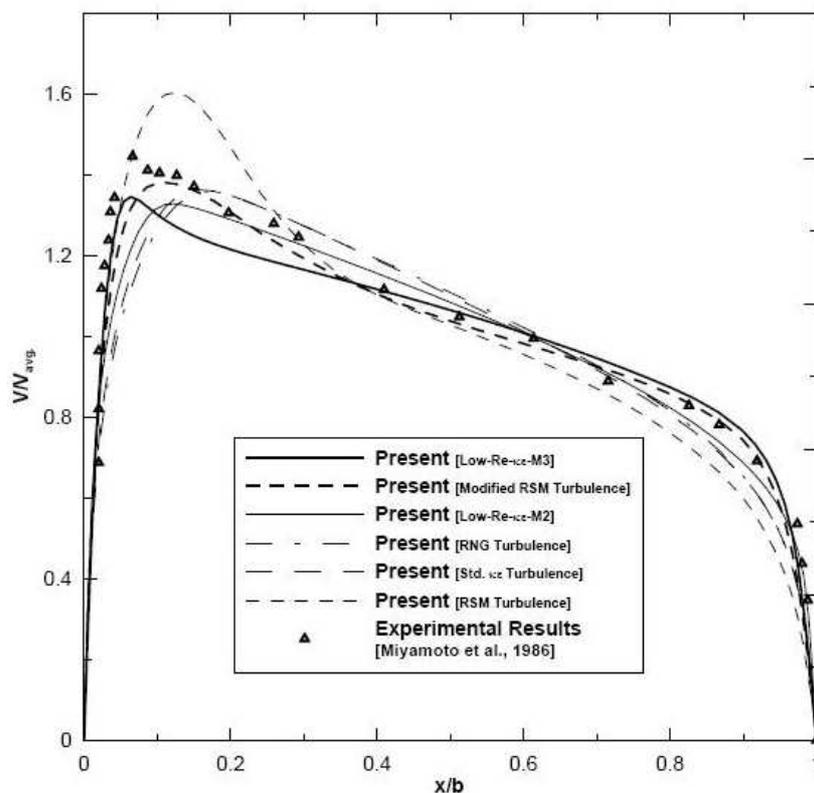


Fig.3.4. Sohail Anwar – comparazione tra i profili di velocità sperimentali e quelli ricavati mediante le simulazioni CFD ($q_w'' = 208 \text{ W m}^{-2}$, $b = 0.1 \text{ m}$ e $L/b = 0.50$)

L'utilizzo del modello $k-\epsilon$ standard con le funzioni di parete costituisce la soluzione ottimale per lo studio della convezione naturale nei canali verticali, in quanto assicura un ottimo livello di rispondenza dei risultati simulati con quelli ricavati sperimentalmente da Miyamoto ed al contempo consente di contenere i tempi di calcolo.

CAPITOLO 4

4. Il modello numerico

La risoluzione delle equazioni differenziali viene realizzata per via numerica, ricorrendo al concetto di discretizzazione [4]. Esso è alla base di qualsiasi metodo numerico e consiste nel definire, all'interno del dominio di calcolo, dei punti, detti nodi, in corrispondenza dei quali sono valutate le grandezze incognite. Nel caso del Metodo ai Volumi Finiti (FVM) i nodi individuano il centro dei volumi, o celle, in cui è suddiviso il dominio di calcolo. L'insieme dei nodi e delle celle costituisce la cosiddetta griglia di calcolo. È possibile distinguere tra tre diverse tipologie di griglie:

- Griglie strutturate cartesiane, costituite da famiglie mutuamente ortogonali di rette parallele. Ciò consente di identificare in maniera univoca i volumi di controllo definiti dall'intersezione di tali linee, attraverso una terna di indici (i,j,k) . La flessibilità geometrica delle griglie strutturate è molto limitata anche se il ricorso a più blocchi contigui permette di trattare domini costituiti dall'unione di rettangoli, in due dimensioni, e parallelepipedi, in tre dimensioni.
- Griglie strutturate curvilinee, logicamente identiche alle griglie strutturate cartesiane ma più onerose da un punto di vista computazionale. Tali griglie sono caratterizzate da una maggiore flessibilità geometrica rispetto alle precedenti, in particolare utilizzando più blocchi contigui.
- Griglie non strutturate. Sono le griglie più flessibili ed adatte le geometrie complesse di interesse industriale. La griglia non è più definita da famiglie di

linee ma, piuttosto, il dominio è suddiviso in elementi di forma arbitraria (tetraedri, esaedri) che possono essere facilmente addensati nelle zone di maggior interesse, anche in modo automatico nel corso della soluzione (griglie adattive). Gli svantaggi di tali griglie sono l'elevato costo computazionale e la maggiore complessità nell'implementazione.

L'accuratezza del calcolo aumenta, generalmente, all'aumentare della risoluzione spaziale adottata, anche se un maggiore numero di celle comporta tempi di elaborazione più lunghi. Una corretta definizione della griglia di calcolo costituisce, pertanto, il primo passo per il buon esito di una simulazione numerica. Infatti, la scelta di una griglia grossolana (*coarse*) può fornire risultati poco accurati, mentre il ricorso a griglie troppo fini può portare a problemi numerici di convergenza. E' quindi necessario trovare un compromesso per sfruttare con efficacia le risorse computazionali.

Nel metodo FVM le equazioni differenziali sono risolte in ciascuna cella della griglia di calcolo. Gli integrali di volume sono trasformati in integrali di superficie, utilizzando il teorema della divergenza di Gauss-Green, e le equazioni continue vengono approssimate con funzioni discrete. La collocazione delle variabili nei volumi di controllo può essere di due tipi:

- Collocata (*Collocated o Unstaggered*), se tutte le variabili sono definite nel centro delle celle.
- Sfalsata (*Staggered*) se nei punti nodali sono definite le variabili relative al bilancio di massa e dell'energia (pressione, temperatura, densità, frazioni massiche delle specie chimiche) mentre le variabili relative al bilancio della quantità di moto sono assegnate ai bordi dei volumi di controllo.

La configurazione sfalsata (Figura 4.1) fornisce, rispetto alla distribuzione collocata, un migliore accoppiamento tra il campo di pressione e di velocità e permette, pertanto, di ridurre le oscillazioni e migliorare la convergenza. Tuttavia, la collocazione *staggered* della variabili è possibile solo nel caso di griglie strutturate cartesiane e ciò ha contribuito a diffondere la configurazione collocata nella gran parte dei codici CFD commerciali. Inoltre, dagli anni 80 ad oggi, sono state introdotte modifiche nelle tecniche di interpolazione per le griglie collocate (Rhie e Chow, 1982) che riducono il rischio di disaccoppiamento tra velocità e pressione.

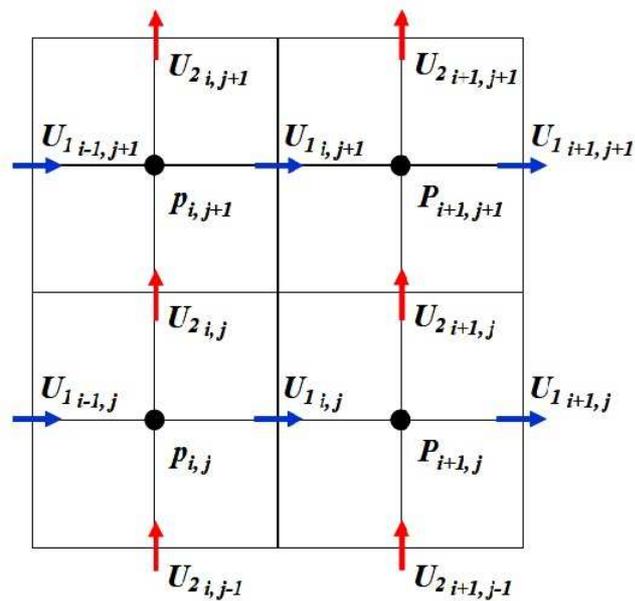


Fig.4.1. Esempio di griglia sfalsata (staggered) in due dimensioni.

Per illustrare gli schemi di discretizzazione delle equazioni di conservazione facciamo riferimento all'equazione di trasporto del generico scalare φ (temperatura, componente di velocità, concentrazione):

$$\frac{\partial \bar{\rho} \varphi}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \langle u_i \rangle \varphi}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right) + S_\varphi \quad (4.1)$$

dove Γ_{eff} è una diffusività efficace e φS è un termine di sorgente che include i contributi della pressione e delle forze di volume. Integrando l'equazione 2.1 su un generico volume di controllo V , e, applicando il teorema di Gauss-Green, si ottiene:

$$\int_V \frac{\partial \bar{\rho} \varphi}{\partial t} dV + \int_A \bar{\rho} \varphi \langle u_i \rangle dn_i dA = \int_A \Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} dn_i dA + \int_V S_\varphi dV \quad (4.2)$$

Nel caso stazionario l'equazione 2.2 diventa:

$$\int_A \bar{\rho} \varphi \langle u_i \rangle dn_i dA = \int_A \Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} dn_i dA + \int_V S_\varphi dV \quad (4.3)$$

Facendo riferimento al volume di controllo di centro P riportato in Figura 4.2, i termini convettivi che compaiono nell'equazione di trasporto 2.72 possono essere discretizzati come:

$$\int_A \bar{\rho} \varphi \langle u_1 \rangle dn_1 dA = F_e \varphi_e - F_w \varphi_w \quad \int_A \bar{\rho} \varphi \langle u_2 \rangle dn_2 dA = F_n \varphi_n - F_s \varphi_s \quad (4.4)$$

I flussi convettivi F_i sono dati da:

$$F_w = (\rho u_1)_w \Delta x_{2,P} \quad F_e = (\rho u_1)_e \Delta x_{2,P} \quad F_s = (\rho u_2)_s \Delta x_{1,P} \quad F_n = (\rho u_2)_n \Delta x_{1,P} \quad (4.5)$$

Per calcolare i termini convettivi è necessario conoscere il valore assunto dalla variabile φ sulle facce delle celle, in funzione dei valori che la stessa variabile assume nel centro del volume di controllo.

Lo schema *Upwind* (UDS) è uno schema numerico del primo ordine in base al quale il valore della variabile φ sulla periferia di ciascuna cella è assunto uguale a quello del nodo posto a monte:

$$\varphi_e = \begin{cases} \varphi_P & F_e > 0 \\ \varphi_E & F_e < 0 \end{cases} \quad (4.6)$$

Oltre allo schema *Upwind* esistono altri schemi del primo ordine. Tra questi, lo schema alle differenze centrali (CDS) valuta φ_e come:

$$\varphi_e = \frac{\varphi_P + \varphi_E}{2} \quad (4.7)$$

Lo schema alle differenze centrali è più accurato dello schema *Upwind* ma non consente di realizzare modelli numerici veloci e stabili. Per questa ragione, esso viene impiegato solo nel caso di flussi a bassa velocità mentre, per quelli ad alta velocità, si preferisce lo schema *Upwind*.

È possibile combinare i vantaggi dei due modelli con lo schema ibrido (HDS).

Secondo tale schema, il valore di φ_e è dato da:

$$\varphi_e = \begin{cases} \varphi_{e,UDS} & Pe \geq 2 \\ \varphi_{e,CDS} & Pe < 2 \end{cases} \quad (4.8)$$

Il numero di Peclet, Pe , è definito come rapporto tra i flussi convettivo e diffusivo:

$$Pe = \frac{F_i}{\Gamma_{eff}} \quad (4.9)$$

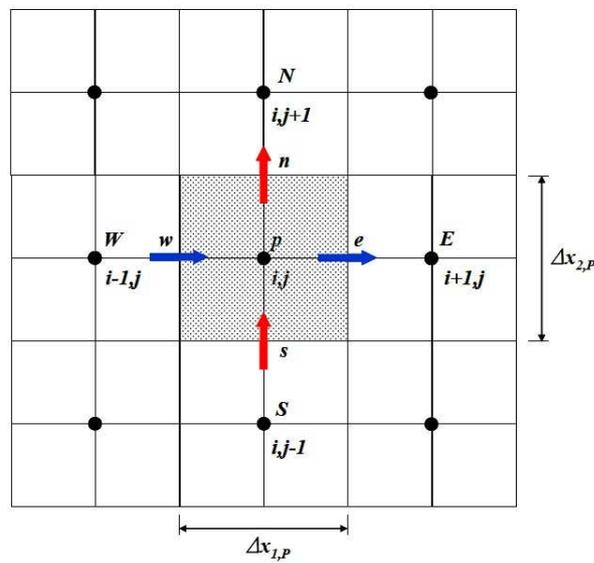


Fig.4.2. Volume di controllo per una griglia collocata.

Per quanto riguarda i termini diffusivi, viene generalmente ipotizzata una variazione lineare della variabile φ tra i nodi:

$$\varphi_e = \varphi_E \lambda_{e,PE} + \varphi_P (1 - \lambda_{e,PE}) \quad (4.10)$$

dove $\lambda_{e,PE}$ è il coefficiente di interpolazione espresso dalla relazione:

$$\lambda_{e,PE} = \frac{x_e - x_P}{x_E - x_P}. \quad (4.11)$$

La componente del gradiente normale alla faccia del volume di controllo viene, quindi, approssimata come:

$$\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_1} \right)_e = \frac{\varphi_e - \varphi_P}{\varphi_E - \varphi_P}. \quad (4.12)$$

Infine, il termine di sorgente, S_φ , viene espresso come una funzione lineare della variabile φ :

$$S_\varphi = S_{\varphi,0} + S_{\varphi,P} \varphi \quad (4.13)$$

4.1 Algoritmo di risoluzione

La trasformazione delle equazioni differenziali dalla forma continua a quella discreta ha come risultato finale l'ottenimento di un sistema di equazioni algebriche aventi per incognite i valori delle grandezze di interesse nei nodi. Il sistema da risolvere può essere indicato come:

$$\underline{\underline{A}} \varphi = \underline{\underline{b}} \quad (4.14)$$

dove A è la matrice dei coefficienti, b è il vettore dei termini noti φ è il vettore delle incognite. Il sistema 4.14 viene risolto con un opportuno metodo iterativo che produce una sequenza di vettori $n \varphi$ convergenti al vettore φ del sistema iniziale.

Il sistema di equazioni può essere risolto con due approcci differenti:

- Soluzione sequenziale. Ciascuna equazione viene risolta separatamente, come se contenesse un'unica variabile incognita, quella primaria, e considerando le altre variabili note. Per ottenere la convergenza delle singole equazioni sono necessarie un certo numero di iterazioni, dette iterazioni interne. Una volta completata la risoluzione sequenziale è necessario realizzare le cosiddette iterazioni esterne, per ottenere la convergenza contemporanea di tutte le equazioni.
- Soluzione simultanea. In questo caso le equazioni discretizzate sono considerate facenti parte di un unico sistema e sono risolte simultaneamente.

4.2 Criteri di convergenza

Il metodo più comune per valutare la convergenza di una simulazione numerica consiste nel monitorare l'andamento dei residui, definiti come:

$$\underline{r}^n = \underline{b} - \underline{A}\varphi^n \quad (4.15)$$

Generalmente, i criteri di convergenza vengono applicati ai residui normalizzati:

$$\tilde{r}^n = \frac{\underline{r}^n}{a_p \Delta \varphi} \quad (4.16)$$

dove a_p è un coefficiente caratteristico del volume di controllo considerato e $\Delta\phi$ indica l'intervallo di variabilità di φ nel dominio. Una soluzione viene, pertanto, giudicata convergente se le componenti del vettore \tilde{r}^n risultano tutte inferiori ad un valore prefissato.

Nell'ambito delle applicazioni ingegneristiche un limite di $1 \cdot 10^{-5}$ è considerato accettabile.

CAPITOLO 5

5. Il modello fisico

Con il termine “convezione termica” si intende un fenomeno di scambio di calore tra una superficie solida e un fluido in moto rispetto ad essa.

Si abbia un fluido in moto su una superficie solida e siano rispettivamente T_s la temperatura della superficie lambita dalla corrente fluida e T_∞ la temperatura del fluido indisturbato. Se la superficie e il fluido si trovano a diversa temperatura, si innescherà uno scambio termico convettivo(vedi fig.5.1).

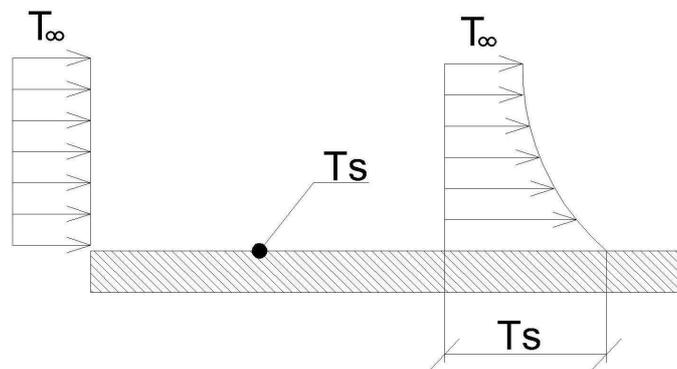


Fig.5.1. Scambio termico convettivo su una lastra piana.

Il flusso termico scambiato q è espresso dalla seguente relazione:

$$q = h_c (T_s - T_\infty) \quad (5.1)$$

in cui h_c indica il coefficiente di scambio termico convettivo.

La difficoltà principale riscontrabile nella risoluzione di problemi che riguardano fenomeni di convezione consiste nella determinazione dei coefficienti di scambio termico convettivo.

Per semplificare, almeno parzialmente, il problema della determinazione del coefficiente convettivo h , una strategia utilizzata è quella applicare l'analisi dimensionale delle grandezze fisiche coinvolte nel fenomeno e facendo ricorso al teorema di Buckingham vengono accorpate le variabili stesse in un numero più piccolo di gruppi adimensionali.

Il numero di variabili adimensionali necessarie per descrivere compiutamente un fenomeno fisico è dato dal numero di variabili che descrivono il problema diminuito del numero di relazioni che legano le variabili stesse.

Nei problemi di trasmissione del calore, i raggruppamenti adimensionali tradizionalmente scelti sono quelli di seguito riportati:

$$1) \text{Numero di Reynolds: } Re = \frac{vL}{\nu} \quad (5.2)$$

in cui v è la velocità media (ms^{-1}) della corrente fluida, L è una lunghezza caratteristica (m) e ν la viscosità cinematica (m^2s^{-1}).

$$2) \text{Numero di Grashof: } Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (5.3)$$

dove g è l'accelerazione di gravità (ms^{-2}), β è il coefficiente di dilatazione termica (K^{-1}) e ΔT indica la differenza tra superficie solida e corrente fluida.

$$3) \text{Numero di Prandtl: } Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5.4)$$

in cui α è la diffusività termica (m^2s^{-1}) del fluido in esame.

Per tenere conto anche della dipendenza spaziale del coefficiente di convezione, si fa ricorso ad un ulteriore gruppo dimensionale dato dalla formula \bar{x}/L in cui \bar{x} indica la coordinata in termini vettoriali.

In base al teorema di Buckingham può essere espresso un ulteriore parametro adimensionale, il *numero di Nusselt* che è funzione dei quattro precedentemente esposti ed è espresso dalla seguente relazione:

$$Nu = \frac{hL}{\lambda} = f(\text{Re}, \text{Gr}, \text{Pr}, \frac{\bar{x}}{L}) \quad (5.5)$$

in cui h è il coefficiente convettivo ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) e λ è la conducibilità termica del fluido ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$).

Il moto relativo del fluido può essere innescato da cause differenti.

Quando il fluido è in movimento con velocità imposta da un propulsore esterno ed il campo di moto è indipendente dal fenomeno termico si parla di *convezione forzata*.

Se invece il campo di moto è diretta conseguenza dei fenomeni di scambio termico ha luogo la cosiddetta *convezione naturale*.

In questo caso il movimento del fluido è provocato da gradienti locali di densità, indotti da differenze di temperatura tra la superficie del corpo e il fluido stesso.

La distinzione tra i due tipi di convezione non è sempre netta e spesso nelle situazioni reali essi coesistono e pertanto avviene la *convezione mista*.

L'attività di ricerca ha riguardato principalmente il comportamento delle strutture ventilate in regime di convezione naturale, col movimento dell'aria nell'intercapedine generato esclusivamente dal riscaldamento dell'aria provocato dalla radiazione solare incidente sull'involucro dell'organismo edilizio.

Sono state però condotte anche alcune simulazioni in regime di convezione forzata, riproducendo l'azione di un ventilatore che spinge l'aria nell'intercapedine.

5.1 Il Modello di calcolo

Uno dei passaggi critici della risoluzione numerica di un problema termo-fluidodinamico è l'individuazione del modello fisico più appropriato alla descrizione del problema reale.

La migliore scelta attuabile consiste generalmente nell'adottare, almeno in prima istanza, un modello fisico non eccessivamente complesso.

Alla luce di questa considerazione, sono state effettuate due scelte:

- L'utilizzo di un modello geometrico bidimensionale;
- L'introduzione dell'ipotesi di stazionarietà.

Sia le pareti che la coperture ventilate oggetto dello studio sono state pertanto schematizzate come sistemi bidimensionali (vedi fig.5.2 a e b) costituiti da due paramenti, uno interno ed uno esterno, che delimitano un condotto in cui fluisce l'aria.

La struttura ha una lunghezza L ed uno spessore dell'intercapedine d . In entrambi i casi studiati il sistema di riferimento cartesiano è stato disposto con l'origine all'ingresso del condotto ventilato, orientato con l'asse delle ordinate nella direzione del moto.

Nel caso della copertura ventilata, l'angolo ϕ rappresenta l'inclinazione della struttura.

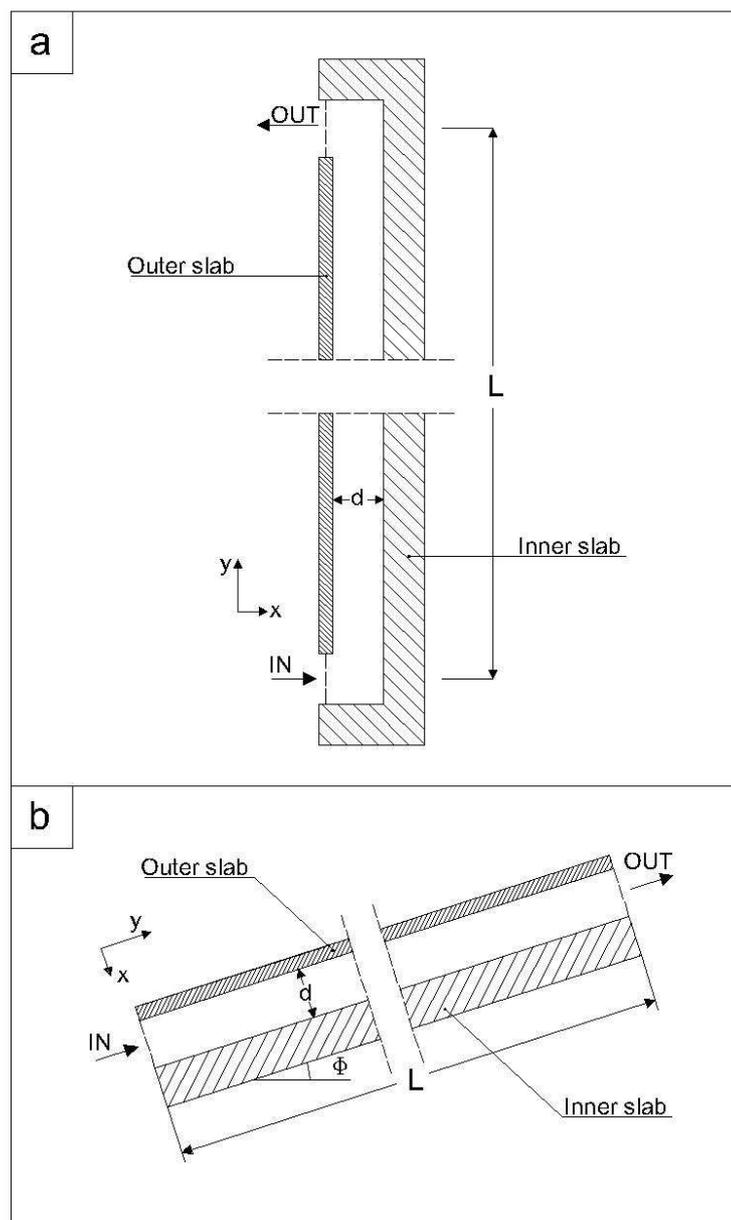


Fig.5.2. Schematizzazione geometrica della parete ventilata (a) e della copertura ventilata (b).

5.2 Gli scambi termici

La struttura ventilata è caratterizzata dalla contemporanea presenza delle tre tipologie di trasmissione del calore: convezione, conduzione ed irraggiamento.

La trasmissione di calore sarà causata da [12] :

- gli scambi convettivi e radiativi tra l'ambiente esterno e la superficie esteriore dello strato di rivestimento;
- lo scambio conduttivo attraverso le pareti del condotto;
- lo scambio radiativo tra i due paramenti che delimitano il canale ventilato;
- lo scambio termico convettivo tra i detti paramenti e l'aria circolante all'interno dell'intercapedine;
- gli scambi convettivi e radiativi tra l'ambiente condizionato e la superficie intradossale del paramento interno.

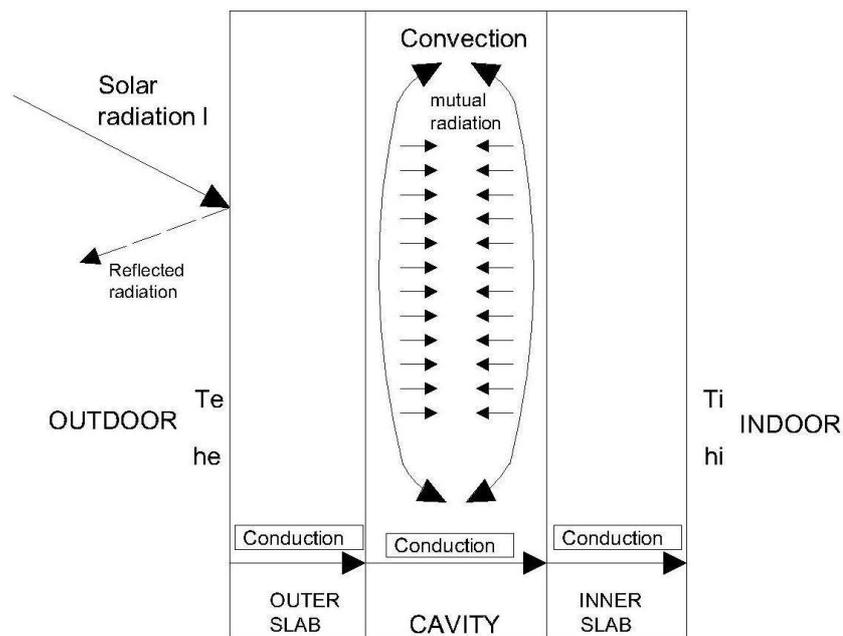


Fig.5.3. Scambi termici in una struttura ventilata opaca.

Lo scambio termico conduttivo attraverso i paramenti interno ed esterno è stato caratterizzato utilizzando la resistenza termica conduttiva definita dalla formula [16,17]:

$$R_{cond} = \sum_i \frac{N s_i}{\lambda_i} \quad (5.6)$$

in cui s_i e λ_i sono rispettivamente lo spessore e la conducibilità termica dello strato i -esimo del paramento.

In un'analisi in condizioni stazionarie, gli scambi termici convettivi e radiativi all'interno della cavità ventilata possono essere rappresentati con un accettabile livello di approssimazione considerando due resistenze termiche, r_1 e r_2 , espresse mediante le seguenti equazioni [20]:

$$r_1 = r_A \frac{R_0}{r_A + r_B + R_0} \quad \text{e} \quad r_2 = r_B \frac{R_0}{r_A + r_B + R_0} \quad (5.7)$$

in cui r_A and r_B rappresentano le resistenze termiche dovute allo scambio convettivo tra il fluido e i due paramenti (A e B rispettivamente) mentre la resistenza termica R_0 caratterizza il mutuo scambio radiativo tra le due facce interne del condotto ventilato.

La resistenza termica R_0 è stata espresso mediante la seguente equazione:

$$R_0 = \frac{1 - e_1}{A_1 \cdot e_1} + \frac{1}{A_1 \cdot F_{12}} + \frac{1 - e_2}{A_2 \cdot e_2} \quad (5.8)$$

in cui A_1 e A_2 sono le aree dei due lati del condotto mentre F_{12} è il fattore di vista tra le due superfici parallele.

Le resistenze termiche convettive (r_A ed r_B) all'interno dell'intercapedine sono state invece valutate mediante la relazione di Gnielinski [15] valida per numeri di Reynolds superiori a 2300.

Mediante il suddetto modello è possibile il calcolo del numero di Nusselt di fluidi in regime transitorio da moto lineare a moto turbolento che può essere espresso come:

$$Nu_0 = \frac{\frac{\xi}{8}(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1 + 12.7\sqrt{\frac{\xi}{8}}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad (5.9)$$

in cui ξ rappresenta il coefficiente d'attrito superficiale, calcolato mediante la correlazione scoperta da Petukhov [15] di seguito riportata :

$$\xi = \frac{1}{(1.82 \log \text{Re} - 1.64)^2} \quad (5.10)$$

L'influenza della temperatura è stata considerata introducendo l'ulteriore relazione:

$$Nu = Nu_0 \left(\frac{T_m}{T_w} \right)^{0.36} \quad (5.11)$$

in cui T_m è la temperatura media del fluido nell'intercapedine mentre T_w è la temperatura della parete del condotto ventilato.

Le resistenze termiche convettive (r_A e r_B) in corrispondenza delle superfici interna ed esterna del condotto sono state calcolate mediante le equazioni:

$$r_A = Nu_0 \left(\frac{T_m}{T_{wA}} \right)^{0.36} \frac{\lambda}{D_h} \quad \text{ed} \quad r_B = Nu_0 \left(\frac{T_m}{T_{wB}} \right)^{0.36} \frac{\lambda}{D_h} \quad (5.12)$$

in cui D_h è il diametro idraulico definito come :

$$D_h = 2 \frac{dL}{(d + L)} \quad (5.13)$$

5.3 La risoluzione numerica del problema

Le leggi di Navier-Stokes sono le equazioni che descrivono il moto di un fluido reale. Esse contemplano il contributo di tutte le forze agenti su di un elemento infinitesimo di volume e sulla sua superficie.

La risoluzione delle equazioni di bilancio, a parte casi semplicissimi, non è effettuabile per via diretta a causa della non linearità dei termini che compaiono in esse. Si è sviluppata in proposito una branca della fluidodinamica detta fluidodinamica numerica o CFD (acronimo inglese che sta per Computational Fluid Dynamics) il cui scopo è quello di risolvere tali equazioni per via iterativa.

I passaggi indispensabili che caratterizzano la risoluzione numerica di un problema di tipo termo-fluidodinamico sono di seguito riportati:

1. definizione della geometria del problema da analizzare;
2. discretizzazione del volume occupato dal fluido, cioè suddivisione del dominio in un gran numero di celle elementari generando una griglia di calcolo;
3. definizione del modello fisico e di quello numerico;
4. definizione delle condizioni al contorno;
5. risoluzione delle equazioni in maniera iterativa;
6. analisi dei risultati.

5.4 Le Equazioni di bilancio

Le equazioni di Navier-Stokes [35] sono le equazioni che descrivono il moto di un fluido reale. Esse contemplano il contributo di tutte le forze agenti su di un elemento infinitesimo di volume e sulla sua superficie.

La *legge di Conservazione della massa (continuità)* può essere scritta nella seguente forma, valida sia per fluidi comprimibili che incomprimibili:

$$\frac{\partial}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (5.14)$$

La *legge di Conservazione del momento della quantità di moto* in un sistema di riferimento inerziale (non accelerato) è descritta dall'equazione seguente:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla(\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (5.15)$$

in cui p è la pressione statica, $\bar{\tau}$ è il tensore degli sforzi tangenziali, mentre $\rho \vec{g}$ ed \vec{F} rappresentano rispettivamente le forze di massa e quelle esterne.

La *legge di Conservazione dell'energia* può essere espressa dalla seguente formula:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot [\vec{v} (\rho E + p)] = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \sum_i h_i \vec{j}_i + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right] + S_h \quad (5.16)$$

in cui k_{eff} è la conduttività effettiva ($k_{eff}=k+k_t$).

I primi tre termini del lato di destra dell'equazione rappresentano gli scambi energetici dovuti alla convezione, la conduzione e la dissipazione viscosa. Il termine S_h include invece i contributi calorici prodotti dalle reazioni chimiche.

Le due equazioni di trasporto per il modello *standard k-epsilon*, ricavate anch'esse dalle equazioni di Navier-Stokes, possono essere scritte come di seguito riportato[35]:

- *Equazione dell'Energia cinetica turbolenta (k):*

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.17)$$

- *Equazione della Dissipazione dell'energia cinetica turbolenta (ε):*

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_{3\varepsilon} P_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (5.18)$$

in cui la viscosità turbolenta è espressa dalla formula:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.19)$$

La produzione di energia cinetica turbolenta P_k è espressa dall'equazione:

$$P_k = \mu_t S^2 \quad (5.20)$$

In cui il termine S è il tensore di deformazione medio che può essere scritto come:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (5.21)$$

L'effetto delle forze di buoyancy è espresso dalla relazione:

$$P_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5.22)$$

in cui Pr_t è il numero di Prandtl turbolento mentre g_i è la componente del vettore gravità nella i -esima direzione.

Per il modello standard k-epsilon Pr_t assume il valore 0,85.

Le costanti empiriche presenti nelle formule 5.17 e 5.18 hanno i seguenti valori [35]:

$$C_{1e}=1,44, C_{2e}=1,92; C_{3e}=1; C_{\mu}=0,09; \sigma_{\epsilon}=1,3.e \ \sigma_k=1,0.$$

Le equazioni che governano il problema sono state risolte utilizzando il *metodo numerico dei volumi finiti* [13].

Questo metodo si presta particolarmente all'integrazione di equazioni differenziali alle derivate parziali. Tali equazioni vanno integrate in un volume sui cui confini sono imposte le condizioni al contorno.

L'interno di tale dominio viene pertanto suddiviso in tanti volumi elementari, successivamente tramite la forma integrale delle equazioni del problema considerato, vengono scritte le relazioni che intercorrono tra i vari volumetti confinanti così da poter essere risolte per via numerica con l'ausilio di un codice di calcolo.

Ovviamente la risoluzione numerica secondo tale criterio presenta un limite dovuto al fatto che le celle elementari nelle quali è suddiviso il dominio di calcolo, anche nel caso in cui fossero molto piccole, avranno comunque una dimensione finita e non infinitesima.

5.5 Generazione della griglia di calcolo

La soluzione delle equazioni differenziali tramite metodi numerici necessita di griglie di calcolo, comunemente dette grid o mesh. La griglia di calcolo è una decomposizione dello spazio in cui si vuole studiare il problema in domini elementari. La generazione di grid è uno degli aspetti più delicati della fluidodinamica numerica: un cattivo grid, infatti, conduce sicuramente ad una soluzione quantomeno approssimata, se non del tutto errata mentre una griglia di calcolo di buona qualità consente alle volte anche di accelerare la risoluzione, oltre

ad aumentare l'attendibilità della soluzione determinata. L'utilizzo di una mesh eccessivamente fitta di contro può incrementare in maniera non indifferente i costi computazionali.

La semplicità del dominio da studiare ha consentito l'uso di una rete strutturata caratterizzata dalla esclusiva presenza di elementi quadrilateri in 2D e da una connettività regolare.

Le griglie di calcolo utilizzate per simulare il comportamento dell'aria nelle intercapedini ventilate oggetto di questo studio sono delle semplici maglie di quadrilateri con passo di 0.5 cm in tutte le direzioni.

La risoluzione del problema numerico nelle regioni in prossimità delle pareti solide, ha un significativo impatto sull'attendibilità dei risultati ottenuti tramite le simulazioni numeriche, in quanto in tali zone sorgono fenomeni di vorticità e turbolenza tali da richiedere l'uso di specifiche funzioni di parete.

Nell'analisi svolta è stato impiegato il cosiddetto trattamento di parete avanzato, *enhanced wall treatment*.

Questa modalità di trattamento prevede la suddivisione del dominio di calcolo in due regioni: una per la quale risulta predominante l'effetto della turbolenza, l'altra per la quale invece risulta prioritario l'effetto della viscosità, a secondo del valore assunto dal Numero di Reynolds turbolento, espresso mediante la seguente relazione:

$$Re_y = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (5.23)$$

in cui y è la distanza normale tra la parete solida ed i centri di cella mentre k rappresenta l'energia cinetica turbolenta in corrispondenza della parete.

Il discriminante tra le due regioni è costituito da un valore di Re_y pari a 200.

Per valori di Re_y minori di 200, il trattamento di parete avanzato consente una modellazione più accurata del sottostrato viscoso, in quanto il contributo dovuto alla viscosità viene calcolato puntualmente piuttosto che essere approssimato in base a delle relazioni empiriche.

L'utilizzo di questo tipo di trattamento di parete ha richiesto un processo iterativo di infittimento della mesh in prossimità delle pareti del condotto che però non ha prodotto, in seguito alla reiterazione del calcolo, sostanziali variazioni nei valori delle principali grandezze fisiche analizzate.

5.6 Condizioni al contorno

In matematica, una *condizione al contorno* è una condizione imposta che la soluzione di un'equazione differenziale deve soddisfare ai margini del suo insieme di definizione. Un'equazione differenziale ammette spesso un'infinità di soluzioni e l'imposizione di condizioni aggiuntive è necessaria per individuare una particolare soluzione, che sarà inoltre unica se l'equazione soddisfa certe ipotesi di regolarità.

Nel caso delle equazioni differenziali alle derivate parziali, le condizioni al contorno si strutturano come imposizioni date alla soluzione su tutto un perimetro o una superficie.

Nei sistemi ventilati in convezione naturale il flusso d'aria all'interno delle intercapedini è generato dai soli gradienti termici e pressori .

Le condizioni a contorno imposte alle due pareti del condotto ventilato sono di seguito riportate:

- la temperatura del fluido a contatto con la parete T_w ;

- il coefficiente di scambio termico h_i ;
- la rugosità superficiale b ;
- il coefficiente di emissività superficiale interna ϵ_i ;
- le caratteristiche termo fisiche dei materiali costituenti la parete (spessore d , densità ρ , e conducibilità λ).

In corrispondenza della sezione di imbocco del canale ventilato sono state imposte le seguenti condizioni al contorno :

- la temperatura dell'aria T_0 ;
- la pressione d'ingresso p_0 ;
- la perdita di carico localizzata all'imbocco Δp_0
- i parametri turbolenti k_0 ed ϵ_0 .

La temperatura d'ingresso T_0 coincide con quella dell'ambiente esterno T_e , mentre il valore della pressione in corrispondenza della medesima sezione è pari a quello della pressione atmosferica $p_0=p_{atm}$.

Le condizioni al contorno imposte alla *outlet section* sono:

- la temperatura dell'aria T_L ;
- la pressione di uscita p_L ;
- la perdita di pressione concentrata Δp_L ;
- i parametri turbolenti k_L ed ϵ_L .

La pressione d'uscita p_L è stata determinata utilizzando la relazione:

$$p_L = p_0 - \rho g L \sin \theta \quad (5.24)$$

Le perdite di carico localizzate in corrispondenza delle aperture che collegano l'intercapedine ventilata all'ambiente esterno sono state valutate mediante la seguente relazione:

$$\Delta p = k\rho \frac{v^2}{2} \quad (5.25)$$

in cui v e ρ sono la velocità media e la densità del fluido, mentre k è il coefficiente di perdita localizzata, ricavato sperimentalmente, che assume i valori $k_0 = 0.5$ e $k_L = 1$ rispettivamente in corrispondenza della sezione di ingresso e di quella d'uscita. Ovviamente i valori assunti per k_0 e k_L devono intendersi come valori indicativi: la presenza di strozzature, sagomature, griglie di protezione, accumulo di sporco, possono determinare un notevole incremento di tali valori.

La determinazione dei parametri turbolenti del flusso, k ed ε , ha preliminarmente richiesto il calcolo dell'*intensità turbolenta* Tu , definita come il rapporto tra la media quadrata delle oscillazioni della velocità v' e la velocità media del flusso \bar{v} . La formula utilizzata per la valutazione dell'intensità turbolenta è stata dedotta da una correlazione empirica specificatamente adottata per i flussi nei tubi:

$$Tu = \left(\frac{v'}{\bar{v}} \right)^2 = 0.16 (\text{Re}_{D_h})^{-1/8} \quad (5.26)$$

L'energia cinetica turbolenta k è stata calcolata utilizzando la relazione:

$$k = \frac{3}{2} (\bar{v} Tu)^2 \quad (5.27)$$

dove \bar{v} e Tu sono rispettivamente la velocità media del flusso e l'intensità turbolenta.

Il tasso di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε , è stato calcolato mediante la formula:

$$\varepsilon = C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \tag{5.28}$$

nella quale C_{μ} è una costante empirica caratteristica del modello turbolento k- ε che assume il valore 0,01, mentre l è la lunghezza della scala turbolenta.

Nel caso di flusso pienamente sviluppato, il valore di l è limitato dalle dimensioni del condotto.

Una relazione approssimata tra l e la dimensione fisica del condotto è la seguente:

$$l = 0.07 L \tag{5.29}$$

in cui 0.07 è un fattore empirico mentre L è la dimensione caratteristica del condotto, che nel caso di canali con sezione non circolare è coincidente col diametro idraulico ($L=D_h$)

Le condizioni al contorno utilizzate per studiare il moto dell'aria all'interno delle intercapedini ventilate in regime di convezione naturale sono riportate nella seguente tabella riassuntiva:

Tabella5.1-Condizioni al contorno per lo studio delle strutture ventilate in convezione naturale:

	y=0	y = L	x = 0	x = d
p	$p=p_0$	$p=p_0-\rho_0 g L \sin\theta$	-	-
T	$T=T_0$	-	$T=T_1$	$T=T_2$
v	-	-	$v=0$	$v=0$
r	-	-	$r=r_1$	$r=r_2$
k	$k=k_0=\frac{3}{2}Tu_0v_0^2$	-	$k=0$	$k=0$
ε	$\varepsilon=\varepsilon_0=C_{\mu}^{\frac{3}{4}}\frac{k_0^{\frac{3}{2}}}{Tu_0}$	-	$\varepsilon=2(\mu/\rho)\left(\frac{C_{\mu}}{\kappa}\right)\left(\frac{\partial k_0^{3/2}}{\mu x_w}\right)$	$\varepsilon=2(\mu/\rho)\left(\frac{C_{\mu}}{\kappa}\right)\left(\frac{\partial k_0^{3/2}}{\mu x_w}\right)$

Nel caso studio condotto con convezione mista, l'azione di un propulsore (uno o più ventilatori di piccola potenza) che spinge l'aria all'interno dell'intercapedine ventilata, incrementando gli effetti dovuti ai gradienti locali di densità caratteristici della semplice convezione naturale, è stata simulata imponendo una velocità d'ingresso v_0 .

Gli input in corrispondenza della sezione di inlet sono pertanto:

- la temperatura dell'aria T_0 ;
- la velocità d'ingresso v_0 ;
- i parametri turbolenti k_0 ed ϵ_0 .

Le condizioni al contorno imposte agli altri elementi della geometria del canale sono invece coincidenti con quelle adoperate per lo studio effettuato in regime di convezione naturale.

Nella figure seguenti (5.3 e 5.4), sono schematizzate le condizioni al contorno adoperate in entrambe le condizioni di moto.

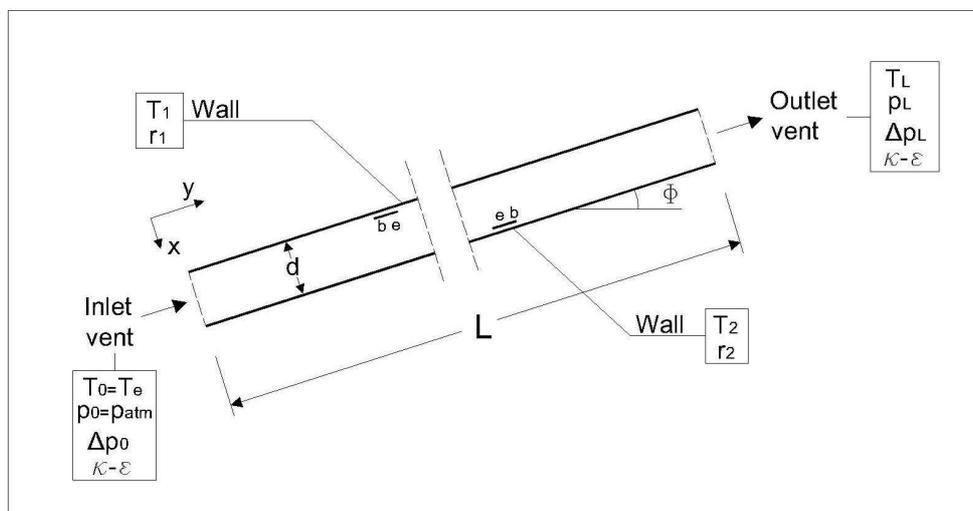


Fig.5.4. Schema Condizioni al contorno – Convezione naturale

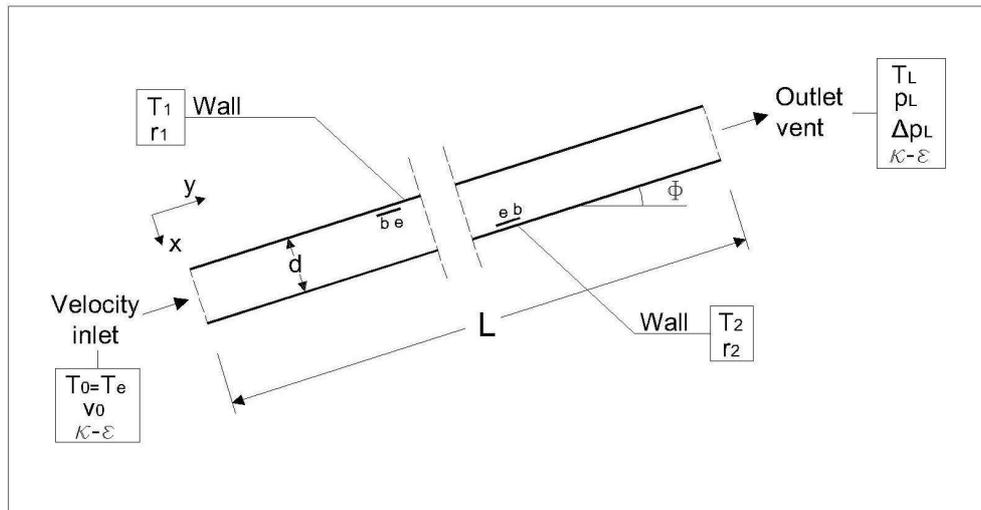


Fig.5.5. Schema Condizioni al contorno – Convezione mista (Naturale + Forzata)

5.7 La valutazione della prestazione energetica mediante l' Energy Saving Rate (ESr)

Nelle regioni caratterizzate da una stagione estiva particolarmente calda, l'utilizzo di strutture ventilate può contribuire a ridurre notevolmente i consumi energetici.

Uno tra i principali vantaggi conseguibili utilizzando questa tipologia di involucro è la riduzione degli apporti energetici solari, garantita dall'effetto combinato della ombreggiatura e del calore asportato dal flusso d'aria circolante nell'intercapedine ventilata.

Pertanto, al fine di valutare le prestazioni di queste strutture è necessario confrontare i flussi di calore che le attraversano nel caso in cui il condotto di ventilazione è chiuso e nel caso in cui esso invece permette la circolazione dell'aria proveniente dall'esterno.

Il flusso di calore entrante attraverso l'involucro dell'organismo edilizio può essere calcolato mediante l'equazione di bilancio termico su una superficie illuminata dal sole:

$$Q = \alpha I + h_{oe}(T_e - T_s) - \varepsilon \Delta R \quad (5.30)$$

in cui α è il coefficiente di assorbimento solare, I è la radiazione solare incidente su una superficie, h_o è il coefficiente di adduzione termica che include gli effetti della radiazione ad onda lunga e della convezione sulla superficie esterna, T_e è la temperatura esterna, T_s è la temperatura superficiale, ε è l'emissività emisferica di una superficie, ΔR è la differenza tra la radiazione ad onda lunga incidente sulla superficie e la radiazione emessa dal corpo nero alla temperatura dell'aria esterna.

Il comportamento termico di una struttura ventilata può essere studiato introducendo un indicatore di performance che consenta il confronto tra diverse tipologie di struttura: l' *Energy Saving Rate (ESr)*, ovvero il risparmio energetico percentuale dovuto alla ventilazione della struttura, che è stato definito come [19]:

$$ESr = \frac{Q_{nv} - Q_{in}}{Q_{nv}} \quad (5.31)$$

in cui Q_{nv} e Q_{in} sono rispettivamente i flussi termici medi entranti nel locale in caso di struttura non ventilata e ventilata.

Il significato del parametro ESr è fortemente intuitivo, soprattutto quando assume valori compresi tra 0 e 1; valori negativi del parametro indicano invece che la ventilazione non è conveniente. Per valori di ESr superiori ad 1, si avrebbe che Q_{nv} è negativo, pertanto la ventilazione della struttura garantirebbe una sottrazione di calore al locale.

In assenza di ventilazione, il flusso termico entrante nel locale (vedi fig.5.6) può essere espresso come:

$$Q_{nv} = \frac{T_{as} - T_i}{R_{nv}} \quad (5.32)$$

in cui T_{as} è la temperature aria-sole dell'aria, T_i è la temperature interna e R_{nv} è la resistenza termica totale della struttura in assenza di ventilazione.

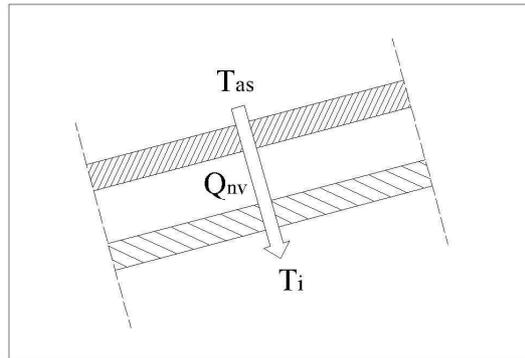


Fig.5.6. Flusso termico entrante in assenza di ventilazione

La temperature aria-sole T_{as} è stata espressa mediante la seguente equazione:

$$T_{as} = t_o + \alpha I / h_{oe} \quad (5.33)$$

nella quale T_e è la temperature esterna all'ombra dell'aria, α è il coefficiente di assorbimento solare dello strato di rivestimento esterno, I è l'intensità della radiazione solare incidente, h_{oe} il coefficiente di adduzione esterno.

La resistenza termica complessiva della struttura in assenza di ventilazione R_{nv} è stata definita mediante l'equazione:

$$R_{nv} = r_i + \sum_i^N \frac{s_i}{\lambda_i} + r_e \quad (5.34)$$

in cui r_i ed r_e sono le resistenze termiche liminari sul lato interno e su quello esterno mentre s_i e λ_i sono rispettivamente lo spessore e la conduttività termica dell' i -esimo strato.

In presenza di ventilazione, il flusso termico entrante nel locale (vedi fig.5.7) può essere espresso come:

$$Q_{in} = \frac{T_m - T_i}{R_{int}} \quad (5.35)$$

in cui T_m è la temperatura media dell'aria all'interno del condotto mentre R_i è la resistenza termica definita dalla relazione:

$$R_{int} = R_A + r_i + r_l \quad (5.36)$$

nella quale R_A è la resistenza termica conduttiva del paramento interno della struttura, r_i la resistenza termica liminare interna ed r_l è la resistenza termica che include gli effetti della convezione all'interno del canale ventilato e del mutuo scambio radiativo tra le sue pareti del condotto.

La temperatura media T_m dell'aria all'interno del condotto è stata ottenuta utilizzando i valori ricavati dalle simulazioni numeriche ed è espressa dalla seguente formula empirica:

$$T_m = \frac{[zT_1' + (1-z)T_2'] + \frac{T_L + T_0}{2}}{2} \quad (5.37)$$

in cui $z = R_e/R_{nv}$ è un parametro adimensionale che rappresenta la frazione di resistenza termica verso l'esterno, mentre T_1' , T_2' , e T_L sono le temperature dell'aria rispettivamente in corrispondenza delle due facce interne e della sezione d'uscita del condotto ventilato.

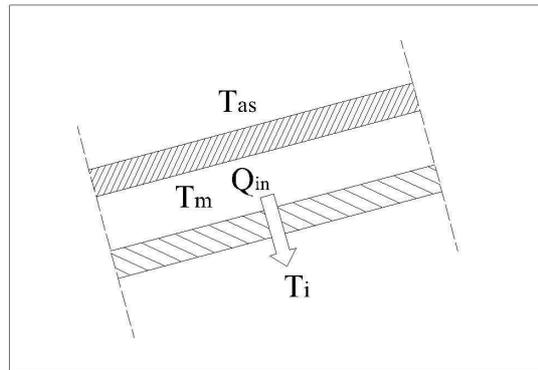


Fig.5.7 . Flusso termico entrante in presenza di ventilazione

L' equazione 5.31 può essere scritta nella forma:

$$S = \frac{\left(\frac{T_{as} - T_i}{R_{nv}}\right) - \left(\frac{T_m - T_i}{R_{int}}\right)}{\frac{T_{as} - T_i}{R_{nv}}} = \frac{(T_{as} - T_i) - \left(\frac{T_m - T_i}{R_{int}}\right) R_{nv}}{T_{as} - T_i} \quad (5.38)$$

che infine, definiti $\Delta T = T_{as} - T_i$ e $\Delta T' = T_m - T_i$, diventa [19]:

$$S = \frac{\Delta T - \frac{\Delta T'}{R_{int}} R_{nv}}{\Delta T} = 1 - \frac{\Delta T' R_{nv}}{\Delta T R_{int}} \quad (5.39)$$

5.8 Validazione del modello

I risultati delle simulazioni effettuate devono essere validati in maniera tale da potere asserire che le risultanze ottenute tramite il modello fluidodinamico siano realistiche ed accurate.

Per la validazione di un modello possono essere adoperati due differenti metodi:

- Confronto con dati sperimentali;
- Raffronto con i risultati di modelli matematici già validati.

Le ricerche bibliografiche effettuate, hanno evidenziato un esiguo numero di studi sperimentali relativi al moto dell'aria nelle intercapedini delle facciate ventilate e soprattutto una generale disuniformità sulle metodologie adottate nella sperimentazione.

Tra questi uno degli studi sperimentali più accreditati in letteratura ed assunto come modello di riferimento nell'analisi dei moti convettivi nei canali verticali a piatti paralleli e asimmetricamente riscaldati, è quello di *Miyamoto*[6].

Il canale oggetto della sperimentazione di Miyamoto (vedi fig.5.8) era formato da due piatti verticali e paralleli, alti 498 cm e larghi 95 cm, uno riscaldato mediante un flusso di calore uniforme ($q=208 \text{ W/m}^2$) per tutta la sua lunghezza, l'altro invece era adiabatico.

L'esperimento fu effettuato per tre differenti larghezze del canale: 5, 10 e 20 cm.

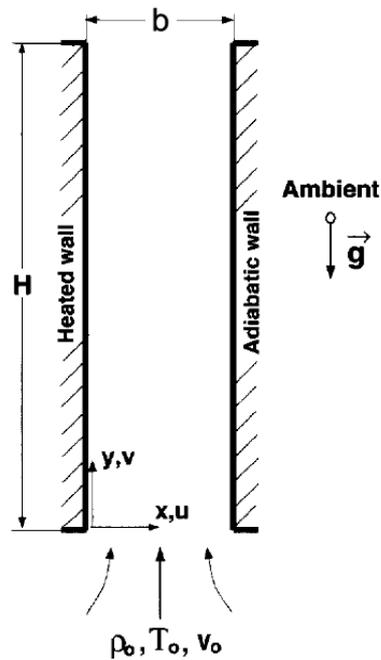


Fig.5.8. Rappresentazione schematica del modello di Miyamoto.

Per valutare la capacità del nostro modello di calcolo di predire i fenomeni termofluidodinamici sorgenti nella cavità ventilata, sono state condotte delle simulazioni numeriche con le stesse condizioni al contorno utilizzate da Miyamoto.

Le distribuzioni di temperatura e velocità ricavate dalle simulazioni numeriche sono state sovrapposte con i risultati ricavati sperimentali.

Le seguenti figure (da 5.9 a 5.12) mostrano i profili normalizzati di temperatura e velocità relativi a due sezioni, rispettivamente ad $y/L = 0.16$ ed $y/L = 0.77$ dall'ingresso del canale.

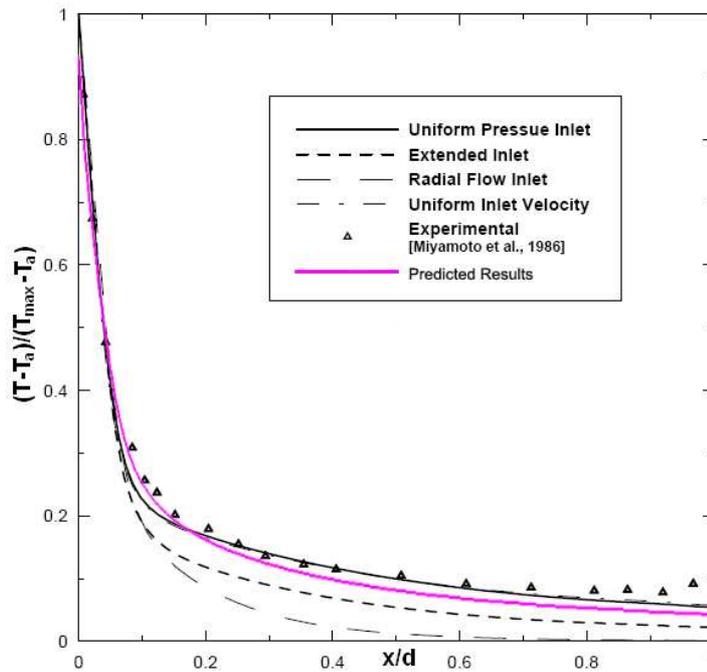


Fig.5.9.
 Comparazione tra le distribuzioni di temperatura sperimentale (Miyamoto) e simulata ad $y/L = 0.16$ dall'ingresso del canale ($q=208 \text{ W/m}^2$)

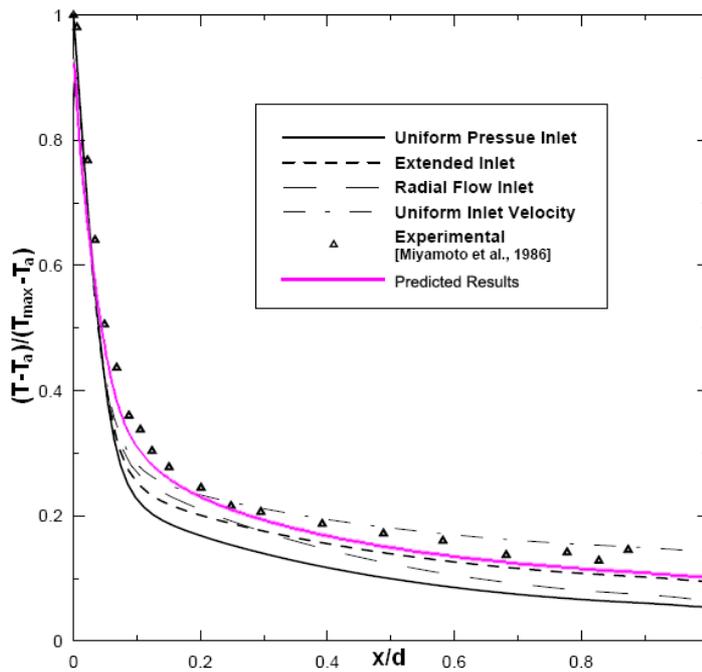


Fig.5.10.
 Comparazione tra le distribuzioni di temperatura sperimentale (Miyamoto) e simulata ad $y/L = 0.77$ dall'ingresso del canale ($q=208 \text{ W/m}^2$)

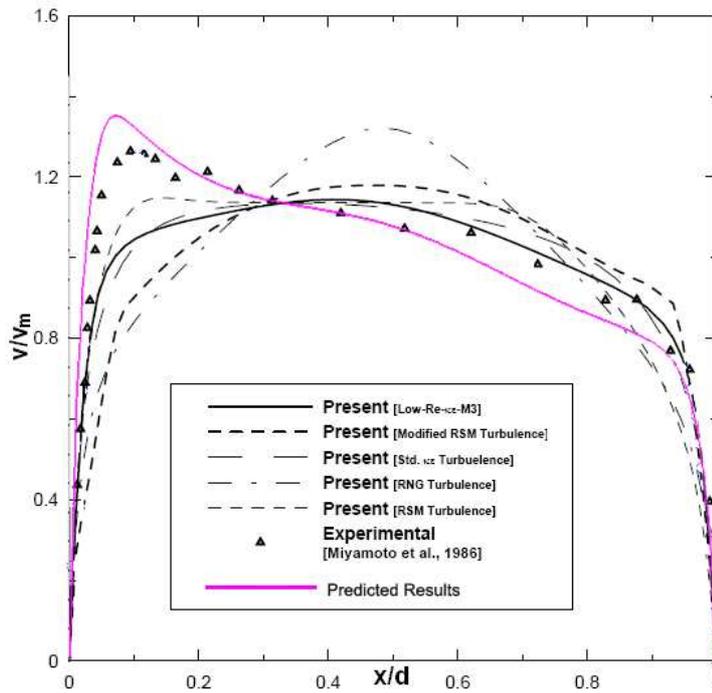


Fig.5.11.
 Comparazione tra le distribuzioni di velocità sperimentale (Miyamoto) e simulata ad $y/L = 0.16$ dall'ingresso del canale ($q=208 \text{ W/m}^2$)

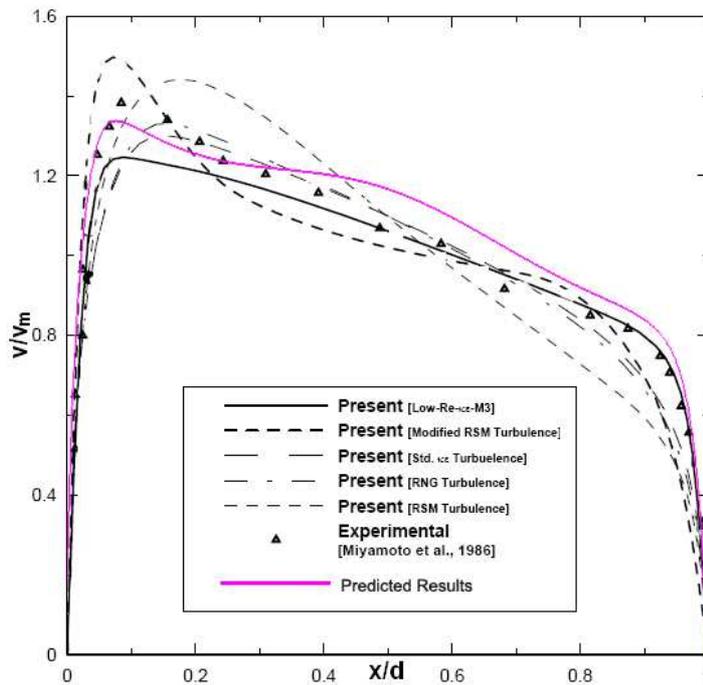


Fig.5.12.
 Comparazione tra le distribuzioni di velocità sperimentale (Miyamoto) e simulata ad $y/L = 0.77$ dall'ingresso del canale ($q=208 \text{ W/m}^2$)

È possibile osservare che le distribuzioni di temperatura e velocità ottenute con le simulazioni seguono con buona precisione quelle derivate dalle sperimentazioni. Lo scostamento percentuale osservato tra i profili sperimentali e quelli ricavati dalle simulazioni è sempre inferiore al 5%.

Alla luce di tali risultati è possibile asserire che il modello realizzato ben si presta negli studi sulle strutture ventilate.

CAPITOLO 6

6. Le pareti ventilate - Risultati e discussione

L'analisi della prestazione energetica delle facciate ventilate è stata effettuata mediante modellazione CFD del comportamento termo-fluidodinamico del sistema al variare delle caratteristiche geometriche del condotto, delle proprietà termofisiche dei materiali costituenti la parete e delle condizioni termo-igrometriche al contorno.

Il caso studio condotto ha riguardato l'analisi di un modulo di facciata di lunghezza $L = 6\text{m}$, e profondità $D=1\text{m}$. Le dimensioni caratteristiche del condotto ventilato sono state scelte in accordo con i valori proposti dalla letteratura tecnica di riferimento [20,21,22], al fine di ottenere le migliori prestazioni energetiche per questo tipo di struttura.

La modellazione del sistema reale è stata realizzata utilizzando il codice di calcolo "Fluent" ed il pre-processor "Gambit".

Le prove condotte hanno riguardato quattro differenti tipologie di parete ventilata, caratterizzate dallo stesso valore di resistenza termica totale ($R_{iv}=1.855 \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$) ma con un diverso paramento esterno:

- la facciata *P1* ha un rivestimento esterno in laterizio (elementi in cotto in pannelli prefabbricati);
- la facciata *P2* ha un rivestimento esterno in piastrelle ceramiche;
- la facciata *P3* ha un rivestimento esterno in moduli prefabbricati in calcestruzzo;
- la facciata *P4* presenta un rivestimento esterno realizzato con pannelli coibentati in vermiculite rivestiti in alluminio su entrambe le facce.

In tutti e quattro i casi studiati, lo strato esterno è ancorato ad una muratura in blocchi di laterizio; nelle tipologie di parete P1, P2 e P3 lo strato isolante, costituito da un pannello in lana di vetro dello spessore di 4 cm, è disposto nel paramento interno, mentre nella facciate P4 il pannello di rivestimento esterno funge anche da strato di coibentazione.

Alla base e nella parte sommitale della facciata sono collocate delle prese d'aria, di dimensione 20 cm x 100 cm, che collegano l'intercapedine ventilata con l'ambiente esterno.

Le simulazioni CFD in regime di convezione naturale sono state effettuate variando sia la geometria (lo spessore del condotto d e l'emissività superficiale ε delle pareti dello stesso) che le condizioni climatiche (radiazione solare incidente I e temperatura esterna T_e). In quelle condotte in regime di convezione mista (naturale + forzata) è stata variata la velocità d'imbocco v_0 dell'aria.

Le caratteristiche termo-fisiche e geometriche degli strati costituenti le strutture ventilate oggetto di studio (spessore d , densità ρ , e conducibilità λ) sono riportate nella tabella 6.1.

L'aria è stata considerata un gas ideale comprimibile con un calore specifico (c_p) di $1005 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

La densità dell'aria è stata calcolata facendo riferimento ad una trasformazione isobarica per un gas perfetto, mentre per la dipendenza della viscosità dinamica dell'aria μ dalla temperatura è stata considerata la seguente relazione:

$$\mu(T) = \mu_0 \sqrt{(T/300)} \quad \text{con} \quad \mu_0 = 1,85 \times 10^{-5} \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1} \quad (\text{a } 300 \text{ K}).$$

Tabella 6.1- Caratteristiche termofisiche delle facciate ventilate studiate:

	Strato	Tipo di materiale	Spessore s (m)	ρ (kgm ⁻³)	λ (Wm ⁻¹ K ⁻¹)
Facciata P1 $R_{tnv} = 1.855$ m^2KW^{-1}	1 (Ext)	Laterizio	0.045	800	0.30
	2	Aria (condotto di ventilazione)	0.10	-	0.56
	3	Pannello isolante in fibra di vetro	0.04	100	0.038
	4	Malta di cemento	0.015	2000	1.40
	5	Blocchi in laterizio	0.18	1600	0.59
	6 (Int)	Intonaco di calce	0.015	1800	0.90
Facciata P2 $R_{tnv} = 1.855$ m^2KW^{-1}	1 (Ext)	Ceramica	0.013	2700	1.00
	2	Aria (condotto di ventilazione)	0.10	-	0.56
	3	Pannello isolante in fibra di vetro	0.03	100	0.038
	4	Malta di cemento	0.015	2000	1.40
	5	Blocchi in laterizio	0.19	1200	0.43
	6 (Int)	Intonaco di calce	0.015	1800	0.90
Facciata P3 $R_{tnv} = 1.855$ m^2KW^{-1}	1 (Ext)	ClS	0.05	315	0.92
	2	Aria (condotto di ventilazione)	0.10	-	0.56
	3	Pannello isolante in fibra di vetro	0.03	100	0.038
	4	Malta di cemento	0.015	2000	1.40
	5	Blocchi in laterizio	0.14	1100	0.35
	6 (Int)	Intonaco di calce	0.015	1800	0.90
Facciata P4 $R_{tnv} = 1.855$ m^2KW^{-1}	1 (Ext)	Alluminio	0.001	2700	220
	2	Vermiculite	0.026	90	0.08
	3	Alluminio	0.001	2700	220
	4	Aria (condotto di ventilazione)	0.10	-	0.56
	5	Intonaco di calce	0.01	1800	0.70
	6	Blocco poroton	0.2	1600	0.17
	7 (Int)	Intonaco di calce	0.015	1800	0.70

La rugosità delle superfici interne del condotto ventilato è stato posta pari a $b = 0,02$ m. La scelta di un valore così elevato di tale parametro è stata effettuata al fine

di tenere in considerazione la presenza della struttura di ancoraggio dello strato di rivestimento.

Ovviamente la rugosità superficiale nella realtà non è uniforme in tutta la struttura, ma è realistico considerarla costante nella parte del canale non influenzata dalla presenza degli elementi di sostegno.

Il valore del coefficiente d'assorbimento solare α è stato infine imposto uguale per tutti i casi studiati, in quanto la variazione di questo parametro è minima (0,02-0,04) ed influisce sul valore della temperatura aria-sole T_{as} solo marginalmente, comportandone variazioni dell'ordine dei centesimi di grado, che non influenzano i risultati conseguiti. Al coefficiente di assorbimento solare α è stato assegnato il valore di 0.8.

Per le resistenze liminari interna ed esterna sono stati assunti rispettivamente i valori $r_i=0.13 \text{ m}^2\text{K/W}$ e $r_e=0.04 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Per una tipica situazione estiva, nello studio delle facciate ventilate, sono state considerate le seguenti condizioni climatiche di riferimento: $T_e = T_0 = 301 \text{ K}$; $T_i = 297 \text{ K}$; $I = 400 \text{ W/m}^2$.

Le quattro tipologie di parete ventilata sono state studiate simulandone il comportamento mediante l'utilizzo del codice di calcolo "Fluent". Il criterio di convergenza numerica utilizzato richiede che la massima differenza relativa tra due iterazioni consecutive, per ogni variabile locale, sia inferiore a 10^{-3} .

La convergenza è stata generalmente ottenuta dopo un numero di iterazioni, variabile da caso a caso, ma sempre compreso tra 800 e 1200 iterazioni.

6.1 Caso A – Ventilazione naturale dell'intercapedine

In una prima fase è stato studiato il comportamento della facciata ventilata in regime di ventilazione naturale, ossia col moto dell'aria nell'intercapedine innescato dai gradienti termici e pressori.

Le figure da 6.1 a 6.6 mostrano i profili di temperatura e velocità ricavati per le quattro facciate ventilate, considerando le seguenti condizioni climatiche:

$$T_1 = 297 \text{ K}, T_e = T_0 = 301 \text{ K}, I = 400 \text{ W/m}^2 .$$

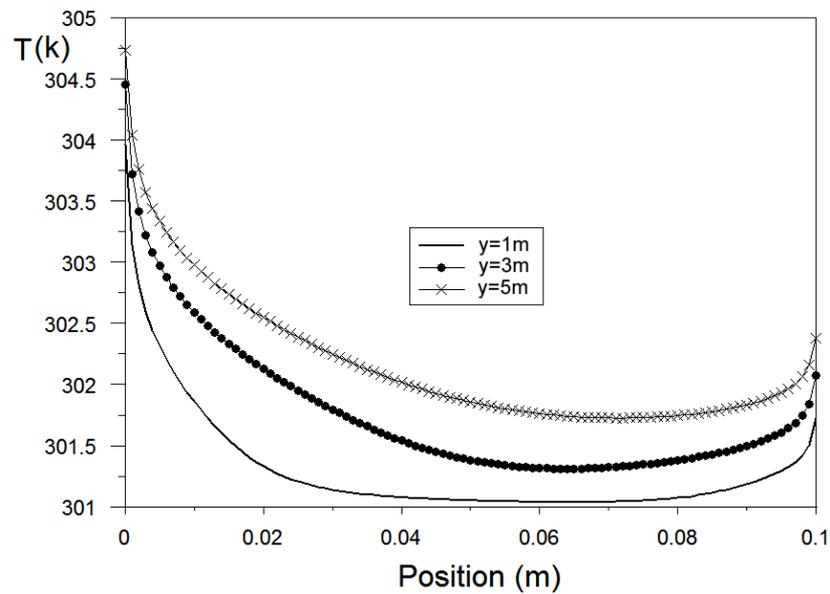


Fig.6.1. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=400\text{ W/m}^2$)

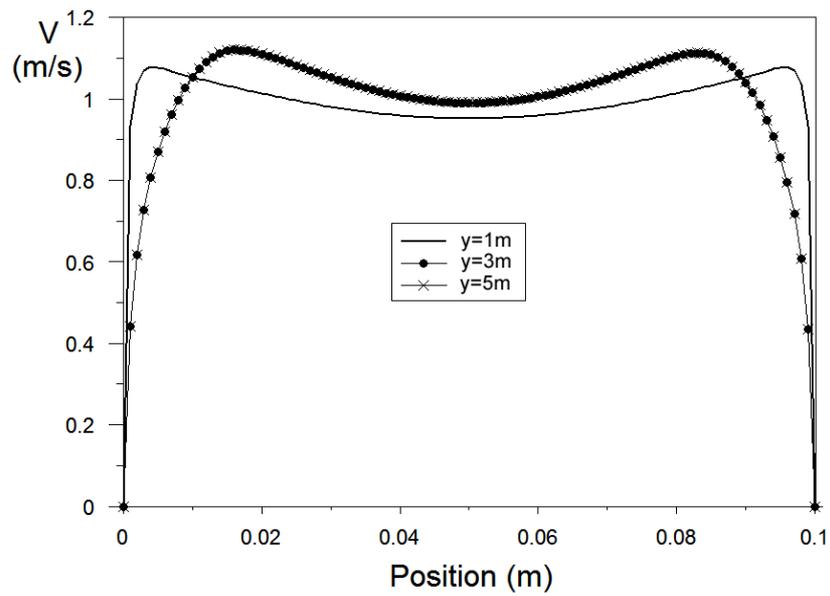


Fig.6.2. Facciata P1- Profili di velocità ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=400\text{ W/m}^2$)

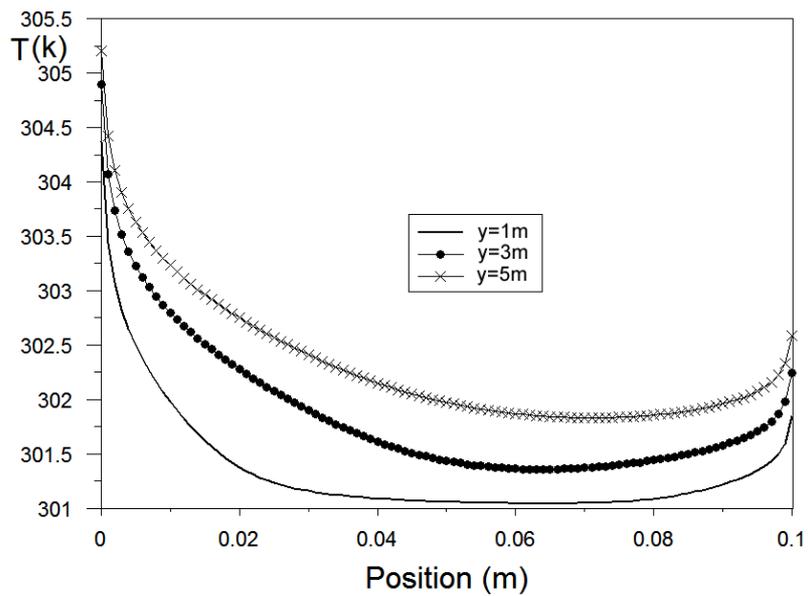


Fig.6.3. Facciata P2- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=400\text{ W/m}^2$)

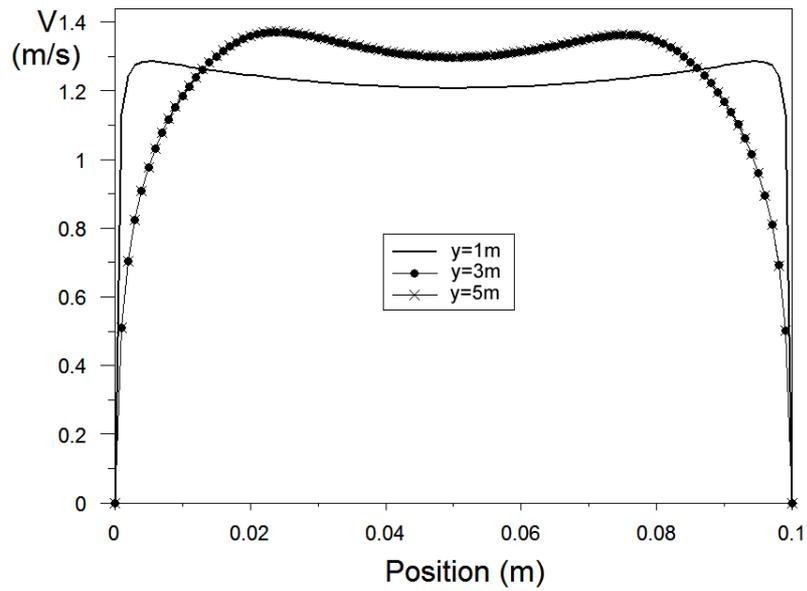


Fig.6.4. Facciata P2- Profili di velocità ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=400\text{ W/m}^2$)

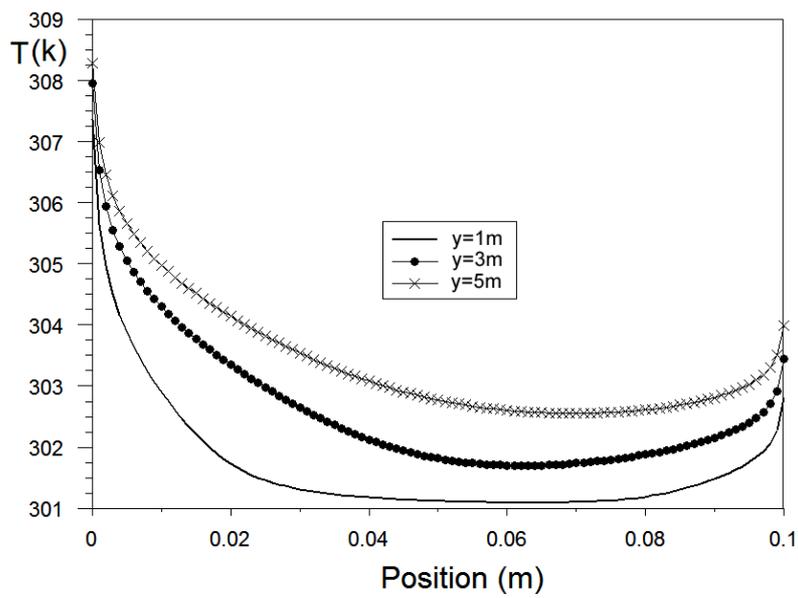


Fig.6.5. Facciata P3- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=400\text{ W/m}^2$)

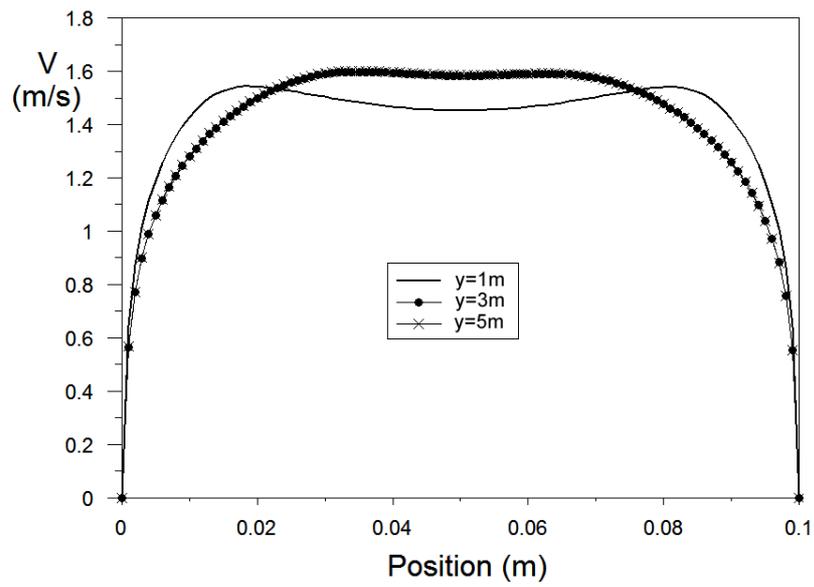


Fig.6.6. Facciata P3- Profili di velocità ($L=6$ m, $d=0.1$ m, $T_e=301$ K, $I=400\text{W/m}^2$)

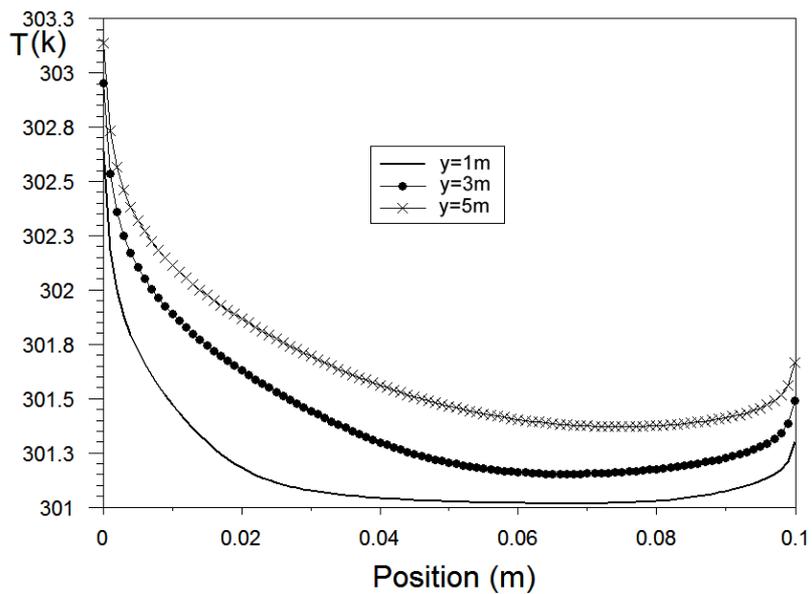


Fig.6.7. Facciata P4- Profili di temperatura ($L=6$ m, $d=0.1$ m, $T_e=301$ K, $I=400\text{W/m}^2$)

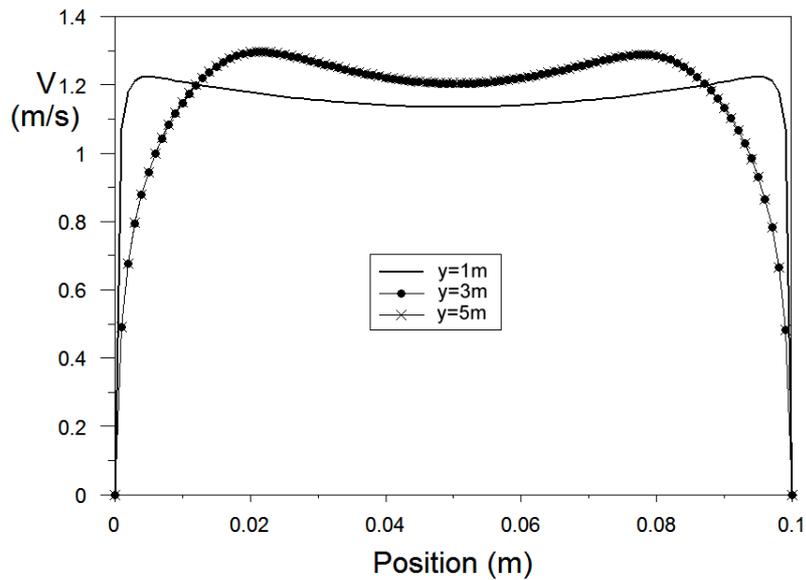


Fig.6.8. Facciata P4- Profili di velocità ($L=6$ m, $d=0.1$ m, $T_e=301$ K, $I=400\text{W/m}^2$)

I profili di temperatura mostrano l'aumento della stessa lungo la direzione del moto e due strati limite di temperatura sviluppati in corrispondenza delle due pareti del condotto.

Le distribuzioni delle temperature presentano due massimi in corrispondenza delle due superfici che delimitano l'intercapedine ventilata, mentre allontanandosi dalle pareti, la temperatura del fluido diminuisce gradualmente, fino a raggiungere il valore del flusso indisturbato al di fuori dello strato limite termico.

Ovviamente l'aria si riscalda maggiormente lambendo la superficie sinistra del condotto, quella soggetta alla radiazione solare incidente, mentre rimane più fresca in prossimità della parete interna che presenta valori di temperatura simili a quella imposta all'ingresso dell'intercapedine ventilata T_0 .

Nel primo tratto del canale di ventilazione, come si evince dal profilo ricavato per $y=1$ m, l'aumento della temperatura interessa soprattutto la zona in prossimità delle

due pareti, dove la dissipazione viscosa è massima, mentre l'aria nella parte centrale del canale presenta una temperatura molto prossima a quella d'imbocco T_0 . Ad una distanza dall'imbocco sufficientemente elevata (da $y = 3$ m), aumenta anche la temperatura dell'aria in mezzeria ($x=0.05$ m) ed il profilo di temperatura si stabilizza in quanto il calore generato per dissipazione viscosa eguaglia quello scambiato per conduzione alla parete.

E' interessante osservare che nel caso della facciata ventilata P4, l'aria all'interno del condotto si riscalda di meno rispetto alle altre tre tipologie studiate.

Le distribuzioni delle velocità osservate nei casi delle pareti di tipo P1,P2 e P4 mostrano l'andamento caratteristico dei deflussi interni in convezione naturale.

È possibile osservare l'esistenza di due strati limite pressoché simmetrici, sviluppati in prossimità delle due lastre che delimitano il condotto ventilato.

La velocità del fluido è nulla in corrispondenza delle due pareti (condizione di aderenza a parete) ed aumenta con la distanza dalla superficie, fino a raggiungere un valore massimo ($x=0.02$ m) per poi diminuire di nuovo spostandosi verso la mezzeria ($x=0.05$ m).

I profili di velocità relativi alla tipologia di parete P3, tendono invece ad un andamento di tipo parabolico con una velocità massima di circa 1.6 m/s rilevata in corrispondenza della mezzeria($x=0.05$ m).

Nel primo tratto del canale di ventilazione, come si evince dai profili di velocità ricavati in corrispondenza della sezione posta a $y=1$ m, il flusso d'aria non è ancora pienamente sviluppato, risentendo maggiormente dell'attrito superficiale, e presenta una velocità media minore, dell'ordine di 1 m/s per la parete P1 , di 1.2 m/s per le pareti P2 e P4 e di 1.5 m/s per la parete P3.

6.1.1 Variazione della larghezza del condotto ventilato (d)

Lo studio del comportamento dell'aria al variare della larghezza dell'intercapedine d è stato effettuato fissando la temperatura esterna dell'aria ($T_e = T_0 = 301$ K) ed il valore dell'irraggiamento $I = 400$ W/m² ed aumentando lo spessore del condotto ventilato da 5 cm fino a 20 cm.

I grafici riportati nelle seguenti figure (da fig. 6.9 a 6.12) mostrano i profili di temperatura e velocità, ricavati nel caso della parete P1, per due differenti spessori dell'intercapedine, rispettivamente $d(1) = 0,05$ m e $d(2) = 0,2$ m.

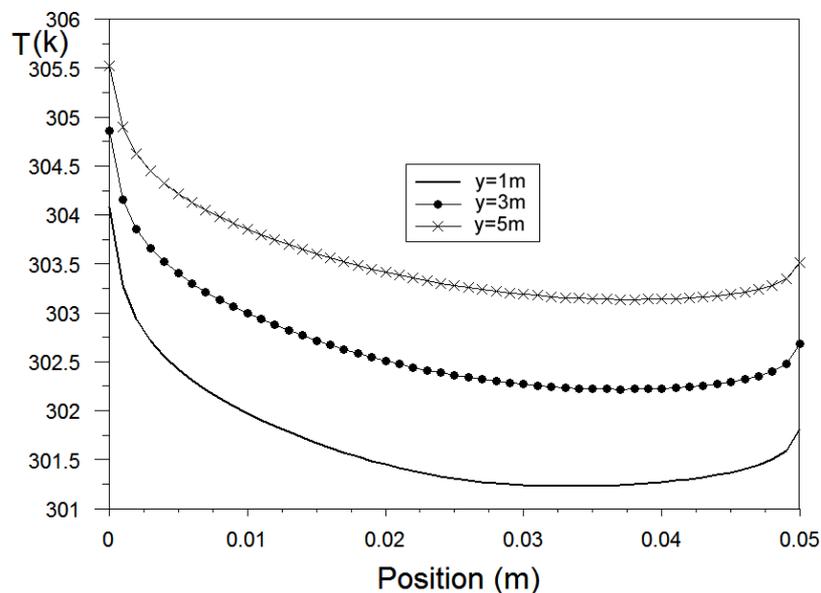


Fig.6.9. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6$ m, $d=0.05$ m, $T_e=301$ K, $I=400$ W/m²)

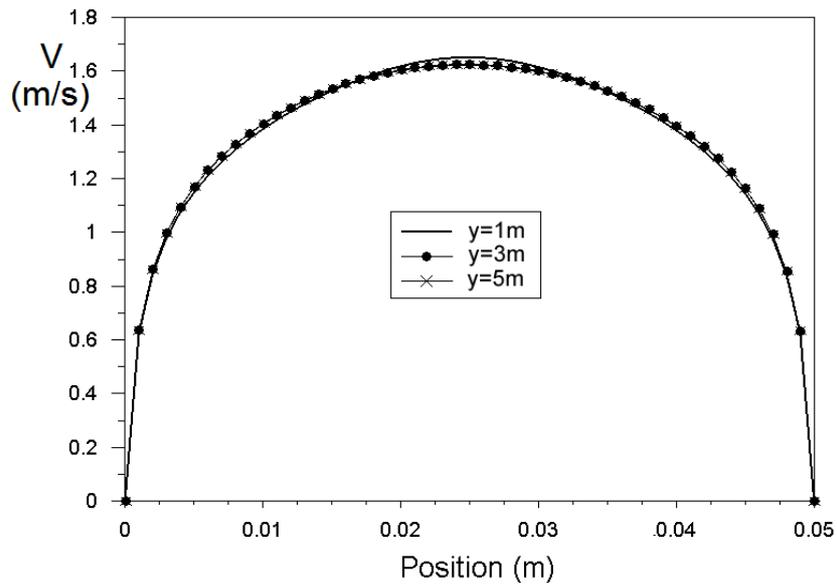


Fig.6.10. Facciata P1- Profili di velocità (L=6 m, d=0.05 m, Te=301 K, I=400W/m²)

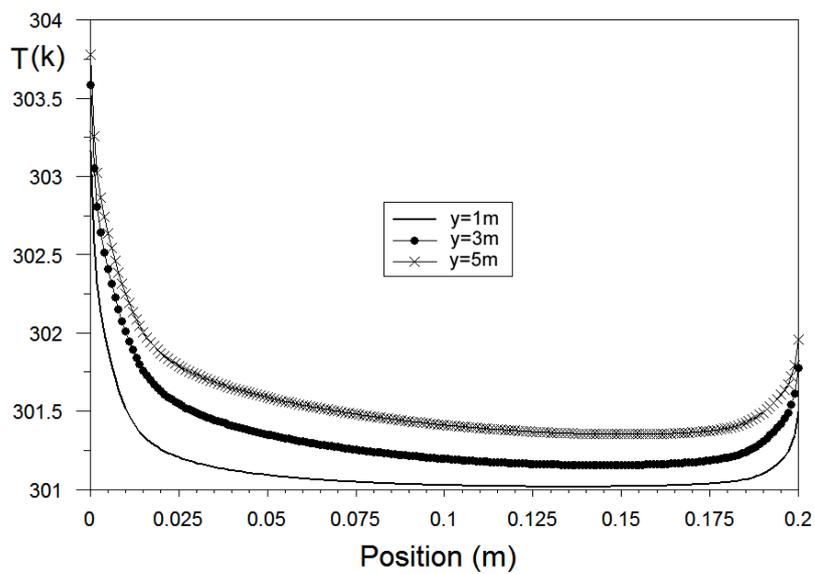


Fig.6.11. Facciata P1- Profili di temperatura (L=6 m, d=0.2 m, Te=301 K, I=400W/m²)

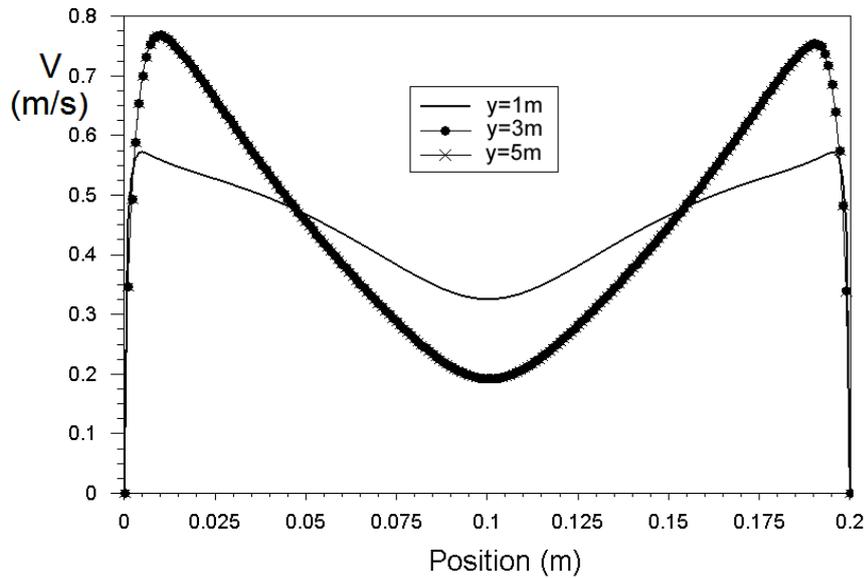


Fig.6.12. Facciata P1- Profili di velocità ($L=6$ m, $d=0.2$ m, $T_e=301$ K, $I=400\text{W/m}^2$)

Osservando le distribuzioni delle temperature riportate, si evince che l'incremento dello spessore d dell'intercapedine permette di mantenere la temperatura media dell'aria nell'intercapedine ad un valore più basso, riducendo di conseguenza la quantità di calore entrante nel locale, espressa dalla formula $Q_{in}=R_{in}(T_m - T_i)$.

Tra le cause di tale comportamento va annoverata la riduzione del mutuo scambio radiativo tra le superfici del condotto, causata dall'aumento della distanza tra le stesse.

Ne consegue pertanto che l'utilizzo di un'intercapedine più larga garantisce un miglioramento della prestazione energetica complessiva della parete ventilata.

Nel caso studiato con $d = 0.05$ m i profili di velocità ricavati per $y=1$ m, $y=3$ m ed $y=5$ m presentano tutti un andamento parabolico con un picco di velocità pari a $v=1.6$ m/s in corrispondenza della mezzeria del canale ($x= 0.025$ m).

Nel caso riportato con $d=0.02$ m è possibile osservare l'esistenza di due strati limite pressoché simmetrici, sviluppati in prossimità delle due lastre che delimitano il condotto ventilato. La velocità media dell'aria risulta essere inferiore rispetto ai casi precedentemente riportati, con larghezze della cavità ventilata minori ($d=0.05$ m e $d=0.1$ m).

La velocità del fluido è nulla in corrispondenza delle due pareti (condizione di aderenza a parete) ed aumenta con la distanza dalla superficie, fino a raggiungere un valore massimo di circa 0.8 m/s per $x=0.01$ m per poi diminuire spostandosi verso la mezzeria ($x=0.1$ m) fino ad un valore dell'ordine dei 0.2 m/s.

Le stesse considerazioni sono valide anche per le altre tre tipologie di parete analizzate, che presentano delle distribuzioni delle grandezze indagate molto simili e che pertanto non sono state riportate.

I grafici seguenti mostrano gli andamenti dei flussi termici entranti nell'ambiente condizionato (fig.6.13) in assenza (Q_{nv}) ed in presenza (Q_{in}) di ventilazione e dell'Energy Saving rate (fig.6.14) al variare della larghezza dell'intercapedine d .

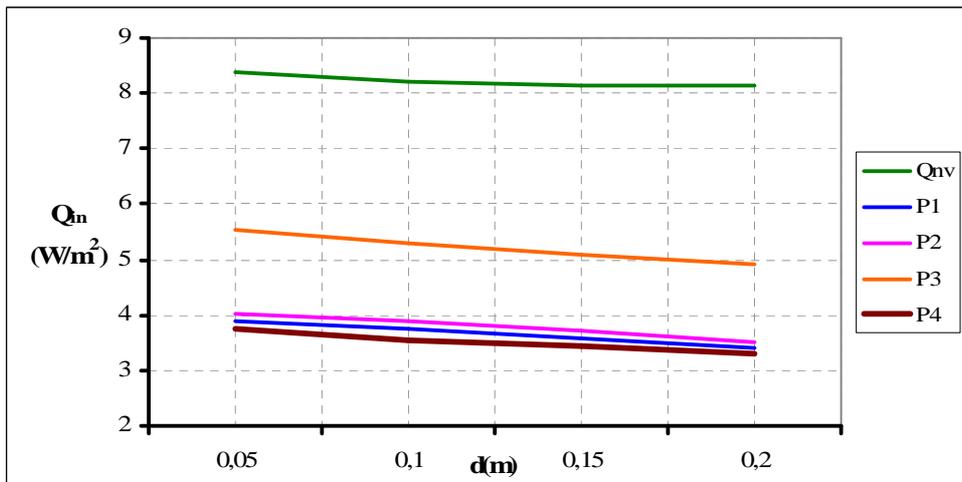


Fig.6.13. Potenze termiche entranti al variare dello spessore dell'intercapedine d (L=6 m, $T_e=301$ K, $I=400$ W/m²)

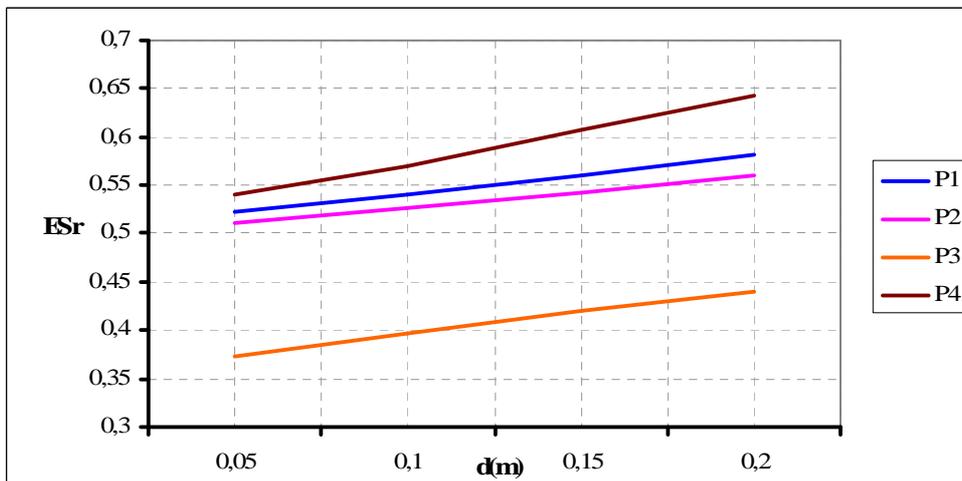


Fig.6.14. Andamento dell'Energy Saving rate al variare dello spessore dell'intercapedine d (L=6 m, $T_e=301$ K, $I=400$ W/m²)

Osservando il grafico in figura 6.13, è evidente che l'aumento della sezione del canale ventilato garantisce un miglioramento della prestazione energetica della struttura, riducendo i carichi termici entranti nel locale interno.

Nel grafico riportato in figura 6.14 è possibile osservare che l'Energy Saving rate ESr , aumenta nettamente al crescere della larghezza del canale di ventilazione d .

Questo trend di ESr può essere facilmente spiegato analizzando il comportamento dei singoli termini della formula $ESr = (Q_{nv} - Q_{in})/Q_{nv}$:

- Il flusso di calore Q_{in} entrante nel locale in caso di ventilazione della struttura, diminuisce notevolmente all'aumentare di d , in quanto, come è possibile osservare nei profili di temperatura riportati nelle figure 6.9 e 6.11, la temperatura media T_m dell'aria nell'intercapedine assume valori più bassi;
- Il flusso di calore Q_{nv} entrante attraverso la parete in assenza di ventilazione diminuisce anch'esso quando si realizzano intercapedini più larghe, a causa del incremento della resistenza termica complessiva della struttura R_{nv} .

Seppure entrambi i termini decrescano con una legge di proporzionalità molto simile, la diminuzione del rapporto Q_{in}/Q_{nv} , causa l'aumento dell'Energy Saving rate ESr riscontrato.

Si può inoltre notare che tra le facciate ventilate studiate, la P4 sia quella che utilizza più efficacemente la ventilazione, mentre la P3 risulta essere quella che lo fa nella maniera meno efficiente.

6.1.2 Variazione dell'Irraggiamento (I)

Lo studio del comportamento dell'aria nell'intercapedine ventilata al variare della radiazione solare I incidente sul paramento esterno è stato effettuato mediante una serie di simulazioni numeriche in cui, mantenendo costante la temperatura esterna dell'aria ($T_e = T_0 = 301$ K), è stato variato il valore dell'irraggiamento da 100 W/m^2 fino a 600 W/m^2 .

Nelle figure seguenti (dalla 6.15 alla 6.18) sono riportati gli andamenti di temperatura e velocità ricavati per la parete ventilata P1, per due differenti valori dell'irraggiamento: $I(1)= 200 \text{ W/m}^2$ ed $I(2)= 600 \text{ W/m}^2$.

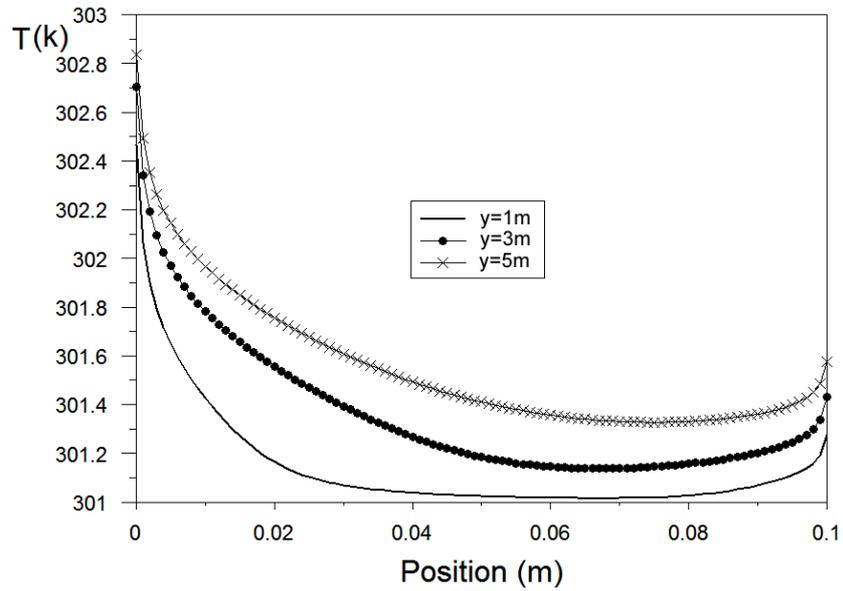


Fig.6.15. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6 \text{ m}$, $d=0.1 \text{ m}$, $T_e=301 \text{ K}$, $I=200\text{W/m}^2$)

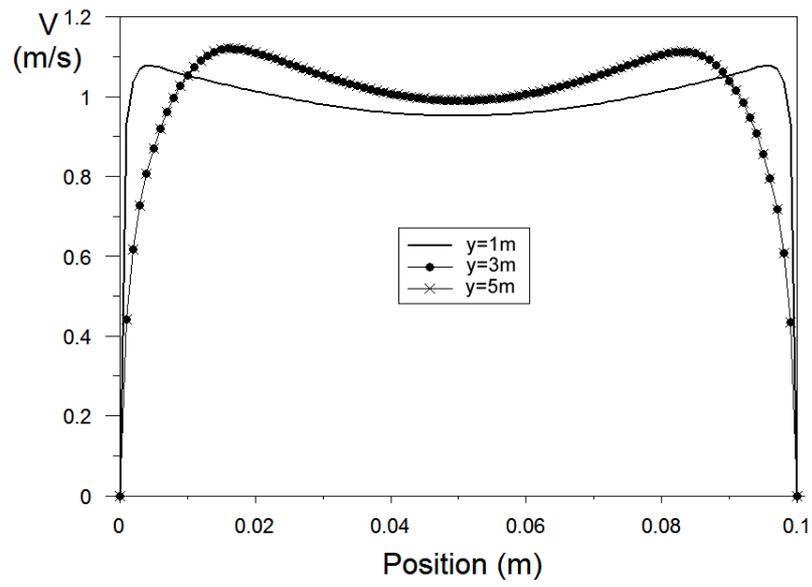


Fig.6.16. Facciata P1- Profili di velocità ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=200\text{ W/m}^2$)

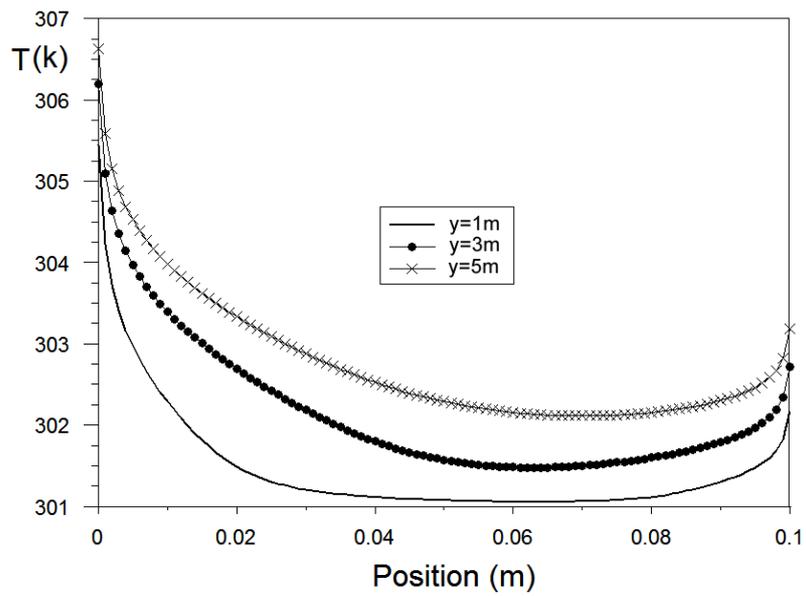


Fig.6.17. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=600\text{ W/m}^2$)

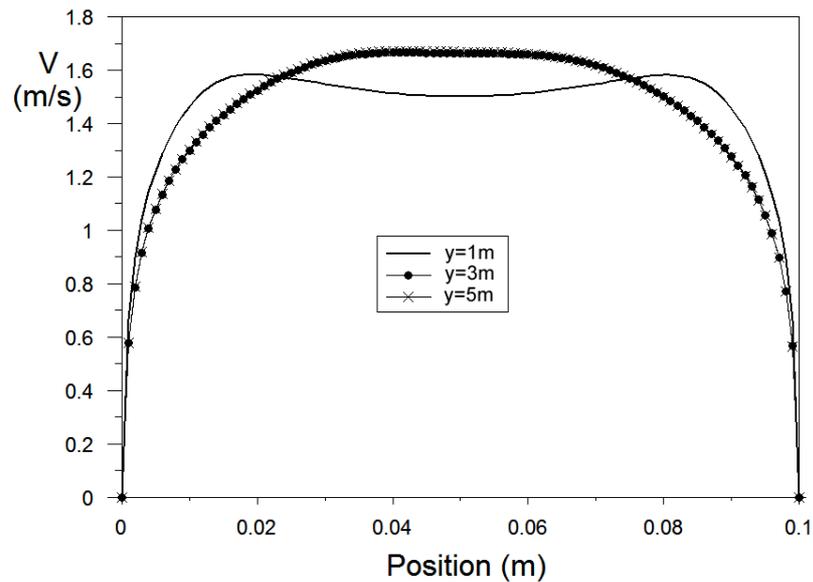


Fig.6.18. Facciata P1- Profili di velocità ($L=6$ m, $d=0.1$ m, $T_e=301$ K, $I=600$ W/m²)

Osservando i profili di temperatura si nota che l'aumento della radiazione solare I provoca un maggior riscaldamento dell'aria all'interno del condotto e di conseguenza della temperatura di uscita (T_L).

L'aumento della differenza tra la temperatura aria-sole T_{as} e quella del volume d'aria entrante nell'intercapedine alle condizioni $T_0=T_e$, rende molto più efficace l'effetto camino, provocando un aumento della velocità dell'aria nell'intercapedine.

Le distribuzioni delle velocità osservate nel caso con $I = 200$ W/m² mostrano l'andamento caratteristico dei deflussi interni in convezione naturale: la velocità del fluido è nulla in corrispondenza delle due pareti ed aumenta con la distanza dalla superficie fino a raggiungere un valore massimo di circa 1.1 m/s per $x=0.02$ m, diminuendo poi fino al valore di 1 m/s in mezzeria ($x=0.05$ m).

Nel caso riportato con $I= 600$ W/m² i profili di velocità tendono invece ad un andamento parabolico con una velocità massima in mezzeria di circa 1.6 m/s.

I grafici delle figure 6.19 e 6.20 mostrano rispettivamente gli andamenti, al variare dell'irraggiamento I , dei flussi termici entranti nell'ambiente condizionato in assenza (Q_{nv}) ed in presenza (Q_{in}) di ventilazione e dell'Energy Saving rate (ESr).

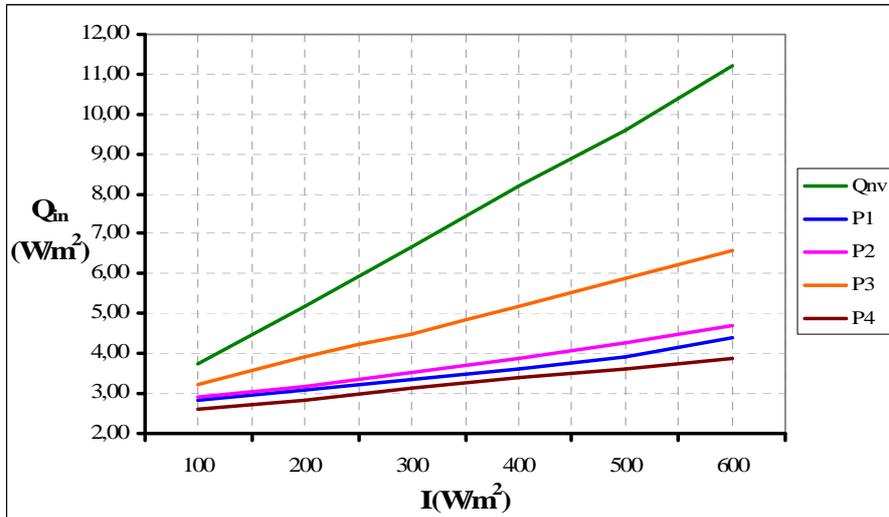


Fig.6.19. Potenze termiche entranti al variare dell'Irraggiamento I (L=6 m, $T_e=301$ K, $I=400$ W/m²)

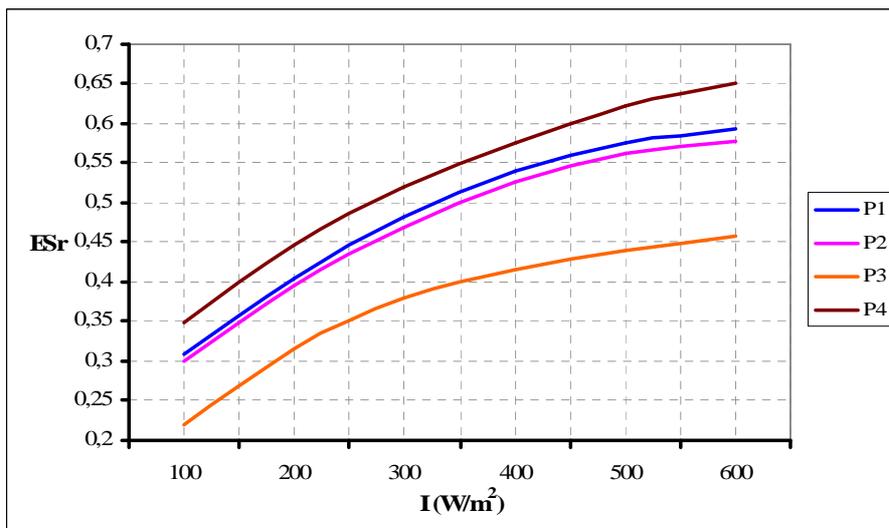


Fig.6.20. Andamento dell'Energy Saving rate al variare dell'Irraggiamento I (L=6 m, $T_e=301$ K, $I=400$ W/m²)

Nel grafico in figura 6.19 è possibile osservare che, malgrado l'aumento della radiazione solare I provochi un incremento del carico termico entrante (Q_{in}), tale quantità sarà sempre molto inferiore a quella che entrerebbe (Q_{nv}) se la struttura non fosse ventilata.

L'Energy Saving rate ESr (vedi fig.6.20) aumenta significativamente al crescere dell'Irraggiamento I : l'incremento della radiazione solare incidente provoca infatti un maggiore riscaldamento del paramento esterno, che alimenta ulteriormente l'effetto camino, consentendo di asportare per ventilazione una maggiore quantità di calore Q_{vent} dalla struttura, riducendo il flusso termico entrante nel locale Q_{in} .

Anche in questo caso, per i valori considerati della radiazione solare incidente I , la parete P4 risulta essere quella che utilizza più efficacemente di tutte la ventilazione, mentre la tipologia P3 è quella che invece la sfrutta in maniera meno efficiente.

6.1.3 Variazione della Temperatura esterna (T_e)

Lo studio del comportamento dell'aria nell'intercapedine ventilata al variare della temperatura dell'aria esterna T_e è stato effettuato mediante una serie di simulazioni numeriche in cui, fissata la radiazione solare incidente I pari 400 W/m^2 , è stato variato il valore della temperatura esterna dell'aria T_e , peraltro coincidente con la temperatura d'ingresso T_0 , da 301 K fino a 311 K.

Nelle figure seguenti (dalla 6.21 alla 6.24) sono riportati i profili di temperatura e velocità ricavati per la parete ventilata P1, per due differenti valori della temperatura T_e dell'aria esterna: $T_e(1) = 306 \text{ K}$ e $T_e(2) = 311 \text{ K}$.

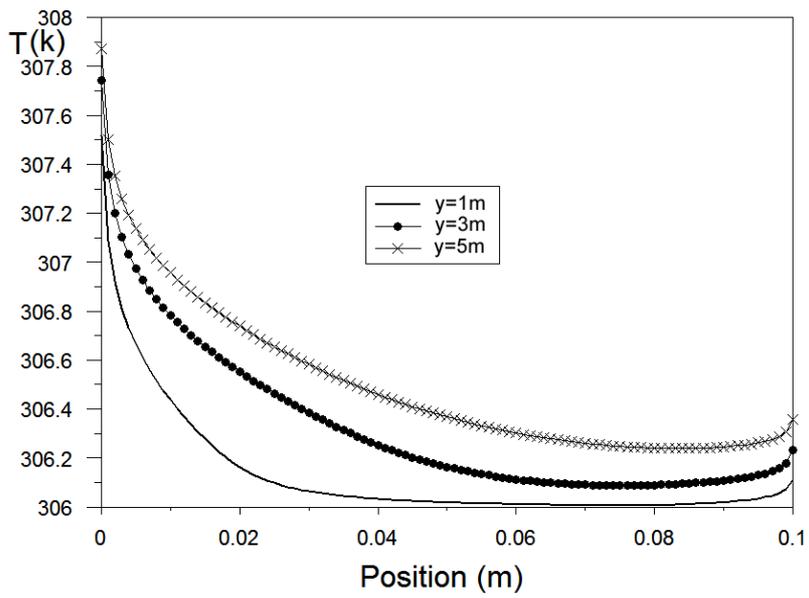


Fig.6.21. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=306\text{ K}$, $I=400\text{ W/m}^2$)

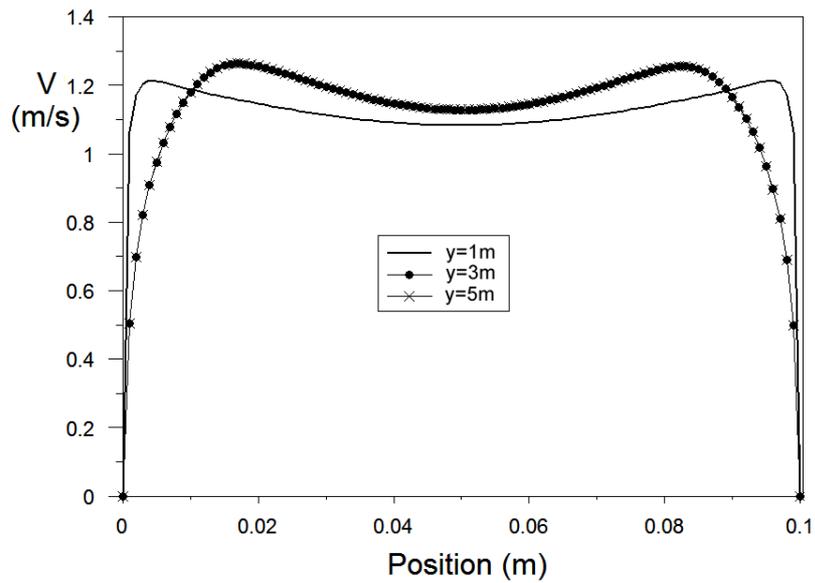


Fig.6.22. Facciata P1- Profili di velocità ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=306\text{ K}$, $I=400\text{ W/m}^2$)

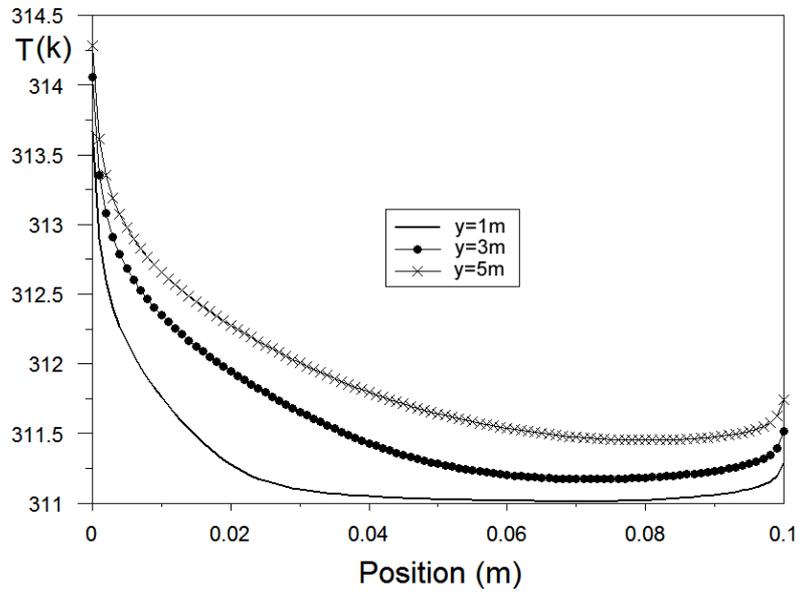


Fig.6.23. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=311\text{ K}$, $I=400\text{W/m}^2$)

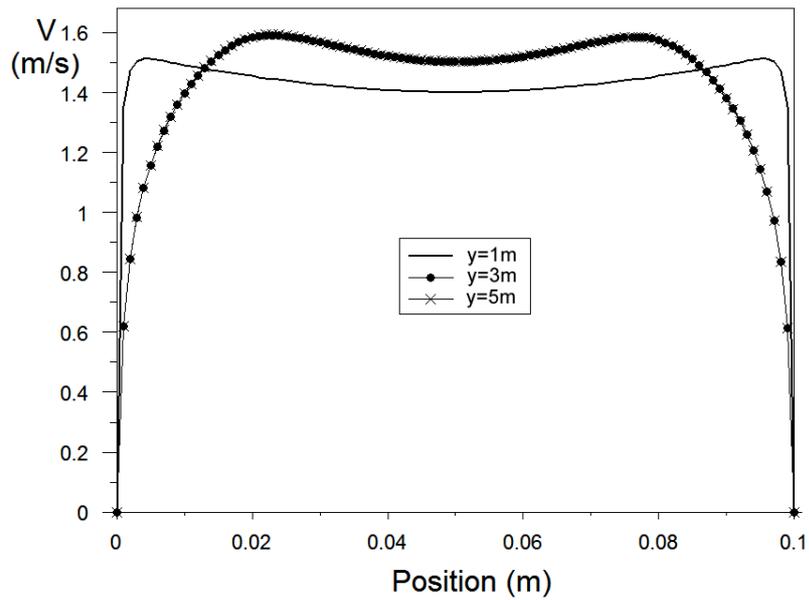


Fig.6.24. Facciata P1- Profili di velocità ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=311\text{ K}$, $I=400\text{W/m}^2$)

I profili di temperatura (vedi fig.6.21 e 6.23) mostrano che l'aumento della temperatura esterna T_e provoca un maggior riscaldamento dell'aria all'interno del condotto e di conseguenza della temperatura in corrispondenza della sezione di uscita (T_L).

L'aumento della differenza tra la temperatura aria-sole T_{as} e quella del volume d'aria entrante nell'intercapedine alle condizioni $T_0=T_e$, rende molto più efficace l'effetto camino.

I profili di velocità (vedi fig.6.22 e 6.24) mostrano un andamento che ricalca quello già osservato nel caso standard, con $T_e=301$ K.

È possibile però osservare che all'aumento della temperatura d'ingresso T_0 corrisponde un incremento anche della velocità media del fluido nel canale di ventilazione.

I profili di velocità relativi alle sezioni $y=3$ m ed $y=5$ m presentano, in entrambi i casi riportati, l'andamento caratteristico del moto turbolento confinato, ma mentre nel caso con $T_e=306$ K la velocità massima raggiunge il valore di 1.3 m/s per $x=0.015$ m, in quello con $T_e=311$ K è stata osservata una velocità massima di circa 1.6 m/s per $x=0.02$ m.

I grafici di seguito riportati mostrano gli andamenti dei flussi termici entranti nell'ambiente condizionato (fig.6.25) in assenza (Q_{nv}) ed in presenza (Q_{in}) di ventilazione e dell' Energy Saving rate (fig.6.26) al variare della temperatura esterna T_e .

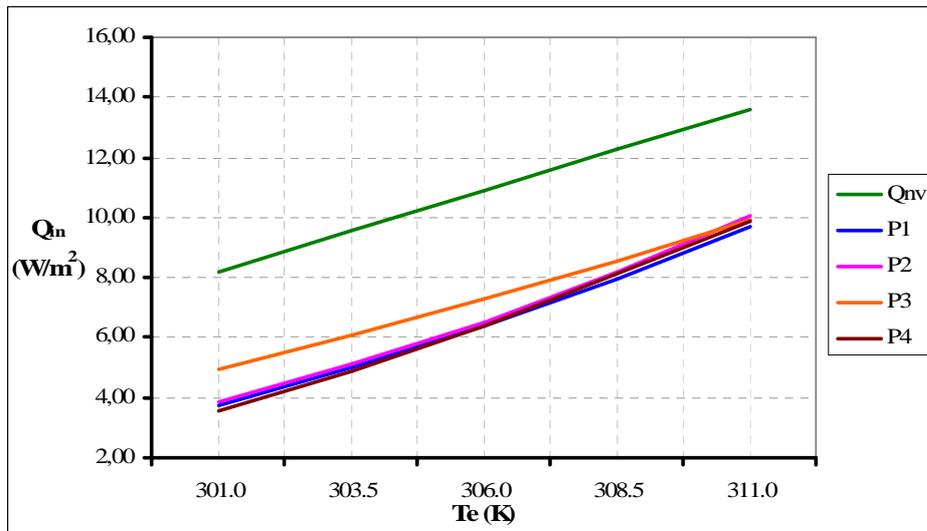


Fig.6.25. Potenze termiche entranti al variare della temperatura esterna T_e ($L=6$ m, $d=0.1$ m, $I=400W/m^2$)

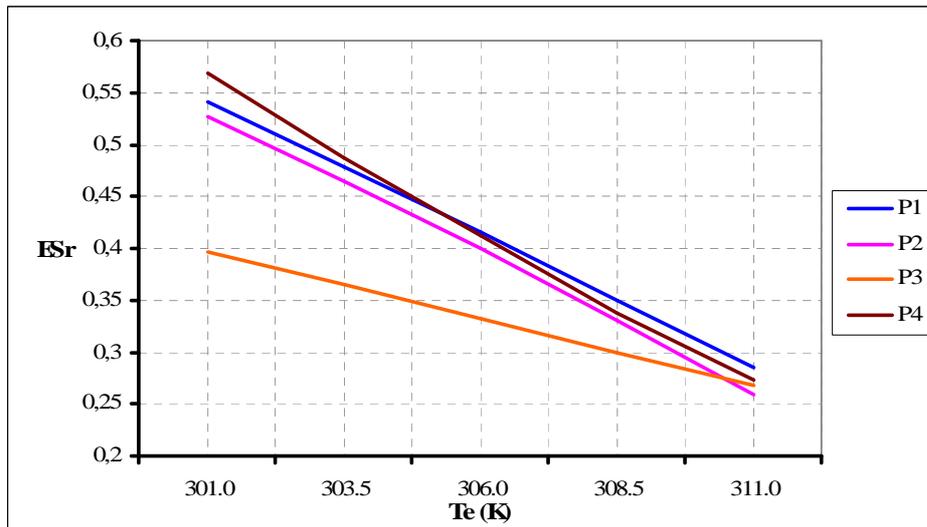


Fig.6.26. Andamento dell'Energy Saving rate al variare della temperatura esterna T_e ($L=6$ m, $d=0.1$ m, $I=400W/m^2$)

L'aumento della temperatura esterna T_e provoca la contemporanea crescita dei flussi termici entranti sia in presenza Q_{in} che in assenza di ventilazione Q_{nv} e di conseguenza la riduzione del tasso di risparmio energetico ESr a causa dell'incremento del rapporto Q_{in}/Q_{nv} nell'equazione $ESr = 1 - (Q_{in}/Q_{nv})$.

Anche la potenza termica asportata per ventilazione Q_{vent} dalla struttura, espressa dalla formula $Q_{vent} = \dot{m} c_p (T_L - T_0)$, cresce per il contemporaneo aumento sia della velocità media dell'aria nel canale che della differenza tra le temperature in uscita ed in ingresso ($T_L - T_0$), mentre la portata massica d'aria \dot{m} rimane pressoché costante (circa 0,20 kg/s).

È possibile inoltre notare che, fino ad una $T_e = 306$ K, la facciata P4 è quella che utilizza in maniera più efficiente la ventilazione, mentre per $T_e > 306$ K le prestazioni delle quattro facciate tendono ad uniformarsi.

Per una temperatura esterna $T_e = 311$ K, il flusso termico Q_{in} entrante in presenza di ventilazione assume per tutte e quattro le facciate studiate un valore di circa 10 W/m², a fronte comunque di un carico termico entrante di quasi 14 W/m², in analoghe condizioni climatiche, senza l'apporto della ventilazione.

Per temperature esterne prossime a $T_e = 311$ K, le quattro tipologie di parete ventilata studiate presentano dei valori del risparmio percentuale compresi tra il 26% ed il 28%.

6.1.4 Variazione dell' emissività superficiale (ε) delle pareti del condotto

Ulteriori simulazioni sono state condotte mantenendo invariati $T_e = 301$ K ed $I = 400$ W/m² e variando il coefficiente di emissività ε delle pareti del condotto tra 0.2 e 0.9.

Nelle figure seguenti (dalla 6.27 alla 6.30) sono riportati i profili di temperatura e velocità ricavati per la parete ventilata P1, per due differenti valori dell'emissività superficiale, rispettivamente $\varepsilon(1) = 0.2$ e $\varepsilon(2) = 0.5$.

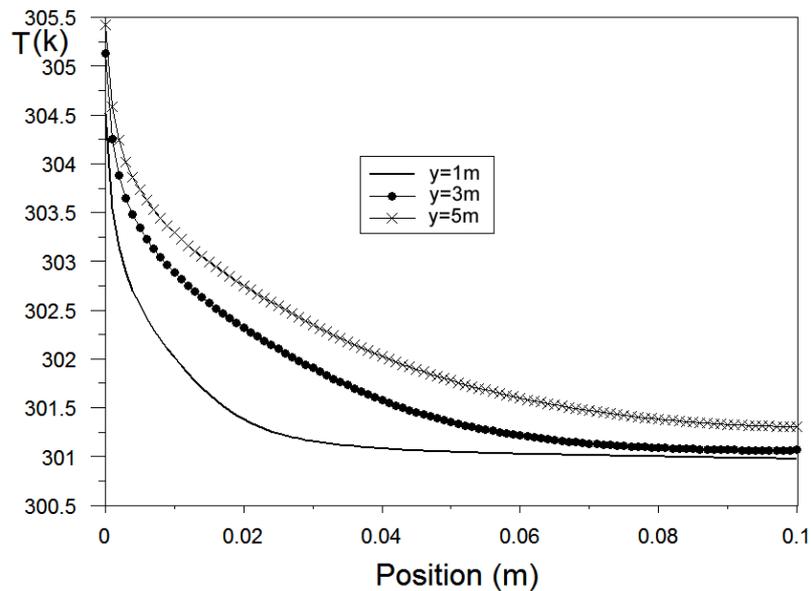


Fig.6.27. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6$ m, $d=0.1$ m, $T_e=301$ K, $I=400$ W/m², $\varepsilon_1 = \varepsilon_2=0.2$)

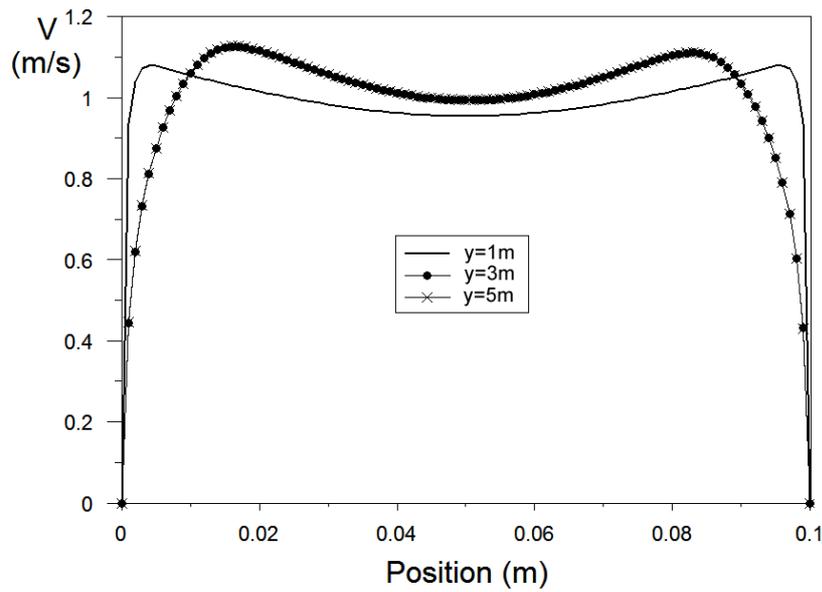


Fig.6.28. Facciata P1- Profili di velocità ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=400\text{W/m}^2$, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2=0.2$)

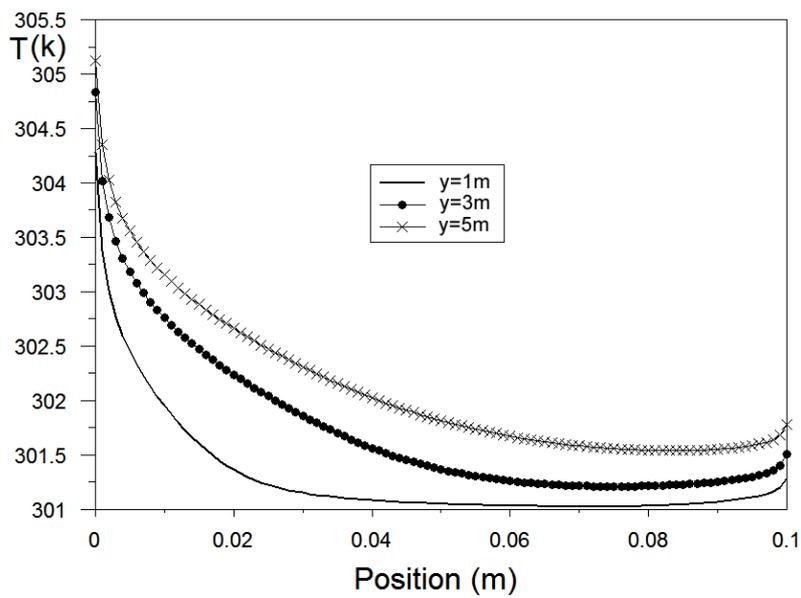


Fig.6.29. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=400\text{W/m}^2$, $\varepsilon_1 = \varepsilon_2=0.5$)

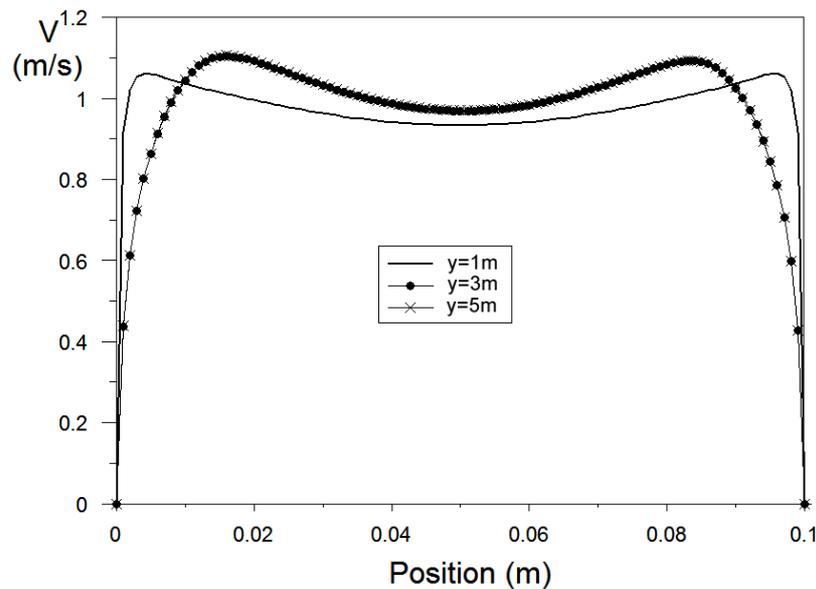


Fig.6.30. Facciata P1- Profili di velocità ($L=6$ m, $d=0.1$ m, $T_e=301$ K, $I=400\text{W/m}^2$, $\varepsilon_1=\varepsilon_2=0.5$)

I grafici mostrano delle distribuzioni delle due grandezze pressoché coincidenti con quelli ricavati nel caso standard con $\varepsilon = 0.9$ (vedi figure dalla 6.1 alla 6.8), con un'unica differenza, comunque di piccola entità, riscontrabile nei profili di temperatura in prossimità delle due pareti del condotto, attribuibile alla variazione dell'entità del mutuo scambio radiativo tra le superfici stesse, che è funzione dell'emissività superficiale ε , secondo la formula:

$$Q_{rad} = \sigma \varepsilon (T_w^4 - T_m^4) \quad (6.1)$$

in cui σ è la costante di Stefan – Boltzmann, mentre T_w e T_m sono rispettivamente le temperature medie della parete e del fluido.

Le seguenti figure mostrano gli andamenti dei flussi termici entranti nell'ambiente condizionato (fig.6.31) in assenza (Q_{nv}) ed in presenza (Q_{in}) di ventilazione e dell'Energy Saving rate ESr (fig.6.32) al variare del coefficiente di emissività ε delle pareti del condotto.

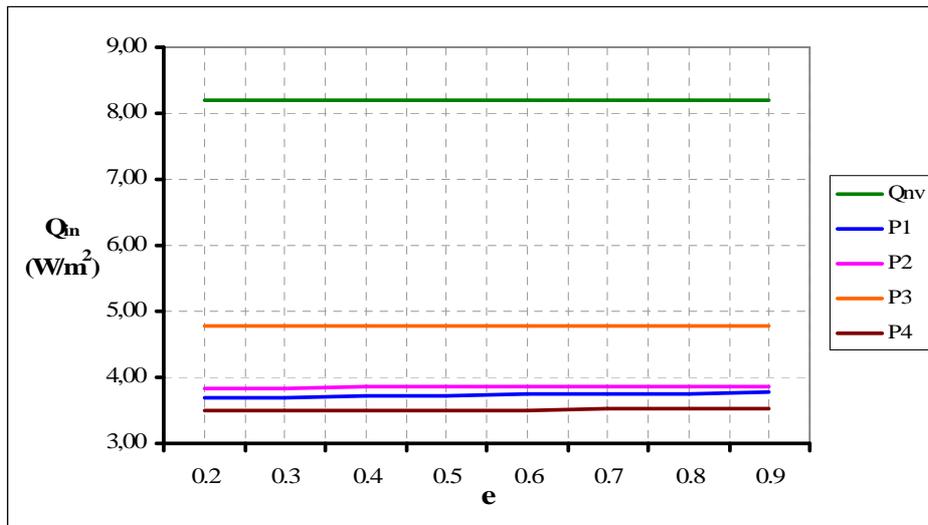


Fig.6.31. Potenze termiche entranti al variare dell'emissività ϵ (L=6 m, $T_e=301$ K, $I=400$ W/m²)

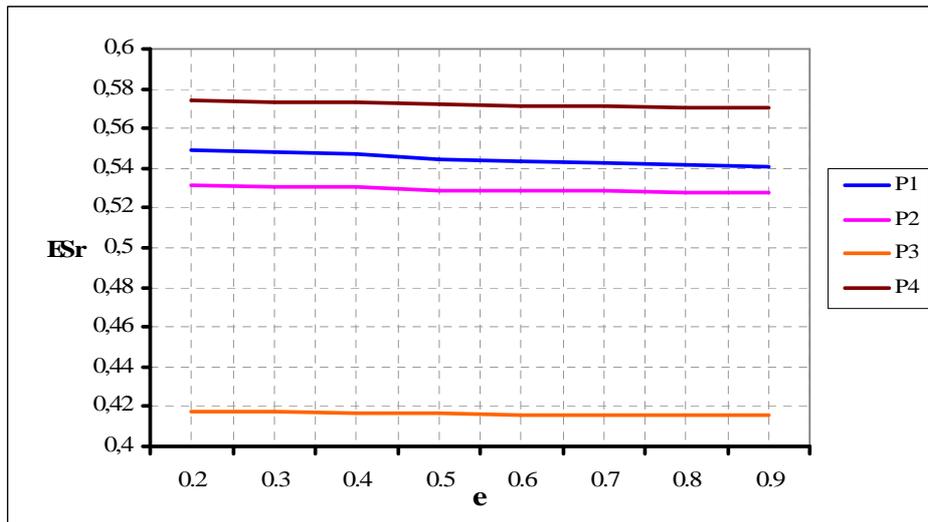


Fig.6.32. Andamento dell'Energy Saving rate al variare dell'emissività ϵ (L=6 m, $T_e=301$ K, $I=400$ W/m²)

Nel grafico di figura 6.31 si osserva che la variazione del parametro ϵ esercita un'influenza assolutamente trascurabile, dell'ordine dei centesimi di W/m², sulle quantità di calore entranti attraverso la parete ventilata.

Il grafico di figura 6.32 mostra invece che l'Energy Saving rate ESr decresce all'aumentare del coefficiente di emissività ε delle pareti del condotto.

L'andamento dell' ESr osservato è dovuto al fatto che un valore più elevato dell'emissività ε comporta un maggiore riscaldamento della zona dell'intercapedine in prossimità delle pareti del condotto e di conseguenza un aumento della T_m dell'aria, da cui consegue un peggioramento, seppur minimo, della prestazione energetica della struttura.

Riducendo l'emissività superficiale ε delle pareti del condotto ventilato è possibile mantenere più bassa la temperatura dell'aria nell'intercapedine e conseguentemente ridurre il carico termico Q_{in} entrante nel locale condizionato.

Anche in questo caso è possibile osservare che, per i valori considerati di emissività ε , la parete P4 risulta essere quella che utilizza più efficacemente di tutte la ventilazione, mentre la parete P3 è quella energeticamente meno efficiente.

L'entità delle variazioni riscontrate dall'Energy Saving rate ESr al variare di ε , non fornisce riduzioni tali da giustificare un trattamento superficiale delle pareti del condotto ventilato.

6.2 Caso B – Ventilazione forzata dell'intercapedine

Lo studio del comportamento della struttura in regime di convezione forzata è stato condotto variando la velocità d'ingresso v_0 dell'aria da 0.5 m/s fino a 2.5 m/s.

Le simulazioni numeriche sono state effettuate imponendo inoltre $T_e = 301$ K ed $I = 400$ W/m².

Nelle figure seguenti (dalla 6.33 alla 6.35) sono riportati i profili di temperatura e velocità ricavati per la parete ventilata P1, per due differenti valori della velocità d'imbocco, rispettivamente $v_0(1) = 1$ m/s e $v_0(2) = 2$ m/s.

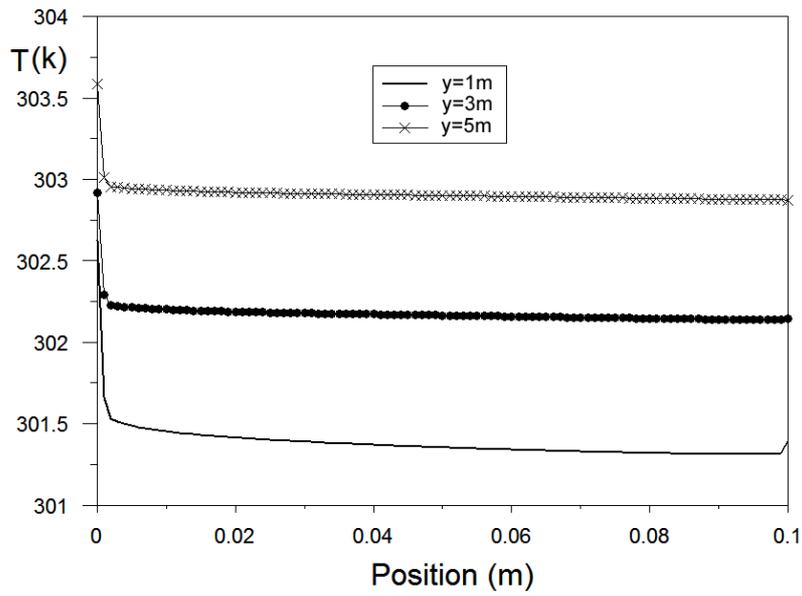


Fig.6.33. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=400\text{ W/m}^2$, $v_0=1\text{ m/s}$)

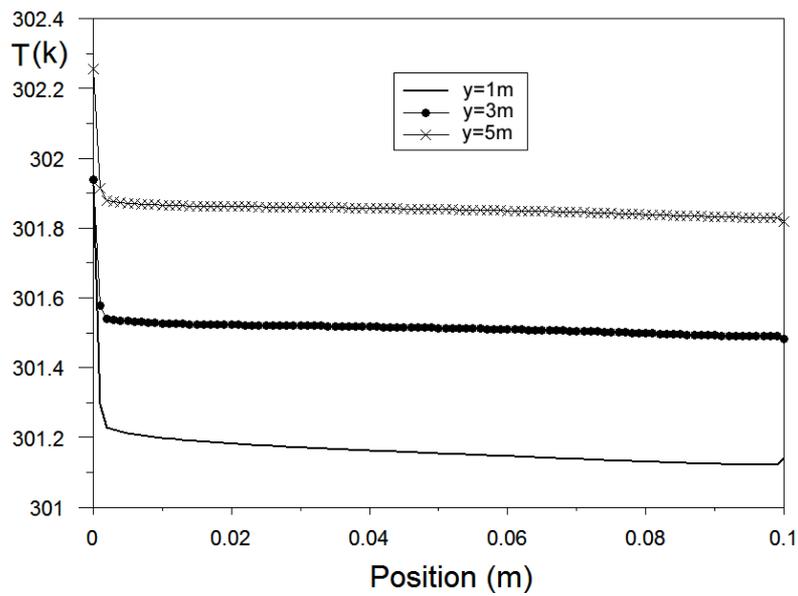


Fig.6.34. Facciata P1- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=400\text{ W/m}^2$, $v_0=2\text{ m/s}$)

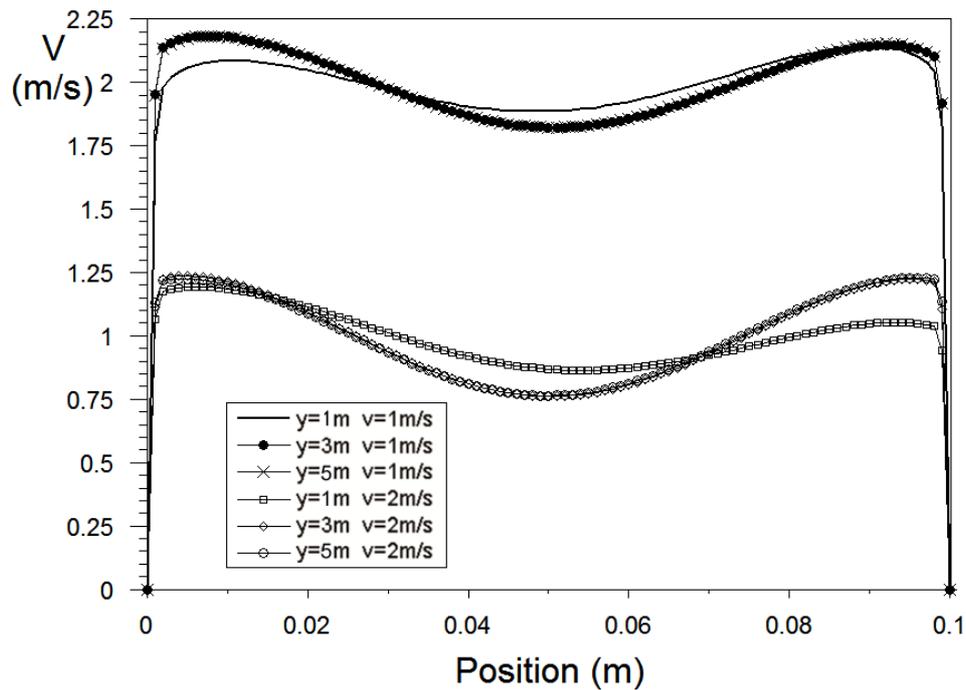


Fig.6.35. Facciata P1- Profili di velocità ($L=6$ m, $d=0.1$ m, $T_e=301$ K, $I=400\text{W/m}^2$, $v_0(1)=1\text{m/s}$ e $v_0(2)=2$ m/s)

I profili di temperatura mostrano un andamento molto schiacciato nel mezzo del canale, con due punti di massimo in corrispondenza delle due lastre.

Si osserva inoltre che l'aumento della velocità v_0 , imposto mediante un ventilatore, mantiene l'aria più fresca nell'intercapedine ventilata.

L'aria procedendo più lentamente tende a riscaldarsi di più per via del contatto con le superfici del canale ventilato caratterizzate da temperature maggiori.

Malgrado ad un aumento della velocità corrisponda una minore riscaldamento dell'aria, con la conseguente riduzione della differenza tra le temperature all'uscita e d'ingresso dell'intercapedine (T_L-T_0), la quantità di calore Q_{vent} asportata dalla ventilazione, espressa dalla relazione $Q_{vent}=\dot{m} c_p(T_L-T_0)$, crescerà a causa

dell'incremento della portata massica \dot{m} d'aria circolante nel canale ventilato. La temperatura media T_m dell'aria all'interno del canale, diminuisce all'aumentare della velocità d'ingresso v_0 , causando una riduzione del flusso di calore entrante nel locale, espresso dalla relazione $Q_{in}=R_m(T_m - T_i)$.

L'apporto di una forzante del moto d'aria nell'intercapedine permette di asportare per ventilazione una notevole quantità di calore dalla struttura, garantendo dei non indifferenti benefici dal punto di vista energetico durante la stagione estiva.

Il grafici seguenti mostrano gli andamenti dei flussi termici entranti nell'ambiente condizionato (fig.6.36) in assenza (Q_{nv}) ed in presenza (Q_{in}) di ventilazione e dell'Energy Saving rate (fig.6.37) al variare della velocità di ingresso v_0 .

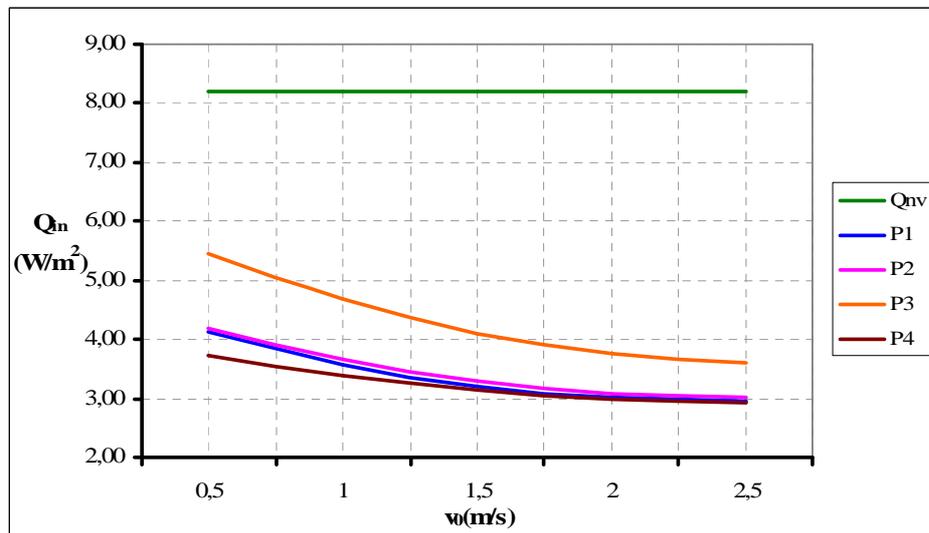


Fig.6.36. Potenze termiche entranti al variare della velocità d'ingresso v_0 ($L=6$ m, $T_e=301$ K, $I=400W/m^2$)

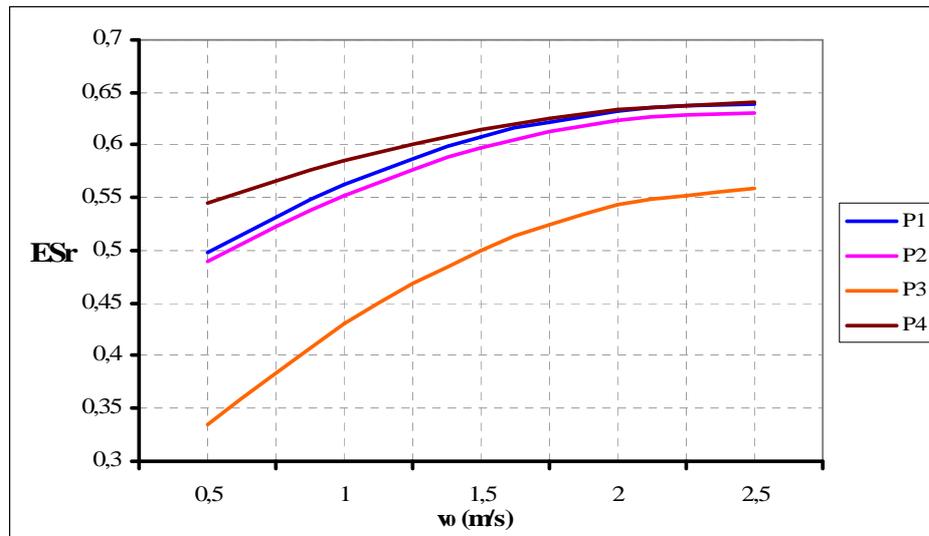


Fig.6.37. Andamento dell'Energy Saving rate al variare della velocità d'ingresso v_0 ($L=6$ m, $T_e=301$ K, $I=400$ W/m²)

Osservando il grafico in figura 6.36 è possibile osservare che l'aumento della velocità di ingresso v_0 provoca una diminuzione del flusso termico Q_{in} entrante nel locale condizionato, dovuta al significativo incremento della porzione del carico termico asportata per ventilazione.

L'aumento della velocità d'immissione v_0 influisce positivamente sulla prestazione energetica della struttura ventilata, garantendo un significativo aumento dell'Energy Saving rate ESr (vedi figura 6.37).

Per velocità d'immissione v_0 maggiori di 2,5 m/s l'andamento dell'Energy Saving rate ESr tende ad un asintoto orizzontale ed il beneficio energetico apportato da un ulteriore aumento di v_0 diventa marginale.

Questa tendenza è dovuta al fatto che la temperatura all'interno del condotto di ventilazione, pur diminuendo, non può comunque assumere valori inferiori a quelli della temperatura esterna T_e .

Come negli altri casi studiati la parete P4 risulta essere quella che utilizza in maniera più efficace la ventilazione, consentendo l'ingresso nell'ambiente interno

della minore quantità di calore Q_{in} . La parete P3, di contro, risulta essere quella che sfrutta in maniera meno efficiente la ventilazione dell'intercapedine.

6.3 Incidenza della frazione di resistenza termica affacciata all'esterno (z)

In ultima analisi è stato definito il parametro adimensionale z , che rappresenta la frazione di resistenza termica affacciata sull'esterno, espresso dalla relazione:

$$z = R_e/R_{nv} \quad (6.2)$$

in cui R_{nv} è la resistenza termica complessiva della parete non ventilata ed R_e rappresenta la resistenza termica compresa tra l'intercapedine e l'ambiente esterno, che può essere scritta come segue:

$$R_e = R_A + r_e \quad (6.3)$$

dove R_A è la resistenza termica del paramento esterno della struttura ed r_e la resistenza liminare esterna.

Il seguente grafico mostra i valori assunti dall'Energy Saving rate ESr e dal parametro z per le quattro pareti ventilate analizzate.

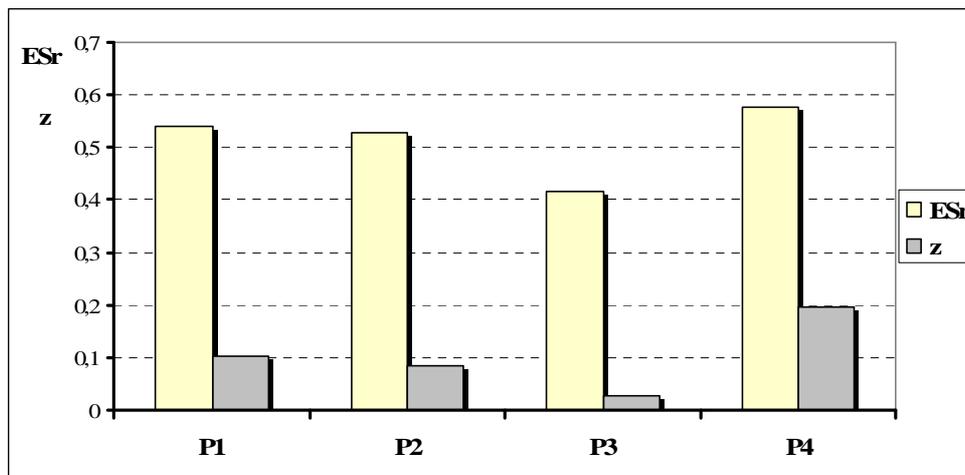


Fig.6.38. Comparazione tra il parametro adimensionale z e l' Energy Saving rate ESr ($T_e=301$ K; $I=400$ W/m²)

È possibile osservare l'esistenza di una correlazione tra la frazione di resistenza termica affacciata sull'esterno z e l'Energy Saving rate: la parete P4, che tra quelle analizzate utilizza in maniera più efficiente la ventilazione, è caratterizzata dal più elevato valore di z ; di contro la facciata ventilata P3 presenta il valore più basso del coefficiente z .

Come si evince dai risultati presentati, la ventilazione dell'intercapedine migliora notevolmente la prestazione energetica di una parete.

L'analisi della prestazione energetica delle facciate ventilate ha consentito di tratte delle interessanti considerazioni su questi particolari involucri e sui parametri, sia di tipo geometrico che di tipo climatico, che entrano in gioco nel loro funzionamento.

Le analisi effettuate hanno consentito di verificare che il risparmio energetico conseguibile con l'utilizzo della ventilazione è strettamente connesso alle caratteristiche del moto che si innesca all'interno della cavità ventilata.

Sulla base di tale considerazione si ritiene opportuno dotare l'intercapedine di un sistema di controllo della temperatura e della velocità dell'aria al fine di regolare ed ottimizzare il funzionamento della struttura ventilata.

CAPITOLO 7

7. Le coperture ventilate - Risultati e discussione

L'analisi della prestazione energetica delle coperture ventilate è stata effettuata mediante modellazione CFD del comportamento termo-fluidodinamico del sistema al variare delle caratteristiche geometriche del condotto, delle proprietà termofisiche dei materiali costituenti il tetto e delle condizioni termo-igrometriche al contorno.

Il caso studio condotto ha riguardato l'analisi di un elemento di copertura di lunghezza $L = 6$ m, e profondità $D = 1$ m. Le caratteristiche geometriche del condotto ventilato sono state scelte facendo riferimento alle indicazioni contenute nella letteratura tecnica di riferimento [20,21,22], al fine di ottenere le migliori prestazioni energetiche per questo tipo di struttura.

La modellazione del sistema reale è stata realizzata, come per lo studio delle facciate ventilate, utilizzando il codice di calcolo "Fluent" ed il pre-processor "Gambit".

Il criterio di convergenza numerica utilizzato richiede che la massima differenza relativa tra due iterazioni consecutive, per ogni variabile locale, sia inferiore a 10^{-3} . La convergenza è stata generalmente ottenuta dopo un numero di iterazioni, variabile da caso a caso, ma sempre compreso tra 800 e 1200 iterazioni.

Le tre tipologie di tetto ventilato, sono anch'esse caratterizzate dal medesimo valore di resistenza termica ($R_{nv}=1.94 \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$) ma presentano una differente posizione dello strato di coibentazione(vedi fig.7.1):

- nella copertura C1 l'isolante è stato disposto tutto nel paramento esterno;
- nella copertura C2 l'isolante è stato disposto tutto nel paramento interno;
- nella copertura C3 metà dell'isolante è stato disposto nel paramento interno e metà in quello esterno.

In tutte e tre le coperture studiate, lo strato di rivestimento, costituito da un manto di copertura in tegole di laterizio, è ancorato ad un solaio in laterocemento.

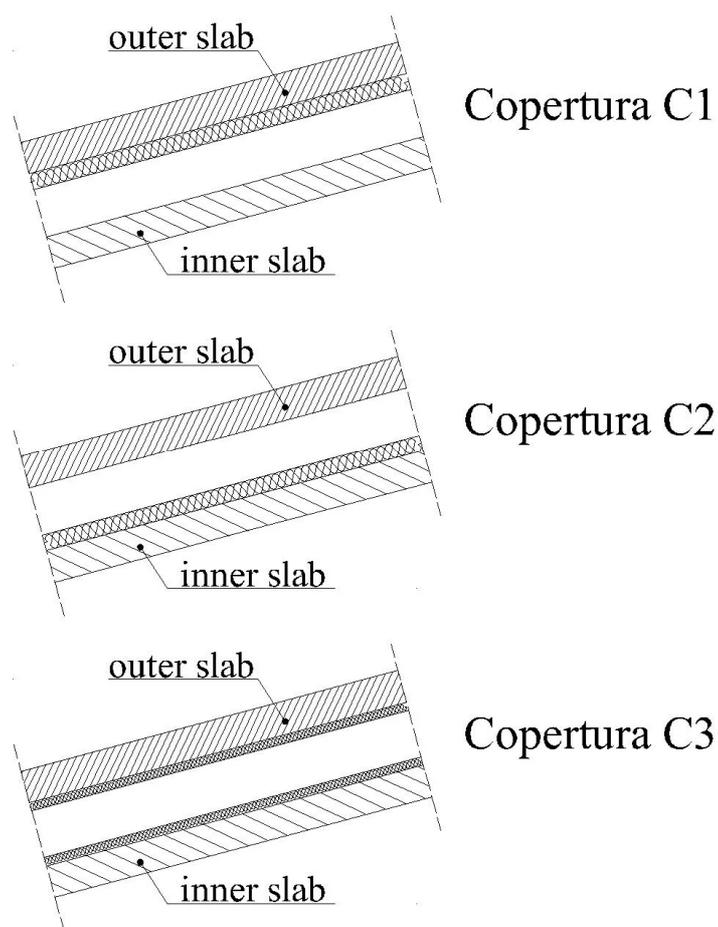


Fig.7.1. Collocazione dello strato isolante nelle tre tipologie di copertura studiate.

Le simulazioni CFD sono state effettuate variando sia la geometria (lo spessore del condotto d e l'inclinazione della copertura i) che le condizioni climatiche (radiazione solare incidente I e temperatura esterna T_e).

Le caratteristiche termo-fisiche e geometriche degli strati costituenti le strutture ventilate oggetto di studio (spessore d , densità ρ , e conducibilità λ) sono riportate nella tabella 7.1.

Tabella 7.1-Caratteristiche termofisiche delle coperture ventilate studiate:

Strato	Tipo di materiale	Spessore s (m)	ρ (kgm^{-3})	λ ($\text{Wm}^{-1} \text{K}^{-1}$)
1 (Ext)	Tegole in laterizio	0.035	1800	0.75
2	Tavolato in legno	0.01	450	0.12
3	Aria (condotto di ventilazione)	0.10	-	0.80
*4	Pannello isolante in fibra di vetro	0.04	100	0.038
5	Malta di cemento	0.015	2000	1.40
6	Solaio in laterocemento	0.20	1600	0.81
7 (Int)	Intonaco di calce	0.015	1800	0.90

* Nella copertura C2 l'isolante è stato disposto sotto lo strato n.2.

Nella copertura C3 metà dell'isolante è stato equamente suddiviso sotto lo strato n.2 e sopra lo strato n.5.

Le caratteristiche termo-fisiche dell'aria sono coincidenti con quelle assunte nel caso studio sulle pareti ventilate (vedi capitolo 6).

Per le resistenze liminari interna ed esterna sono stati assunti rispettivamente i valori $r_i=0.17 \text{ m}^2\text{K/W}$ e $r_e=0.04 \text{ m}^2\text{K/W}$.

La rugosità delle superfici interne dell'intercapedine è stata posta pari a $b=0.02 \text{ m}$ per tenere conto della presenza delle strutture di sostegno.

Le figure da 7.2 a 7.7 mostrano i profili di temperatura e velocità ricavati per le tre facciate ventilate, considerando le seguenti condizioni climatiche:

$$T_i = 297 \text{ K}, T_e = T_0 = 301 \text{ K}, I = 600 \text{ W/m}^2 .$$

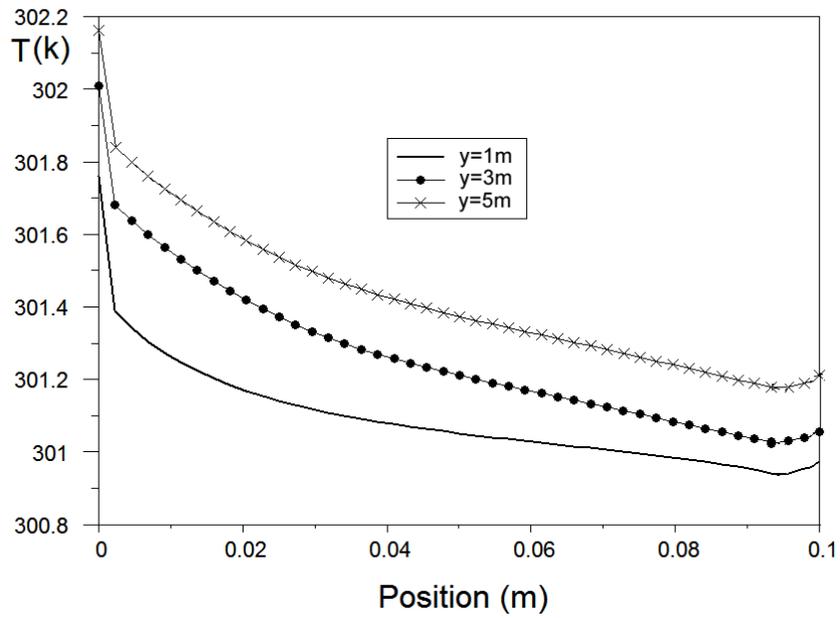


Fig.7.2. Copertura C1- Profili di temperatura (L=6 m, d=0.1 m, Te=301 K, I=600W/m²)

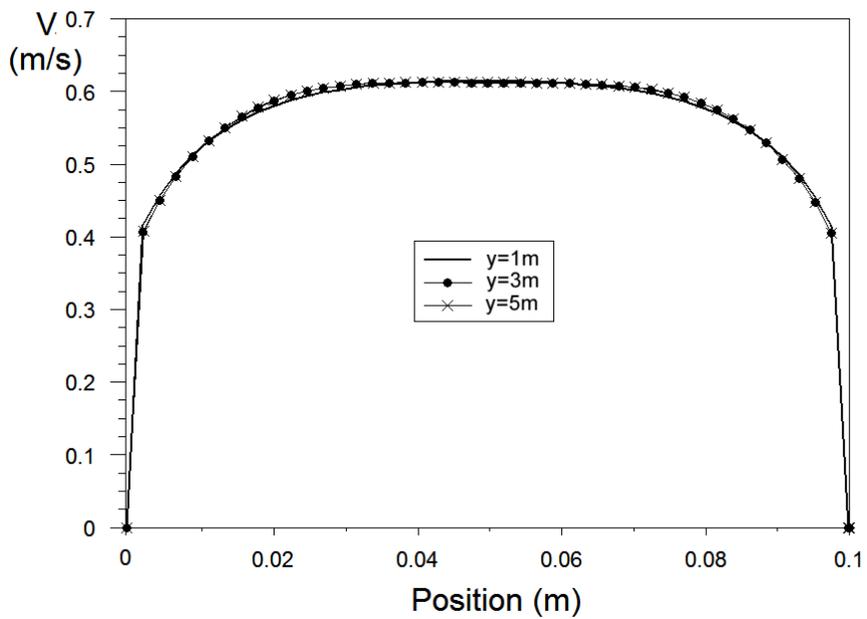


Fig.7.3. Copertura C1- Profili di velocità (L=6 m, d=0.1 m, Te=301 K, I=600W/m²)

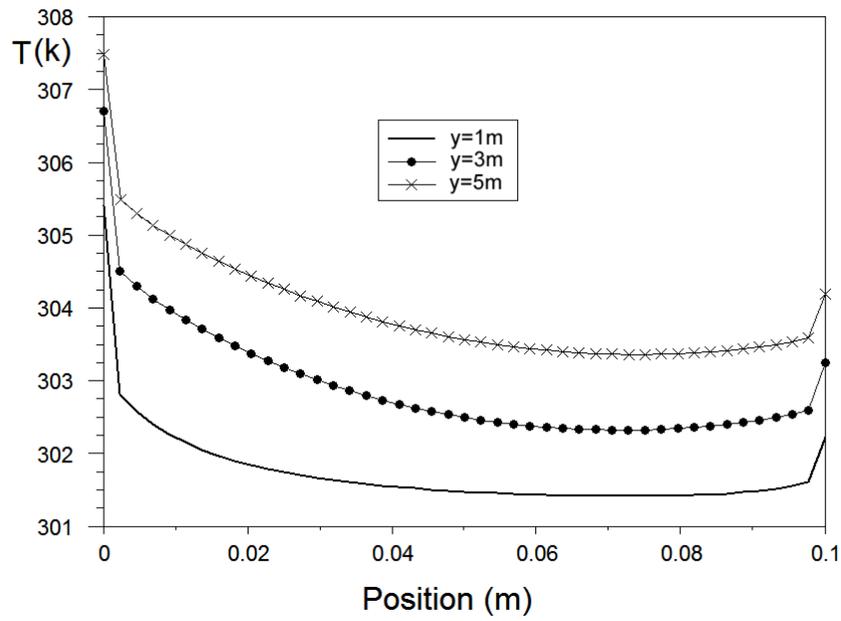


Fig.7.4. Copertura C2- Profili di temperatura (L=6 m, d=0.1 m, $T_e=301$ K, $I=600$ W/m²)

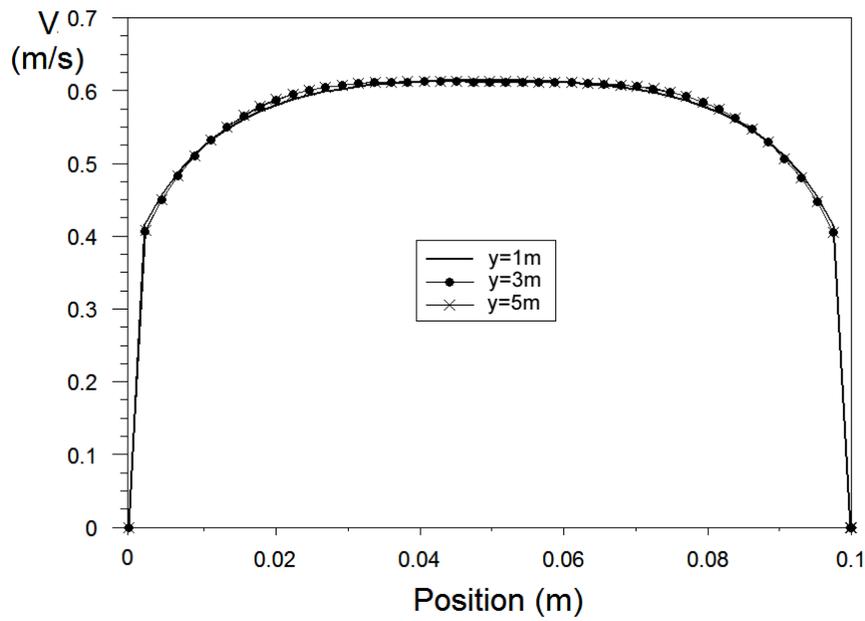


Fig.7.5. Copertura C2- Profili di velocità (L=6 m, d=0.1 m, $T_e=301$ K, $I=600$ W/m²)

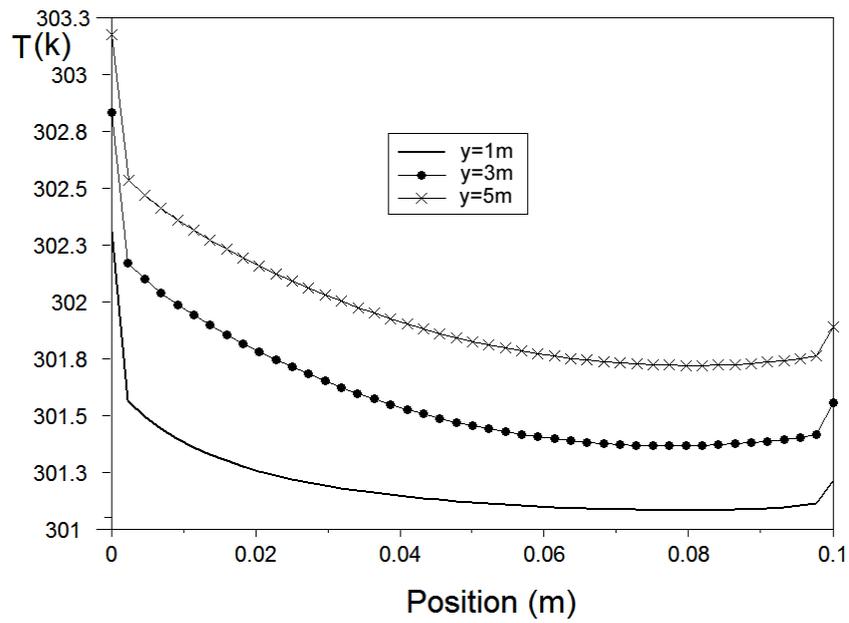


Fig.7.6. Copertura C3- Profili di temperatura ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=600\text{ W/m}^2$)

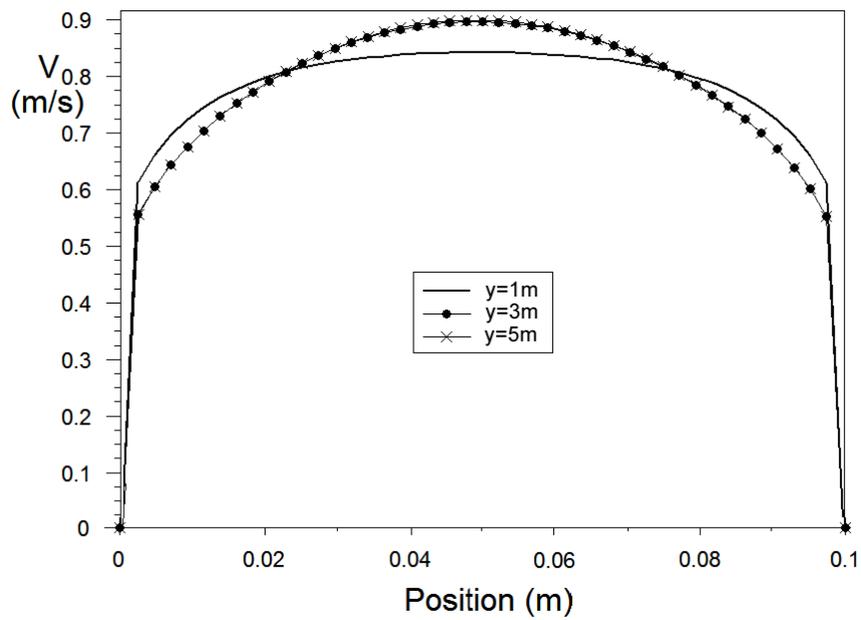


Fig.7.7. Copertura C3- Profili di velocità ($L=6\text{ m}$, $d=0.1\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=600\text{ W/m}^2$)

I profili di temperatura mostrano un riscaldamento differente dell'aria all'interno del condotto in base alla diversa collocazione dello strato di coibente termico. Va osservato che nel caso della copertura C1, quella con lo strato isolante disposto sul paramento esterno, la temperatura media T_m dell'aria all'interno del condotto assume dei valori molto simili a quella dell'aria esterna T_e . Nel caso della copertura C2, collocando l'isolamento termico nel paramento interno, la temperatura T_m aumenta lungo la direzione del flusso, assumendo valori superiori di 5-6 K rispetto a quella dell'aria esterna T_e .

La copertura C3, quella con il coibente termico equamente suddiviso tra paramento esterno ed interno, è caratterizzata da valori delle temperature medie T_m intermedi tra quelli osservati negli altri due casi studiati.

I profili di velocità sono caratteristici del moto all'interno dei condotti.

È possibile osservare la formazione di due strati di limite di velocità su entrambi i lati del condotto ventilato con una media di circa 0.7-0.8 m/s.

Le simulazioni CFD condotte hanno permesso di determinare i valori della temperatura media T_m dell'aria nel condotto in presenza di ventilazione, per tutte e tre le tipologie di copertura studiate. Le temperature calcolate sono state poi messe a confronto con i valori ricavati in assenza di ventilazione.

Il grafico di figura 7.8 mostra le variazioni durante il giorno della temperatura media dell'aria T_m nell'intercapedine, per due differenti posizioni dello strato isolante (C1 e C2), sia nel caso ventilato (T_m) che in quello non ventilato ($T_{m_{nv}}$).

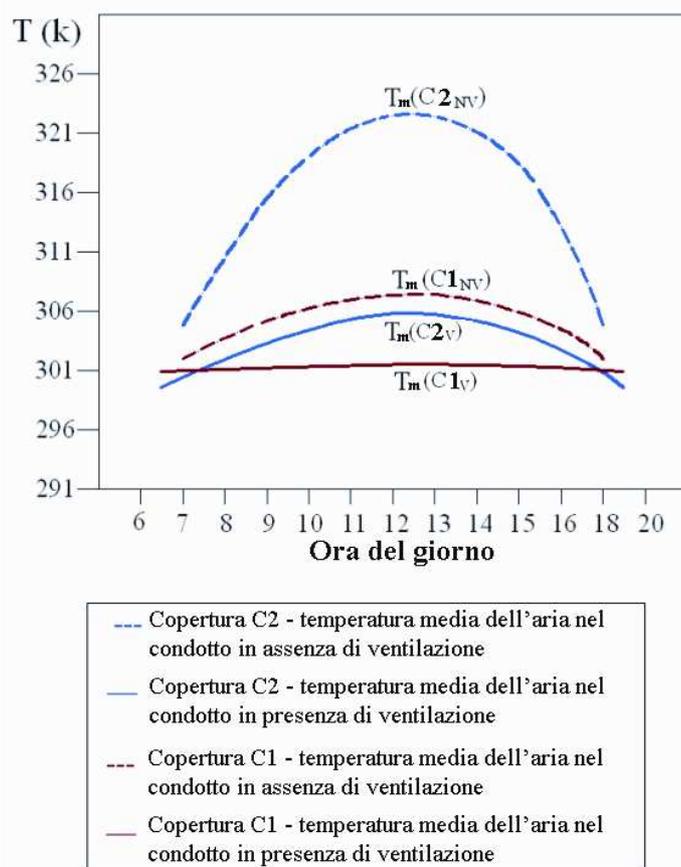


Fig.7.8. Variazioni giornaliere delle temperature all'interno dell'intercapedine.

Entrambe le tipologie di tetto ventilato mostrano delle temperature medie dell'aria T_m nel condotto di ventilazione inferiori a quella che si avrebbero, in analoghe condizioni climatiche, qualora la copertura non fosse ventilata. La massima differenza tra le temperature calcolate tra il tetto ventilato e tetto non ventilato si manifesta alle ore 12.00, in presenza della massima intensità della radiazione solare incidente I .

Ovviamente in tale periodo sarà massimo anche il flusso termico Q_{in} entrante nell'ambiente condizionato attraverso la struttura.

Per il tetto C2, caratterizzato dall'isolamento collocato tutto sul paramento esterno, è possibile osservare una differenza massima di temperatura tra il caso non ventilato e quello ventilato ($T_{m_{nv}} - T_m$) di 20 K, mentre per il tetto C1, quello caratterizzato dall'isolamento collocato tutto nel paramento interno, la massima differenza di temperatura rilevata ($T_{m_{nv}} - T_m$) è di 5 K.

Le figure 7.9 e 7.10 mostrano la variazione oraria della radiazione solare diretta I_{nr} e diffusa I_d , della temperatura esterna T_e e della temperatura aria- sole T_{as} in una tipica giornata estiva (luglio) per la città di Catania (Sicilia) [12].

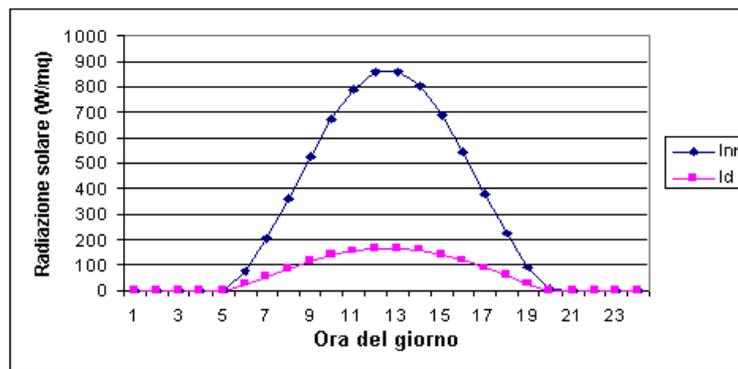


Fig. 7.9. Variazione oraria della radiazione solare diretta I_{nr} e di quella diffusa I_d .

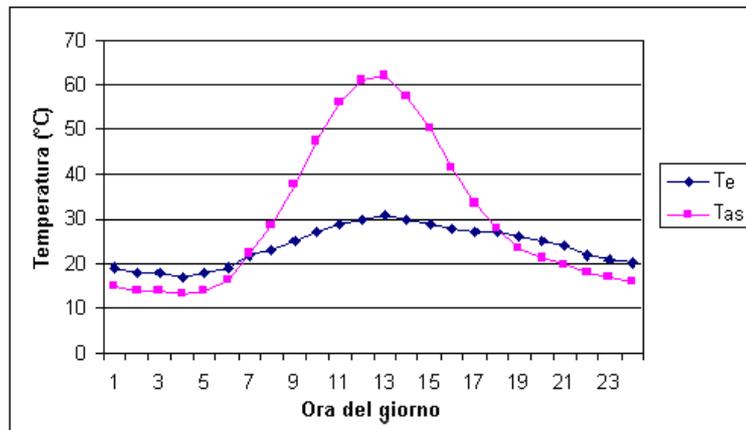


Fig. 7.10. Variazione oraria della Temperatura esterna T_e e della Temperatura aria-sole T_{as} .

La figura 7.11 mostra la variazione della temperatura media all'interno del canale di ventilazione T_m , calcolata mediante le simulazioni CFD per le tre tipologie di tetto: C1 (isolamento termico posto nel paramento esterno) C2 (isolamento termico collocato nel paramento interno) e C3 (metà dell'isolante è stato disposto nel paramento interno e metà in quello esterno).

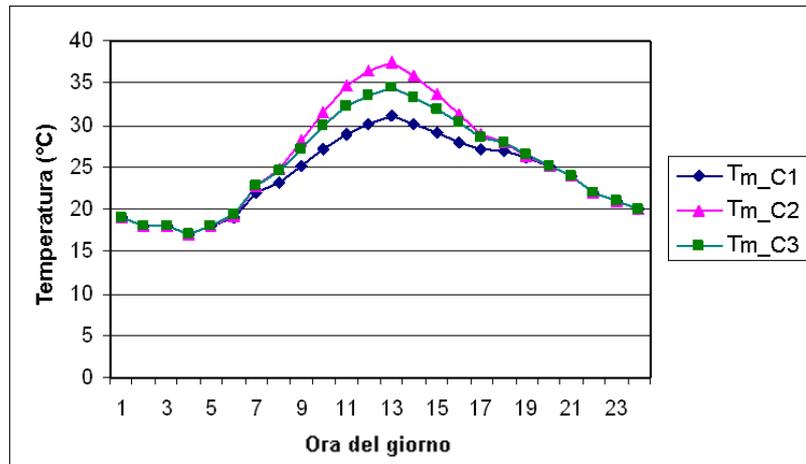


Fig. 7.11. Temperature medie orarie T_m all'interno del canale di ventilazione per le tre tipologie di copertura ventilata.

Determinati i valori delle temperature medie dell'aria nell'intercapedine ventilata nei tre casi studiati, è stato possibile calcolare, per ogni ora della giornata i carichi termici entranti attraverso l'elemento di chiusura, sia nel caso di copertura non ventilata Q_{nv} che in presenza di ventilazione Q_{in} .

Il flusso termico Q_{nv} entrante attraverso la copertura in assenza di ventilazione è stato calcolato utilizzando la formula:

$$Q_{nv} = (T_{as} - T_i) / R_{nv} \quad (7.1)$$

in cui R_{nv} è la resistenza termica totale in assenza di ventilazione, ed è uguale per tutte le coperture studiate, mentre T_{as} e T_i sono rispettivamente le temperature aria-sole e dell'ambiente interno.

I flussi termici Q_{in} entranti nell'ambiente condizionato in caso di ventilazione della struttura sono invece stati determinati mediante la formula:

$$Q_{in} = (T_m - T_i)/R_{int}, \quad (7.2)$$

in cui T_m è la temperatura media dell'aria nell'intercapedine ventilata, mentre R_{int} è la resistenza termica dello strato compreso tra l'aria nel condotto e l'ambiente interno.

Il grafico in figura 7.12 mostra l'andamento giornaliero dei flussi di calore entranti attraverso le coperture studiate.

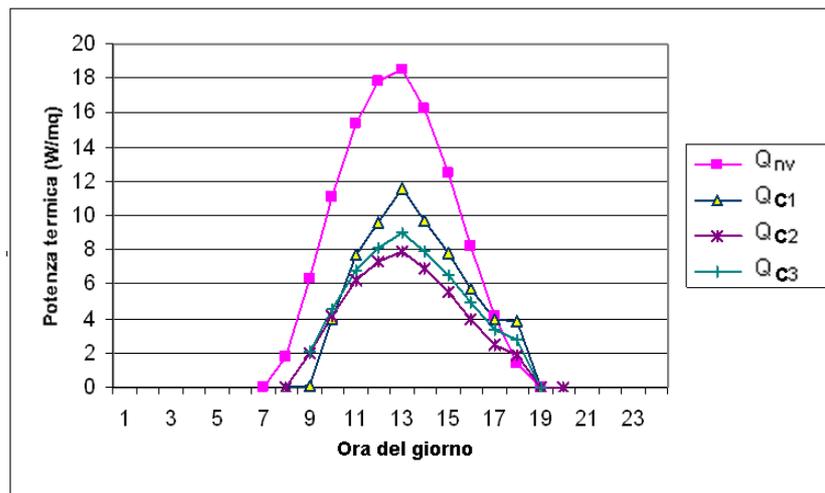


Fig.7.12. Flussi termici orari entranti per coperture ventilate e non ventilate.

La figura 7.13 mostra le potenze termiche giornaliere entranti attraverso le tipologie di copertura studiate, sia in presenza che in assenza di ventilazione. In questa analisi è stata considerata anche un'ulteriore tipologia di copertura, la C3x2, caratterizzata da uno strato di coibentazione dello spessore complessivo di 8 cm,

equamente suddiviso in due pannelli dello spessore di 4 cm ciascuno, collocati nei paramenti interno ed esterno della copertura.

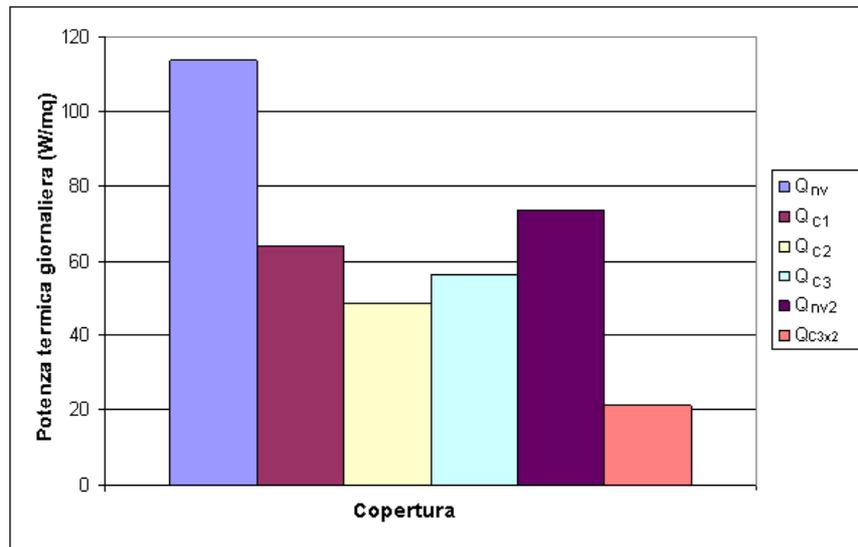


Fig.7.13. Potenze termiche giornaliere entranti per le differenti tipologie di copertura studiate.

Osservando il grafico è possibile innanzitutto notare che le prestazioni del tetto ventilato sono migliori di quelle di un tetto non ventilato con la stessa resistenza termica totale R_{nv} .

Tra le tipologie di copertura studiate, quella che garantisce le migliori performances dal punto di vista energetico è quella con l'isolamento termico disposto nel paramento interno (tipo C2), mentre la meno vantaggiosa è quella in cui il coibente è applicato sotto lo strato di rivestimento esterno (tipo C1). Sono state inoltre calcolate le potenze termiche Q_{C3x2} e Q_{nv2} entranti attraverso la copertura, rispettivamente in presenza ed in assenza di ventilazione, nel caso in cui sia raddoppiata, da 4 ad 8 cm, la quantità di coibente impiegata.

In questo caso sono stati considerati 4 cm di isolante termico collocati nel paramento interno e 4 cm in quello esterno.

E' possibile notare che raddoppiando la quantità di isolante, la potenza termica entrante nell'ambiente condizionato Q_{C3x2} si riduce fino all'80% in meno rispetto a quella che entrerebbe attraverso il tetto non ventilato Q_{nv} e di circa il 40% in meno dei casi studiati con 4 cm di isolamento termico.

7.1 Analisi della prestazione energetica delle coperture ventilate

L'analisi delle prestazioni energetiche delle coperture ventilate è stata condotta calcolando l' Energy Saving rate ESr al variare sia delle condizioni climatiche (temperatura esterna T_e e radiazione solare incidente I) che delle caratteristiche geometriche del canale di ventilazione (spessore dell'intercapedine d e angolo di inclinazione p).

L'Energy Saving rate ESr è definito dalla relazione:

$$ESr = \frac{Q_{nv} - Q_{in}}{Q_{nv}} \quad (7.3)$$

in cui Q_{nv} e Q_{in} sono i flussi termici entranti nel locale, rispettivamente in assenza ed in presenza di ventilazione.

7.1.1 Variazione dell'Irraggiamento (I)

La figura 7.14 mostra l'andamento dell' Energy Saving rate ESr al variare dell'intensità della radiazione solare I tra 200 W/m^2 e 600 W/m^2 .

La temperatura esterna T_e è stata assunta costante e pari a $T_e = T_0 = 301 \text{ K}$; mentre la geometria dell'intercapedine è quella standard con spessore $d=0,1\text{m}$, lunghezza $L=6\text{m}$ ed inclinazione $i=30\%$.

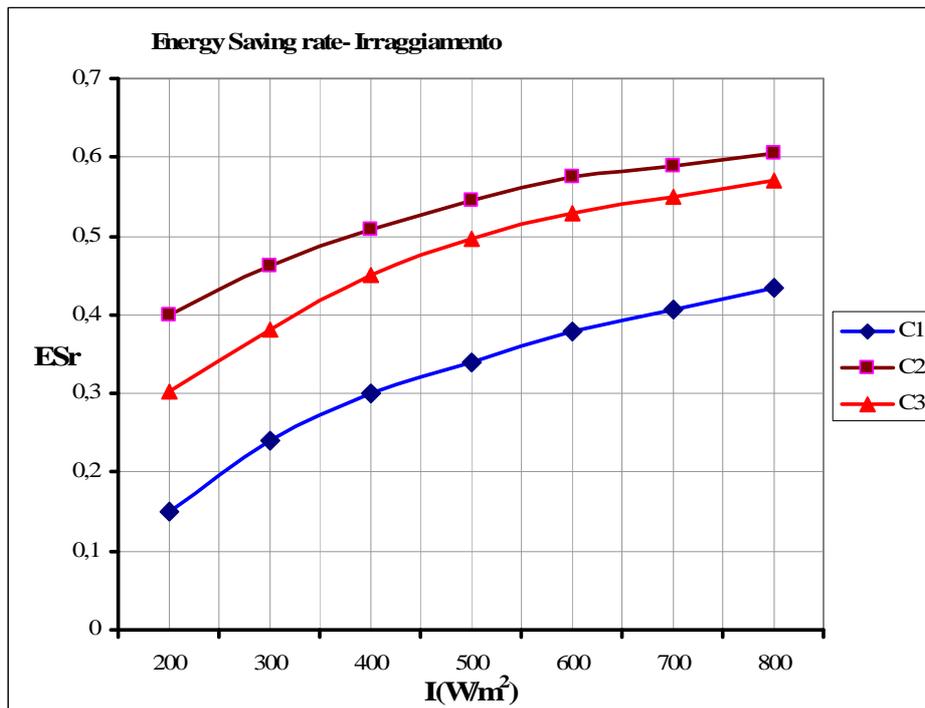


Fig.7.14. Andamento dell'Energy Savings rate ES_r , al variare dell'Irraggiamento I ($T_0=301$ K; $d=0,1\text{m}$; $i=30\%$)

È possibile osservare che l'Energy Saving rate ES_r aumenta significativamente al crescere della radiazione solare incidente I . Tale incremento è dovuto principalmente all'innalzamento della temperatura aria-sole T_{as} rispetto alla temperatura media T_m dell'aria nel canale di ventilazione.

Si può inoltre notare che tra le coperture ventilate studiate, la C2, caratterizzata dall'isolante disposto sul paramento interno, è quella che utilizza più efficacemente la ventilazione.

La tipologia C1, contraddistinta dall'isolamento tutto collocato all'esterno risulta essere quella che sfrutta in maniera meno efficiente la ventilazione dell'intercapedine.

7.1.2 Variazione della Temperatura esterna (T_e)

La figura 7.15 mostra l'andamento dell' Energy Saving rate ESr al variare della temperatura dell'aria esterna T_e tra 301 K e 311 K.

La radiazione solare incidente I è stata assunta costante e pari a $I=600 \text{ W/m}^2$; mentre la geometria dell'intercapedine è anche in questo caso quella standard (lunghezza $L = 6\text{m}$, spessore $d = 0.1 \text{ m}$ ed inclinazione $i=30\%$).

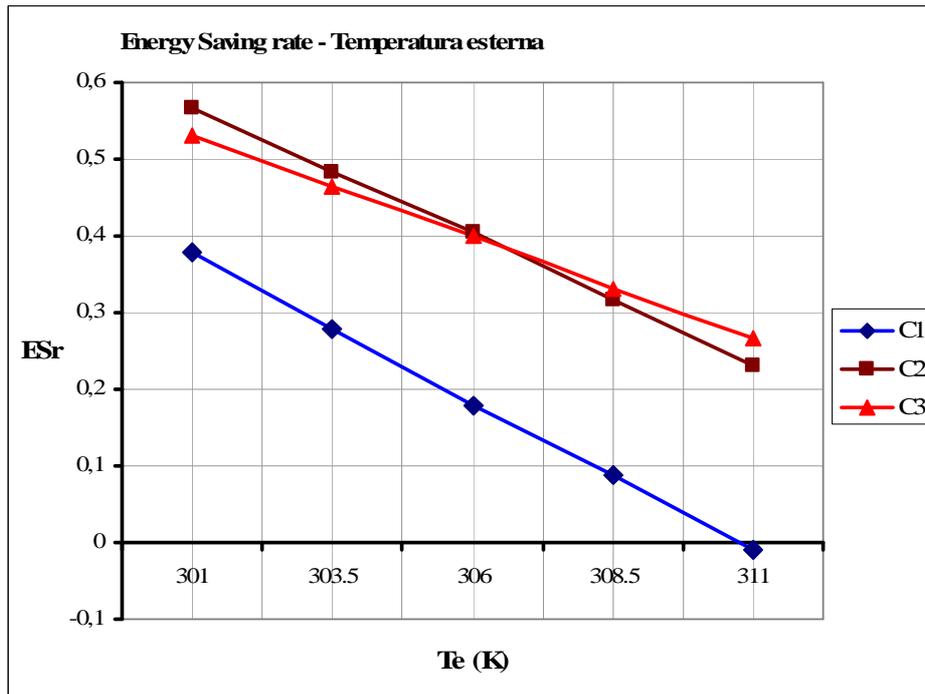


Fig. 7.15. Andamento dell'Energy Savings rate ESr , al variare della temperatura esterna T_e ($I=600 \text{ W/m}^2$; $d=0.1\text{m}$; $i=30\%$)

L'aumento della temperatura esterna T_e provoca la contemporanea crescita dei flussi termici entranti sia in presenza Q_{in} che in assenza di ventilazione Q_{nv} e di conseguenza la riduzione del tasso di risparmio energetico ESr a causa dell' incremento del rapporto Q_{in}/Q_{nv} nell'equazione $ESr = 1 - (Q_{in}/Q_{nv})$.

Si può inoltre notare che tra le coperture ventilate studiate, per $T_e < 307$ K, la C2, caratterizzata dall'isolante collocato tutto nel paramento interno, è quella che utilizza più efficacemente la ventilazione, mentre per $T_e > 307$ K la più efficiente risulta essere la C3, contraddistinta dall'isolamento equamente suddiviso sui due paramenti.

Di contro, anche in questo caso, la copertura C1, presenta i peggiori valori dell'ESr.

7.1.3 Variazione dello spessore dell'intercapedine (d)

La figura 7.16 mostra l'andamento dell' Energy Saving rate ES_r al variare della spessore dell'intercapedine d tra 0.05 m e 0.20 m.

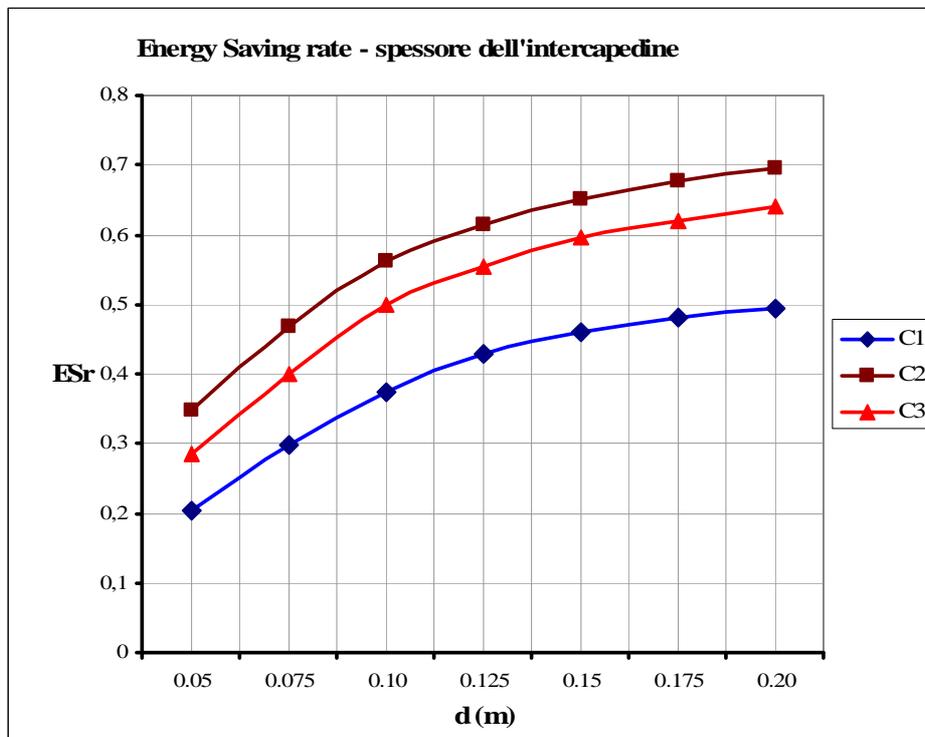


Fig. 7.16. Andamento dell'Energy Savings rate ES_r , al variare dello spessore dell'intercapedine d ($I=600$ W/m²; $i=30\%$;))

Le simulazioni numeriche sono state condotte assumendo costanti sia la radiazione solare incidente I che la temperatura esterna T_e , rispettivamente poste pari a $I=600$, e $T_e=301\text{K}$; le altre caratteristiche geometriche dell'intercapedine sono quelle del caso standard (lunghezza $L=6\text{m}$ ed inclinazione $i=30\%$).

È possibile osservare come l'Energy Saving rate ESr cresca significativamente quando lo spessore dell'intercapedine d aumenta.

Tale andamento è motivato dal fatto che l'aumento della larghezza d del canale riduce la scabrezza relativa (b/D_h) e di conseguenza le perdite di carico distribuite. Il fluido può così scorrere in modo migliore nell'intercapedine, asportando per ventilazione una maggiore quantità di calore dalla struttura.

Di contro dalle simulazioni effettuate si evince che, per spessori dell'intercapedine superiori di 15 cm, la crescita dell' ESr tende a ridursi, in quanto, come già osservato nello studio condotto sulle pareti ventilate, il flusso da turbolento diventa laminare e di conseguenza diminuisce il calore trasferito.

Anche in questo caso si può inoltre notare che tra le coperture ventilate studiate, la C2, quella con l'isolante disposto tutto nel paramento interno, sia quella che utilizza più efficacemente la ventilazione, mentre la C1 risulta essere quella che lo fa nella maniera peggiore.

7.1.4 Variazione dell'inclinazione della copertura (i)

La figura 7.17 mostra l'andamento dell' Energy Saving rate ESr variando l'inclinazione della copertura i tra il 15% ed il 50%.

Nelle simulazioni condotte, la radiazione solare incidente I è stata assunta costante e pari a $I=600\text{ W/m}^2$, mentre per la temperatura esterna T_e è stato utilizzato il valore $T_e=301\text{K}$; le altre caratteristiche geometriche dell'intercapedine sono state

imposte coincidenti con quelle del caso standard (spessore $d = 0.1$ m e lunghezza $L=6$ m) .

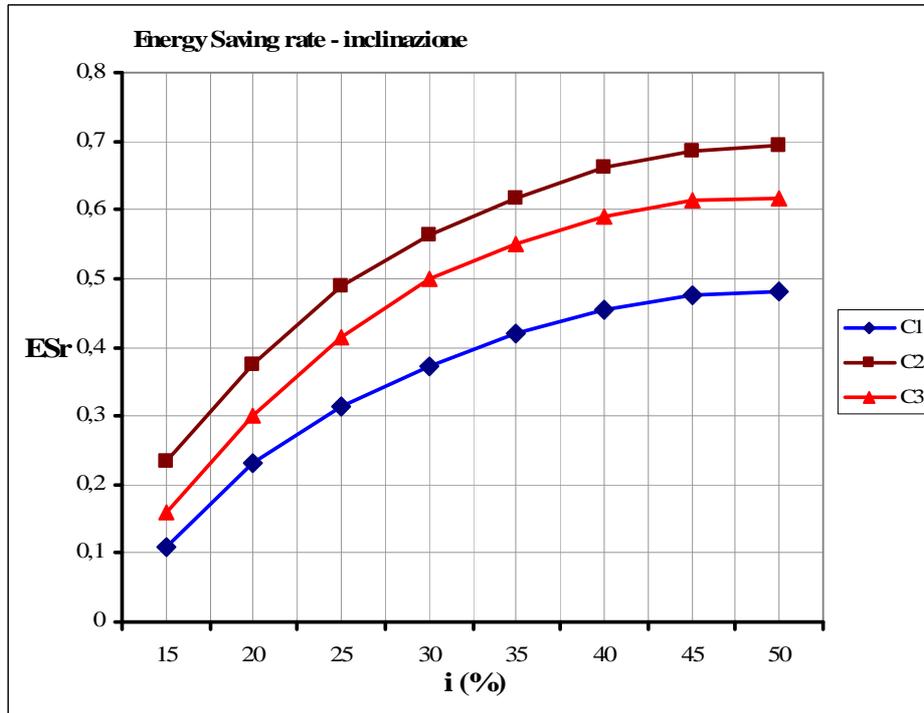


Fig. 7.17. Andamento dell'Energy Savings rate ES_r , al variare dell'inclinazione i ($I=600$ W/m²; $T_e=301$ K; $d=0.1$ m)

Osservando il grafico è possibile notare la significativa crescita dell'Energy Saving rate ES_r all'aumentare dell'inclinazione della copertura i .

Per pendenze superiori del 40 %, l'Energy Saving rate continua ad aumentare, ma in maniera minore rispetto a pendenze comprese tra 15% e 35%.

Si può inoltre notare che tra le coperture ventilate studiate, la C2, caratterizzata dall'isolante disposto sul paramento interno, è quella che utilizza più efficacemente la ventilazione.

La tipologia C1, contraddistinta dall'isolamento tutto collocato all'esterno risulta invece essere quella che sfrutta in maniera meno efficiente la ventilazione dell'intercapedine.

La figura 7.17 mostra la variazione del Daily Energy Saving rate "DESr", ricavato dalla media giornaliera dei valori dell'Energy Saving rate.

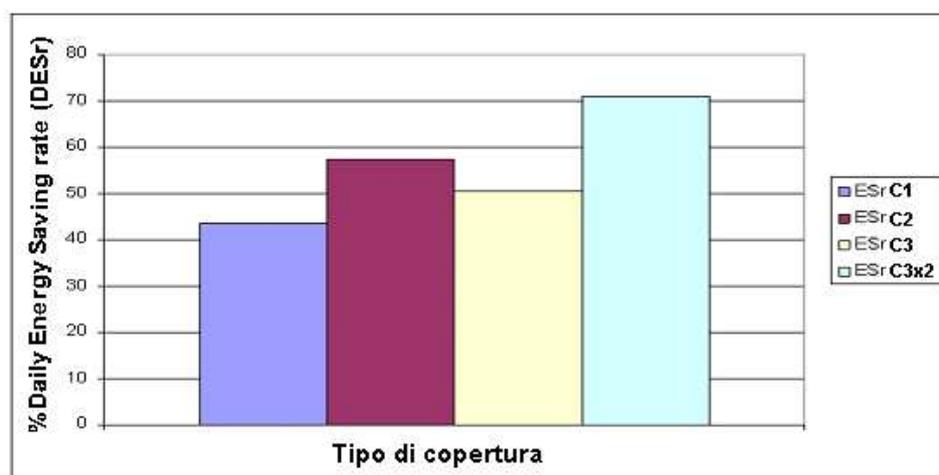


Fig. 7.17. Daily ES, per le coperture ventilate studiate.

Per il tetto con un singolo strato di isolamento termico (4 cm), l'ESr varia dal 40% al 55%, mentre nel caso della copertura C3x2, quella con un doppio strato di isolamento termico (4+4 cm), il rendimento energetico aumenta in modo significativo fino ad un valore del 70% .

Come si evince dai risultati presentati, la ventilazione dell'intercapedine migliora notevolmente la prestazione energetica di una copertura.

L'analisi condotta mostra la dipendenza dell'ESr dalla posizione del coibente termico.

La disposizione dello strato di coibente termico solamente nel paramento esterno implica che la temperatura dell'aria nell'intercapedine sia più bassa rispetto alle

altre casistiche esaminate, con valori della temperatura media T_m molto prossimi a quelli della temperatura esterna. Va comunque detto che, in questa configurazione, il paramento interno della copertura presenterà una resistenza termica molto minore rispetto a quella delle altre due coperture analizzate.

Disponendo lo strato di isolante solamente nel paramento interno, la temperatura dell'aria nell'intercapedine sarà più elevata rispetto a quella osservata negli altri casi analizzati. Il paramento interno sarà però caratterizzato da una resistenza termica maggiore, limitando di conseguenza i carichi termici trasmessi all'interno.

CAPITOLO 8

8. Double Skin Facades – Introduzione e modello fisico

Il vetro è un materiale inerte che possiede significative potenzialità di utilizzo in campo edile, ma al tempo stesso rilevanti aspetti di criticità.

Per quanto riguarda le sue potenzialità, è un elemento dell'involucro edilizio che, per la sua trasparenza e le sue caratteristiche, mette in relazione visiva gli spazi interni con quelli esterni, permette l'ingresso e l'utilizzo della luce naturale negli ambienti confinati dove l'uomo vive (apportando benessere psico-fisico e contributi al risparmio energetico nella misura in cui riduce i carichi per l'impianto di illuminazione) ed è in grado di captare l'energia solare passiva in regime invernale dando contributi al risparmio energetico invernale.

Per quanto riguarda gli aspetti di criticità è un elemento che espone l'ambiente confinato, in misura maggiore degli elementi opachi costituenti l'involucro edilizio, ai disagi climatici esterni causati sia dalle fredde temperature invernali sia dal surriscaldamento estivo. Questo comporta rilevanti consumi energetici per il riscaldamento e il raffrescamento estivo.

La radiazione solare è emessa in varie lunghezze d'onda, che tutte insieme costituiscono lo spettro della radiazione solare.

Il comportamento termo fisico dei vetri è caratterizzato da una doppia valenza: trasparenza alle lunghezze d'onda piccole (luce solare) e opacità alle lunghezze d'onda grandi (onde termiche infrarosse).

L'occhio umano è capace di percepire le lunghezze d'onda di radiazione 380-780 nanometri, che sono conosciuti come luce visibile, che costituisce una porzione della radiazione solare che raggiunge la superficie della terra. Tuttavia, ci sono anche altre parti dello spettro elettromagnetico che l'occhio non è in grado di percepire, ma che hanno una notevole influenza sull'ambiente fisico come la radiazione ultravioletta con lunghezze d'onda inferiore a 380nm e le radiazioni infrarosse con lunghezza d'onda superiore a 780nm.

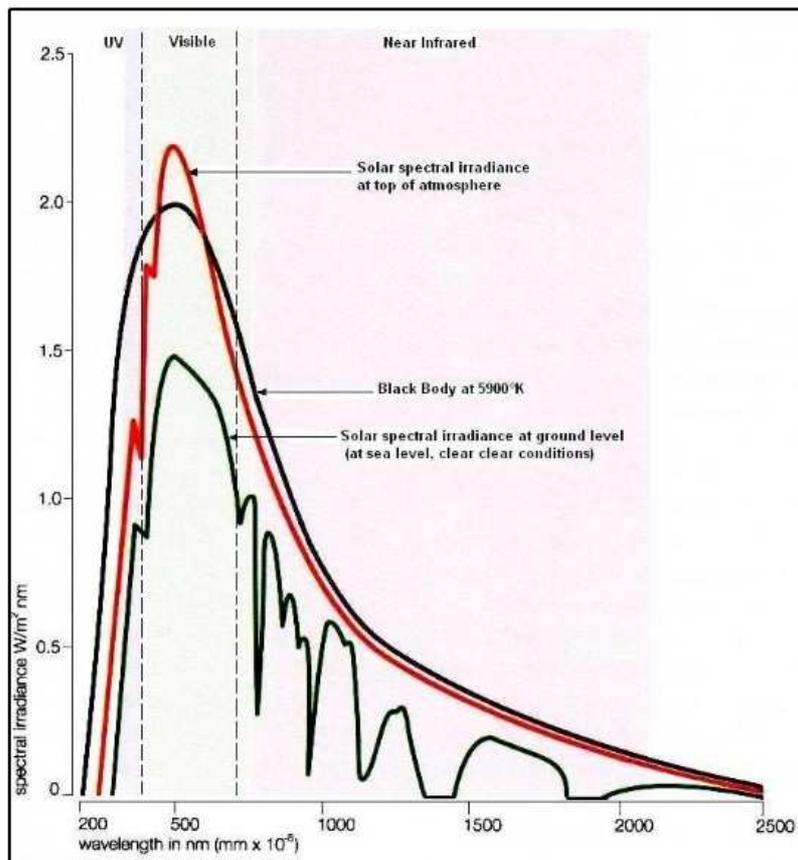


Fig. 8.1. Distribuzione spettrale della radiazione luminosa

Il vetro comune presenta una finestra fra 0,3 e 3 μm e pertanto lascia passare quasi la totalità della radiazione solare.

La radiazione solare che penetra all'interno degli ambienti viene da questi assorbita e contribuisce ad innalzarne la temperatura.

Le pareti e gli oggetti interni emettono a loro volta una radiazione termica nel campo dell'infrarosso lontano: supponendo una temperatura media di 27 °C si ha, per la legge di Wien, una lunghezza d'onda di massima emissione di:

$$\lambda_{max} = 2898/300 \cong 10\mu m \quad (8.1)$$

Ne segue che il vetro non lascia passare la radiazione infrarossa proveniente dall'interno e quindi si ha una sorta di intrappolamento di energia all'interno degli ambienti.

Ricordando la relazione:

Potenza Entrante – Potenza Uscente + Potenza Sorgenti = Accumulo di Potenza

ne segue che se l'ambiente non disperde la potenza entrante aumenta l'accumulo e quindi cresce la temperatura interna: ha luogo il fenomeno comunemente detto *effetto serra*.

Le superfici vetrate modificano sensibilmente la temperatura media radiante dell'ambiente e pertanto hanno influenza negativa sulle condizioni di benessere ambientale interna agli edifici.

Malgrado l'evoluzione tecnologica abbia nel corso degli anni parzialmente ovviato ai problemi causati dalle particolari caratteristiche del vetro, con l'avvento di speciali vetri selettivi che permettono il passaggio solamente ad alcune parti dello spettro solare, le superfici vetrate costituiscono tutt'oggi un elemento di notevole criticità, che deve essere sempre ben attenzionato in fase di progettazione.

8.1 Proprietà radiative del vetro

La caratteristica più rilevante del vetro è la sua trasparenza, causata fondamentalmente dalla mancanza di una struttura cristallina nelle sue molecole. Il vetro trasmette la radiazione termica proveniente dal sole attraverso tre meccanismi, riflessione, trasmissione ed assorbimento, i quali vengono definiti dai seguenti parametri (vedi fig.8.2) [25]:

- *Riflessione* (ρ): rappresenta la quantità percentuale di radiazione solare in condizioni di incidenza normale che viene riflessa dal vetro verso l'atmosfera;
- *Assorbimento* (α): è la quantità percentuale di radiazione solare che viene assorbita dal vetro;
- *Trasmissione* (τ): è definita come la frazione di radiazione incidente trasmessa direttamente attraverso il vetro.

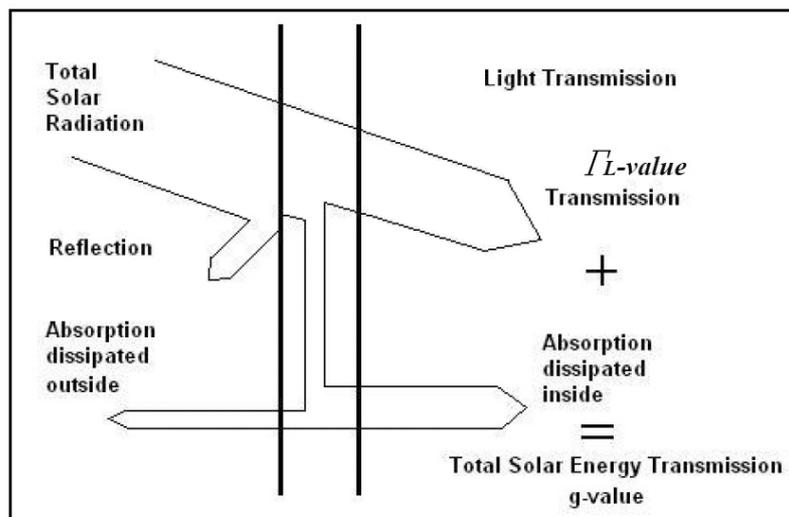


Fig. 8.2. Proprietà ottiche dei vetri

La luce totale (Γ) trasmessa da un pannello di vetro è il risultato della somma della radiazione solare totale, che viene assorbita e riflessa all'esterno e trasmessa e assorbita all'interno dell'edificio.

La quantità di luce che viene riflessa e assorbita dal vetro è variabile a seconda della composizione chimica.

Dal punto di vista energetico, una vetrata può essere caratterizzata mediante i seguenti parametri: la *Trasmittanza termica* e il *Fattore solare*.

La Trasmittanza termica K rappresenta la quantità di calore trasmessa in regime stazionario attraverso una superficie vetrata per unità di area e di salto di temperatura, in assenza di radiazione solare, si esprime pertanto in W/m^2K .

Per Fattore solare FC si intende il rapporto tra il flusso totale di energia che attraversa un componente trasparente e il flusso incidente sullo stesso; esso è pertanto una grandezza adimensionale e può essere espresso anche mediante la formula:

$$Fs = \tau + f\alpha \quad (8.2)$$

in cui τ è il coefficiente di trasmissione solare, α il coefficiente di assorbimento solare ed f la frazione di energia assorbita ritrasmessa verso l'interno.

La tecnologia moderna ha permesso di realizzare vetri in grado di controllare il flusso di energia entrante e uscente dalle superfici vetrate di un edificio. Tra le differenti tipologie di vetri per infissi presenti sul mercato, ad oggi troviamo:

- **Vetri antisolari:** si lasciano attraversare dalla componente visibile della radiazione solare riflettendo invece buona parte della radiazione infra-

rossa. (vedi fig. 8.3). I vetri selettivi riducono quindi i guadagni solari nei mesi estivi (riducendo i consumi del condizionatore).

- **Vetri basso-emissivi:** esaltano la trasmissione della luce diurna all'interno dell'edificio, ostacolando contemporaneamente la fuoriuscita della radiazione dell'infrarosso dall'interno dell'edificio stesso. I vetri basso-emissivi sono quindi molto efficaci nel ridurre le dispersioni di calore da un edificio nel periodo invernale.
- **Vetri ibridi:** utilizzano entrambe le tipologie, combinando le proprietà dei vetri selettivi con quelle dei vetri a bassa emissività. I vetri ibridi riducono sia gli apporti solari estivi (riducendo la temperatura nell'edificio), sia le dispersioni termiche in inverno (mantenendo più alta la temperatura interna).

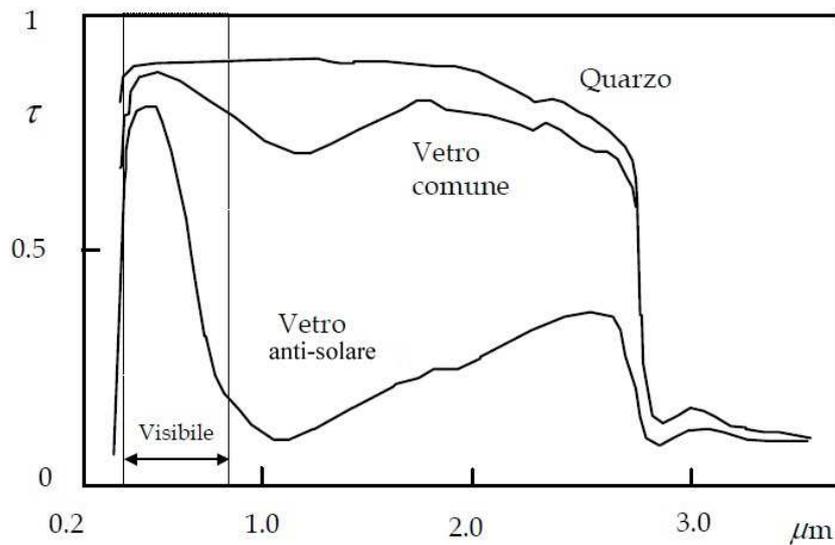


Fig. 8.3. Fattore di trasparenza dei vetri

8.2 L'uso del vetro nell'architettura contemporanea – La double skin facade (DSF)

L'architettura moderna ha fatto sempre largo uso delle superfici vetrate: una interessante testimonianza al riguardo è fornita dal progetto presentato da *Mies Van der Rohe*, in occasione del concorso per un grattacielo in Friedrichstrasse a Berlino nel 1921, per il quale l'architetto tedesco decise di proporre un edificio alto, con una struttura in acciaio avvolta da un curtain wall trasparente. La suggestione di utilizzare grandi superfici vetrate, per ricreare immagini di riflessione e trasparenza si contrapponeva però alla totale mancanza di strumenti di progetto e controllo in grado di prevederne e definirne il comportamento in opera. Le prime sperimentazioni riguardanti costruzioni permanenti realizzate con un involucro interamente vetrato risalgono ad un altro lavoro dello stesso Mies, il progetto per la *casa Farnsworth* (Plano, Illinois, 1945-51) (vedi fig.8.4), un piccolo edificio residenziale di un piano fuori terra, interamente avvolto da lastre di vetro piano. Questa, come le altre realizzazioni, pur avendo conseguito una fattibilità tecnica e strutturale, presentava ancora criticità nel rapporto con il contesto climatico e ambientale, in particolare legate al surriscaldamento delle pareti e alle infiltrazioni di acqua dall'esterno.

Di contro, nello stesso periodo ci furono anche le prime applicazioni alternative dei componenti vetrati: nel caso del *Muro di Trombe*, ad esempio, attraverso la sovrapposizione con elementi opachi, massivi, tinteggiati di nero, i vetri diventarono collettori di energia solare. In questo modo ovviamente la funzione della vetrata non era più quella di fornire l'illuminazione ai locali interni bensì l'accumulo di energia termica proveniente dalla radiazione solare. A cavallo degli anni '70, le crisi petrolifere accelerarono le ricerche volte ad unire le questioni inerenti al risparmio energetico con lo sviluppo di nuove tecnologie di involucro.



Fig. 8.4. Mies Van der Rohe - Casa Farnsworth

Negli ultimi vent'anni le soluzioni architettoniche che integrano facciate a tutto vetro hanno aumentato notevolmente la loro popolarità. La nuova sfida riguarda la possibilità di trovare un equilibrio tra la riduzione dei consumi energetici ed il mantenimento degli standard necessari per il comfort illuminotecnico.

A questo proposito, le facciate vetrate a doppia pelle, dette anche *double skin facades* [28] forniscono un ottimo compromesso tra il massimo accesso alla luce del giorno e la massima efficienza in termini di controllo energetico. La double skin facade (DSF) consiste in una tradizionale facciata vetrata singola, raddoppiata, internamente o esternamente, da una seconda facciata anch'essa in vetro.

Una facciata interamente costituita da componenti vetrati, ha generalmente valori di trasmittanza termica notevolmente inferiori rispetto a quelli delle pareti opache,

con il conseguente incremento delle dispersioni di calore in inverno e dei flussi termici entranti in estate (a meno ovviamente dell'utilizzo di vetrate ad elevate prestazioni, come vetri basso emissivi, vetri camera con gas inerti, etc).

La double skin facade impiega invece la ventilazione naturale, diurna e notturna, per rimuovere il calore accumulato nell'intercapedine ricavata nell'involucro dell'edificio, garantendo al contempo l'illuminamento naturale degli ambienti.

L'impiego del sistema a doppia pelle vetrata rappresenta oggi una soluzione molto diffusa, soprattutto nell'edilizia terziaria. A tal proposito possono essere citati alcuni interessanti esempi quali la Biblioteca di Peckham di William Alsop, le Gallerie Lafayette di Jean Nouvel ed il GSW Headquarter di Sauerbruch Hutton[28].

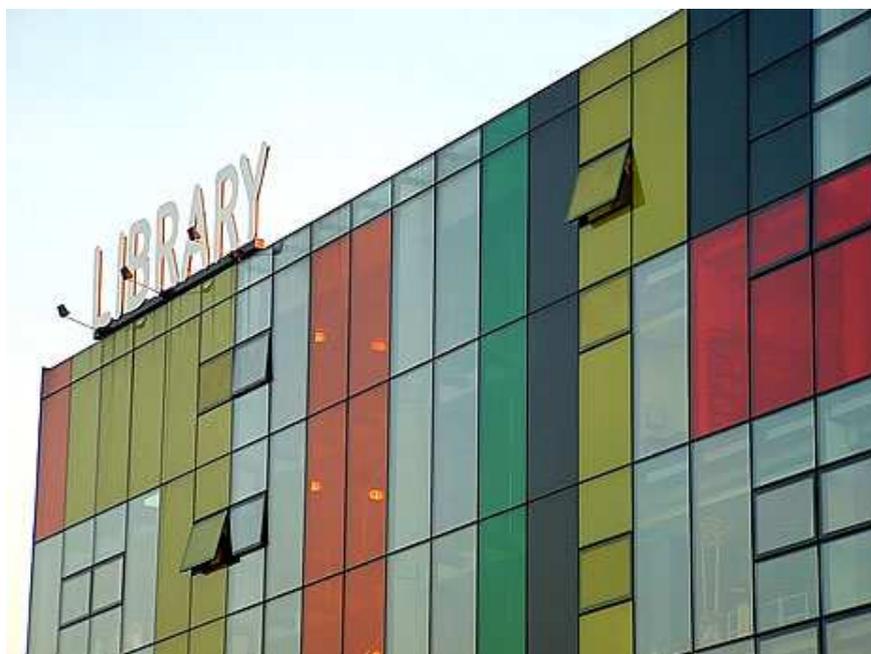


Fig. 8.5. William Alsop - Biblioteca di Peckham

Gli elementi costitutivi del sistema *double skin facade* (DSF) sono così riassumibili (vedi fig.8.6) [29]:

- Superficie vetrata interna;
- Veneziana;
- Intercapedine;
- Vetrata esterna.

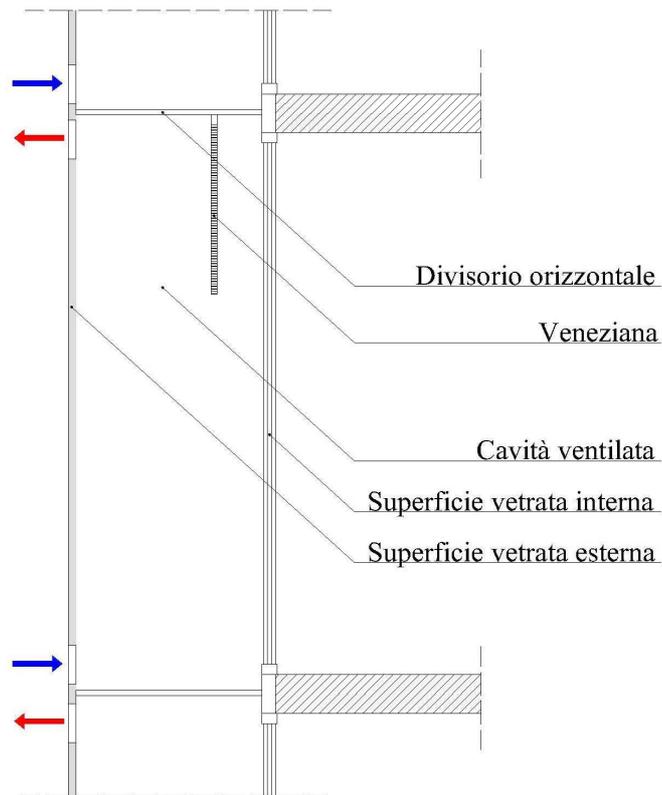


Fig 8.6. DSF - Box Window - Sezione

La superficie vetrata interna,   un elemento molto importante in quanto costituisce l'effettiva separazione tra ambiente esterno ed ambiente interno.

Questa superficie deve pertanto garantire il massimo isolamento termico, ed è pertanto normalmente realizzata con vetri doppi o tripli, per i quali generalmente si ricorre anche a speciali trattamenti superficiali basso-emissivi.

La veneziana, posta nell'intercapedine, generalmente ad un terzo dalla vetrata esterna, garantisce la schermatura dell'ambiente interno dagli apporti solari.

La superficie vetrata esterna infine funge da protezione dagli agenti atmosferici e dai rumori esterni.

L'intercapedine, generalmente di spessore compreso tra i 200 mm e i 1500 mm, costituisce un condotto in cui viene convogliato un flusso d'aria ed in cui viene eventualmente alloggiato il sistema di schermatura solare.

Le facciate a doppia pelle possono essere divise in due macrocategorie a seconda del tipo di ventilazione nel canale di ventilazione:

- Facciate a ventilazione forzata;
- Facciate a ventilazione naturale.

Nel primo caso la modalità di funzionamento è relativamente semplice: l'intercapedine, collegata ai condotti dell'impianto di ventilazione meccanica, preleva l'aria dall'ambiente interno, che viene immessa all'interno dell'intercapedine tramite delle bocchette posizionate in basso. In questo modo, l'aria a temperatura dell'ambiente interno, attraversa l'intercapedine dal basso verso l'alto raffrescando il volume d'aria e consentendo la riduzione del salto termico tra l'aria nell'intercapedine e quella del locale interno.

Nel secondo caso, invece, la ventilazione nell'intercapedine avviene naturalmente per merito del moto ascensionale generato dai gradienti termici e pressori.

Delle aperture d'ingresso e di uscita, poste rispettivamente alla base e nella parte superiore della superficie vetrata esterna, permettono l'entrata nell'intercapedine dell'aria proveniente dall'esterno.

La progettazione di una double skin facade, richiede l'elaborazione di complessi modelli termo-fluidodinamici, che devono tenere in considerazione le molteplici variabili del problema reale.

8.3 Principio di funzionamento di una double skin facade

Il moto dell'aria all'interno della cavità ventilata tra le due superfici apporta notevoli benefici dal punto di vista energetico alla struttura.

Durante i mesi invernali l'aria ha una temperatura più alta di quella esterna e può pertanto essere usata per preriscaldare l'aria di ventilazione o per essere direttamente immessa negli ambienti interni, garantendo al tempo stesso una riduzione delle dispersioni per trasmissione attraverso la superficie di involucro. Tramite l'inserimento di un sistema di schermatura nell'intercapedine d'aria compresa tra le due superfici vetrate, si possono limitare i carichi termici esogeni durante i mesi estivi, consentendo al contempo un buon sfruttamento dell'illuminazione naturale.

Nella stagione estiva la radiazione solare viene assorbita in modo più o meno accentuato a seconda delle proprietà di entrambi i vetri e del sistema di ombreggiatura. I carichi solari entranti sono quindi limitati sia dall'azione dovuta alla presenza della doppia pelle vetrata, sia dal flusso d'aria, con effetti differenti nel caso tale moto sia legato o meno alla presenza di un sistema meccanico di ventilazione. Quest'ultimo caso è quello che consente di ottenere i risultati energetici migliori. Del resto, affidare la ventilazione dell'intercapedine alle sole forze naturali generate dall'effetto camino è spesso inefficace, in quanto il volume d'aria movimentato non è costante ma anche fortemente variabile durante il giorno, con il conseguente instaurarsi di forti rischi di surriscaldamento.

Realizzare una facciata a doppia pelle non significa semplicemente anteporre un serramento ad un altro ad una distanza qualsiasi. Al contrario, la progettazione di

una vetrata doppia pelle richiede l'elaborazione di complessi modelli termodinamici e fluidodinamici che sono funzione di molteplici variabili. Fra queste le definizioni geometriche ed architettoniche ed i requisiti prestazionali, ma soprattutto la latitudine, la posizione, l'orientamento, l'irraggiamento di ogni singolo edificio o, più precisamente ancora, di ogni singolo fronte di ciascun edificio, definiscono un nuovo progetto che deve essere affrontato con serietà e consapevolezza. Pertanto il clima di ogni luogo interviene nella progettazione dell'involucro edilizio ottimale, definendo alcune scelte progettuali, siano le facciate a doppia pelle a ventilazione naturale, forzata o mista. Comunque anche l'opportunità di applicare queste tecnologie può essere valutabile in base a criteri variabili e soggettivi i cui valori si modificano da progetto a progetto: aspetto estetico, immagine, comfort termico, comfort acustico, resa di reale risparmio energetico, fruibilità degli ambienti.

8.4 Gli scambi termici in una DSF

La double skin facade è una struttura ventilata caratterizzata dalla contemporanea presenza delle tre tipologie di trasmissione del calore: convezione, conduzione ed irraggiamento[27].

La trasmissione di calore sarà causata da:

- gli scambi convettivi e radiativi tra l'ambiente esterno e la superficie vetrata esteriore;
- lo scambio conduttivo attraverso le due vetrate che delimitano la cavità ventilata;
- lo scambio radiativo tra i due paramenti vetrati;
- lo scambio termico convettivo tra i detti paramenti e l'aria circolante all'interno dell'intercapedine;

- gli scambi convettivi e radiativi tra l'ambiente condizionato e la superficie intradossale della vetrata interna.

Le superfici vetrate presentano una sostanziale differenza rispetto a quelle opache: mentre la radiazione solare incidente su una superficie opaca viene parzialmente assorbita e parzialmente riflessa, nel caso della superficie vetrata, una parte della radiazione viene invece trasmessa attraverso il vetro.

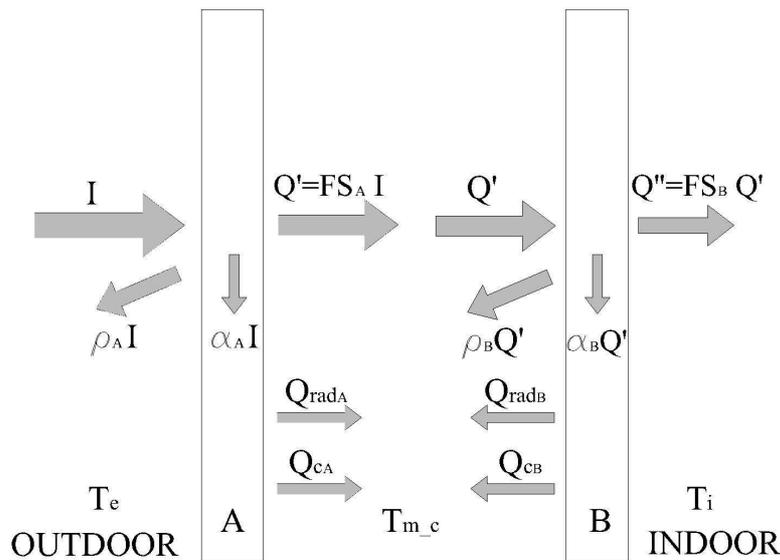


Fig.8.7 . Scambi termici in una struttura ventilata semitrasparente

L'aliquota della radiazione solare trasmessa attraverso la superficie vetrata esterna è stata definita come segue:

$$Q' = FS_A I \tag{8.3}$$

in cui FS_A rappresenta il fattore solare della vetrata esterna.

La vetrata interna si comporta in maniera sostanzialmente analoga a quella esterna, riflettendo parte della radiazione residua incidente e trasmettendo la restante parte verso l'ambiente condizionato interno.

Il flusso termico Q_{rif} riflesso dalla vetrata interna è stato definito come:

$$Q_{rif} = \rho_B Q' \quad (8.4)$$

in cui ρ_B è il coefficiente di riflessione della vetrata interna.

L'aliquota di calore Q'' trasmessa attraverso la vetrata interna è stata invece espressa come:

$$Q'' = FS_B Q' \quad (8.5)$$

in cui FS_B è il fattore solare della vetrata interna.

Il flusso di calore Q_A entrante nella cavità ventilata attraverso la vetrata esterna può essere scritto come:

$$Q_A = Q' + Q_{convA} + Q_{radA} \quad (8.6)$$

in cui Q' è la radiazione solare trasmessa attraverso il vetro, mentre Q_{convA} e Q_{radA} rappresentano rispettivamente il flusso convettivo e quello prodotto dal mutuo scambio radiativo tra le due vetrate.

Gli ultimi due termini nell'equazione 8.6 sono stati determinati utilizzando il metodo già adoperato nello studio condotto sulle strutture ventilate opache:

1. è stata fissata la temperatura della superficie vetrata T_w a contatto con l'aria nell'intercapedine;
2. mediante la formula di Gnielinski [15] e le altre correlazioni presentate nel capitolo 5 è stato calcolato un coefficiente di scambio termico h_i comprendente gli effetti degli scambi termici convettivi e radiativi;
3. è stato quantificato il flusso termico utilizzando la relazione:

$$(Q_{convA} + Q_{radA}) = h_i (T_w - T_f);$$
4. è stata eseguita una seconda iterazione sostituendo i valori ricavati dalla prima iterazione.

Il medesimo procedimento è stato utilizzato per il calcolo del flusso termico entrante nella cavità ventilata attraverso la superficie vetrata interna, espresso dalla relazione:

$$Q_B = Q'' + Q_{convB} + Q_{radB} \quad (8.7)$$

Il carico termico Q_{in} entrante nell'ambiente condizionato, infine, è stato calcolato utilizzando la formula seguente:

$$Q_{in} = (T_{mc} - T_i) / R_{int} + Q'' \quad (8.8)$$

in cui T_{mc} è la temperatura media dell'aria nell'intercapedine ventilata, T_i è la temperatura dell'ambiente interno mentre R_{int} rappresenta la resistenza termica compresa tra l'intercapedine e l'ambiente, espressa dalla relazione:

$$R_{int} = 1/h_i + R_B + r_i \quad (8.9)$$

in cui R_B è la resistenza termica del vetro interno ed r_i la resistenza liminare tra il vetro e l'ambiente interno.

8.5 Il Modello di calcolo

Uno dei passaggi critici del processo di risoluzione numerica del problema termo-fluidodinamico è l'individuazione del modello fisico più appropriato alla descrizione del problema reale.

La migliore scelta attuabile consiste generalmente nell'adottare, almeno in prima istanza, un modello fisico non eccessivamente complesso.

Sulla base di questa considerazione, sono state effettuate due scelte:

- l'utilizzo di un modello geometrico bidimensionale;
- l'introduzione dell'ipotesi di stazionarietà.

L'utilizzo di un modello in due sole dimensioni garantisce inoltre il contenimento degli oneri computazionali che altrimenti, utilizzando un modello 3d, aumenterebbero sensibilmente.

Il dominio di calcolo assunto (vedi fig.8.8) è costituito dalla cavità ventilata, compresa tra le due superfici vetrate e comunicante con l'ambiente esterno tramite due prese d'aria collocate alla base e nella parte sommitale della superficie vetrata esterna[29-30].

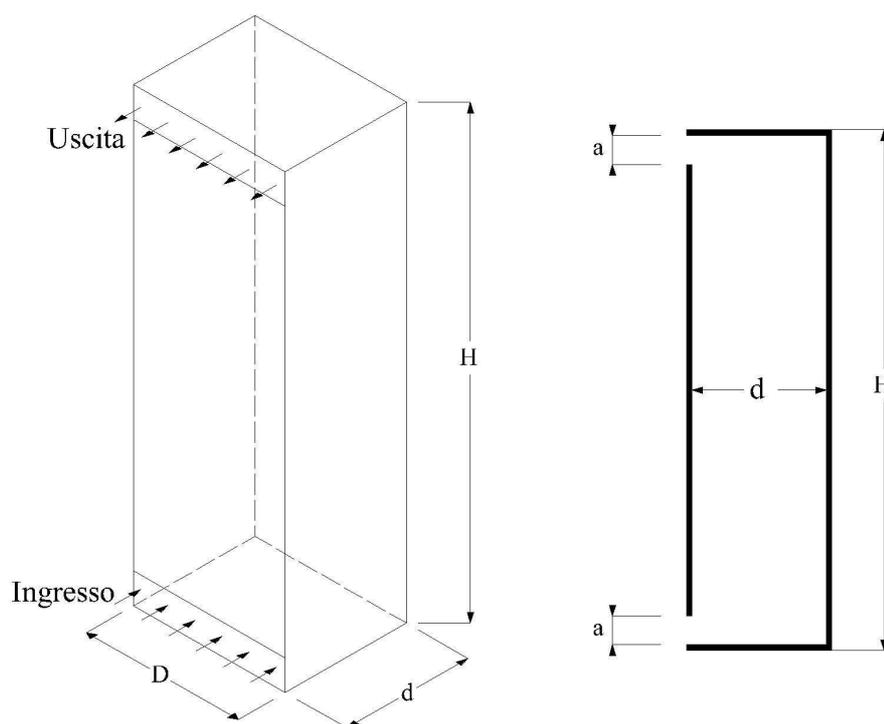


Fig.8.8. DSF – Modello geometrico 3d e 2d

Il modello geometrico ha un'altezza H ed una larghezza d . Avendo scelto un modello bidimensionale, la terza dimensione, la profondità D , assume valore unitario ($D=1\text{m}$). Le due prese d'aria hanno altezza pari ad a .

8.6 Le Equazioni di bilancio

Le seguenti equazioni di bilancio di Navier - Stokes che descrivono il moto di un fluido reale sono state applicate al volume di controllo, costituito dai due strati semi-trasparenti separati dal canale d'aria [35]:

- Legge di Conservazione della massa (continuità):

$$\frac{\partial}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (8.10)$$

- Legge di Conservazione del momento della quantità di moto :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (8.11)$$

- Legge di Conservazione dell'energia:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot [\vec{v} (\rho E + p)] = \nabla \cdot \left[k_{eff} \nabla T - \sum_i h_i \vec{j}_i + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right] + S_h \quad (8.12)$$

Le due equazioni di trasporto per il modello standard k-epsilon, ricavate anch'esse dalle equazioni di Navier-Stokes, possono essere scritte come di seguito riportato:

- Equazione dell'Energia cinetica turbolenta (k):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (8.13)$$

- Equazione della Dissipazione dell'energia cinetica turbolenta (ε):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_{3\varepsilon} P_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (8.14)$$

in cui la viscosità turbolenta è espressa dalla formula:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8.15)$$

Le costanti empiriche presenti nelle formule 8.11 e 8.12 hanno i seguenti valori [35]: $C_{1\varepsilon}=1,44$, $C_{2\varepsilon}=1,92$; $C_{3\varepsilon}=1$; $C_\mu=0,09$; $\sigma_\varepsilon=1,3$.e $\sigma_k=1,0$.

Le equazioni che governano il problema sono state risolte utilizzando il *metodo numerico dei volumi finiti* [13].

8.7 Discretizzazione del dominio di calcolo

La definizione della mesh è uno dei passaggi fondamentali nella risoluzione numerica del problema reale.

La semplicità del dominio da studiare ha consentito l'utilizzo di una rete strutturata caratterizzata dalla esclusiva presenza di elementi quadrangolari bidimensionali e da una connettività regolare.

Il dominio di calcolo è stato discretizzato con una mesh di quadrilateri con dimensione 1 cm x 1 cm.

Le due zone in prossimità delle superfici vetrate sono state invece trattate utilizzando le funzioni di parete e una mesh infittita di dimensioni 1 mm x 1 mm.

8.8 Condizioni al contorno

In matematica, una *condizione al contorno* è un vincolo imposto che la soluzione di un'equazione differenziale deve soddisfare ai margini del suo insieme di definizione. Nel caso delle equazioni differenziali alle derivate parziali, le condizioni al contorno si strutturano come imposizioni date alla soluzione su tutto un perimetro o una superficie.

Lo studio della double skin facade è stato condotto considerando due differenti modalità di moto dell'aria all'interno della cavità ventilata:

- ventilazione naturale;
- ventilazione forzata.

Nel primo caso il flusso d'aria all'interno dell'intercapedine è generato dai soli gradienti termici e pressori innescati dalla radiazione solare incidente sulla vetrata esterna.

Nella tabella 8.1 sono riportate le condizioni al contorno imposte al modello CFD in caso di sola ventilazione naturale [30]:

Nel secondo caso studiato, il moto dell'aria è ulteriormente alimentato dall'immissione, mediante una bocchetta disposta nell'elemento inferiore della struttura, di aria forzata con temperatura pari a quella dell'ambiente condizionato interno $T_{in}=T_i$.

Tabella 8.1 - Condizioni al contorno – Caso A: Ventilazione naturale

<i>El.</i>	<i>Q</i>	<i>T</i>	<i>p</i>	<i>k</i>	<i>ε</i>
<i>In</i>	-	$T_0=T_e$	$p_0=p_{atm}$	$k_0 = \frac{3}{2} Tu_0 v_0^2$	$\varepsilon = \varepsilon_0 = C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \frac{k_0^{\frac{3}{2}}}{Tu_0}$
<i>Out</i>	-	$T_H=T_e$	$p = p_0 - \rho_0 g H$	-	-
<i>Vetrata est.</i>	$Q=Q_A$	$T=T_A$	-	$k=0$	$\varepsilon = 2 (\mu/\rho) \left(\frac{C_{\mu}}{\kappa} \right) \left(\frac{\partial k_0^{3/2}}{\mu x_w} \right)$
<i>Vetrata int.</i>	$Q=Q_B$	$T=T_B$	-	$k=0$	$\varepsilon = 2 (\mu/\rho) \left(\frac{C_{\mu}}{\kappa} \right) \left(\frac{\partial k_0^{3/2}}{\mu x_w} \right)$
<i>El. Sup.</i>	$Q=0$	-	-	-	-
<i>El. Inf.</i>	$Q=0$	-	-	-	-

Nella tabella 8.2 sono riportate le condizioni al contorno imposte in corrispondenza della bocchetta d'immissione:

Tabella 8.2: Condizioni al contorno – Caso B: Ventilazione forzata

Elemento	Q	T	v	k	ϵ
Bocchetta d'immissione	-	$T_{in}=T_a$	$v=v_{in}$	$k_{in} = \frac{3}{2} Tu_{in} v_{in}^2$	$\epsilon = \epsilon_{in} = C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \frac{k_{in}^{\frac{3}{2}}}{Tu_{in}}$

Le altre condizioni al contorno rimangono immutate rispetto all'altro caso studiato.

Nelle figure 8.9 ed 8.10 sono schematizzate le condizioni al contorno impiegate nei due casi analizzati.

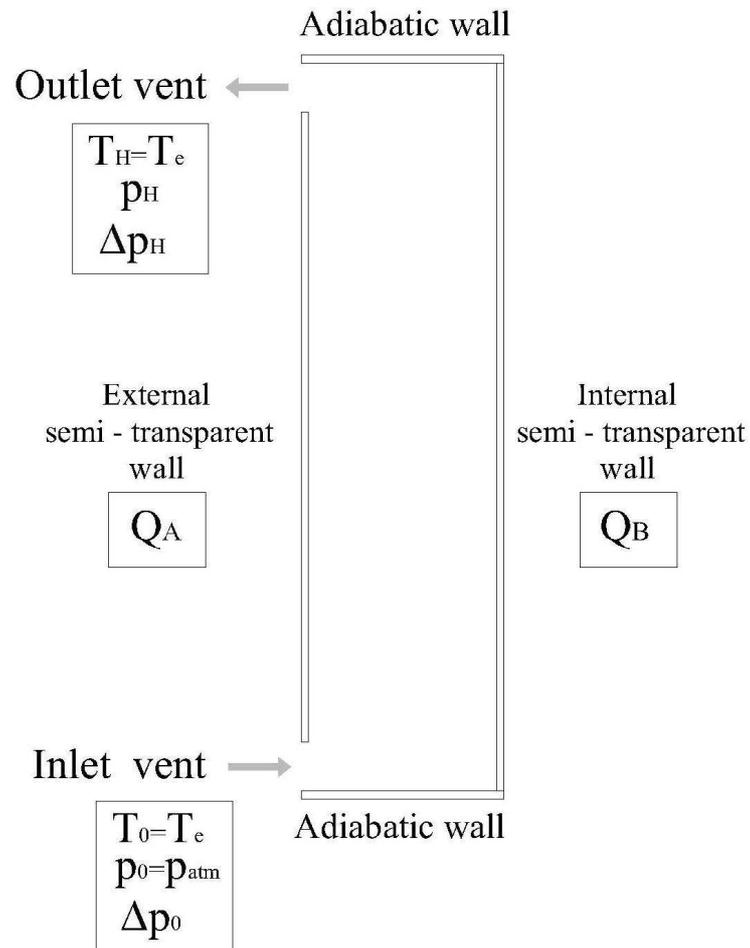


Fig.8.9. Condizioni al contorno – Caso A: ventilazione naturale

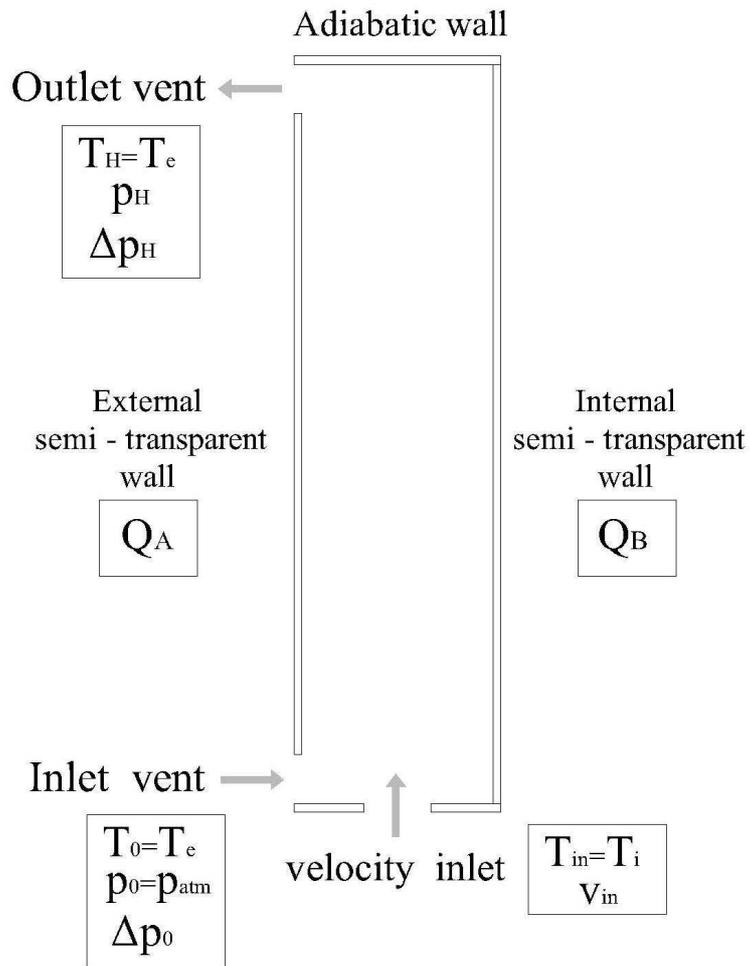


Fig.8.10. Condizioni al contorno – Caso B: ventilazione forzata

CAPITOLO 9

9. Double Skin Facade – risultati e discussione

L'analisi della prestazione energetica della double skin facade è stata effettuata mediante modellazione CFD del comportamento termo-fluidodinamico del sistema al variare delle caratteristiche geometriche del condotto, delle proprietà termofisiche dei materiali costituenti la struttura e delle condizioni termogeometriche al contorno.

Il caso studio condotto ha riguardato l'analisi di un *box window* con le seguenti caratteristiche geometriche:

- altezza $H = 3.0$ m;
- profondità $D = 1.0$ m;
- larghezza $d = 0.8$ m.

La cavità ventilata comunica con l'ambiente esterno tramite due prese d'aria collocate alla base e nella parte sommitale della superficie vetrata esterna, di altezza $a=0.2$ e profondità $D=1.0$ m.

Per le due superfici vetrate che delimitano il condotto ventilato, sono state scelte le seguenti tipologie di vetro:

- *Vetrata esterna*: un vetro stratificato antisolare, con $FS=0.5$, in modo tale da ridurre la radiazione solare trasmessa all'interno della cavità ventilata;
- *Vetrata interna*: un doppio vetro camera caratterizzato da un basso valore di trasmittanza termica, al fine di limitare il flusso termico trasmesso tra la cavità

ventilata e l'ambiente interno condizionato. La superficie estradossale del vetro, quella rivolta verso l'intercapedine, ha un valore del coefficiente di riflessione solare pari a $\rho_s=0.2$.

Le caratteristiche energetiche dei vetri utilizzati nella simulazione CFD del comportamento della DSF sono riportate nella seguente tabella.

Tabella 9.1 - Caratteristiche energetiche delle vetrate studiate:

Elemento	Descrizione	Sp. Vetro (mm)	Sp. Int. (mm)	U_{vet} (W/m ² K)	U_{telaio} (W/m ² K)	U_{tot} (W/m ² K)	FS	ρ_s
Vetrata esterna	Vetro stratificato antisolare	12	-	5.650	4.200	5.418	0.5	0.2
Vetrata interna	Doppio vetro – intercapedine con argon	5+5	15	2.597	4.200	3.110	0.6	0.2

L'aria è stata considerata un gas ideale comprimibile con un calore specifico (c_p) di 1005 J kg⁻¹K⁻¹.

Per le resistenze liminari interna ed esterna sono stati assunti i seguenti valori:

$$r_i = 0.13 \text{ m}^2\text{KW}^{-1} \text{ ed } r_e = 0.04 \text{ m}^2\text{KW}^{-1}.$$

Le emissività delle superfici interne dell'intercapedine sono state imposte pari a $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0.5$.

La modellazione del sistema reale è stata realizzata, come per gli studi condotti sulle strutture ventilate opache, utilizzando il pre-processor "Gambit" ed il codice di calcolo "Fluent".

Il criterio di convergenza numerica utilizzato richiede che la massima differenza relativa tra due iterazioni consecutive, per ogni variabile locale, sia inferiore a 10^{-3} .

La convergenza è stata generalmente ottenuta dopo un numero di iterazioni, variabile da caso a caso, ma sempre compreso tra 500 e 1500 iterazioni.

9.1 Caso A – Ventilazione naturale dell'intercapedine

In una prima fase è stato studiato il comportamento della double skin facade in regime di ventilazione naturale, ossia col moto dell'aria nell'intercapedine innescato dai gradienti termici e pressori.

Le simulazioni numeriche sono state condotte considerando le seguenti condizioni climatiche:

$$T_i = 297 \text{ K}, T_0 = T_e = 301 \text{ K}, I = 500 \text{ W/m}^2.$$

La superficie vetrata esterna è caratterizzata da un fattore solare $FS_A=0.5$, mentre quella interna ha un coefficiente di riflessione energetica $\rho_i=0.2$.

9.1.1 Variazione della larghezza dell'intercapedine (d)

Preliminarmente è stata analizzata l'influenza della larghezza della cavità ventilata d sul comportamento della struttura. Sono state pertanto condotte alcune simulazioni mantenendo inalterate le condizioni climatiche ($T_e=301 \text{ K}$; $T_i = 297 \text{ K}$; $I=500 \text{ W/m}^2$) e variando la larghezza dell'intercapedine d , da 0.2 m a 1.0 m.

Le figure 9.1, 9.2 e 9.3 mostrano i profili di temperatura ricavati simulando il comportamento della struttura per due differenti larghezze della cavità ventilata: $d(1)=0.2 \text{ m}$, $d(2)=0.6 \text{ m}$ e $d(3)=0.8 \text{ m}$.

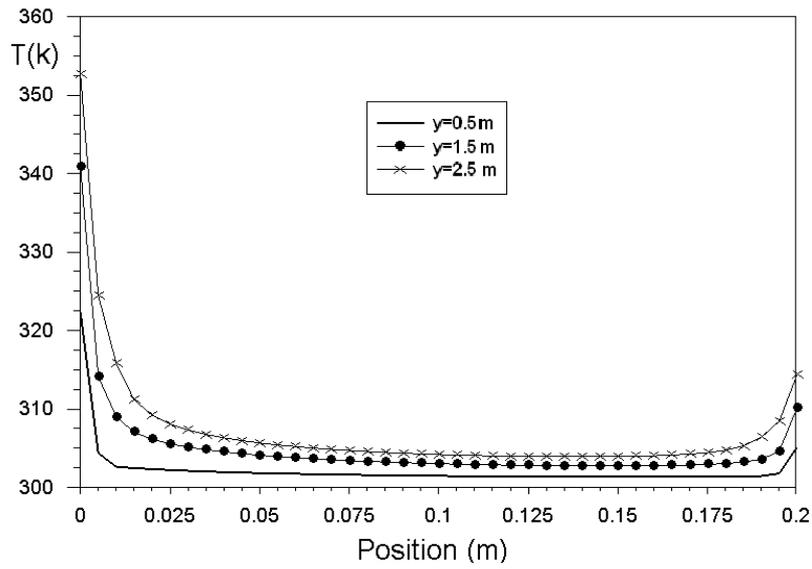


Fig.9.1. DSF- Profili di temperatura(k) per $d=0.2$ m ($H=3$ m, $T_e=301$ K, $I=500W/m^2$, $FS_A=0.5$)

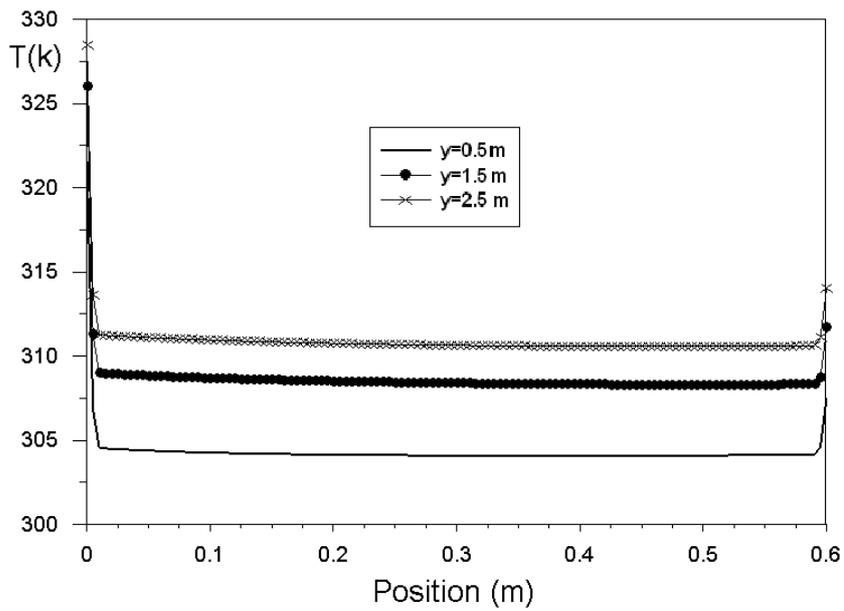


Fig.9.2. DSF- Profili di temperatura(k) per $d=0.6$ m ($H=3$ m, $T_e=301$ K, $I=500W/m^2$, $FS_A=0.5$)

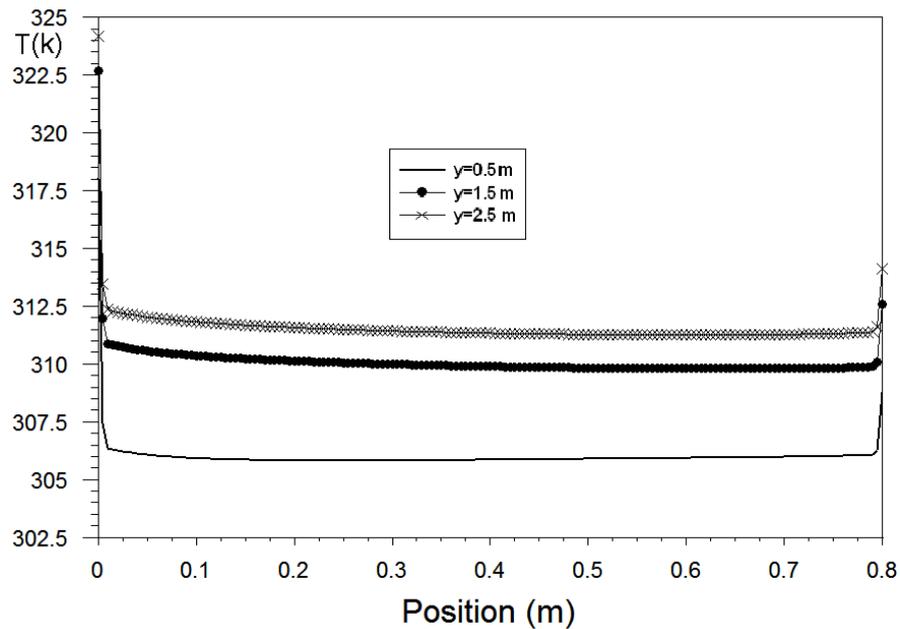


Fig.9.3. DSF- Profili di temperatura(k) per $d=0.8$ m ($H=3$ m, $T_e=301$ K, $I=500\text{W/m}^2$, $FS_A=0.5$)

È possibile notare che l'aria si riscalda sensibilmente procedendo lungo la direzione del moto, a causa dell'effetto combinato dei flussi termici Q_A e Q_B trasmessi rispettivamente attraverso la vetrata esterna e quella interna nonché ovviamente dall'effetto serra che si genera all'interno della cavità ventilata.

L'aria nella parte centrale del condotto ha una temperatura minore rispetto a quella in prossimità delle due pareti. Il fenomeno è particolarmente evidente nel caso della DSF con intercapedine larga 20 cm, in cui sono state riscontrate temperature molto alte, anche prossime ai 350K in corrispondenza dell'intradosso della superficie vetrata esterna. Nella struttura con $d=0.6\text{m}$, le temperature massime rilevate, sempre in prossimità della vetrata esterna, sono di circa 330 K, mentre in quella con $d=0.8\text{m}$ sono invece dell'ordine di 325 K

Le temperature dell'aria in prossimità della superficie vetrata interna, per tutti e tre i casi presentati, sono simili e comprese tra i 305K per $y=0.5$ m e 315K per $y=2.5$ m.

Pertanto come era lecito attendersi una minore dimensione della cavità ventilata comporta un più elevato riscaldamento dell'aria.

La figure 9.4 e 9.5 mostrano i contours di velocità per $d(1)=0.2$ m, $d(2)=0.6$ m e $d(3)=0.8$ m.

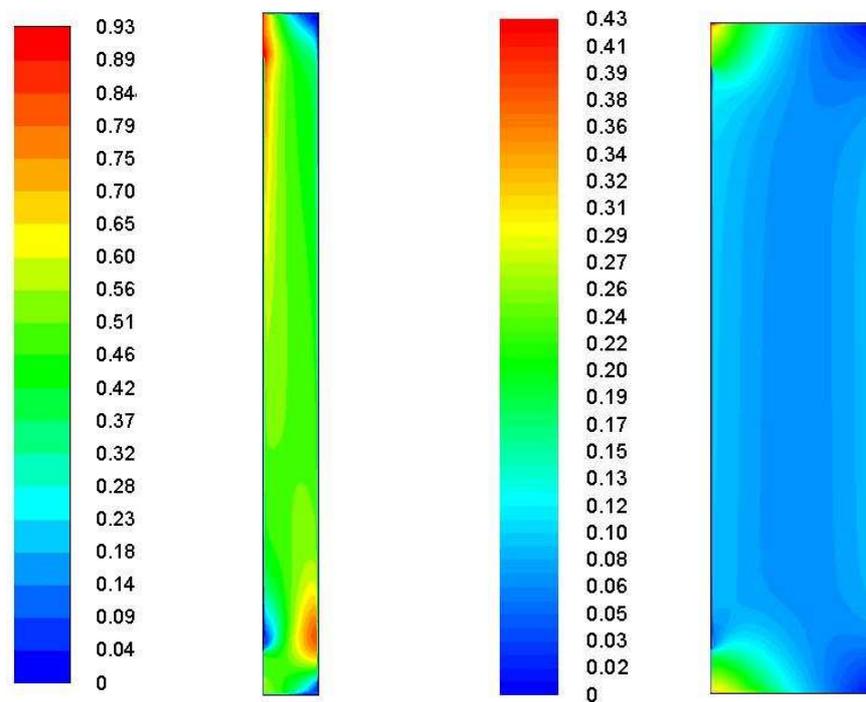


Fig.9.4. DSF- Contours di velocità(m/s) per $d=0.2$ m e $d=0.6$ m($H=3$ m, $T_e=301$ K, $I=500\text{W}/\text{m}^2$, $FS_A=0.5$)

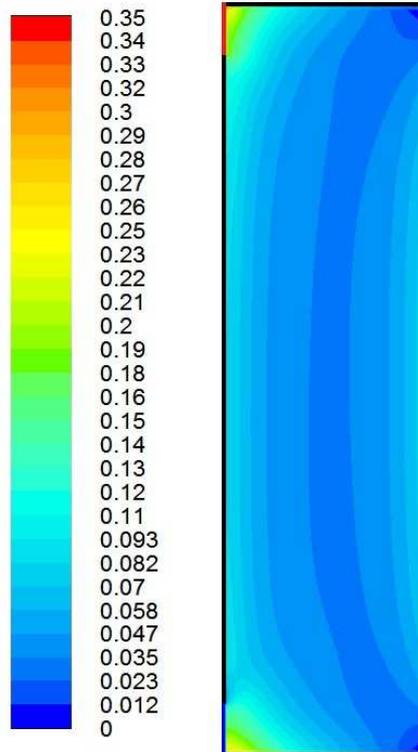


Fig.9.5. DSF- Contours di velocità(m/s) per $d=0.8$ m ($H=3$ m, $T_e=301$ K, $I=500\text{W/m}^2$, $FS_A=0.5$)

È possibile osservare che incrementando la dimensione del canale ventilato il flusso d'aria risente meno degli attriti superficiali.

Nel caso della cavità ventilata larga 20 cm, l'aria si muove con una velocità media di circa 0.5 m/s ed il moto è turbolento, come dimostrato dalle variazioni di velocità.

Negli altri due esempi riportati, caratterizzati da cavità ventilate rispettivamente di larghezza $d=60$ cm e $d=80$ cm, l'aria fluisce invece con moto laminare ed una velocità media minore, circa 0.1 m/s.

Il grafico in figura 9.5 mostra l'andamento della temperatura media T_{mc} dell'aria al variare della larghezza della cavità ventilata d .

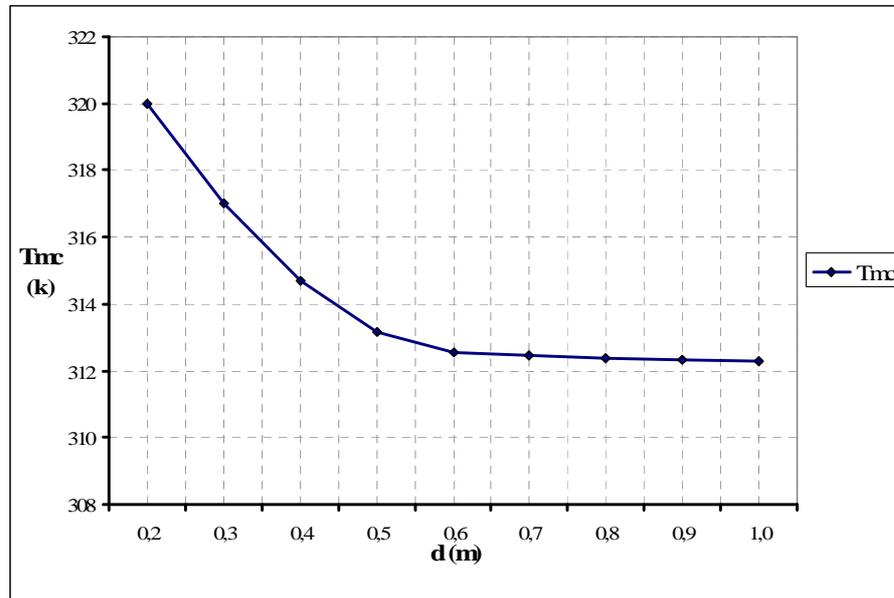


Fig. 9.5. Andamento di T_{mc} al variare della larghezza dell'intercapedine d ($H=3$ m, $a=0.2$, $T_e=301$ K, $I=500$ W/m², $FS_A=0.5$)

È evidente l'esistenza di un rapporto di proporzionalità inversa tra la temperatura media T_{mc} dell'aria e la larghezza d della cavità ventilata. È inoltre possibile osservare che:

- per valori di d compresi tra 0.2 e 0.5 m, T_{mc} decresce in maniera più veloce all'aumentare di d (da 320 K fino a 313K);
- per $d > 0.6$ m la temperatura media dell'aria nella cavità ventilata si attesta su un valore di poco superiore a 312 K.

Pertanto intercapedini di larghezza superiore a 0.6 m, garantiscono valori più bassi di T_{mc} , con conseguenti riduzioni del carico termico Q_{in} entrante nell'ambiente condizionato.

Risulta pertanto assai sconsigliabile realizzare di double skin facades con intercapedini di larghezza inferiore a 60 cm, di contro, per larghezze del canale ventilato superiori a 60 cm, l'utilizzo di questo tipo di struttura, mantenendo l'aria nella cavità più fresca, garantisce degli interessanti benefici energetici.

9.1.2 Variazione della dimensione delle aperture di ventilazione(a)

Ulteriori simulazioni numeriche sono state condotte mantenendo invariate le condizioni climatiche ($T_e=301$ K; $T_i = 297$ K; $I=500$ W/m²) e variando l'altezza a delle due aperture che collegano l'intercapedine con l'ambiente esterno, da 0.05 m a 0.3 m.

Le figure 9.6 e 9.7 mostrano i profili di temperatura ricavati simulando il comportamento della struttura rispettivamente con $a(1)=0.1$ m e $a(2)=0.3$ m.

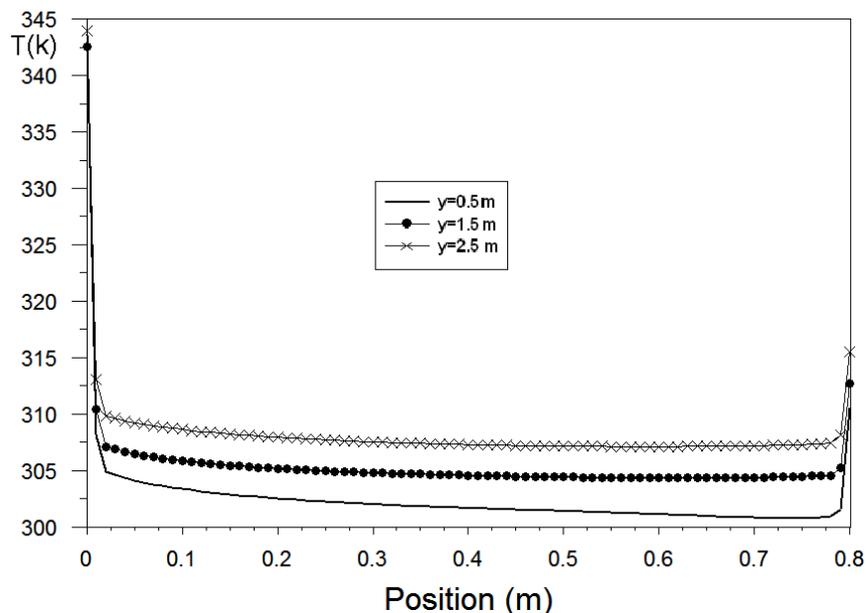


Fig.9.6. DSF- Profili di temperatura (K) per $a=0.1$ m ($H=3$ m, $d=0.8$ m, $T_e=301$ K, $I=500$ W/m², $FS_A=0.5$)

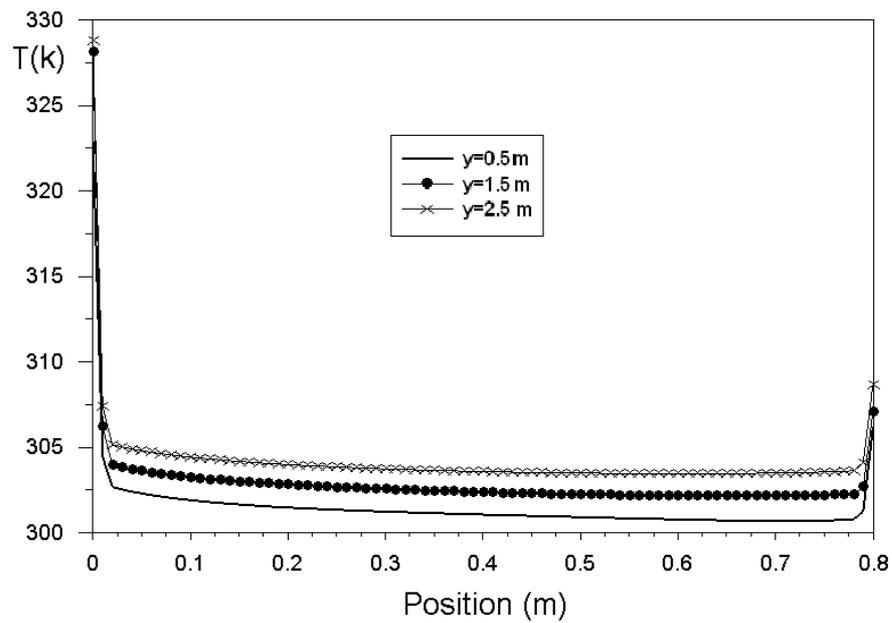


Fig.9.7. DSF- Profili di temperatura (K) per $a=0.3\text{ m}$ ($H=3\text{ m}$, $d=0.8\text{ m}$, $T_e=301\text{ K}$, $I=500\text{ W/m}^2$, $FS_A=0.5$)

Dal raffronto dei profili ricavati nei due esempi riportati, si osserva che l'aria nell'intercapedine si riscalda maggiormente nel primo caso, quello con le aperture di collegamento tra ambiente esterno ed intercapedine più strette ($a=0.1\text{ m}$), in cui si osserva una temperatura media di circa 310 K in corrispondenza della sezione a $y=2.5\text{ m}$, a fronte dei 305 K ottenuti nel caso studio con $a=0.3\text{ m}$ (sempre a $y=2.5\text{ m}$).

La figura 9.8 mostra i contours velocità ricavati simulando il comportamento della struttura per rispettivamente con $a(1) = 0.1\text{ m}$ ed $a(2) = 0.3\text{ m}$.

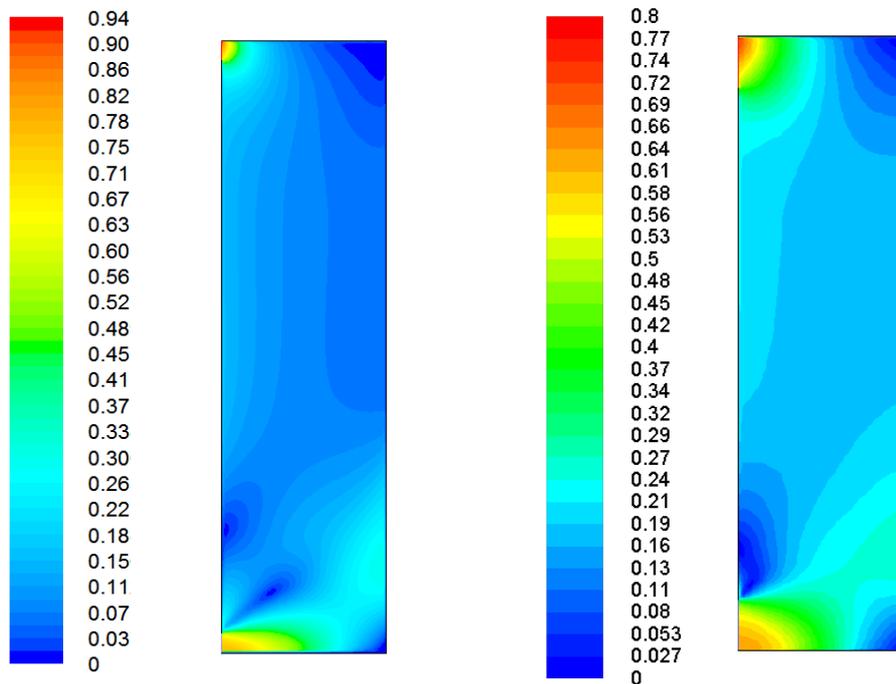


Fig.9.7. DSF- Contours di velocità(m/s) per $a=0.1$ m e $a=0.3$ m ($H=3$ m, $d=0.8$ m, $T_e=301$ K, $I=500$ W/m², $FS_A=0.5$)

La dimensione delle aperture di ventilazione influisce sulla velocità dell'aria nella cavità ventilata: in entrambi i casi analizzati il moto dell'aria è laminare, seppure con presenza di alcune perturbazioni, e caratterizzato da velocità molto basse, ma mentre nel primo caso, quello con $a=0.1$ m, l'aria si muove con una velocità media minore, dell'ordine di 0.11-0.13 m/s, nel secondo esempio, con aperture di dimensione $a=0.3$ m, l'aria fluisce con una velocità di circa 0.2 m/s.

Il grafico in figura 9.8 mostra l'andamento della temperatura media T_{mc} dell'aria al variare della altezza a delle aperture sulla superficie vetrata esterna.

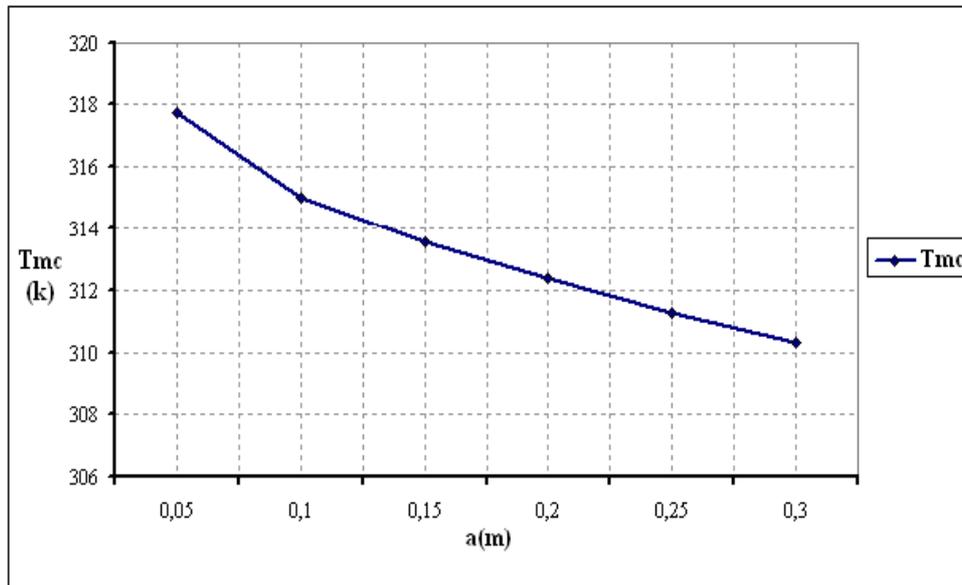


Fig. 9.8. Andamento di T_{mc} al variare della larghezza della dimensione delle aperture a ($H= 3$ m, $d=0.8$ m; $T_e=301$ K, $I=500$ W/m², $FS_A= 0.5$)

Si può notare l'esistenza di un rapporto di proporzionalità inversa tra la temperatura media T_{mc} dell'aria nella cavità ventilata e la dimensione delle aperture di ventilazione a : considerando un valore minimo della dimensione delle aperture pari a 10 cm, valore limite affinché si inneschi il moto dell'aria nella cavità, ad un aumento della dimensione delle aperture di 10 cm corrisponde una riduzione di T_{mc} di circa 2K.

La scelta di aperture molto strette è pertanto poco consigliata perché determina un considerevole riscaldamento dell'aria nella cavità ventilata ed il conseguente aumento del carico termico entrante nell'ambiente condizionato.

9.1.3 Variazione del fattore solare della vetrata esterna (FS_A)

Come già detto nel precedente capitolo il Fattore Solare FS indica il rapporto tra l'energia termica globalmente trasmessa dalla lastra e quella incidente su di essa: un vetro caratterizzato da un elevato valore di questo parametro è pertanto più permeabile alla radiazione solare incidente.

Attualmente in commercio sono disponibili vetri con fattori solari in un range molto vasto compreso tra dei valori prossimi a 0.2 per i vetri a controllo solare fino a 0.8 per i vetri tradizionali.

Lo studio del comportamento della double skin facade al variare di FS_A è stato condotto mediante delle simulazioni numeriche in cui sono state mantenute invariate sia la geometria del canale ventilato ($H=3\text{m}$; $d=0.8\text{ m}$; $l=0.2\text{m}$) che le condizioni climatiche ($T_e=301\text{ K}$; $T_i = 297\text{ K}$; $I=500\text{ W/m}^2$) mentre il fattore solare della superficie vetrata esterna FS_A è stato variato da 0.4 a 0.8.

La figura 9.8 mostra i contours di temperatura e di velocità ricavati utilizzando una vetrata esterna con un valore del FS_A pari a 0.7.

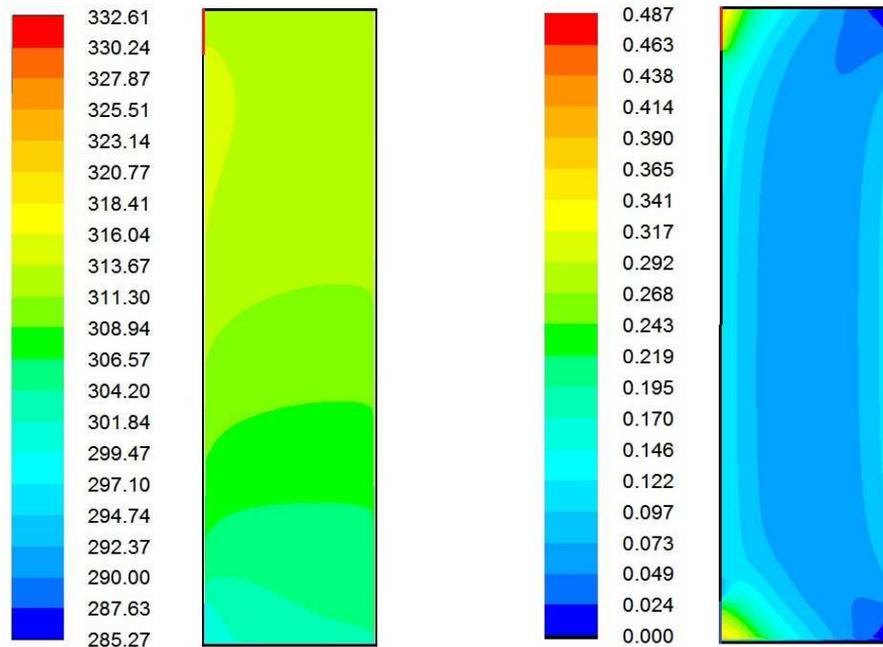


Fig.9.9. DSF- Contours di temperatura(k) e velocità (m/s) ($H=3$ m, $d=0.8$ m, $T_e=301$ K, $I=500\text{W/m}^2$, $FS_A=0.7$)

Anche in questo caso è possibile notare come la temperatura dell'aria cresca notevolmente procedendo nel verso del moto e che nel complesso, come del resto era logico attendersi, l'aria sia più calda rispetto al caso con $FS_A=0.5$ (vedi fig. 9.5) per effetto della maggiore radiazione solare trasmessa attraverso la vetrata esterna.

Le velocità dell'aria rilevate per $FS_A=0.7$, invece, non si discostano in maniera significativa da quelle ottenute in analoghe condizioni climatiche utilizzando una vetrata esterna con un $FS_A=0.5$.

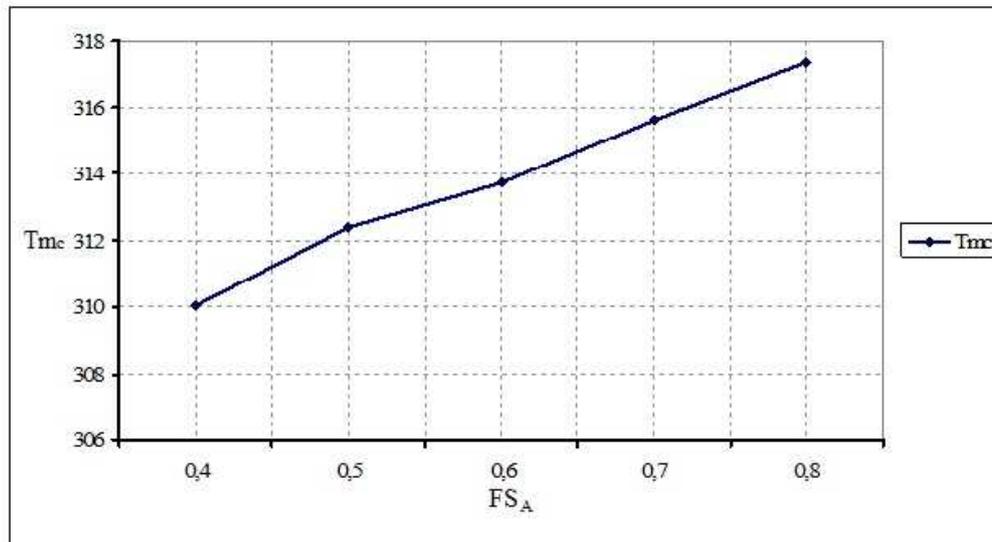


Fig. 9.10. Andamento di T_{mc} al variare del fattore solare della vetrata esterna FS_A ($H=3$ m, $d=0.8$ m, $T_e=301$ K, $I=500W/m^2$)

Nel grafico in figura 9.10 è possibile notare l'influenza del fattore solare della vetrata esterna FS_A sulla prestazione energetica della struttura. È evidente l'esistenza di un rapporto di proporzionalità lineare tra la temperatura media T_{mc} dell'aria all'interno della cavità ventilata ed il fattore solare FS_A : considerando un Fattore Solare minimo di 0.4, è stato osservato che ad un incremento del 10% di FS_A corrisponde un aumento di circa 2 K di T_{mc} .

La scelta di un vetro esterno con un basso valore del fattore solare consente pertanto di mantenere l'aria nell'intercapedine ventilata più fresca durante la stagione estiva, con la conseguente riduzione dei carichi termici da abbattere con l'impianto di condizionamento.

9.2 Caso B – Ventilazione forzata dell'intercapedine

L'utilizzo della DSF può avere significativi vantaggi quando l'intercapedine è collegata ai condotti dell'impianto di ventilazione meccanica che preleva l'aria dall'ambiente interno a temperatura $T_{in}=T_i$, e la immette nella cavità ventilata tramite delle bocchette posizionate in basso. In questo modo, l'aria a temperatura dell'ambiente interno raffresca il volume d'aria, consentendo la riduzione del salto termico tra l'aria nell'intercapedine e quella del locale interno.

Ovviamente in questo caso non si può parlare di ventilazione naturale bensì di *ventilazione forzata*.

Lo studio del comportamento della DSF in regime di ventilazione forzata è stato condotto mediante delle simulazioni numeriche in cui, mantenendo invariate sia la geometria del canale ventilato ($H=3m$; $d=0.8$ m; $l=0.2m$) che le condizioni climatiche ($T_e=301$ K; $T_i = 297$ K; $I=500$ W/m²), è stata introdotta nella cavità ventilata dell'aria a temperatura $T_{in}=T_i=297$ K.

Le figura 9.11 mostra i contours di temperatura e velocità ricavati simulando il funzionamento della DSF, in caso di immissione all'interno dell'intercapedine di aria prelevata dall'ambiente interno condizionato, con temperatura $T_{in}=T_i=297$ K e velocità d'immissione $v_{in}=1$ m/s.

La miscelazione dell'aria prelevata dall'ambiente interno a temperatura $T_{in}=T_i=297$ K con quella entrante dall'esterno alla temperatura $T_0=T_e=301$ K, provoca una notevole riduzione della temperatura media T_{mc} dell'aria nella cavità rispetto ai casi precedentemente osservati in presenza di sola ventilazione naturale.

L'incremento della portata d'aria circolante nell'intercapedine permette di asportare per ventilazione una discreta parte dei carichi termici complessivi.

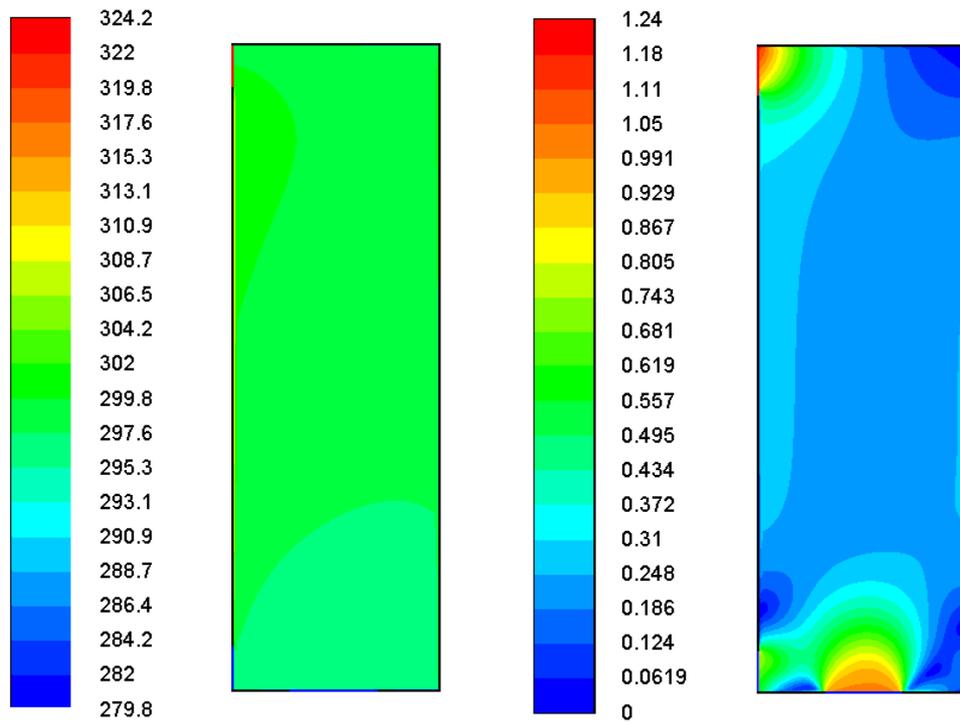


Fig.9.11. DSF- Contours di temperatura(k) e velocità(m/s) ($H=3$ m, $d=0.8$ m, $T_e=301$ K, $I=500\text{W/m}^2$, $FS_A=0.5$, $v_{in}=1\text{m/s}$, $T_{in}=297$ K)

Il grafico in figura 9.12 mostra l'andamento della T_{mc} all'interno della cavità ventilata variando la velocità d'immissione v_{in} dell'aria prelevata dall'ambiente interno da 1 m/s fino a 3 m/s.

Le tre curve rappresentate nel grafico sono state ricavate per tre differenti temperature d'immissione: $T_{in(1)}=296\text{K}$, $T_{in(2)}=297\text{K}$ e $T_{in(3)}=298\text{K}$.

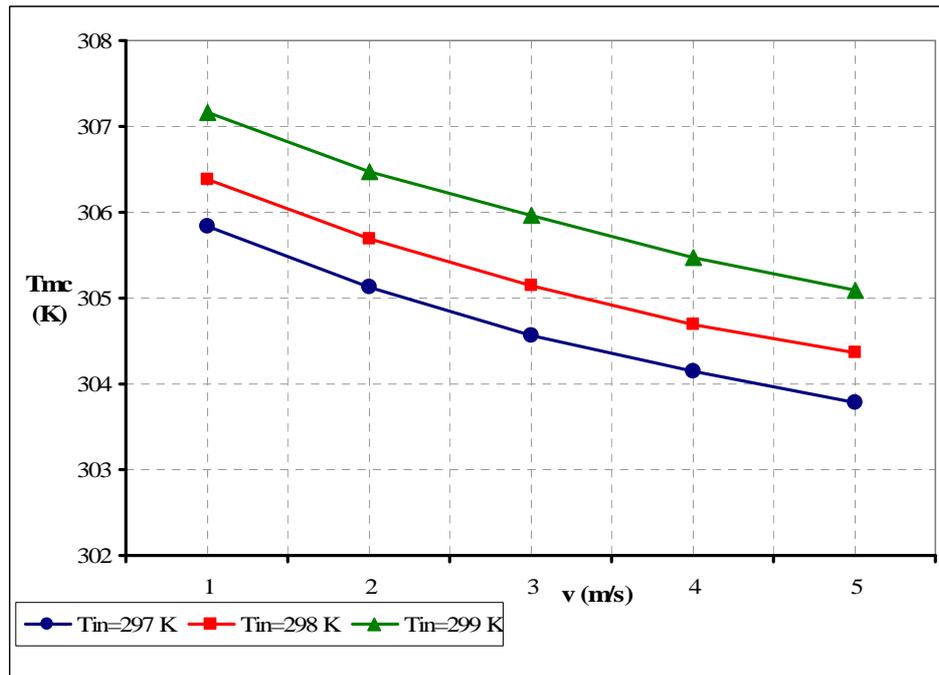


Fig. 9.12. Andamento di T_{mc} al variare della velocità d'immissione dell'aria v_{in} ($H=3$ m, $d=0.8$ m, $T_e=301$ K, $I=500\text{W/m}^2$, $FS_A=0.5$)

È possibile notare come la temperatura media T_{mc} dell'aria nell'intercapedine diminuisca notevolmente per velocità d'immissione v_{in} crescenti.

Ciò ovviamente comporta una riduzione del carico termico Q_{in} entrante nell'ambiente condizionato, causato dalla diminuzione del primo addendo nella formula $Q_{in}=(T_{mc}-T_i)/R_{int} + Q''$.

Il flusso termico causato dalla radiazione solare Q'' , in questo caso, rimane invece sostanzialmente invariato.

È pertanto possibile affermare che la ventilazione forzata dell'intercapedine garantisce un significativo miglioramento della prestazione energetica della double skin facade, incrementandone notevolmente le capacità di rimozione dei carichi termici.

9.3 Trasmissione attraverso le pareti trasparenti

Il flusso entrante attraverso i vetri trasparenti delle finestre si compone di due termini:

- il flusso q_{tr} dovuto alla differenza di temperatura tra ambiente esterno ed interno;
- il flusso q_{sol} dovuto alla radiazione solare.

Il primo termine si calcola con la seguente formula:

$$q_{tr} = U_{tot}(T_e - T_i) \quad (9.1)$$

in cui U_{tot} è il coefficiente di trasmissione termica della finestra in regime stazionario e $(T_e - T_i)$ la differenza tra la temperatura dell'aria esterna e quella dell'aria interna.

Assai più rilevante può essere il flusso termico q_{sol} entrante nel locale a causa della radiazione solare incidente.

Le vetrate e le finestre infatti assorbono e riflettono solo una piccola parte della radiazione solare incidente, lasciando passare per trasparenza (se non sono appositamente schermate) oltre l'80 % della radiazione stessa.

Il flusso di potenza solare entrante è espresso dalla relazione:

$$q_{sol} = 0.87 I SH \quad (9.2)$$

in cui i simboli hanno il seguente significato:

- 0.87 è il coefficiente di trasparenza del vetro chiaro per raggi perpendicolari alla superficie;
- I è il massimo irraggiamento solare mensile incidente sul piano del vetro;
- SH è il coefficiente di schermatura o di shading;

I è la radiazione solare massima è ovviamente funzione del mese considerato e dell'esposizione dell'oggetto.

Il coefficiente di shading (SH) esprime il rapporto tra il flusso radiativo entrante attraverso il vetro in esame e quello che entrerebbe attraverso un vetro semplice di spessore 3 mm. Esso tiene conto dell'eventuale presenza di vetri schermanti (assorbenti o riflettenti), oppure della presenza di schermature, tendaggi interni o esterni.

Nel caso della double skin facade, in presenza di ventilazione (naturale o forzata) il carico termico q_{in} entrante nell'ambiente condizionato, è stato calcolato utilizzando la formula seguente[33]:

$$q_{in} = (T_{mc} - T_i) / R_{int} + q'' \quad (9.3)$$

in cui q'' è la radiazione solare residua trasmessa attraverso la superficie vetrata interna, T_{mc} è la temperatura media dell'aria nell'intercapedine ventilata, T_i è la temperatura dell'ambiente interno mentre R_{int} rappresenta la resistenza termica compresa tra l'intercapedine e l'ambiente.

La valutazione della radiazione solare entrante q'' ha richiesto preliminarmente il calcolo, mediante la relazione 9.2, del flusso termico q' trasmesso attraverso la vetrata esterna.

Successivamente è stato possibile determinare l'aliquota di q' trasmessa al locale condizionato, espressa dalla relazione seguente:

$$q'' = 0.87 q' SH_B \quad (9.4)$$

La comparazione tra i flussi termici entranti nell'ambiente condizionato, sia attraverso dei serramenti tradizionali che nel caso della double skin facade è stata effettuata considerando tre differenti tipologie di infisso:

- il serramento *II*, con doppio vetro camera isolante ed intercapedine in argon (5-15-5).

- il serramento I2, con vetro camera triplo, anch'esso con intercapedini riempite di argon (5-15-5-15-5)
- la DSF, costituita da due superfici vetrate: un vetro stratificato all'esterno ed un doppio vetro camera (5-15-5) all'interno.

I primi due serramenti esterni studiati, I1 ed I2, hanno un telaio metallico a taglio termico, costituito da montanti e traversi tutti larghi 10 cm.

La DSF è invece irrigidita tramite degli elementi, anch'essi in metallo, di larghezza 5 m ciascuno.

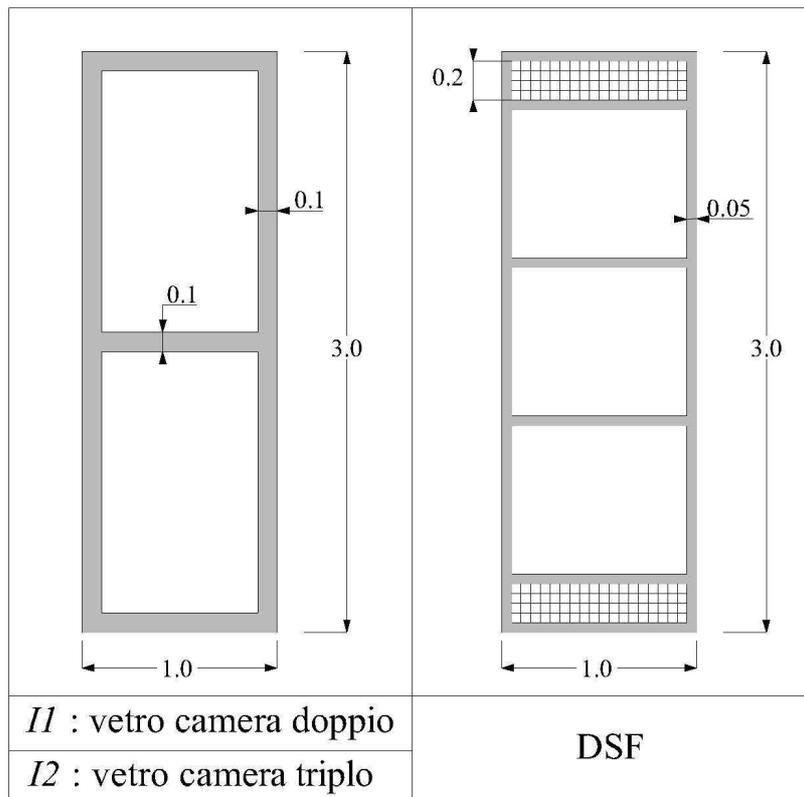


Fig 9.13. Caratteristiche geometriche delle strutture I1 , I2 e DSF

Le caratteristiche geometriche ed energetiche delle tre tipologie di involucro studiate, I1, I2 e DSF, sono riportate nella tabella 9.2.

Tabella 9.2- Caratteristiche geometriche ed energetiche dei serramenti vetrati analizzati

Infisso	Descrizione	Sp. Vetro (mm)	Sp. Int. (mm)	U_{vet} (W/m ² K)	U_{tot} (W/m ² K)	A_{vet} (m ²)	A_{telaio} (m ²)	FS
<i>I1</i>	Doppio vetro camera	5+5	15	2.597	3.247	2.160	0.840	0.7
<i>I2</i>	Triplo vetro camera	5+5+5	15+15	1.852	2.681	2.160	0.840	0.6
<i>DSF</i>	Vetro esterno: stratificato	12	-	5.650	5.418	2.7	0.3	0.5
	Vetro interno: doppio vetro	5+5	15	2.597	3.012	2.7	0.3	0.6

La comparazione è stata condotta considerando le superfici vetrate sprovviste di sistema di oscuramento.

Ai fattori di schermatura nell'equazione 9.2 sono stati pertanto assegnati i valori di seguito riportati:

- $SH_1 = 0.8$ per l'infisso *I1*, quello con il doppio vetro camera;
- $SH_2 = 0.68$ nel caso della tipologia *I2*, quello con il vetro triplo.

La temperatura dell'ambiente interno è stata imposta costante durante tutta la giornata e pari a $T_i = 297$ K.

Lo studio è stato condotto considerando le condizioni climatiche di una giornata estiva (luglio) per la città di Catania (Sicilia).

Le figure 9.14 e 9.15 mostrano le variazioni orarie della temperatura esterna all'ombra T_e e della radiazione solare I incidente su una superficie verticale esposta a Sud [34].

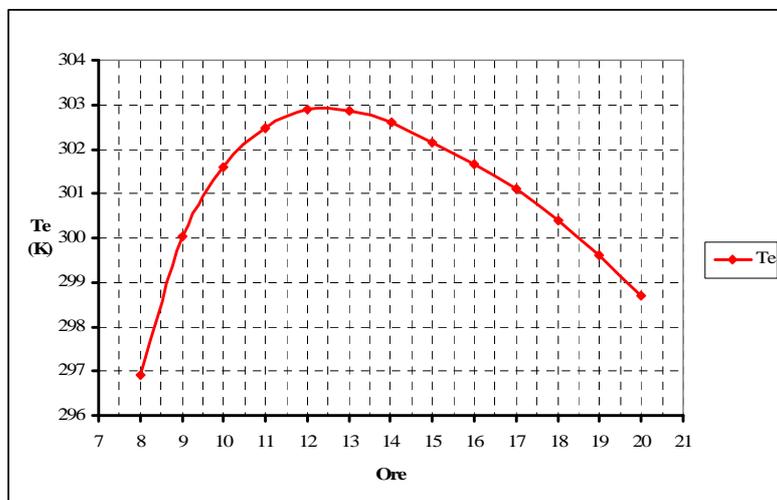


Fig. 9.14. Variazione oraria della temperatura esterna all'ombra T_e

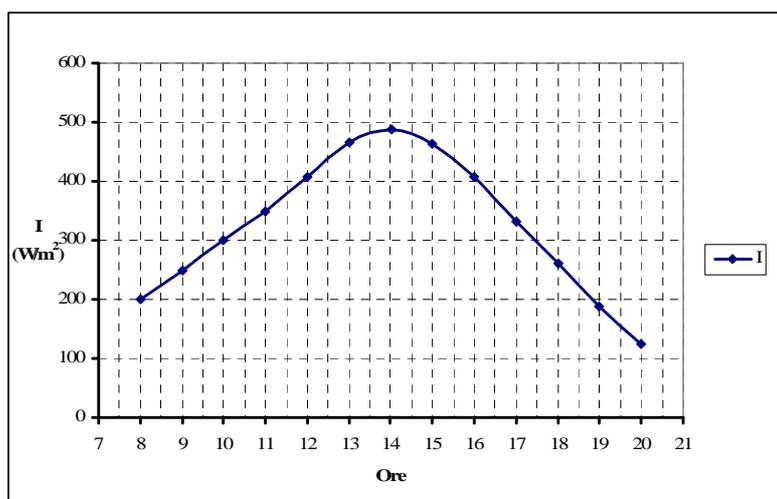


Fig. 9.15. Variazione oraria della radiazione solare diretta I

La figura 9.16 mostra l'andamento giornaliero dei flussi di calore entranti q_{in} attraverso le tre tipologie di involucro studiate. Le prestazioni delle Double skin facades sono state valutate sia nel caso in cui il moto dell'aria è generato dai soli gradienti termici e pressori (DSF-VN), sia nel caso di ventilazione forzata (DSF-VF).

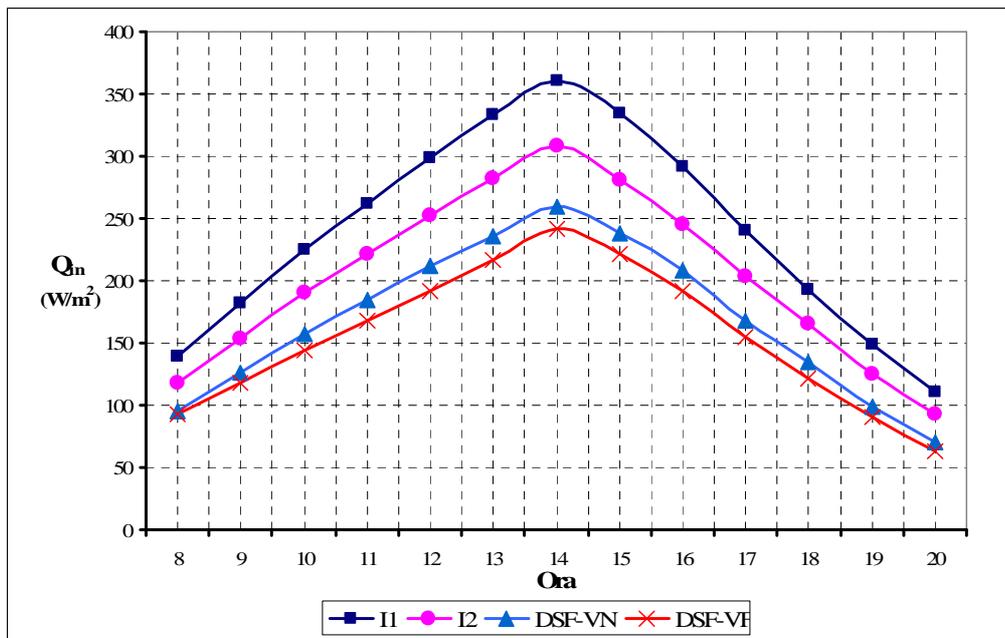


Fig.9.16. Flussi termici orari entranti attraverso i serramenti vetriati studiati

Il grafico mostra una significativa variazione nel corso della giornata dei flussi termici entranti attraverso le strutture studiate.

È possibile osservare che le tipologie di serramento vetrato I1 ed I2, caratterizzate rispettivamente dalla presenza del doppio e del triplo vetro camera sono, tra le strutture analizzate, quelle che trasferiscono all'ambiente interno i più elevati carichi termici. Di contro la double skin facade, sia con ventilazione naturale (DSF-VN) che forzata (DSF-VF) garantisce una significativa riduzione della quantità di calore entrante, e di conseguenza un notevole vantaggio energetico.

La Double skin facade con ventilazione forzata (DSF-VF) permette di limitare i flussi termici massimi entranti (che si manifestano alle ore 14.00) di circa 110 W/m² rispetto all'infisso I1 e di 60 W/m² rispetto all'infisso I2.

La Double skin facade con ventilazione forzata (DSF-VF) è pertanto, tra le strutture analizzate, quella che garantisce la migliore prestazione energetica complessiva, in quanto l'utilizzo del sistema meccanizzato di ventilazione incrementa notevolmente la capacità di rimozione del calore durante l'intero arco della giornata.

Un'ulteriore analisi è stata effettuata raffrontando le prestazioni energetiche della DSF con quelle garantite da tre involucri opachi con aperture trasparenti, *I3*, *I4* ed *I5*.

Le tre ulteriori tipologie di involucro analizzate sono costituite da un paramento murario opaco con trasmittanza termica $U_{mur}=0.48$ W/m²K e da un infisso vetrato con doppio vetro camera e telaio in metallo a taglio termico. Ciò che differenzia le tre strutture è il rapporto tra la superficie dell'infisso e quella della parete opaca (vedi fig.9.17):

- nell'involucro *I3* il rapporto superficie infisso / superficie parete opaca è di 55 / 45;
- nell'involucro *I4* il rapporto superficie infisso/ superficie parete opaca è di 65 / 35;
- nell'involucro *I4* il rapporto superficie infisso/ superficie parete opaca è di 75 / 25.

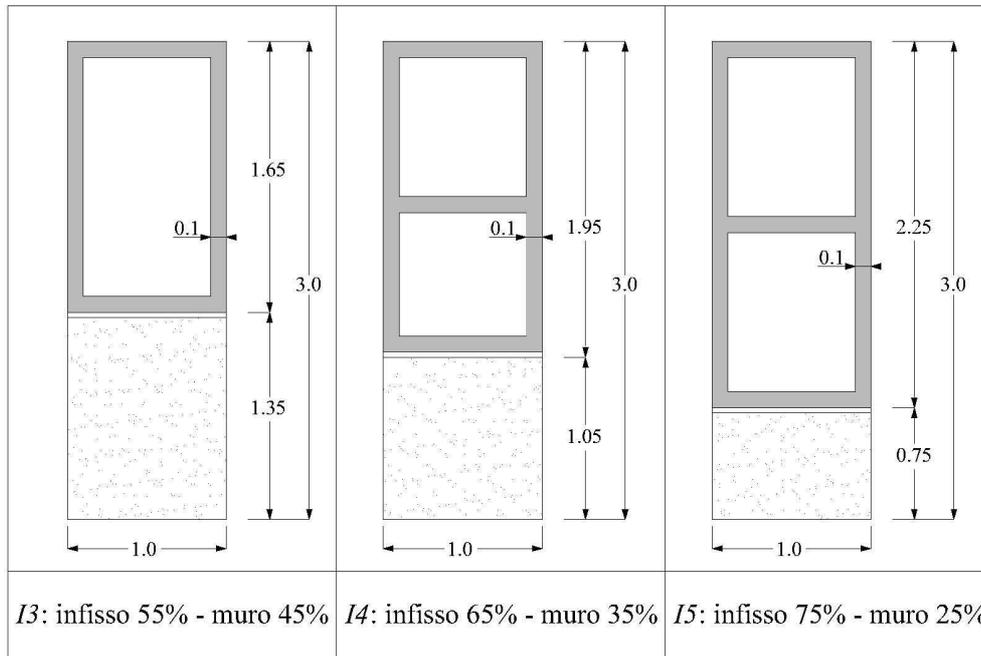


Fig 9.17. Caratteristiche geometriche delle strutture I3, I4 ed I5

Le caratteristiche geometriche ed energetiche delle due tipologie di involucro I3, I4 ed I5 sono riportate nella seguente tabella:

Tabella 9.3 - Caratteristiche geometriche ed energetiche delle strutture I3, I4 ed I5

Infisso	Vetro	Sp. Vetro (mm)	Sp. Int. (mm)	U_{vet} (W/m²K)	U_{tot} (W/m²K)	U_{mur} (W/m²K)	A_{vet} (m²)	A_{telaio} (m²)	A_{muro} (m²)
<i>I3</i>	Doppio vetro camera	5+5	15	2.597	3.247	0.600	1.20	0.55	1.25
<i>I4</i>	Doppio vetro camera	5+5	15	2.597	3.247	0.600	1.40	0.55	1.05
<i>I5</i>	Doppio vetro camera	5+5	15	2.597	3.247	0.600	1.60	0.65	0.75

L'analisi comparativa tra le prestazioni energetiche delle tre tipologie di involucro misto (I3, I4 ed I5) con quelle della DSF nelle due modalità di funzionamento, con ventilazione naturale e forzata, è stata effettuata calcolando caso per caso la potenza termica entrante attraverso la struttura Q_{in} .

Essendo le strutture I3, I4 ed I5, caratterizzate dalla contemporanea presenza di una parte opaca e di una trasparente, la potenza termica Q_{in} è stata determinata mediante la relazione seguente:

$$Q_{in} = [U_{vet}(T_e - T_i) + q_{sol}] A_{vet} + U_{telaio}(T_{as} - T_i) A_{telaio} + U_{mur}(T_{as} - T_i) A_{mur} \quad (9.4)$$

in cui T_{as} è la temperatura aria sole, espressa dalla formula:

$$T_{as} = T_e + \alpha I r_e \quad (9.5)$$

dove α è il coefficiente di assorbimento solare della struttura ed r_e la resistenza liminare esterna.

La figura 9.18 mostra l'andamento giornaliero delle potenze termiche entranti attraverso le strutture analizzate. I risultati conseguiti sono riferiti ad una superficie complessiva dell'involucro $A_{tot} = A_{vet} + A_{telaio} + A_{mur} = 3m^2$.

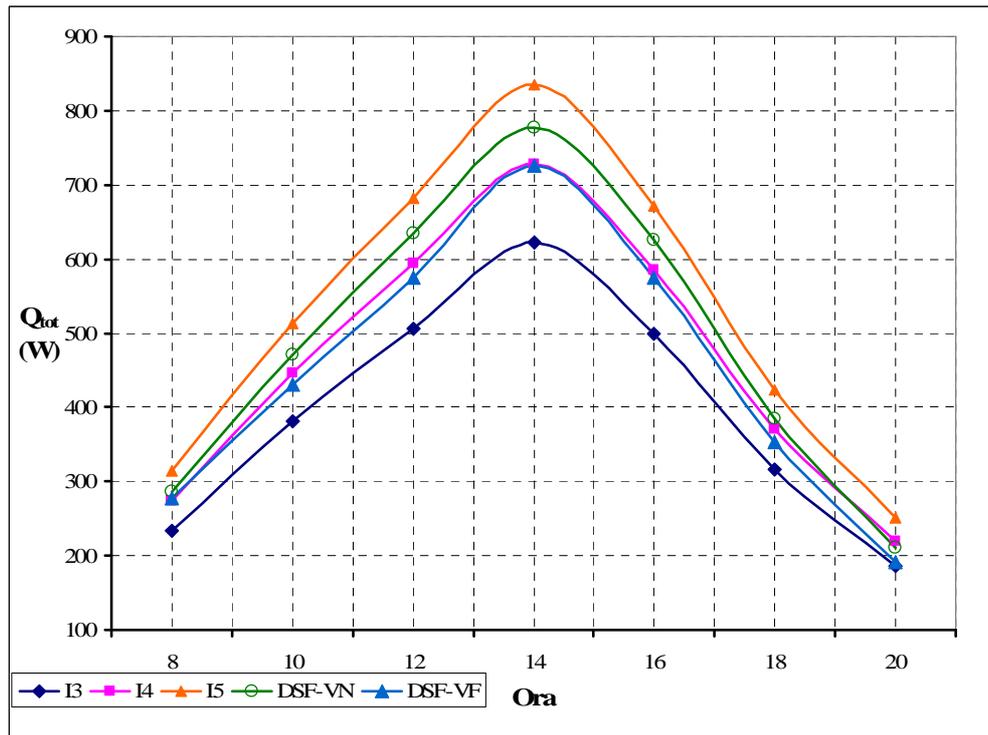


Fig.9.18. Potenze termiche orarie entranti attraverso le tipologie di involucro studiate ($A_{tot}=3 \text{ m}^2$)

Osservando il grafico risulta evidente che la struttura *I3*, caratterizzata da un rapporto di 55/45 tra le superfici del serramento vetrato e del paramento murario, è quella che nel corso della giornata trasmette all'ambiente interno la minore quantità di calore.

L'andamento giornaliero delle potenze termiche entranti attraverso la *DSF-VF* con ventilazione forzata dell'aria nella cavità, è paragonabile a quello trasmesso dall'involucro *I4*, caratterizzato da un rapporto tra le superfici dell'infisso e della parete opaca di 65/35.

Considerando un'area di influenza $A_{tot}=3 \text{ m}^2$, il risparmio energetico nel periodo di massima irradiazione garantito dalla ventilazione forzata (*DSF-VF*), rispetto al

caso con semplice ventilazione naturale (DSF-VN) è quantificabile in circa 16 Watt/m² di superficie vetrata.

La tipologia *I5*, con un rapporto tra le superfici del serramento vetrato e della parete opaca di 75/25, risulta essere, tra quelle analizzate, quella che comporta il più elevato fabbisogno in termini di raffrescamento.

In fine sono stati confrontati i fabbisogni giornaliero per le tipologie di involucro analizzate (vedi fig.9.19).

Nella valutazione della potenza termica trasmessa giornalmente nell'ambiente condizionato va considerato che il flusso termico entrante non riscalda immediatamente l'aria nell'ambiente. La radiazione solare incidente viene infatti assorbita dalla struttura provocandone il riscaldamento. Successivamente parte del calore assorbito viene rilasciato dalla struttura, con un ritardo che dipende dalla capacità termica della struttura stessa.

Pertanto la formula 9.2 va corretta con l'introduzione del fattore di accumulo *fa* che tiene conto della dinamica degli scambi termici tra le masse interne e l'aria del locale[33]:

$$q_{sol} = 0.87 I SH fa \quad (9.6)$$

Il fattore di accumulo *fa* è variabile nel tempo, secondo l'orientazione e secondo l'inerzia termica del locale. Esso dipende inoltre dal numero di ore, su 24, in cui l'impianto di condizionamento è in funzione.

Il valore di *fa* varia da 0 a 0.85 a seconda della "pesantezza" della struttura.

Possono essere distinte tre diverse tipologie di strutture:

- strutture pesanti: 750 kg/m² di pavimento;
- strutture medie: 500 kg/m² di pavimento;
- strutture leggere: 150 kg/m² di pavimento.

Le masse da considerare sono costituite dalle pareti esterne fino allo strato isolante e dalle metà delle pareti divisorie, del pavimento e del soffitto [34].

Nella scelta del valore orario di tale parametro è stata considerata una struttura di peso medio (circa 500 kg per m²) esposta a Sud ed un impianto di condizionamento funzionante per 12 ore al giorno.

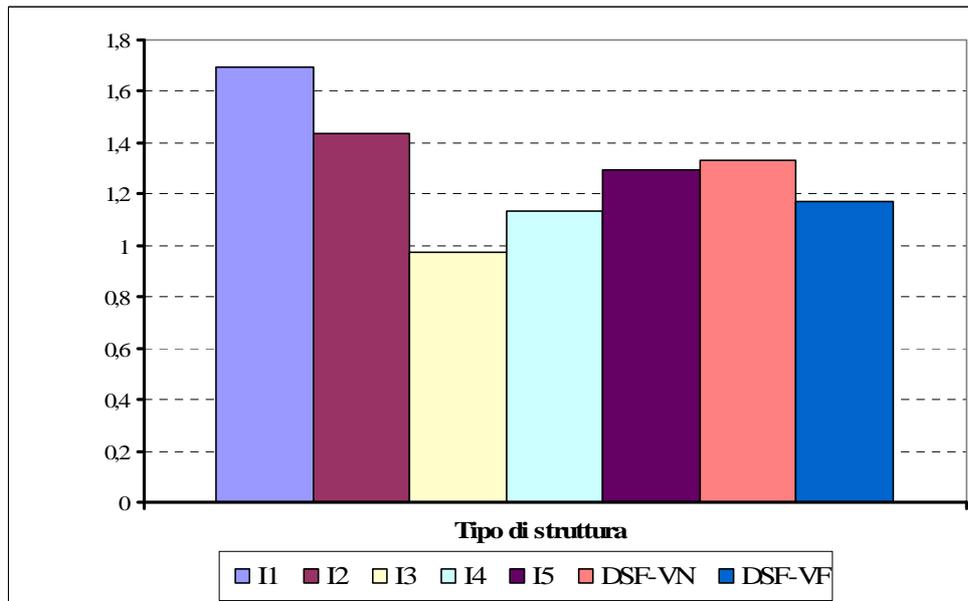


Fig.9.19. Fabbisogni giornalieri entranti attraverso le tipologie di involucro studiate

L'involucro *I3*, caratterizzato da un rapporto 55/45 tra superficie vetrata e paramento murario, è il più efficiente dal punto di vista energetico, come del era logico attendersi per via della differente risposta alla radiazione solare incidente delle superfici opache rispetto a quelle vetrate.

La potenza termica giornaliera entrante nell'ambiente interno attraverso la *DSF* con ventilazione forzata (*DSF-VF*), è paragonabile a quella trasmessa dall'involucro *I4*, caratterizzato da un rapporto tra le superfici dell'infisso e della parete opaca di 65/35.

La DSF con il moto dell'aria innescato dalla sola ventilazione naturale(DSF-VN), garantisce una prestazione energetica migliore rispetto a quella conseguita utilizzando gli infissi *I1* ed *I2*, ma inferiore rispetto a quella delle altre strutture analizzate.

La ventilazione forzata dell'intercapedine garantisce un ulteriore miglioramento della prestazione energetica della DSF, riducendo del 12%-13% il fabbisogno energetico giornaliero rispetto a quello di un'analogia struttura in cui il moto dell'aria è innescato esclusivamente dai gradienti termici e pressori.

I risultati ottenuti hanno permesso di trarre le conclusioni di seguito riportate:

- la ventilazione naturale,dell'intercapedine è spesso inefficace, in quanto il volume d'aria movimentato è fortemente variabile durante il giorno, con il conseguente instaurarsi di forti rischi di surriscaldamento;
- utilizzando un sistema meccanizzato, si ottiene un incremento delle capacità di rimozione dei carichi termici entranti, dovuto all'aumento del volume di aria di ventilazione e di conseguenza la DSF produce un significativo beneficio energetico.

Nel complesso si è però osservato che una struttura parzialmente vetrata e parzialmente opaca permette di ottenere delle prestazioni energetiche migliori rispetto a quelle di una double skin facade.

CAPITOLO 10

10. Conclusioni

L'uso degli involucri ventilati è una tecnologia costruttiva consolidata all'interno del panorama architettonico mondiale. Di conseguenza, è fondamentale che il progettista conosca in modo approfondito le dinamiche termiche di questa tipologia di involucro edilizio al fine di adottare soluzioni impiantistiche adatte ad una sua corretta integrazione per ottimizzare le potenzialità di controllo microclimatico del sistema "involucro - impianto". In questo scenario, le scelte progettuali devono essere necessariamente condivise tra i diversi attori della progettazione (architetto, fisico dell'edificio e impiantista) e integrate secondo le diverse competenze.

Nel presente lavoro di ricerca sono state analizzate dal punto di vista termo-fluidodinamico alcune tipologie di involucro ventilato, al fine di valutarne le prestazioni energetiche ed il risparmio energetico conseguibile attraverso le modifiche degli approcci progettuali e dei materiali usati.

L'analisi della prestazione energetica delle strutture ventilate è stata effettuata mediante modellazione CFD del flusso d'aria all'interno delle intercapedini, delle caratteristiche termo-fisiche dei materiali costituenti la strutture stesse, e ciò sia nei casi in cui esso è dovuto ai soli gradienti termici e pressori (effetto camino), sia quando esso venga indotto dall'azione propulsoria di ventilatori (convezione forzata).

Considerando le notevoli differenze di comportamento termo-fisico tra le superfici opache e quelle vetrate, è stato necessario strutturare lo studio degli involucri ventilati in due fasi:

- l'analisi delle strutture ventilate opache;

- l'analisi delle facciate vetrate a doppia pelle, dette anche double skin facades.

Lo studio delle prestazioni energetiche delle strutture ventilate opache è stato condotto analizzando il comportamento di 7 differenti tipi di involucro ventilato: 4 pareti e 3 coperture.

Le quattro tipologie di parete ventilata analizzate, sono caratterizzate dallo stesso valore di resistenza termica totale ($R_{nv}=1.855 \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$) ma presentano un diverso paramento esterno:

- la facciata *P1* ha un rivestimento esterno in laterizio (elementi in cotto in pannelli prefabbricati);
- la facciata *P2* ha un rivestimento esterno in piastrelle ceramiche;
- la facciata *P3* ha un rivestimento esterno in moduli prefabbricati in calcestruzzo;
- la facciata *P4* presenta un rivestimento esterno realizzato con pannelli coibentati in vermiculite rivestiti in alluminio su entrambe le facce.

Le tre tipologie di tetto ventilato, anch'esse caratterizzate dal medesimo valore di resistenza termica ($R_{nv}=2.03 \text{ m}^2\text{KW}^{-1}$), hanno una differente posizione dello strato di coibentazione:

- nella copertura *C1* l'isolante è stato disposto tutto nel paramento esterno;
- nella copertura *C2* l'isolante è stato disposto tutto nel paramento interno;
- nella copertura *C3* metà dell'isolante è stato disposto nel paramento interno e metà in quello esterno.

A conclusione dello studio è stato definito un parametro di valutazione, l'Energy Saving rate *ESr* mediante il quale sono state confrontate le prestazioni energetiche

di differenti tipologie di strutture ventilate (coperture o facciate) con strutture analoghe non ventilate.

L'Energy Saving Rate (ESr), ovvero il risparmio energetico percentuale dovuto alla ventilazione della struttura, è stato definito come:

$$ESr = \frac{Q_{nv} - Q_{in}}{Q_{nv}} \quad (10.1)$$

in cui Q_{nv} e Q_{in} sono rispettivamente i flussi termici medi entranti nel locale in caso di struttura non ventilata e ventilata.

Le considerazioni di seguito riportate sono state supportate dall'analisi dei profili di temperatura e velocità all'interno dell'intercapedine.

La validazione effettuata ha mostrato una perfetta corrispondenza dei risultati ottenuti con i modelli di calcolo proposti con quelli sperimentali e con i profili di temperatura e velocità caratteristici dei moti confinati.

Dall'analisi dei risultati ottenuti è stato possibile effettuare le seguenti valutazioni sul comportamento energetico delle strutture ventilate:

1) L'Energy Saving rate ESr cresce significativamente aumentando lo spessore dell'intercapedine d .

L'incremento osservato è dovuto alla riduzione della scabrezza relativa (b/D_h) con il conseguente aumento delle portate di ventilazione e del carico termico sottratto alla struttura.

Tale incremento si verifica per spessori dell'intercapedine minori di 15 cm. Ulteriori aumenti della larghezza della cavità ventilata implicano una crescita dell' ESr trascurabile, in quanto il flusso da turbolento diventa laminare, e di conseguenza si riduce il calore trasferito.

2) L'Energy saving rate ESr aumenta notevolmente al crescere dell'irraggiamento solare I . L'incremento della radiazione solare incidente I , provoca infatti un maggiore riscaldamento del paramento esterno che alimenta l'effetto camino nell'intercapedine, consentendo di asportare per ventilazione una maggiore quantità di calore Q_{vent} dalla struttura e riducendo di conseguenza il flusso termico entrante nel locale Q_{in} .

Pertanto l'utilizzo di facciate e coperture ventilate è particolarmente raccomandato nei siti e per le esposizioni caratterizzati da elevati valori della radiazione solare I .

3) L'aumento della temperatura esterna T_e , a parità di intensità della radiazione solare I , causa una riduzione dell'Energy Saving rate ESr , dovuta alla crescita della temperatura dell'aria all'interno del condotto col conseguente incremento del flusso termico Q_{in} entrante nel locale condizionato.

4) La riduzione dell'emissività superficiale ε delle pareti del condotto ventilato permette di mantenere più fresca l'aria nell'intercapedine e di conseguenza di ridurre il carico termico Q_{in} entrante nel locale condizionato.

L'entità delle variazioni riscontrate dall'Energy Saving rate ESr al variare di ε , non fornisce riduzioni significative tali da giustificare un trattamento superficiale delle pareti del condotto ventilato.

5) L'aumento della velocità d'immissione v_0 influisce positivamente sulla prestazione energetica della struttura ventilata.

Per velocità d'immissione v_0 maggiori di 2,5 m/s l'andamento dell'Energy Saving rate ESr tende ad un asintoto orizzontale ed il beneficio energetico apportato da un ulteriore aumento di v_0 diventa marginale.

Questa tendenza è dovuta al fatto che la temperatura all'interno del condotto di ventilazione, pur diminuendo, non può comunque assumere valori inferiori a quelli della temperatura esterna T_e .

È stato infine possibile osservare l'esistenza di una correlazione tra la frazione di resistenza termica affacciata sull'esterno z e l'Energy Saving rate garantito dalla parete ventilata.

Tra le facciate ventilate studiate, quella che complessivamente è risultata essere la più vantaggiosa in termini di risparmio energetico è la tipologia P4, caratterizzata dal valore più elevato della frazione di resistenza termica affacciata sull'esterno.

Lo studio delle coperture ventilate ha consentito di definire la collocazione ottimale dello strato di coibente termico.

I risultati ottenuti hanno evidenziato che il posizionamento dell'isolante in aderenza al paramento interno risulta sempre più vantaggioso rispetto alla collocazione nel paramento esterno.

La disposizione dello strato di coibente termico solamente nel paramento esterno implica che la temperatura dell'aria nell'intercapedine sia più bassa rispetto alle altre casistiche esaminate, con valori della temperatura media T_m molto prossimi a quelli della temperatura esterna. Va comunque detto che, in questa configurazione, il paramento interno della copertura presenterà una resistenza termica molto minore rispetto a quella delle altre due coperture analizzate.

Disponendo lo strato di isolante solamente nel paramento interno, la temperatura dell'aria nell'intercapedine sarà più elevata rispetto a quella osservata negli altri casi analizzati. Il paramento interno sarà però caratterizzato da una resistenza termica maggiore, limitando di conseguenza i carichi termici trasmessi all'interno.

La configurazione della copertura con il coibente termico equamente suddiviso tra il paramento interno e quello esterno presenta un comportamento intermedio tra quelli osservati negli altri due casi analizzati.

L'Energy Saving rate ESr cresce significativamente all'aumentare dell'inclinazione della copertura i , ma che tale incremento diventa trascurabile per pendenze superiori del 40 %.

I risultati ottenuti consentono comunque di osservare che l'impiego di strutture ventilate, opache accuratamente progettate, consente di ottenere, nella climatizzazione estiva, risparmi energetici non indifferenti (in alcuni casi anche superiori al 50%).

Durante la stagione invernale sarebbe invece conveniente bloccare o limitare mediante opportune serrande il flusso d'aria nell'intercapedine onde limitare le dispersioni termiche verso l'ambiente esterno.

In conclusione si può affermare che nella scelta della parete ventilata e nel suo funzionamento entrano in gioco numerosi parametri, sia di tipo geometrico che di tipo climatico, da associare ovviamente a quelli puramente estetici.

Si ritiene opportuno dotare l'intercapedine di un sistema di controllo della temperatura e della velocità dell'aria al fine di regolare ed ottimizzare il funzionamento della struttura ventilata.

Un ulteriore campo di applicazione dell'utilizzo della ventilazione naturale e/o forzata esaminato sono le doppie pareti vetrate (DSF), comunemente denominate "facciate a doppia pelle".

Trattandosi di strutture ventilate di tipo "semi trasparente", le double skin facades presentano delle sostanziali differenze rispetto a quelle ventilate opache.

L'analisi della prestazione energetica di tali strutture ha pertanto richiesto un preventivo e approfondito studio dello stato dell'arte di tale tipologia di involucro.

Dall'analisi dei risultati ottenuti è stato possibile effettuare le seguenti valutazioni sul comportamento energetico delle double skin facades:

1) È evidente l'esistenza di un rapporto di proporzionalità inversa tra la temperatura media T_{mc} dell'aria e la larghezza d della cavità ventilata: incrementando la dimensione del canale ventilato il flusso d'aria risente meno degli attriti superficiali ed asporta per ventilazione una maggiore aliquota dei carichi termici entranti.

È stato osservato che intercapedini di larghezza superiore a 0.6 m, garantiscono valori più bassi della temperatura media dell'aria nella cavità ventilata T_{mc} , con conseguenti riduzioni del carico termico Q_{in} entrante nell'ambiente condizionato.

Risulta pertanto assai sconsigliabile realizzare di double skin facades con intercapedini di larghezza inferiore a 60 cm, di contro, per larghezze del canale ventilato superiori a 60 cm, l'utilizzo di questo tipo di struttura, mantenendo la temperatura dell'aria nella cavità più bassa, garantisce degli interessanti benefici energetici.

2) È stato possibile osservare una proporzionalità inversa tra la temperatura media T_{mc} dell'aria nella cavità ventilata e la dimensione delle aperture di ventilazione a : considerando un valore minimo della dimensione delle aperture pari a 10 cm, valore limite affinché si inneschi il moto dell'aria nella cavità, ad un aumento della dimensione delle aperture di 10 cm corrisponde una riduzione di T_{mc} di circa 2K. La scelta di aperture molto strette è pertanto poco consigliata perché determina un considerevole riscaldamento dell'aria nella cavità ventilata ed il conseguente aumento del carico termico Q_{in} entrante nell'ambiente condizionato.

3) Il fattore solare della vetrata esterna FS_A influisce notevolmente sulla prestazione energetica della struttura. È stato possibile osservare l'esistenza di un rapporto di proporzionalità lineare tra la temperatura media T_{mc} dell'aria all'interno della cavità ventilata ed il fattore solare: considerando un Fattore Solare minimo di 0.4, è stato osservato che ad un incremento del 10% di FS_A corrisponde un aumento di circa 2 K di T_{mc} .

La scelta di un vetro esterno riflettente consente di mantenere la temperatura dell'aria nell'intercapedine ventilata più bassa durante la stagione estiva, con la conseguente riduzione dei carichi termici da abbattere con l'impianto di condizionamento.

4) L'utilizzo della DSF garantisce significativi vantaggi quando l'intercapedine è collegata ai condotti dell'impianto di ventilazione meccanica che preleva l'aria dall'ambiente interno a temperatura $T_{in}=T_i$, e la immette nella cavità ventilata. In questo modo, l'aria a temperatura dell'ambiente interno raffresca il volume d'aria, consentendo la riduzione del salto termico tra l'aria nell'intercapedine e quella del locale interno e di conseguenza del carico termico Q_m entrante nell'ambiente condizionato.

Si è inoltre osservato che, incrementando la velocità d'immissione dell'aria nell'intercapedine v_{in} , è possibile ottenere un ulteriore miglioramento della prestazione energetica della struttura, favorito dall'aumento della portata massica d'aria e di conseguenza della capacità di rimozione dei carichi termici per ventilazione.

Infine è stata effettuata una comparazione tra la DSF ed alcuni involucri vetrati classici, che ha consentito di trarre le seguenti considerazioni:

1) La DSF con il moto dell'aria attivato dalla sola ventilazione naturale permette di limitare significativamente i carichi termici entranti rispetto ai casi analizzati con semplici serramenti vetrati, sia con doppio che con triplo vetro camera.

2) La ventilazione forzata dell'intercapedine garantisce un ulteriore miglioramento della prestazione energetica della DSF, riducendo del 12%-13% il fabbisogno energetico giornaliero rispetto a quello di un'analogia struttura in cui il moto dell'aria è innescato esclusivamente dai gradienti termici e pressori.

3)La potenza termica giornaliera entrante nell'ambiente interno attraverso la DSF con ventilazione forzata, è paragonabile a quella trasmessa da un involucro opaco caratterizzato da un rapporto tra superficie vetrata e superficie della parete opaca di 65/35.

Alla luce dei risultati ottenuti nell'analisi condotta sulle DSF è stato possibile trarre le conclusioni di seguito riportate:

- la ventilazione naturale dell'intercapedine è spesso inefficace, in quanto il volume d'aria movimentato non è costante ma anche fortemente variabile durante il giorno, con il conseguente instaurarsi di forti rischi di surriscaldamento;
- utilizzando un sistema meccanizzato, si ottiene un incremento delle capacità di rimozione dei carichi termici entranti, dovuto all'aumento del volume di aria di ventilazione e di conseguenza la DSF produce un non indifferente beneficio energetico.

Bibliografia di riferimento

- [1]Balocco, C., Mazzocchi, F., Nistri, P., 2001, Facciata ventilata in laterizio: tecnologia e prestazioni, *Costruire in Laterizio*, n. 83, 63-75.
- [2]Lucchini, A., 2000, Le pareti ventilate. Metodologie di progettazione e messa in opera di materiali e componenti, *Manuali dell'edilizia*, Il Sole 24 Ore, Milano.
- [3]Torricelli, M.C., 2000, Caldo d'inverno e fresco d'estate, *Costruire in Laterizio*, 77, 56-67.
- [4]Comini, G., 2001, *Fondamenti di termofluidodinamica computazionale*, Unione Italiana di Termofluidodinamica, SGE Padova.
- [5]Launder, B.E., Spalding, D.B., 1974, The Numerical Computation of Turbulent Flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, n.3, 269-289.
- [6]Miyamoto, M., Katoh, Y., Kurima, J., Saki, H., 1986, Turbulent free convection heat transfer from vertical parallel plates, *Heat transfer*, Vol. 4 , 1593-1598.
- [7]Fedorov, A. G., Viskanta, R., 1997, Turbulent natural convection heat transfer in an asymmetrically heated vertical parallel-plate channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No 16, 3849-3860.

-
- [8]Habib, M., Said, S. A., Ahmed, S. A. e Asghar, A., 2002, Velocity characteristic of turbulent natural convection in symmetrically and asymmetrically heated vertically channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, 77-87.
- [9]Zamora, B. E., Hernandez, J., 1997, Influence of variable property effects on natural convection flows in asymmetrically-heated vertical channels, *International Communications in Heat Mass Transfer*, Vol. 24, n.8, 1153-1162.
- [10]Nobuhide, K., Mitsugu, N., 1997, Direct numerical solution of combined forced and natural turbulent convection in a vertical plane channel. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 18, 88-99.
- [11]Anwar S., 2001, Natural convection flow in parallel-plate vertical channels, Thesis presented to the deanship of graduate studies. Master of science in mechanical engineering, King Fahd University of petroleum and minerals, Saudi Arabia.
- [12]Balocco, C., 2002, A simple model to study ventilated facades energy performance, *Energy and Buildings* 34, 469–475.
- [13]Patankar, S.V., 1980, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Publications.
- [14]Haaland, S.E., 1983, Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow, *Journal of Fluids Engineering* 105, 89-90.
- [15]Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., Gani, E.N., 1985, *Handbook of heat transfer fundamentals*, 2nd ed., McGraw/Hill, New York.

- [16]UNI En 10344, 2001, Per la determinazione delle caratteristiche equivalenti dei materiali.
- [17]UNI En Iso 6946, 1999, Componenti ed elementi per l'edilizia. Resistenza termica e trasmittanza termica. Metodo di calcolo.
- [18]Patania, F., Gagliano, A., Nocera, F., Ferlito, A., Galesi, A., 2010, Thermofluid- dynamic analysis of ventilated facades, *Energy and Buildings* 42, 1148-1155.
- [19]Patania, F., Gagliano, A., Nocera, F., Ferlito, A., Galesi, A., 2011, Energy Analysis of Ventilating Roof, *Sustainability in Energy and Buildings*,15-24.
- [20]Ciampi, M., Leccese, F., Tuoni, G., 2002, On the thermal behaviour of ventilated facades and roof, *La Termotecnica* 1, 87-97 (in Italiano).
- [21]Ciampi, M., Leccese, F., Tuoni, G., 2002, On the use of ventilated facades to reduce summer thermal loads, *Costruire in Laterizio* 89, 70-75(in Italiano).
- [22]Ciampi, M., Leccese, F., Tuoni, G., 2003, Ventilating facades energy performance in summer cooling of buildings, *Solar Energy* 75, 491–502.
- [23]Dimoudi, A., Androutsopolous, A., Lycoudis, S., 2006, Summer performances of a ventilating roof component, *Energy and Buildings* 38, 610-617.
- [24]Villi, G., Pasut, W., De Carli, M., 2009, CFD modelling and thermal performance analysis of a wooden ventilating roof structure, *Building Simulation* 2, 215-228.

-
- [25]Button, D., 1993, *Glass in Building: Guide to Modern Architectural Glass Performance*, Pilkington Glass Ltd, Butterworth – Heinemann Ltd, 372.
- [26]Gan, G., 2006, Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation, *Energy and Buildings*, n.38, 410-420.
- [27]Faggembau, D., 2002, Strategies to reduce thermal overheating in Mediterranean climates using glazed areas, *International Forum on Renewable Energies*, Tetuan: FIER 2002.
- [28]Poirazis, H., 2002, *Double Skin Façades: a Literature Review*,Lund University, Lund Institute of Technology- Department of Architecture and Built Environment.
- [29]Hensen, J., Bartak, M., Drkal, F.,2002, Modeling and Simulation of a Double-Skin Façade System, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., ASHRAE Transactions*, Vol. 108, Part 2, 1251-1259.
- [30]Baldinelli, G., 2009, Double skin façades for warm climate regions: Analysis of a solution with an integrated movable shading system, *Building and Environment* 44 (2009) 1107–1118.

- [31]Paassen D. and Voorden MVD, 2000, Development of simplified tools for evaluation energy performance of double façades, the International Building Physics Conference, Eindhoven,September.
- [32]Hensen, J., Bartak, M. and Drkal, F., 2002, Modelling and simulation of a double-skin façade system.,ASHRAE Transactions 108(2), 1251-1259.
- [33]ASHRAE handbook-fundamentals. Atlanta: ASHRAE; 1993.
- [34][http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data.cfm]
- [35]Fluent 6.3 User Guide.