UNIVERSA
UNIVERSIS
PATAVINA
LIBERTAS

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI FISICA TECNICA

DIREZIONE
PROF. ROBERTO ZECCHIN
TEL. +39 049 827 68 97
E-MAIL direzione.dft@unipd.it

VIA VENEZIA, 1 (I) – 35131 PADOVA
TEL. +39 049 8276 98 - 99 FAX +39 049 827 68 96
www.dft.unipd.it
C.F. 80006480281 P.I. 00742430283

VALUTAZIONE DELL'EFFICIENZA ENERGETICA DERIVANTE DALL'APPLICAZIONE DI UN ELEMENTO BASSOEMISSIVO SU SUPPORTO OSB

1. SCOPI ED OBIETTIVI DELLA RICERCA 3

2. INTRODUZIONE ALLA CFD 4

2.1. Concetti introduttivi 4
2.2. Potenzialità della CFD 4
2.3. Gli strumenti matematici 4
2.4. Fasi dello sviluppo della simulazione fluidodinamica 4
2.4.1. Creazione della Geometria e della Griglia di Calcolo 5
2.4.2. Definizione della fisica del modello 5
2.4.3. Calcolo della soluzione 5
2.4.4. Analisi dei risultati 6

3. FASI DEL LAVORO 7

3.1. Modello geometrico 7
3.2. Griglia di calcolo 10
3.3. Impostazione delle condizioni a contorno 11
3.4. Calcolo della soluzione 12
3.5. Valutazione dei flussi in regime stazionario 14

4. MODELLO ENERGETICO 15

4.1. Configurazione del modello energetico 15
4.1.1. Parametri di interesse 15
4.2. Modello energetico in regime stazionario 16
4.3. Modello energetico in regime dinamico 20

5. RISULTATI 22

6. RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI 26

1. SCOPI ED OBIETTIVI DELLA RICERCA

La moderna progettazione deve affrontare il problema di coniugare il benessere termico all'interno degli spazi occupati e i requisiti energetici del condizionamento degli ambienti. Se può ritenersi valida l'assunzione che le prestazioni energetiche di un edificio dipendano dalla corretta scelta di ciascun suo componente, il manto di copertura che si realizza con il tetto richiede particolare attenzione, dato che rappresenta buona parte della superficie disperdente dell'edificio, trovandosi inoltre esposto alle sollecitazioni termiche e meteorologiche in modo predominante rispetto a tutte le rimanenti superfici perimetrali. In regioni climatiche come quella italiana, caratterizzate da elevati valori di irraggiamento solare, la temperatura superficiale del tetto può, in funzione dell'orientamento, dell'angolo di falda e della stagione dell'anno, arrivare a superare anche i 70° C.
Il desiderio e la necessità di sfruttare tutti i volumi disponibili hanno portato all'utilizzo dello spazio sotto falda come luogo abitativo. Soprattutto in concomitanza con livelli di isolamento carenti, il surriscaldamento della superficie del tetto può causare condizioni non accettabili nei vani sottostanti. Negli ultimi anni si è assistito ad un maggior interesse rivolto all'involucro dell'edificio come sede dei processi di scambio di energia e massa tra interno ed esterno. Tale interesse ha portato alla diffusione di tecnologie costruttive complesse, come i tetti ventilati.
La letteratura tecnica riporta vari esempi di un miglioramento delle prestazioni termiche del tetto a seguito dell'instaurarsi sotto falda di una portata d'aria. La circolazione d'aria, promossa dal gradiente di densità indotto dalla differenza di temperatura tra condizioni esterne e cavità ventilata, contribuisce a sottrarre il calore trasmesso dal manto di copertura, preservando dal surriscaldamento gli strati sottostanti. Anche nel caso di tetti ventilati, è tuttavia presente una parte di calore trasmesso per irraggiamento alle sottostanti strutture. Lo scambio termico per radiazione è funzione delle emissività delle superfici di scambio, della loro estensione, del fattore di vista tra queste e della quarta potenza della differenza tra le temperature superficiali. Le tegole, la cui temperatura può arrivare a 70°C anche in presenza di una ventilazione molto efficace, sono responsabili del possibile riscaldamento degli strati sottostanti per trasmissione termica e successivo irraggiamento.
L'attività svolta in questo lavoro è consistita nella modellazione e nella valutazione comparativa di diverse soluzioni per la realizzazione della copertura di edifici.
Le soluzioni che verranno confrontate sono:

- realizzazione "tradizionale";
- copertura con ventilazione dell'intercapedine sprovvista di superficie bassoemissiva;
- copertura con ventilazione dell'intercapedine dotata di superficie bassoemissiva.

Il presente lavoro ha voluto verificare la diminuzione del fabbisogno energetico di un edificio di riferimento, confrontandone le prestazioni sotto diverse condizioni operative. Le prestazioni calcolate sono state confrontate con quelle proprie di una struttura non ventilata caratterizzata da prestazioni termiche, in termini di trasmittanza, particolari.
La valutazione delle prestazioni termiche delle coperture ventilate ha richiesto l'impiego congiunto di diverse tecniche di simulazione. Tali tecniche hanno riguardato la modellazione fluidodinamica delle strutture, così come l'impiego degli strumenti di analisi dinamica del comportamento delle stesse.

2. INTRODUZIONE ALLA CFD

2.1. Concetti introduttivi

La termofluidodinamica numerica (*Computational Fluid Dynamics, CFD*) è uno strumento basato sull'impiego del calcolo elettronico per la simulazione del comportamento di sistemi che coinvolgono il moto dei fluidi, lo scambio termico e i processi fisici collegati. Essa consiste nella soluzione delle equazioni del moto dei fluidi (esplicitate in forma idonea alla rappresentazione del sistema che si intende studiare) estesa a un dominio di interesse, soggetto ad opportune condizioni al contorno.

2.2. Potenzialità della CFD

L'utilizzo di sistemi di calcolo automatico per risolvere problemi di fluidodinamica è una prassi consolidata. Numerosi programmi sono stati sviluppati per applicazioni particolari o per classi di applicazioni, a partire dalla metà degli anni '70. La CFD ha costituito a lungo uno strumento quasi esclusivo della ricerca, a causa delle potenze di calcolo e dei tempi di simulazione richiesti. I recenti sviluppi della potenza di calcolo consentiti dalla moderna tecnologia, congiuntamente allo sviluppo di potenti interfacce grafiche che permettono di lavorare su modelli tridimensionali, hanno reso l'intero processo, dalla creazione di un modello all'analisi dei risultati, molto meno impegnativo in termini di costi complessivi e di tempo richiesto all'operatore. I solutori avanzati contengono algoritmi che rendono disponibili, in un tempo ragionevole, soluzioni dettagliate del campo di moto. Questo ha permesso alla CFD di diventare oggi uno strumento di progettazione consolidato che aiuta a ridurre i tempi di progetto e migliorare i processi in modo trasversale in numerosi campi dell'ingegneria. La CFD fornisce un'alternativa accurata e efficiente dal punto di vista dei costi ai test su modelli in scala, permettendo di variare rapidamente i set-up, con ovvi vantaggi economici.

2.3. Gli strumenti matematici

Il sistema di equazioni che descrive la dinamica, lo scambio termico e di massa del sistema fluido in esame prende il nome di equazioni di Navier-Stokes. La particolare morfologia di tali equazioni rende difficile la soluzione diretta, diventando così necessario introdurre dei modelli approssimati (ad esempio, i cosiddetti modelli di turbolenza). Esistono diversi metodi numerici per la soluzione delle equazioni alle derivate parziali, ma il metodo ai volumi finiti si è rivelato il più adatto per affrontare questo tipo di problema. Tale tecnica consiste nella discretizzazione di una regione dello spazio in un elevato numero di sottoregioni, denominate celle. Tutte le equazioni sono a loro volta particolarizzate, discretizzate e risolte per ogni singola cella. Una volta ottenuta la convergenza della simulazione, si è in grado di conoscere con buona approssimazione la distribuzione assunta dai valori di tutte le variabili nei punti corrispondenti alle diverse celle.

2.4. Fasi dello sviluppo della simulazione fluidodinamica

Il processo di analisi si divide in diverse fasi. La prima consiste nell'isolare la porzione di spazio che si intende modellare. Tale porzione costituirà il dominio di calcolo. Nell'individuazione del dominio, è importante prestare particolare attenzione alle superfici cui devono essere imposte le condizioni al contorno: se queste, infatti, non sono note con un grado sufficiente di dettaglio, è opportuno che tali

regioni vengano collocate in modo sufficientemente distante dalla zona cui si riferiscono i fenomeni che si intende indagare.
Una volta definito opportunamente il dominio di calcolo, si possono affrontare i successivi passi del *set-up* della simulazione vera e propria.

2.4.1. Creazione della geometria e della griglia di calcolo

L'obiettivo di tale fase consiste nella generazione di un'opportuna griglia di calcolo (*mesh*) su cui procedere a discretizzare le equazioni del problema fluidodinamico. La griglia viene plasmata, secondo le indicazioni fornite dall'operatore, su un modello solido, che rappresenta i contorni del sistema reale. Questa operazione determina fortemente l'accuratezza della soluzione e richiede perciò una certa esperienza da parte dell'operatore.

2.4.2. Definizione della fisica del modello

La seconda fase del *set-up* consiste nella definizione delle condizioni al contorno da applicare, nella scelta dei modelli di calcolo (ad esempio, nel presente caso, essendo la convezione naturale e l'irraggiamento fenomeni decisivi per l'accuratezza della soluzione, è necessario attivare l'equazione dell'energia e i modelli di irraggiamento, non presenti in maniera predefinita). Bisogna anche definire le proprietà termofisiche dei materiali che compongono le varie strutture e definire le caratteristiche fisiche del fluido operativo.

2.4.3. Calcolo della soluzione

Una volta terminate le fasi di generazione della griglia e *set-up*, bisogna passare alla scelta dell'algoritmo risolutore e procedere al calcolo della soluzione. Le varie fasi possono essere riassunte nei punti che seguono:

1. Il calcolatore procede a scrivere e a integrare le equazioni su ogni volume di controllo considerato. In base al metodo ai volumi finiti, ciò è equivalente a particolarizzare la legge di conservazione a tutte le variabili di interesse del sistema (ad esempio, densità, temperatura e velocità) su ogni singola cella della griglia;
2. Il sistema di equazioni in forma integrale viene convertito in un sistema di equazioni algebriche attraverso una serie di approssimazioni successive.
3. Il sistema così ottenuto viene risolto, dato il numero totale di equazioni, con metodi iterativi.

A causa della natura intrinsecamente non lineare delle equazioni, si è obbligati a un approccio iterativo che converga alla soluzione esatta. La capacità di approssimare correttamente la soluzione analitica con la soluzione numerica dipende da diversi fattori, come l'aspetto e la massima dimensione delle celle della griglia di calcolo e la scelta dei modelli numerici attivati. Infatti, la complessità di fenomeni, quali la turbolenza, richiede di impiegare modelli semiempirici per considerarne gli effetti in maniera indiretta, dato che valutarli esplicitamente richiederebbe risorse e tempi di calcolo inaccettabili. Ciò implica che in questa fase si possano compiere scelte diverse che però condizionano il risultato finale: è quindi necessario che l'operatore abbia una sufficiente esperienza per operare le scelte idonee.

Nella presente analisi è stato adottato il modello SST. Il modello di turbolenza SST (*Shear Stress Transport*) è un modello di turbolenza a due equazioni. Esso combina gli aspetti positivi dei due modelli di turbolenza *k-omega* (k-ω) e *k-epsilon* (k-ε).
Per un campo di moto caratterizzato da basse velocità e bassa densità del fluido come quello in esame, lo spessore dello strato limite viscoso può diventare importante: tale regione può estendersi ad una certa distanza dalla parete e diventa quindi necessario essere in grado di determinarne le caratteristiche (velocità, temperatura). Il modello di turbolenza k-ω è adatto all'impiego in presenza di bassi numeri di Reynolds: può quindi essere applicato direttamente all'interno dello strato limite senza dover introdurre le funzioni di parete, che non risolvono, ma modellano in maniera implicita il campo di moto in tale regione. Se il dominio di calcolo è aperto, cioè è caratterizzato dall'includere superfici attraverso le quali sono consentiti gli scambi di massa con l'esterno, è necessario assegnare sulle superfici che lo delimitano, i valori delle grandezze che caratterizzano la turbolenza, come l'intensità della turbolenza e la scala dimensionale della turbolenza. Queste grandezze sono in generale incognite e difficilmente determinabili: si procede quindi assegnando dei valori che derivano dall'esperienza. Il modello di turbolenza k-ω risulta però essere molto sensibile ai valori assegnati, ovvero a piccole variazioni di questi corrispondono importanti variazioni nella soluzione del problema fluidodinamico. Nelle porzioni del dominio di calcolo aventi tali caratteristiche il comportamento del k-ε è più stabile e offre risultati migliori.
Dato che nel caso studiato è necessario includere delle superfici aperte piuttosto estese per limitare l'influenza delle condizioni al contorno sulla soluzione generale, si è deciso di usare il modello SST, che combina i vantaggi di entrambi i modelli precedenti (k-ε e k-ω).

2.4.4. Analisi dei risultati

I risultati disponibili al termine della simulazione devono essere sottoposti ad una serie di controlli per verificarne la validità (ad esempio, va verificato che i principi di conservazione della massa e dell'energia siano soddisfatti con un grado di approssimazione sufficiente). Se tale tipo di controllo viene superato con esito positivo, si può procedere a estrarre le informazioni d'interesse (portate, flussi termici, temperature superficiali...) per la particolare applicazione studiata.

3. FASI DEL LAVORO

Coerentemente a quanto riportato, le fasi del presente lavoro che hanno coinvolto la metodologia CFD sono state le seguenti:

1. Sviluppo di un modello geometrico rappresentativo del campo di moto che si intende studiare;
2. Suddivisione di tale modello in celle;
3. Impostazione delle condizioni al contorno;
4. Esecuzione di un numero opportuno di simulazioni;
5. Analisi e validazione dei risultati.

3.1. Modello geometrico

L'ambiente oggetto della presente analisi ha riguardato una mansarda con tetto a falde, schematizzata secondo l'immagine qui riportata (Figura 3-1).

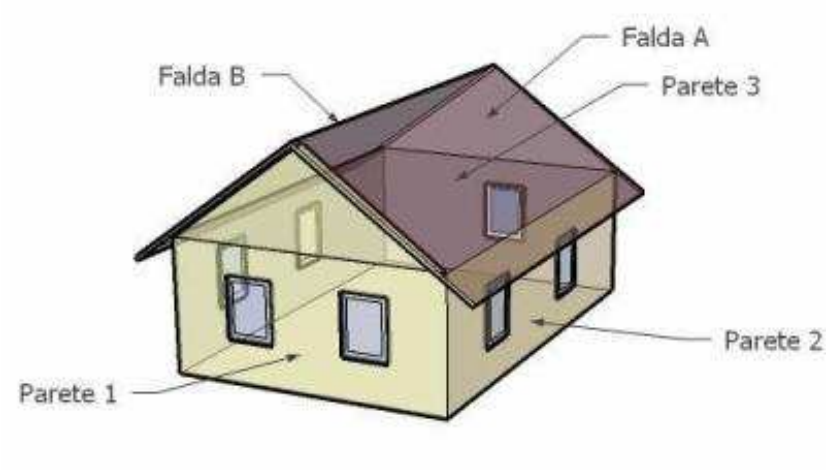

Figura 3-1 Locale oggetto dello studio energetico

L'orientazione del locale simulato è tale che la falda "A" risulta orientata verso Sud e la falda "B" a Nord. La parete "1" è rivolta ad Ovest, la 2 a Sud, la 3 a Est e la 4 a Nord. Le pareti 1 e 3 hanno lunghezza pari a 12 m, mentre la 2 e la 4 hanno invece lunghezza pari a 10 m. L'altezza delle strutture verticali è pari a 1,9 m e condividono tutte la medesima stratigrafia (Tabelle 3-1 e 3-2).
La copertura presenta una lunghezza di 6,93 m, una larghezza di 10 m e un'inclinazione rispetto all'orizzontale di 30°. Si è supposto che il pavimento dell'ambiente simulato confinasse con un altro locale abitato, in modo tale da poter considerare la superficie in questione come adiabatica. Gli effetti dell'inerzia termica della struttura sono stati però considerati nell'analisi. La superficie trasparente è di 2,5 m^2 sulle pareti 1 e 3 (aventi esposizione rispettivamente Ovest ed Est) e di 2,0 m^2 sulle pareti 2 e 4 (rivolte verso Sud e Nord). I vetri utilizzati nelle simulazioni sono caratterizzati dall'avere trasmittanza e fattore solare rispettivamente pari a 2,15 W m^{-2} e a 0,52. Si è ipotizzata una gestione delle imposte coerente con le condizioni climatiche di esercizio. In particolare, durante la stagione estiva, si è assunto che le superfici trasparenti rivolte verso Ovest-Sud-Est fossero chiuse da battenti. Le prestazioni della soluzione "ventilata" sono state esaminate assumendo uno spessore

dell'intercapedine di 6 cm. Le proprietà dei materiali impiegati nella realizzazione delle diverse modalità di realizzazione della copertura (tradizionale, soluzione ventilata e soluzione ventilata con strato basso-emissivo) sono riassunte nelle Tabella 3-3, Tabella 3-4 e Tabella 3-5.
La differenza fra soluzione ventilata e quella con strato basso-emissivo consiste nell'aver sostituito lo strato di pannelli di fibra di legno che delimita superiormente la camera ventilata con un pannello OSB[1] rivestito con un foglio di alluminio. La presente ricerca ha voluto verificare i benefici conseguenti la riduzione dell'emissività delle superficie conseguente all'applicazione dello strato di alluminio.

Tabella 3-1 Stratigrafia del pavimento

Descrizione dello Strato		Spessore [cm]	Densità [kg m^{-3}]	Conduttività termica [Wm^{-1}K^{-1}]	Calore specifico [J kg^{-1}K^{-1}]
1	CLS generico	5,00	1100	0,42	840
2	XPS	4,00	33	0,032	1250
3	CLS generico	5,00	1600	0,73	840
4	Solaio a pannello in laterocemento	20,00	1200	0,85	840

Tabella 3-2 Stratigrafia delle pareti laterali

Descrizione dello Strato		Spessore [cm]	Densità [kg m^{-3}]	Conduttività termica [Wm^{-1}K^{-1}]	Calore specifico [J kg^{-1}K^{-1}]
1	Malta di calce o di calce e cemento	1,50	1800	0,900	840
2	Blocco laterizio porizzato	30,00	920	0,197	1000
3	EPS 100 in lastre	6,00	20	0,035	1450

[1] Per "OSB" si intende un pannello di legno a struttura simmetrica composto da trucioli piatti o scaglie di legno, detti *strand*, di lunghezza compresa tra 60 e 150 mm, larghezza tra 10 e 35 mm e spessore tra 0,4 e 0,6 mm, con orientamento delle fibre in direzione longitudinale.

Tabella 3-3 Stratigrafia della realizzazione "tradizionale" del tetto di copertura

Descrizione dello Strato		Spessore [cm]	Densità [kg m^{-3}]	Conduttività termica [Wm^{-1}K^{-1}]	Calore specifico [J kg^{-1}K^{-1}]
1	Cartongesso in lastre	2,50	900	0,210	840
2	Membrana freno vapore	0,15	1500	1,000	1250
3	Pannelli di fibra di legno	12,00	150	0,038	2100
4	Pannelli di fibra di legno	2,00	220	0,045	2100
5	Tegole in cemento	2,00	1500	1,200	840

Tabella 3-4 Stratigrafia del tetto ventilato senza superficie bassoemissiva

Descrizione dello Strato		Spessore [cm]	Densità [kg m^{-3}]	Conduttività termica [Wm^{-1}K^{-1}]	Calore specifico [J kg^{-1}K^{-1}]
1	Cartongesso in lastre	2,50	900	0,210	840
2	Membrana freno vapore	0,15	1500	1,000	1250
3	XPS in lastre	12,00	33	0,034	1450
4	Intercapedine ventilata	6,00	-	-	-
5	Pannelli di fibre di legno	1,50	900	0,160	2100
6	Tegole in cemento	2,00	1500	1,200	840

Tabella 3-5 Stratigrafia del tetto ventilato con superficie bassoemissiva

Descrizione dello Strato		Spessore [cm]	Densità [kg m^{-3}]	Conduttività Termica [W m^{-1}K^{-1}]	Calore Specifico [J kg^{-1}K^{-1}]
1	Cartongesso in lastre	2,50	900	0,210	840
2	Membrana freno vapore	0,15	1500	1,000	1250
3	XPS in lastre	12,00	33	0,034	1450
4	Camera ventilata -	6,00	-	-	-
5	Superficie bassoemissiva	1,50	900	0,160	2100
6	Tegole in cemento	2,00	1500	1,200	840

3.2. Griglia di calcolo

Dato che la lunghezza del canale di ventilazione è molto superiore alla sua altezza, si è ipotizzato che gli effetti delle pareti laterali potessero essere trascurati. Le simulazioni fluidodinamiche hanno pertanto riguardato un dominio di calcolo bidimensionale. La mesh impiegata è di tipo strutturato a celle quadrilatere, costituita da 39494 elementi (Figura 3-2). L'orientazione delle celle rispetto alla direzione preferenziale del campo di moto all'interno del tetto ventilato è stata scelta in modo tale da descrivere in modo dettagliato le caratteristiche principali del deflusso. Infatti il piano medio dell'intercapedine individua la giacitura parallelamente alla quale, a una distanza sufficientemente grande dall'imbocco, i vettori velocità del fluido si allineano. Per ottenere una buona soluzione, è opportuno che le celle siano orientate parallelamente a tale piano (Figura 3-3). All'ingresso e all'uscita del campo di moto sono state aggiunte delle regioni fittizie per ridurre l'effetto delle condizioni al contorno sulla soluzione e per tenere conto delle perdite di imbocco e di sbocco in corrispondenza delle sezioni iniziale e terminale dell'intercapedine ventilata. Sono stati inoltre adottati opportuni raffinamenti della mesh nelle regioni in cui i gradienti delle velocità e delle temperature lo hanno richiesto per ottenere una sufficiente risoluzione del campo di moto.

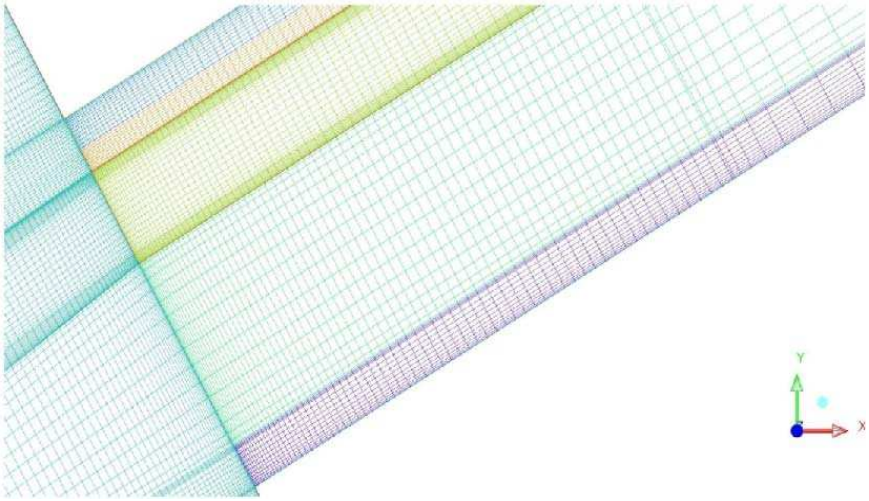

Figura 3-2 Rappresentazione della mesh utilizzata nella presente analisi. Il particolare illustrato riporta l'area di imbocco della camera ventilata

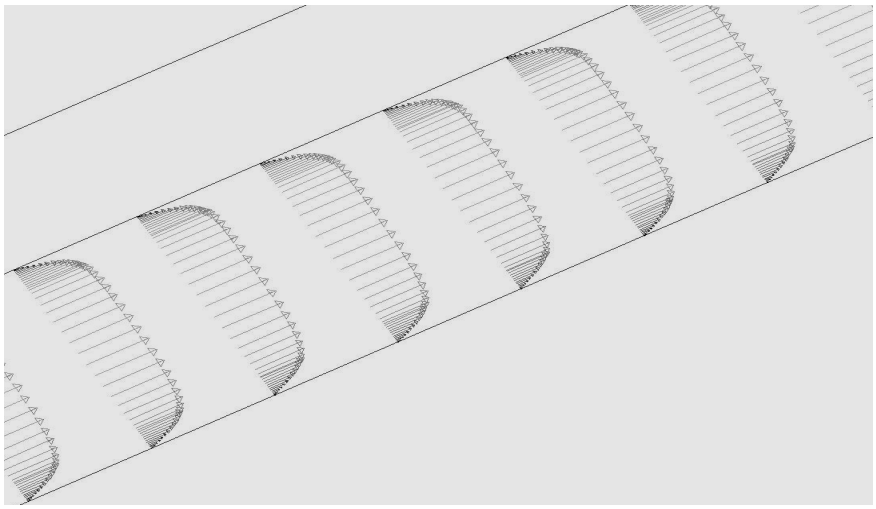

Figura 3-3 Rappresentazione vettoriale della velocità all'interno dell'intercapedine per uno dei casi trattati nella presente analisi: da notare l'allineamento dei vettori con il piano medio della stessa

3.3. Impostazione delle condizioni a contorno

L'aria è un fluido comprimibile. Nel deflusso studiato, la temperatura dell'aria all'interno dell'intercapedine varia in base alle condizioni dell'ambiente esterno per effetto della radiazione solare che incide sulla superficie superiore delle tegole. Come conseguenza della variazione di temperatura, si manifesta una forza motrice, denominata effetto camino, che risulta nel moto di una portata che attraversa la cavità del tetto ventilato. Tale interdipendenza tra i vari fenomeni coinvolti (si ha infatti che la portata dipende dall'innalzamento della temperatura dell'intercapedine, che, a sua volta, dipende dalla portata d'aria fluente) rende necessario risolvere contemporaneamente le equazioni della continuità, della conservazione della quantità di moto e dell'energia per poter valutare il campo di moto risultante. Inoltre, data l'impossibilità di disaccoppiare il campo termico all'interno delle strutture solide dal comportamento del fluido (la temperatura dell'aria all'interno dell'intercapedine risente delle temperature delle superfici che delimitano l'intercapedine, che, a loro volta, risentono della distribuzione delle temperature all'interno dell'intera struttura), è stato necessario risolvere, oltre all'aspetto fluidodinamico, anche il problema della trasmissione del calore per tutte le diverse coperture analizzate.
L'elevato costo computazionale del problema in termini di tempo e potenza di calcolo richiesta rende impossibile l'integrazione diretta ad un modello energetico di un edificio. Si è reso perciò necessario un approccio al problema diviso in due fasi. Nella prima, si è inteso caratterizzare il comportamento termico e fluidodinamico del tetto in un numero sufficientemente elevato di condizioni di esercizio diverse. Nella seconda, i risultati ottenuti sono stati utilizzati per ricavare delle relazioni che potessero essere opportunamente integrate all'interno del modello energetico per fornire i parametri di interesse (portata d'aria fluente nell'intercapedine e quantificazione dello scambio convettivo in corrispondenza delle superfici che delimitano l'intercapedine).
La determinazione delle condizioni al contorno è una fase delicata: esse raramente sono note e quindi devono essere ipotizzate. Le condizioni al contorno utilizzate vogliono riprodurre condizioni operative diverse a cui il tetto può essere soggetto nella realtà. Le prove sono state eseguite per differenti valori della temperatura dell'aria esterna e della radiazione solare disponibile (Tabella 3-6): come si nota, le temperature imposte sono comprese tra 28°C ed 35°C mentre per l'irraggiamento i valori variano da 400 W m^{-2} a 1000 W m^{-2}. Temperatura dell'aria e radiazione solare sono state inglobate nel modello di calcolo attraverso la corrispondente temperatura sole-aria.

Tabella 3-6 Condizioni climatiche corrispondenti ai casi analizzati dalle simulazioni CFD

Caso	T_{ext} [°C]	I [W m^{-2}]	T_{sa} [°C]	Caso	T_{ext} [°C]	I [W m^{-2}]	T_{sa} [°C]
1	35	1000	71,0	9	31	1000	67,0
2	35	800	63,8	10	31	800	59,8
3	35	600	56,6	11	31	600	52,6
4	35	400	49,4	12	31	400	45,4
5	33	1000	69,0	13	28	1000	64,0
6	33	800	61,8	14	28	800	56,8
7	33	600	54,6	15	28	600	49,6
8	33	400	47,4	16	28	400	42,4

T_{ext}: temperatura dell'aria esterna;
I: intensità della radiazione solare;
T_{sa}: corrispondente temperatura sole aria in corrispondenza della superficie della falda del tetto.

3.4. Calcolo della soluzione

Il tempo di calcolo richiesto da una simulazione con le caratteristiche descritte per raggiungere un grado di convergenza adeguato è dell'ordine delle 24 ore (CPU 3,4 GHz, 2,0 GB RAM). La valutazione del grado di convergenza richiede il monitoraggio dell'andamento dei residui normalizzati con l'avanzamento del numero di iterazione fino a che essi non scendano al di sotto di una opportuna tolleranza e assumano una distribuzione concentrata nell'intorno di un valore costante, riportato in Figura 3-4.

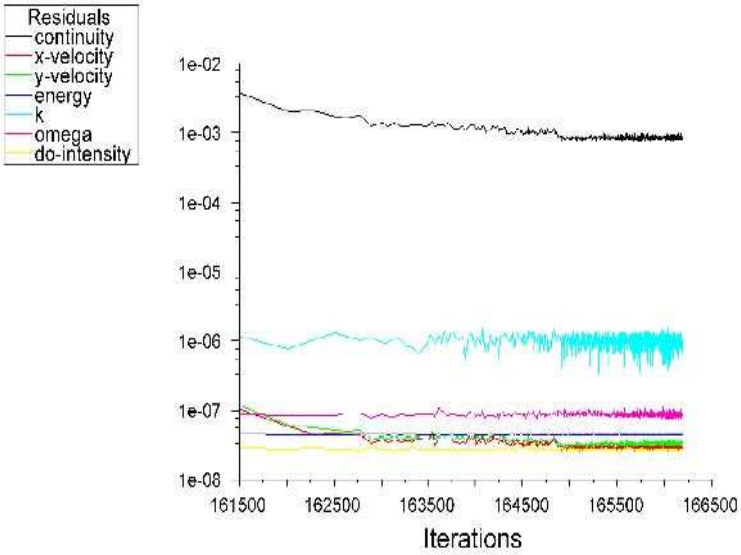

Figura 3-4 Rappresentazione dell'andamento dei residui in funzione del numero di iterazioni

Al termine della simulazione, si è provveduto a verificare la congruenza sul primo principio della termodinamica, come mostrato dai risultati raccolti nella Tabella 3-5, ottenuti applicando la relazione seguente:

$$residuo = |(Q - W\ \Delta H)/Q|$$

dove con Q [W] si intende il flusso termico netto che entra nell'intercapedine ventilata, attraverso le superfici solide che delimitano la camera ventilata; con W la portata di massa d'aria che attraversa la sezione normale [kg s^{-1}] e con ΔH l'incremento medio dell'entalpia totale del fluido, valutato fra l'uscita e l'ingresso dell'intercapedine ventilata [J kg^{-1}].

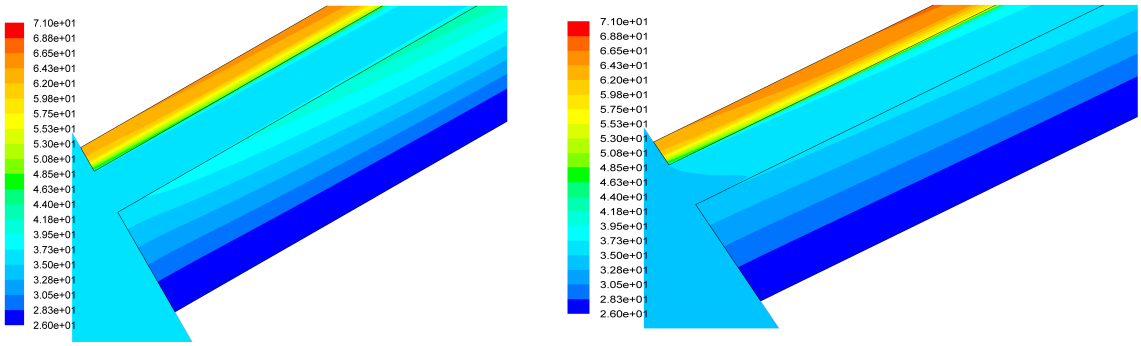

Figura 3-5 Rappresentazione della distribuzione delle temperature per le due strutture ventilate considerate nell'analisi: senza superficie bassoemissiva (a sinistra) e con superficie bassoemissiva (a destra)

Tabella 3-7 Errore normalizzato percentuale nella chiusura del primo principio della termodinamica

Caso	T_{ext} [°C]	I [W/m^2]	T_{sa} [°C]	Senza superficie bassoemissiva [%]	Con superficie bassoemissiva [%]
1	35	1000	71,0	1,9	5,2
2	35	800	63,8	1,8	0,4
3	35	600	56,6	2,1	0,1
4	35	400	49,4	1,4	0,5
5	33	1000	69,0	1,8	8,6
6	33	800	61,8	1,7	0,4
7	33	600	54,6	1,6	0,2
8	33	400	47,4	1,8	0,7
9	31	1000	67,0	2,2	0,6
10	31	800	59,8	1,7	6,6
11	31	600	52,6	1,7	6,5
12	31	400	45,4	1,4	0,5
13	28	1000	64,0	1,7	2,9
14	28	800	56,8	1,7	10,2
15	28	600	49,6	1,7	0,4
16	28	400	42,4	1,6	0,1

3.5. Valutazione dei flussi in regime stazionario

Una volta ottenuta la convergenza delle simulazioni fluidodinamiche e verificata la coerenza dei risultati, è stato possibile calcolare il parametro *S* così definito [1]:

$$S = \frac{Q_0 - Q}{Q_0}$$

dove Q_0 è il flusso termico entrante nell'ambiente sottostante alla copertura, quando non è presente portata d'aria attraverso la cavità del tetto ventilato (ingresso e uscita della cavità chiuse), mentre Q indica il flusso termico medio che attraversa il tetto ventilato in condizioni di funzionamento normale. Quanto maggiore risulta questo coefficiente, tanto meglio lavora l'elemento dell'involucro edilizio al fine dell'isolamento termico in regime di funzionamento estivo. Nella Tabella 3-8 si può vedere come nelle condizioni di irraggiamento e temperatura esterne considerate, l'applicazione di uno strato bassoemissivo risulti in un abbattimento del calore trasmesso.

Tabella 3-8 Confronto del valore assunto dal coefficiente S fra il caso in assenza della superficie bassoemissiva e in presenza della superficie bassoemissiva

Caso	T_{ext}[°C]	I [Wm^{-2}]	Coefficiente S [%] senza superficie bassoemissiva	Coefficiente S [%] con superficie bassoemissiva
1	35	1000	40,2	60,7
2	35	800	37,0	62,1
3	35	600	28,0	56,8
4	35	400	26,1	48,9
5	33	1000	42,4	63,0
6	33	800	39,3	65,5
7	33	600	35,0	60,6
8	33	400	25,7	53,0
9	31	1000	37,1	67,1
10	31	800	42,0	63,3
11	31	600	38,1	59,3
12	31	400	32,0	58,1
13	28	1000	49,0	71,8
14	28	800	46,7	68,9
15	28	600	43,6	73,1
16	28	400	38,5	68,0

4. MODELLO ENERGETICO

La simulazione dinamica di un sistema è una particolare metodologia di simulazione che permette di descrivere l'evoluzione temporale del sistema. In generale, la risposta di un sistema dinamico, in un particolare istante, non dipende unicamente dalle condizioni al contorno del sistema al medesimo istante, ma anche dall'evoluzione del sistema stesso negli istanti precedenti.
Per condurre questo tipo di analisi è stato utilizzato il programma TRNSYS [2], un codice di calcolo dedicato alla simulazione dinamica di sistemi complessi. A differenza dei modelli CFD, un modello energetico dinamico permette, con contenute risorse di calcolo e in tempi ragionevolmente brevi, di descrivere il comportamento dinamico di un sistema, anche su base annuale. Per condurre l'analisi proposta, si è resa necessaria l'implementazione della relazioni trovate per mezzo dello studio fluidodinamico riguardanti la caratterizzazione dello scambio termico all'interno dell'intercapedine ventilata, data la particolarità della struttura e dei flussi, di massa e di energia, che vi hanno luogo. L'analisi CFD è stata utilizzata per la determinazione di opportune relazioni che, implementate all'interno del modello energetico, permettessero la simulazione implicita dei fenomeni di scambio di massa ed energia che caratterizzano l'intercapedine ventilata.

4.1. Configurazione del modello energetico

Le simulazioni fluidodinamiche permettono di valutare le varie componenti dello scambio termico globale che caratterizza l'intercapedine ventilata. In particolare, è possibile stimare l'entità del flusso termico dovuto al meccanismo dell'irraggiamento mutuo fra le superfici interne dell'intercapedine ventilata rispetto allo scambio termico convettivo tra le stesse superfici e l'aria.

4.1.1. Parametri di interesse

L'analisi dell'intercapedine di un tetto ventilato porta a doversi confrontare con fenomeni fisici caratterizzati da un comportamento altamente non lineare che ne impedisce lo studio separato e la valutazione dell'effetto complessivo tramite la sovrapposizione degli effetti.
In generale, quando si prendono in esame i flussi di calore e il campo di moto dell'aria in una regione confinata, è importante considerare lo scambio termico in corrispondenza delle superfici dovuto sia alla convezione naturale che alla radiazione termica nello spettro dell'infrarosso. Entrambi questi fenomeni dipendono dalle temperature superficiali delle pareti adiacenti al dominio di calcolo secondo relazioni non linearizzabili. La radiazione solare assorbita dal tetto viene trasmessa per conduzione, provocando l'innalzamento della temperatura della superficie superiore dell'intercapendine ventilata. Tale superficie emette radiazione nello spettro dell'infrarosso verso le altre superfici della camera ventilata e cede calore per convezione all'aria contenuta nell'intercapedine. Corrispondentemente, quando la temperatura delle altre superfici aumenta, parte del calore viene ceduto per conduzione agli strati più interni, parte viene scambiato per convezione con l'aria e parte viene riemesso come radiazione infrarossa.
L'unico modo di procedere per affrontare un fenomeno così complesso è individuare le grandezze caratteristiche del sistema e riorganizzarle in numeri adimensionali che possano sintetizzare il comportamento complessivo della struttura secondo le indicazioni date dall'analisi dimensionale delle stesse. In regime di ventilazione naturale, essendo il moto dell'aria indotto dalle variazioni della densità del fluido dovute al gradiente nella distribuzione spaziale delle temperature, i gruppi adimensionali generalmente utilizzati per valutare lo scambio termico con superfici a temperatura diversa, sono i numeri di Nusselt, Grashof, Prandtl e Rayleigh,.

L'espressione del numero di Nusselt (*Nu*), particolarizzata per il sistema studiato, è la seguente:

$$Nu = \frac{h\,s}{k}$$

dove *h* è il coefficiente di scambio termico convettivo tra l'aria e la parete nelle condizioni di deflusso considerate, *s* è lo spessore della cavità del tetto ventilato, *k* la conduttività termica dell'aria alla temperatura media della parete.
Il numero di Grashof (*Gr*) è dato dalla seguente relazione:

$$Gr = \frac{s^3\ \rho^2\ \beta\,|g_x|\,\Delta T}{\nu^2}$$

ρ è la densità di massa, β rappresenta il coefficiente di espansione termica a pressione costante, $|g_x|$ è il modulo dell'accelerazione di gravità e ν è la viscosità cinematica.
Il numero di Prandtl (*Pr*) si scrive in base all'espressione:

$$Pr = \frac{c_p\ \mu}{k}$$

Dal prodotto tra i numeri di Grashof e Prandtl si ottiene infine il numero di Rayleigh (*Ra*):

$$Ra = Gr\ Pr$$

Laddove l'analisi fluidodinamica permetteva il calcolo puntuale di tutti i parametri dimensionali riportati, nel modello energetico si è provveduto ad elaborare delle opportune relazioni che consentissero di approssimare il più possibile i valori ricavati con la CFD
Per il calcolo dello scambio termico convettivo, la relazione imposta fra i parametri *Nu* e *Ra* è stata la seguente [3]:

$$Nu = a\left[(s/L)\,Ra\ \sin\vartheta\right]^b \qquad (4\text{-}1)$$

dove *a* e *b* sono stati due determini opportunamente determinati, mentre *s* ed *L* indicano rispettivamente lo spessore e l'estensione della intercapedine ventilata e θ è l'inclinazione della stessa rispetto al piano orizzontale.
L'espressione che lega la portata con la differenza fra la temperatura media del fluido dentro la cavità ($T_{cavità}$) ventilata e la temperatura dell'ambiente esterno ($T_{esterna}$) è stata invece la seguente:

$$\dot{m} = c_1\left(T_{cavità} - T_{esterna}\right)^{c2} \qquad (4\text{-}2)$$

4.2. Modello energetico in regime stazionario

La difficoltà nella modellazione del campo di moto fluido e del conseguente scambio termico dello stesso con le circostanti strutture è stata superata tenendo conto dei due fenomeni implicitamente, riscrivendo cioè le equazioni 4-1 e 4-2 secondo i valori riportati in Tabella 4-1.

Tabella 4-1 Coefficienti delle espressioni per lo scambio termico e la portata nella intercapedine ventilata

	a	b	c_1	c_2
Assenza di superficie bassoemissiva	1.43	0.27	0.0112	0.5118
Presenza di superficie bassoemissiva	2.60	0.15	0.0095	0.4832

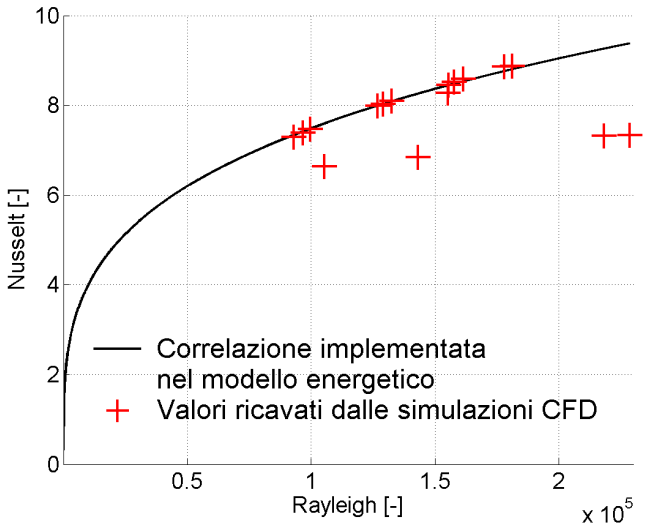

Figura 4-1 Rappresentazione della coerenza della relazione tra numero di Rayleigh e numero di Nusselt implementata all'interno del modello e risultati dell'analisi fluidodinamica nel caso di assenza di superficie bassoemissiva (R^2= 0.88)

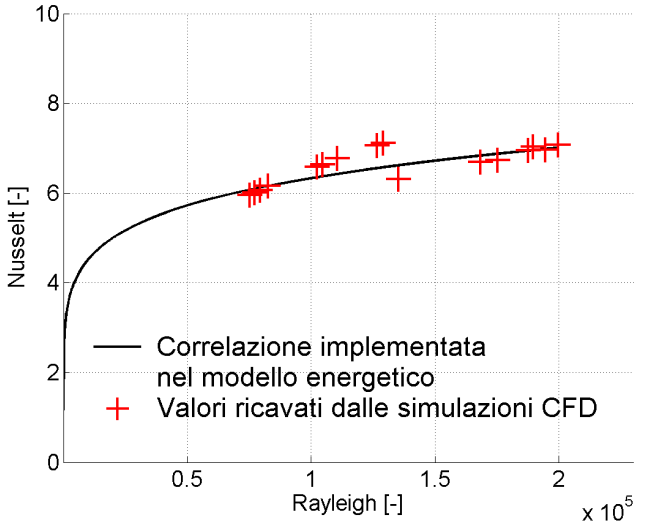

Figura 4-2 Rappresentazione della coerenza della relazione tra numero di Rayleigh e numero di Nusselt implementata all'interno del modello e risultati dell'analisi fluidodinamica nel caso di presenza di superficie bassoemissiva (R^2=0.98)

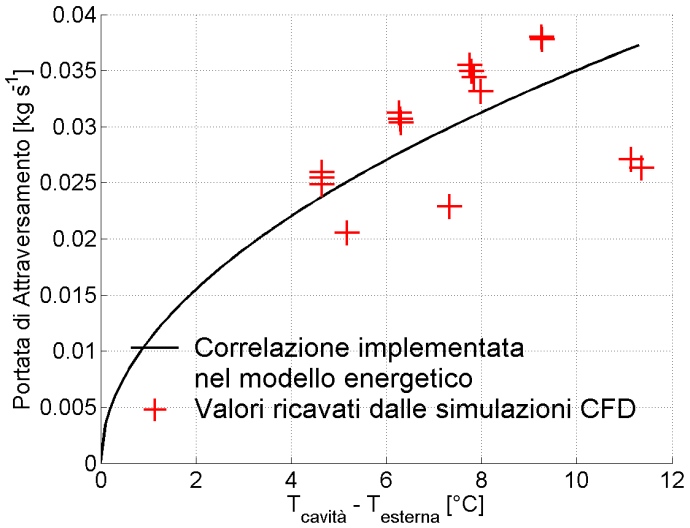

Figura 4-3 Rappresentazione della coerenza della relazione tra la differenza di temperatura tra cavità ed aria esterna e portata indotta implementata all'interno del modello e risultati dell'analisi fluidodinamica nel caso di assenza di superficie bassoemissiva (R^2 = 0.99)

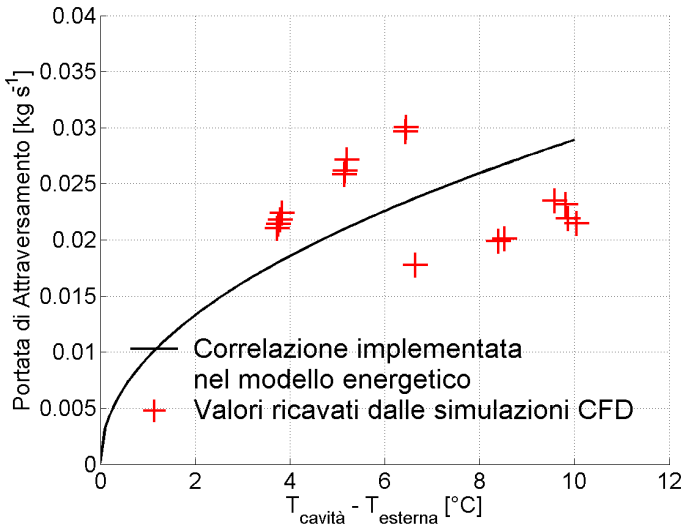

Figura 4-4 Rappresentazione della coerenza della relazione tra la differenza di temperatura tra cavità ed aria esterna e portata indotta implementata all'interno del modello e risultati dell'analisi fluidodinamica nel caso di superficie bassoemissiva (R^2 = 0.97)

Particolare attenzione deve essere prestata alle temperature superficiali della cavità ventilata, che devono essere quanto più possibile coerenti fra i due tipi di analisi.
In particolare, quanto maggiore risulta la precisione con cui il modello energetico riesce a valutare la temperatura della superficie inferiore della cavità ventilata, tanto più comune ai due tipi di analisi, CFD ed analisi dinamica, risulterà il calcolo del flusso termico tra l'aria che fluisce attraverso la cavità ed il sottostante ambiente interno.
Si è quindi proceduto a far lavorare il modello energetico elaborato su una serie di simulazioni, per un totale di trentadue casi esaminati, dei quali metà riferiti alla configurazione senza superficie

bassoemissiva e metà relativi alla presenza di strato bassoemissivo, con condizioni al contorno equivalenti a quelle imposte per le simulazioni fluidodinamiche. Il risultato di tale verifica è riassunto dalla Figura 4-5 e dalla Figura 4-6; vi si può osservare la corrispondenza tra i valori omologhi ricavati dai due modelli.

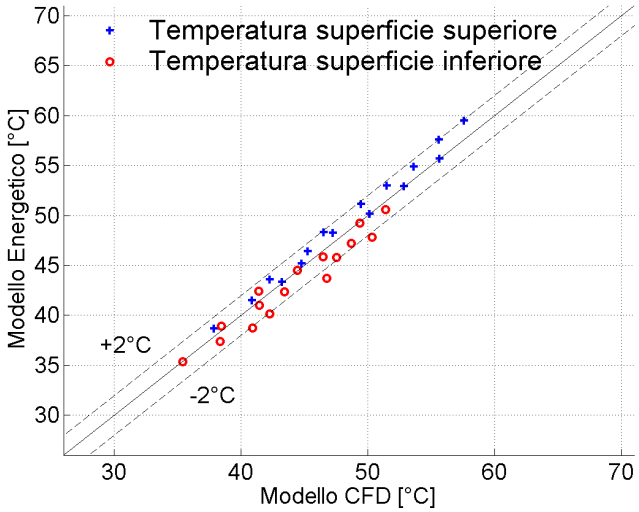

Figura 4-5 Rappresentazione della coerenza tra le temperature previste dal modello fluidodinamico e dal modello energetico, date le medesime condizioni al contorno, nel caso di assenza di superficie bassoemissiva

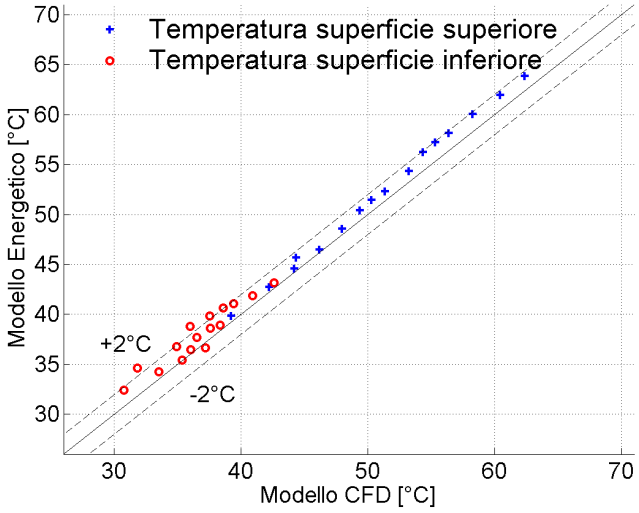

Figura 4-6 Rappresentazione della coerenza tra le temperature previste dal modello fluidodinamico e dal modello energetico, date le medesime condizioni al contorno, nel caso di superficie bassoemissiva

4.3. Modello energetico in regime dinamico

Si riportano le condizioni al contorno riguardanti la gestione dell'edificio simulato in base alle quali è stato calcolato il fabbisogno energetico annuale. Le assunzioni ipotizzate sono state scelte in accordo con la committenza.
Le condizioni climatiche di riferimento sono relative alla città di Milano; i dati climatici impiegati sono stati tratti dal TRY (*Test Reference Year*) della località considerata.
La modellazione degli impianti di riscaldamento e raffrescamento ha previsto l'indicazione delle rispettive temperature di regolazione (*set-point*). Ad ogni istante temporale (le simulazioni sono state condotte su base oraria), il programma fornisce sia l'andamento dei parametri ambientali interni sia le potenze richieste per il mantenimento degli stessi all'interno dei limiti individuati.
Per quanto riguarda il riscaldamento, si è fatto riferimento al periodo convenzionale riferito alla zona climatica E (tra il 15 ottobre e il 15 Aprile).
É stato supposto un funzionamento dell'impianto di tipo attenuato (20°C di *set-point* e 16°C di *set-back*), abbassando la temperatura interna per tenere conto di un'occupazione variabile. Il profilo di intervento dell'impianto è rappresentato dall'andamento temporale riprodotto in Tabella 4-2.
La temperatura di *set-point* del sistema di raffrescamento è pari a 26°C. Anche in questo caso, l'intervento dell'impianto di climatizzazione, se necessario, qualora cioè venisse superata la temperatura di *set-point*, è stato ipotizzato secondo il funzionamento riportato in Tabella 4-2.
Per quanto concerne la ventilazione, è stato ipotizzato un ricambio d'aria pari a 0,5 volumi/ora costante nell'arco delle ventiquattro ore per tutto l'anno. A questo, è stato aggiunto un ricambio d'aria pari a 1,5 volumi/ora dalle 23:00 alle 7:00, limitatamente al periodo estivo (dal 21 giugno al 21 settembre), per tener conto dell'apertura notturna delle finestre.
Per quanto riguarda i carichi interni, è stata presa come riferimento la norma UNI/TS 11300 − 1 nel caso di edifici ad uso residenziale, come riportato in Tabella 4-3.

Tabella 4-2 Profilo temporale degli intervalli di funzionamento degli impianti di climatizzazione invernale ed estiva ipotizzati.

Giorni della settimana	Orario [h]	Periodo di accensione degli impianti
Lunedì -Venerdì	07.00 −17.00 17.00 −23.00 23.00 −07.00	Spento Acceso Acceso
Sabato -Domenica	07.00 −17.00 17.00 −23.00 23.00 −07.00	Acceso Acceso Acceso

Tabella 4-3 Profilo temporale degli apporti termici dagli occupanti e dalle apparecchiature utilizzati nelle simulazioni.

Giorni della settimana	Orario [h]	Carichi interni [W m^{-2}]
Lunedì -Venerdì	07.00 −17.00 17.00− 23.00 23.00 −07.00	1,0 1,0 6,0
Sabato -Domenica	07.00 − 7.00 17.00 −23.00 23.00 −07.00	2,0 4,0 6,0

5. RISULTATI

Per comprendere la validità dei risultati, può essere interessante confrontare gli stessi con una serie di dati sperimentali rilevati durante delle prove condotte su delle realizzazioni reali. Tali prove sono state condotte durante giornate tipiche estive.
Occorre premettere che le simulazioni riguardano condizioni climatiche di riferimento che sono diverse da quelle cui si riferiscono le prove sperimentali condotte. Pertanto, il seguente confronto non va inteso in senso quantitativo, risultando invece più significativo verificare la corrispondenza tra l'andamento delle temperature risultante dalle simulazioni e le misure riferite a dei casi reali.

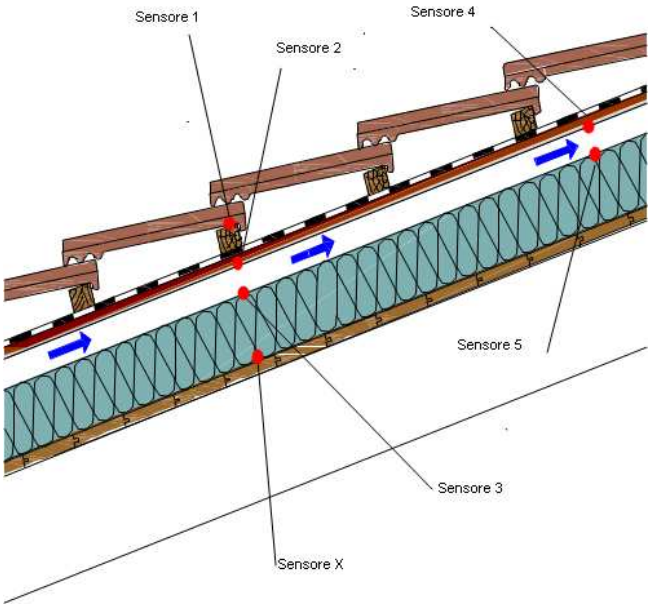

Figura 5-1 Collocazione dei sensori relativa alle prove sperimentali condotte su casi reali

Nelle Figura 5-2 e 5-3 si fa riferimento al confronto tra le temperature rilevate dai Sensori 3 e 5 (si veda la Figura 5-1) e quelle risultanti dal modello energetico alla base della presente analisi. Il confronto viene effettuato sovrapponendo i dati ricavati sperimentalmente a quelli ottenuti nel modello di calcolo raggruppando tutti i giorni che costituiscono i mesi di giugno e luglio. Occorre sottolineare che il modello energetico dinamico schematizza l'intercapedine ventilata in un solo componente, caratterizzato pertanto da un solo valore di temperatura superficiale. Pertanto il valore delle simulazioni energetiche va confrontato con il valore medio dei due sensori 3 e 5 utilizzati nelle prove.
Tale tipo di confronto è stato operato anche nel caso di assenza di superficie basso-emissiva. I risultati sono proposti nelle Figura 5-4 e Figura 5-5.

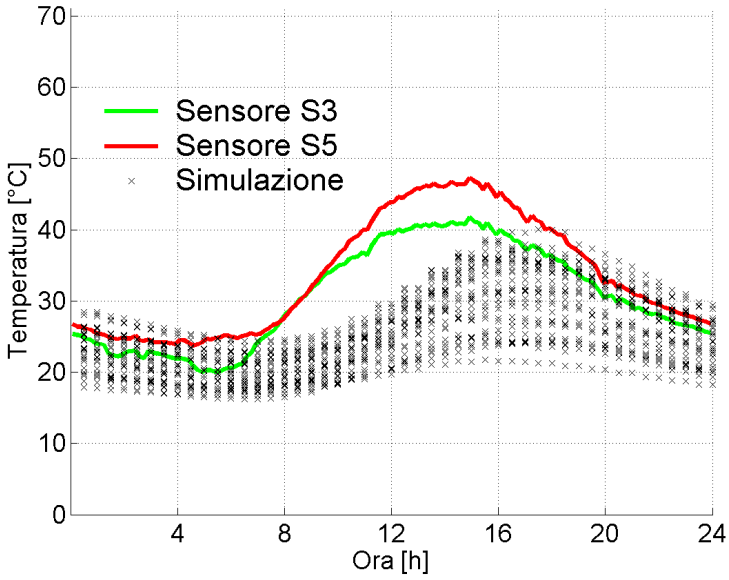

Figura 5-2 Confronto tra temperature rilevate sperimentalmente e temperature ricavate dal modello energetico, in presenza di superfici bassoemissive. I valori sperimentali fanno riferimento ad un periodo di 24 ore. I valori derivati dal modello di calcolo riguardano tutte le giornate del mese di giugno

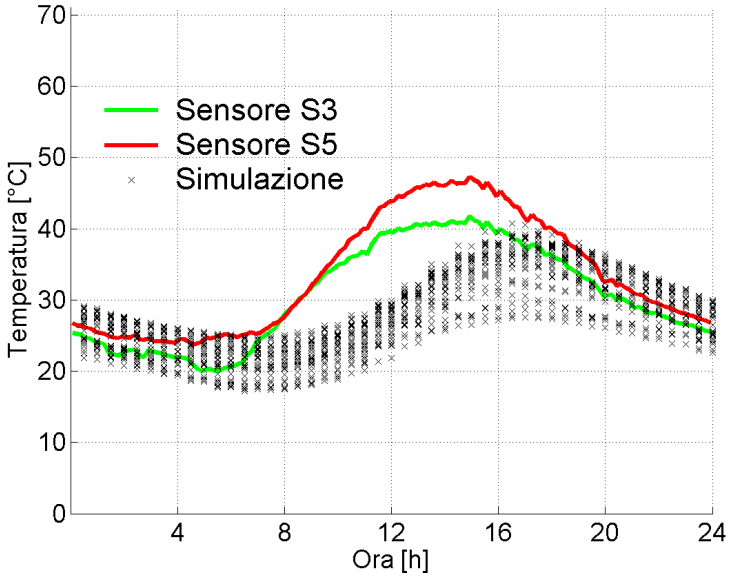

Figura 5-3 Confronto tra temperature rilevate sperimentalmente e temperature ricavate dal modello energetico nel caso di presenza di superficie bassoemissiva. I valori sperimentali fanno riferimento ad un periodo di 24 ore. I valori derivati dal modello di calcolo riguardano tutte le giornate del mese di luglio

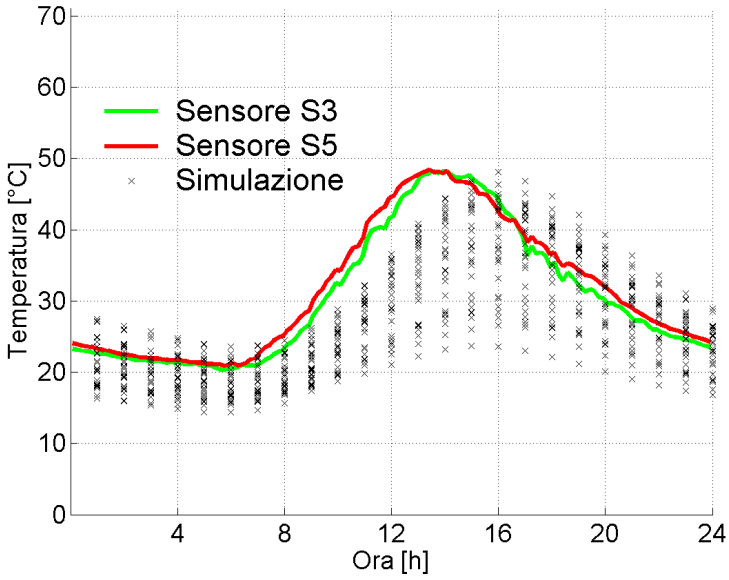

Figura 5-4 Confronto tra temperature rilevate sperimentalmente e temperature ricavate dal modello energetico, nel caso di assenza di superficie bassoemissiva. I valori sperimentali fanno riferimento ad un periodo di 24 ore. I valori derivati dal modello di calcolo riguardano tutte le giornate del mese di giugno

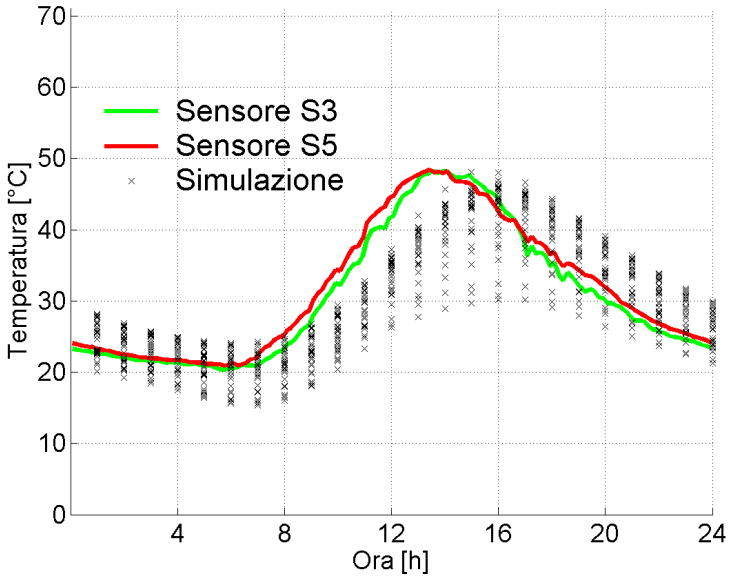

Figura 5-5 Confronto tra temperature rilevate sperimentalmente e temperature ricavate dal modello energetico, in assenza di superficie bassoemissiva. I valori sperimentali fanno riferimento ad un periodo di 24 ore. I valori derivati dal modello di calcolo riguardano tutte le giornate del mese di luglio

Si può notare come i risultati del modello di calcolo siano in sostanziale accordo con i risultati sperimentali, essendo lo scostamento nelle temperature massime dovuto a diversi aspetti legati alla non perfetta coerenza tra i dati misurati e quelli simulati.
Dall'analisi dei risultati riassunti in Tabella 5-1, si evince come la realizzazione tradizionale del tetto, indipendentemente dalla presenza o meno della superficie bassoemissiva, porti a un maggiore fabbisogno energetico per il raffrescamento rispetto alla soluzione di tetto ventilato. Le simulazioni

hanno inoltre evidenziato che il risparmio conseguibile aumenta nel caso di presenza di superficie bassoemissiva nell'intercapedine ventilata.

Tabella 5-1 Fabbisogno annuo per il raffrescamento nei tre casi e risparmio energetico valutato in percentuale rispetto alla soluzione tradizionale.

	Fabbisogno annuo per il raffrescamento [kWh/anno]	Risparmio energetico normalizzato [%]
Tradizionale	203	
Assenza di superficie bassoemissiva	183	10.0
Presenza di superficie bassoemissiva	127	37.6

Per quanto riguarda invece il periodo invernale, seppur in maniera meno evidente rispetto al corrispondente caso estivo, si può notare come la soluzione ventilata con superficie bassoemissiva comporti un risparmio rispetto alle altre due soluzioni prese come riferimento.

Tabella 5-2 Fabbisogno annuo per il riscaldamento nei tre casi e risparmio energetico valutato in percentuale rispetto alla soluzione tradizionale.

	Fabbisogno annuo per il riscaldamento [kWh/anno]	Risparmio Energetico normalizzato [%]
Tradizionale	6764	
Assenza di superficie bassoemissiva	6560	3.0
Presenza di superficie bassoemissiva	6362	6.0

6. RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

1. M. Ciampi, F. Leccese, G. Tuoni, 2005. *Energy analysis of ventilated and microventilated roofs*, Solar Energy 79, pp. 183-192
2. Klein SA *et al*., 2002. *TRNSYS Manual*, University of Wisconsin (USA).
3. J. Khedari, P. Yimsamerjit, J. Hirunlabh, 2002. *Experimental investigation of free convection in roof solar collector*, Building and Environment 37, pp. 455-459