



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
FIRENZE

**DOTTORATO DI RICERCA IN
Energetica e Tecnologie Industriali Innovative**

CICLO XXVII

COORDINATORE Prof. Maurizio De Lucia

Thermodynamic analysis and simulation of an Interactive Façade.

Studio del comportamento termofisico di una facciata in doppia pelle di vetro integrata ad un sistema impiantistico HVAC.

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/11

Dottorando

Dott. Marmonti Enrico

(firma)

Tutore

Prof. Carla Balocco

(firma)

Coordinatore

Prof. De Lucia/Maurizio

(firma)

Anni 2012/2014

Sommario

Capitolo 1: Stato dell'arte e riferimenti di letteratura.....	8
1.1 Classificazione delle facciate a doppia pelle di vetro ventilate.....	9
1.2 Metodi di misura e monitoraggio per sistemi DSF:.....	16
1.3 Gli attuali studi delle prestazioni termo fisiche ed energetiche di facciate ventilate attive ed interattive	23
1.4 Sviluppo di modelli numerici.....	24
1.4.1 Modelli di bilancio energetico.	24
1.4.2 Modelli di "Air-Flow network" e approccio zonale.....	27
1.4.3 Modellazione Fluidodinamica Computazionale (CFD).	29
1.5 Effetti del vento e loro valutazione.....	31
1.6 Prestazioni acustiche, problematiche in caso di incendio e condizioni di comfort.....	32
Capitolo 1: Bibliografia.....	36
Capitolo 2: Assunzioni fisiche per l'analisi del sistema e per la proposta di facciata integrata con l'impianto di condizionamento.....	43
Capitolo 2: Bibliografia.....	49
Capitolo 3: Calibrazione del caso studio: Kennedy Building Centre in Eindhoven.....	51
3.1 Il caso studio: Kennedy Business Centre.....	52
3.1.1 Campagna di monitoraggio in situ condotta:.....	54
3.2 Modellazione fisica del sistema facciata utilizzato in COMSOL.	58
Condizioni al contorno adottate:	60
3.3 Calibrazione dei modelli numerici CFD-FEM utilizzati.....	63
3.3.1. Calibrazione dello scambio termico in cavità. Modelli 2D.	64
3.3.2 Calibrazione delle portate di ventilazione. Modelli 2D.....	65
3.3.3 Verifica delle forze di galleggiamento in cavità	67
3.4 Calibrazione con dati sperimentali.	69
3.4.1 Risultati da modellazione 2D	71
3.5 Risultati da modellazione 3D.	71
3.6 Estensione dei risultati alla stagione estiva.	76

Capitolo 3: Bibliografia.....	78
Capitolo 4: Soluzione proposta: Facciata Interattiva	79
4.1 Soluzione proposta	80
4.2 Definizione delle nuove condizioni di analisi e del modello fisico	84
4.3 Valutazione dei risultati da simulazione del sistema proposto.....	86
4.4 Analisi parametrica per ottimizzare la configurazione di facciata	87
4.4.1 Variazione delle portate di aria di ventilazione.	87
4.4.2 Analisi parametrica per posizione ottimale roller.....	91
4.4.1 Configurazione adottata.	99
4.5 Analisi della facciata interattiva a diverse latitudini	101
4.5.1 Analisi per la stagione invernale: risultati.	103
4.5.2 Analisi per la stagione estiva: risultati.	110
4.6 Apporto energetico fornito dall'integrazione della facciata interattiva con l'impianto HVAC.	117
Capitolo 4: Bibliografia.....	123
Capitolo 5: Applicazione del Teorema di Buckingham al sistema proposto.	125
5.1 L'analisi dimensionale: metodo utilizzato per l'analisi.	126
5.2 Applicazione dell'analisi dimensionale al sistema DSF a ventilazione naturale e forzata: parametri utilizzati nell'analisi e numeri puri ricavati.	130
5.2 Applicazione dell'analisi con teorema di Buckingham per le diverse stagioni	135
5.2.1 Flusso di calore attraverso la facciata Q_{fac} : Stagione invernale.....	137
5.2.2 Flusso di calore attraverso la facciata Q_{fac} : Stagione estiva.	141
5.2.3 Flusso di calore estratto dalla facciata Q_{out} : Stagione invernale.....	144
5.3 Possibili applicazioni della soluzione determinata con il teorema di Buckingham.....	148
Capitolo 5: Bibliografia.....	155
Conclusioni.....	156

Introduzione

Le facciate a doppia pelle di vetro (Double Skin Façades DSF) sono sistemi costruttivi largamente apprezzati nell'architettura moderna. L'involucro trasparente ispira nell'immaginario collettivo un maggiore contatto con l'ambiente circostante e trasmette un'idea di "modernità" e di "trasparenza" delle attività contenute nell'edificio, peculiarità particolarmente apprezzate negli edifici per uffici.

La ventilazione dell'intercapedine d'aria, con tecniche di ventilazione naturale o forzata, fornisce elevate prestazioni all'involucro vetrato rendendolo dinamico, capace di interagire e di adattarsi alle sollecitazioni climatiche esterne. Il comportamento termodinamico di questi sistemi costruttivi è però caratterizzato dalla mutua interazione tra la trasmissione del calore e la ventilazione della cavità vetrata.

Il seguente lavoro di tesi parte dalla constatazione di una poca chiarezza in merito al funzionamento di questi sistemi complessi e multivariabili. Spesso, a causa della similarità con gli involucri a facciata continua, questi elementi edilizi rischiano di essere applicati in modo non appropriato, con ripercussioni in termini di efficienza energetica e di sostenibilità, specialmente in climi caratterizzati da elevate temperature esterne o elevati valori d'irraggiamento solare. Approcci progettuali non sufficientemente accurati in presenza di eccessivi carichi solari o adottando una ventilazione con aria esterna (dalle già alte temperature), possono portare a fenomeni di surriscaldamento della facciata e a prestazioni decisamente inferiori rispetto alle attese progettuali, gettando ombre sull'effettiva efficienza di questa soluzione progettuale.

Obiettivo del seguente lavoro di tesi è lo studio delle prestazioni energetiche di un sistema DSF interattivo e i vantaggi derivanti dalla integrazione tra il sistema edilizio e l'impianto di condizionamento ad aria (HVAC) dell'edificio.

Una valutazione della letteratura scientifica esistente ha permesso di definire le corrette assunzioni necessarie all'analisi delle prestazioni energetiche di questi sistemi fisici complessi. Le evidenze di letteratura hanno permesso di valutare i diversi metodi di calcolo, le assunzioni fisiche, le modellazioni CFD proposte nell'analisi di sistemi sia a ventilazione naturale sia interattivi con ventilazione meccanica.

Un monitoraggio in situ di un edificio per uffici a Eindhoven ha permesso la verifica della correttezza dell'analisi nel sistema del caso studio. In seguito, l'analisi è stata estesa a una diversa soluzione progettuale, trasformando l'involucro esistente in un sistema DSF interattivo dotato di ventilazione meccanica. Questa tipologia di facciata ha permesso il controllo delle condizioni interne della cavità e la creazione di un buffer termico che isola, frapponendosi tra l'ambiente interno e le sollecitazioni climatiche esterne, l'ambiente interno riducendo il fabbisogno energetico dell'edificio. Una ventilazione controllata della facciata può rendere questo sistema un vero e proprio componente impiantistico, diffuso su tutto l'involucro edilizio. Esso non soltanto interagirebbe in modo dinamico con il sistema edificio-impianto, ma potrebbe anche essere fonte di recuperi energetici tra l'aria estratta dalla facciata e quella esterna di rinnovo, per un preriscaldamento di quest'ultima.

Infine, l'analisi dimensionale (utilizzando il teorema di Buckingham) è stata applicata al sistema di facciata DSF interattiva per definire un modello

fisico capace di descrivere il comportamento termofisico di questo sistema. Simulazioni in regime transiente hanno permesso di determinare correlazioni tra numeri puri e di testare l'applicabilità e la robustezza del metodo proposto. Questo tipo di modellazione fisica si è può essere un utile strumento per valutare in regime transitorio l'efficienza energetica di questo sistema.

Esso può essere uno strumento per valutare le prestazioni del sistema costruttivo sia in fase progettuale, al variare di semplici parametri fisici o progettuali, sia integrata in modelli di analisi dinamica del sistema edificio-impianto per determinare l'apporto energetico o le interazioni con il sistema edificio-impianto.

Capitolo 1

Stato dell'arte e riferimenti di letteratura

Le facciate a doppia pelle di vetro sono sistemi costruttivi di ampissima diffusione, con cavità ventilate di spessore variabile da una decina di centimetri fino a un metro. Questa intercapedine riduce, nella stagione invernale, la dispersione verso l'esterno grazie all'effetto serra che si genera nella cavità, mentre nella stagione estiva l'attivazione di forze di galleggiamento favoriscono la ventilazione naturale e la dissipazione del calore derivante dai guadagni solari. Questi involucri sono largamente apprezzati nell'architettura moderna, poiché permettono di progettare edifici dall'involucro trasparente, capaci di ispirare nell'immaginario collettivo un maggiore contatto con l'ambiente circostante, trasmettendo un'idea di "trasparenza" delle attività contenute e di "modernità" all'edificio. Seguendo la trattazione fornita da Loncour et.al. [1], dal Belgian Building Research Institute [2] e utilizzando la classificazione di Poizaris [3], nella prima parte di questo capitolo è presentata una panoramica e una classificazione dei sistemi di facciata DSF. Un'analisi della letteratura internazionale invece permette di descrivere i diversi metodi di misura e previsione delle prestazioni energetiche, i numerosi approcci e metodi di calcolo per analizzare le dinamiche di scambio del calore, le problematiche acustiche e di protezione da incendio. In particolare essa evidenzia come l'analisi non sia di semplice soluzione e strettamente legata al singolo progetto, poiché non esiste una configurazione di doppia pelle utilizzabile o estendibile in qualsiasi luogo e

clima. Negli ultimi anni l'incremento delle capacità di calcolo ha portato all'utilizzo di sempre più complesse Analisi Fluidodinamiche Computazionali (CFD Computational Fluid Dynamics) come fondamentale strumento di supporto al progetto e di analisi delle loro prestazioni termofisiche. L'applicazione di analisi CFD richiede però una attenzione sia nel contenimento dei tempi computazionali necessari, sia nella verifica dell'effettivo accoppiamento dei fenomeni di scambio termico e di massa. Inoltre è opportuno ricordare come queste analisi permettono un attento e dettagliato studio dei fenomeni fisici all'interno della facciata, ma non forniscono metodi specifici per la progettazione e il dimensionamento di questi sistemi o informazioni circa l'interazione con il sistema edificio-impianto in cui le facciate sono inserite.

1.1 Classificazione delle facciate a doppia pelle di vetro ventilate.

La norma internazionale pr.EN 13119 [4] definisce le caratteristiche e specifica la terminologia associata alle facciate continue e ai sistemi a doppia pelle di vetro:

- Facciate continue: facciata prodotta con elementi in metallo, legno o PVC-U, elementi strutturali verticali e orizzontali collegati tra loro e ancorati alla struttura portante dell'edificio. Essa fornisce tutte le normali funzioni di una parete esterna, ma non contribuisce alle caratteristiche portanti della struttura dell'edificio.
- Facciata a doppia pelle: elemento costituito da una cortina che comprende una pelle esterna in vetro e una parete interna, costruita come una facciata continua. Le due pelli della facciata forniscono la funzione completa di "parete", interagendo con il sistema edificio-impianto.

I sistemi a doppia pelle possono essere suddivisi secondo tre principali criteri tra loro indipendenti: tipologia di ventilazione, modalità di partizione della facciata e modalità di ventilazione della cavità.

Il primo criterio di classificazione, il tipo di ventilazione, può a sua volta essere suddiviso in tre differenti casistiche:

- *ventilazione naturale*: ventilazione basata su differenze di pressione generate da effetto camino e/o dall'effetto del vento, senza l'aiuto dei componenti meccanici che forniscano movimento all'aria.
- *ventilazione meccanica*: ventilazione fornita dall'ausilio di componenti meccanici in movimento.
- *ventilazione ibrida*: combina la ventilazione naturale con quella meccanica ventilazione in un sistema con due o più modalità operative.

Generalmente il sistema di ventilazione più applicato è quello naturale poiché coniuga in sé semplicità di esecuzione e di manutenzione. Tale sistema però non sempre assicura prestazioni costanti o condizioni in cavità sotto controllo, perché strettamente dipendente dalle condizioni climatiche del sito (radiazione solare, pressione del vento nelle sezioni in ingresso o uscita della facciata). La ventilazione meccanica, o ibrida, permette invece di supplire con la ventilazione forzata a insufficienti portate dovute alla ventilazione naturale, quando esse diventano inadeguate alla corretta circolazione dell'aria. La presenza di componenti meccanici e di un sistema di controllo per commutare tra ventilazione naturale e meccanica, può però rendere crescenti le spese di gestione e di manutenzione.

Per quanto riguarda la seconda classificazione, le modalità di partizionamento della facciata, è opportuno differenziare tra doppie

finestre ventilate e facciate DSF ventilate. Il primo sistema è costituito da un elemento costruttivo la cui funzione è di riempimento di un'apertura nella parete con uno strato esterno, con vetro singolo o doppio strato, una cavità ventilata dello spessore di pochi centimetri (in cui è generalmente integrato un sistema di controllo della radiazione solare) e un vetro singolo nella parte interna. In ambito italiano, numerosi studi sono stati condotti sulle prestazioni di questi elementi, con misure sperimentali e simulazioni numeriche [5-7] condotte in camere di prova. Le facciate a doppia pelle di vetro ventilate, presentano maggiori dimensioni di cavità (di solito sufficientemente ampie per consentire l'accesso per la manutenzione e pulizia) possono essere suddivise a loro volta nelle seguenti sottocategorie (Figura 1.1):

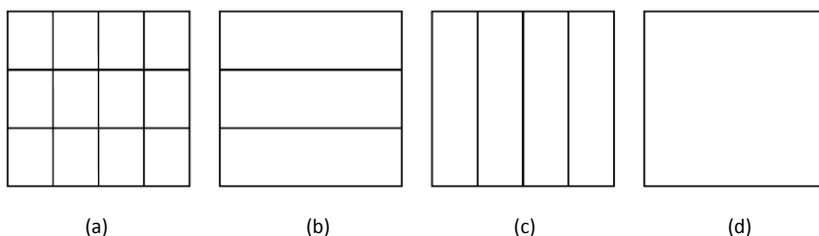


Figura 1.1. partizionamento della facciata: moduli giustapposti (a), tipologia a corridoio (b), "shaft box" (c), multipiano (d) [1].

- Facciate suddivise per piani;
 - Tipologia con moduli giustapposti: la cavità è fisicamente delimitata sia orizzontalmente sia verticalmente dal modulo della facciata;
 - Tipologia "a corridoio": la cavità è delimitata solo orizzontalmente per ogni piano;
- Tipologia "shaft box": la cavità si compone di condotti di ventilazione verticali che si estendono su più piani (per un incremento dell'effetto

camino). Questo tipo di facciata è composto dall'alternanza di moduli di facciata giustapposti, partizionati da condotti di ventilazione verticale a cui ogni modulo facciata è collegato. Il modulo fornisce aria al condotto, naturalmente aspirata dal condotto di ventilazione stesso, per essere evacuata attraverso griglie di ventilazione poste in cima al camino. Questo tipo di facciata è applicata solo in sistemi a ventilazione naturale, proprio perché ideata per un aumentato dell'effetto camino (Figura 1.2);

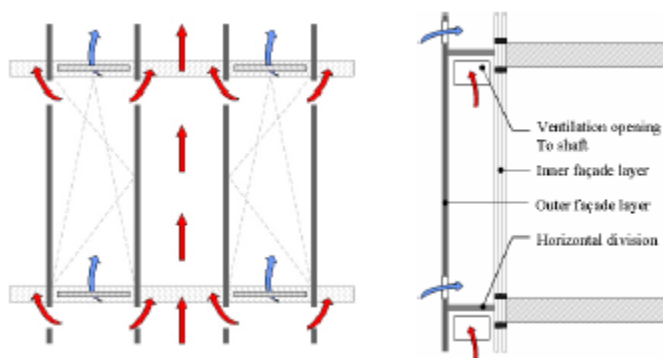


Figura 1.2 Sistema Shaft box [1].

- Tipologia “multi-piano”: sono caratterizzate da una cavità non partizionata né orizzontalmente né verticalmente, in cui lo spazio tra le due facciate vetrate diviene un unico grande volume. Generalmente la cavità è sufficientemente ampia, con griglie calpestabili a ogni piano per consentire l'accesso (servizio di pulizia, ecc) e permettere al tempo stesso la ventilazione. In alcuni casi, la cavità può eseguire tutto l'edificio senza partizionamento. Generalmente, le facciate con questo tipo di partizionamento sono naturalmente ventilate, anche se esistono esempi di facciate con ventilazione meccanica.

L'ultimo criterio di classificazione riguarda la tipologia di ventilazione della cavità: secondo le modalità di ventilazione e la direzione dei flussi d'aria, possono essere distinte le seguenti tipologie (Figura 1.3):

1. Sistema a cortina d'aria esterna (2 direzioni): l'aria introdotta nella cavità proviene dall'esterno ed è espulsa verso l'esterno, formando così una barriera che avvolge la facciata;
2. Sistema a cortina d'aria interna (2 direzioni): l'aria proviene dall'ambiente interno ed è restituita a quest'ultimo dal sistema di ventilazione;
3. Sistema "Air supply" (2 direzioni): l'aria esterna è condotta nell'ambiente interno attraverso la facciata, che diviene un elemento di pre-trattamento per l'aria di ventilazione dell'edificio.
4. Sistema "Air exhaust" (2 direzioni): l'aria proviene dall'ambiente interno ed è espulsa attraverso la facciata verso l'esterno, che diviene un condotto di espulsione dell'aria esausta.
5. Zona Buffer: La zona buffer è creata non ventilando la cavità, per creare una zona cuscinetto che riduca le sollecitazioni termiche nell'ambiente interno.

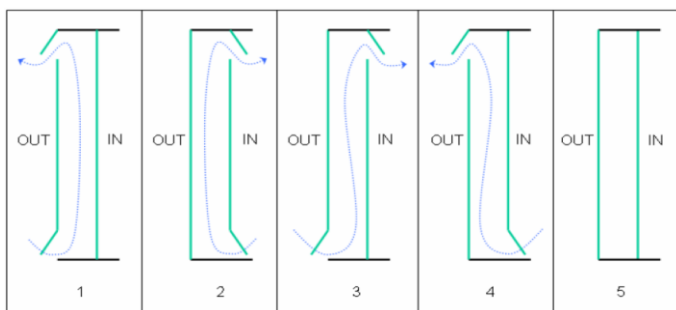


Figura 1.3 Modalità di ventilazione 1 = cortina d'aria esterna, 2 = cortina d'aria interna, 3 = sistema "air supply", 4 = sistema "air exhaust" 5 = zona Buffer [1].

Le diverse modalità di ventilazione possono coesistere all'interno di una sistema DSF e, in generale, facciate doppie naturalmente ventilate possono presentare diversi tipi di ventilazione, in cui il passaggio da una tipologia all'altra è ottenuto attraverso aperture motorizzate, la cui differente posizione determinano le diverse modalità. In un sistema meccanicamente ventilato questo è di solito ottenuto attraverso il sistema HVAC e serrande di regolazione che permettono di decidere, in caso d'integrazione con il sistema impiantistico, differenti strategie di ventilazione e di espulsione dell'aria da e per la cavità.

Anche se queste tipologie di facciate e configurazioni di ventilazione possono essere combinate in una vasta gamma di sistemi, non tutti possono essere facilmente applicabili. La definizione che Kragh [8] fornisce dei sistemi DSF permette così di ridurre e riassumere, tra le combinazioni dei sistemi descritti in precedenza, le più comuni o possibili applicazioni ed identificare in modo univoco le facciate in ambito costruttivo:

- *Facciate a ventilazione naturale*: "Una seconda pelle è aggiunta al di fuori dell'involucro edilizio. Nei periodi con nessuna radiazione solare essa fornisce isolamento termico supplementare. Nei periodi con irraggiamento solare la pelle è naturalmente ventilata da/verso l'esterno da effetti di galleggiamento (stack effects) [...]. La differenza di temperatura tra l'aria esterna e l'aria riscaldata nella cavità deve essere significativa per il funzionamento del sistema. Pertanto questo tipo di facciata non può essere consigliato in climi caldi".
- *Parete attiva*: "Una pelle supplementare è applicata all'interno dell'involucro; l'aria dall'interno passa attraverso la cavità della facciata, ritornando al sistema di ventilazione. Nei periodi con radiazione solare

l'energia assorbita dai sistemi di schermatura è rimossa dalla ventilazione. In periodi con carichi di riscaldamento, l'energia solare può essere recuperata per mezzo di scambiatori di calore. Sia durante i periodi freddi, con nessuna o poca irradiazione solare, sia durante i periodi con guadagni solari o carichi di raffreddamento la temperatura della superficie del vetro interno è mantenuta vicino alla temperatura ambiente, con conseguente aumento del comfort degli occupanti nella zona perimetrale, vicino alla facciata. Questo tipo di facciata è consigliato per climi freddi, a causa del maggiore comfort durante la stagione fredda e l'eventuale recupero dell'energia solare".

- Parete interattiva: "Il principio della parete interattiva è molto simile a quella del parete ventilata naturalmente, con la significativa differenza che la ventilazione è forzata. Ciò significa che il sistema [...] non dipende dal solo l'effetto camino. Il sistema è quindi ideale per i climi caldi con elevati carichi di raffreddamento. Durante i periodi senza irraggiamento solare (ad esempio nelle ore notturne) la ventilazione può essere minimizzata per aumentare l'isolamento termico".

Grazie a questa classificazione è quindi possibile riassumere e raccogliere i diversi sistemi nella classificazione comunemente adottata:

Tipologia di ventilazione	Nome della tipologia di facciata
Naturale	Facciata passiva
Meccanica	Facciata attiva
	Facciata interattiva ¹

¹ Questa definizione è di utilizzo per i sistemi di facciata a doppia pelle di vetro con integrazione al sistema HVAC, sviluppati ad esempio dalla ditta "Permasteelisa".

Questi criteri possono nuovamente essere combinati tra loro in modo da formare tutte possibili combinazioni di facciate ventilate a doppia pelle di vetro, illustrate in Figura 1.4.

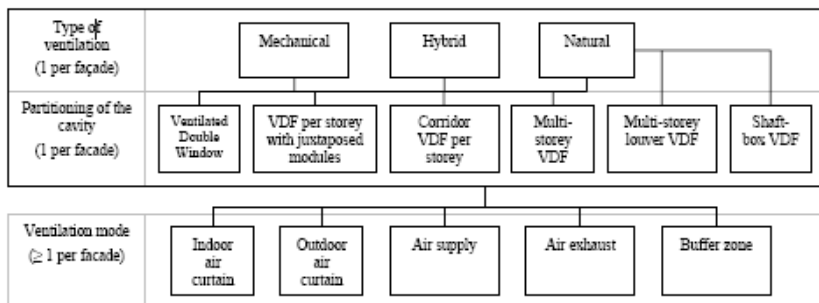


Figura 1.4. Diversi concetti di facciate doppie ventilate immaginabili combinando i tre criteri di classificazione [1]

Occorre però specificare come questi sistemi non possano essere applicati universalmente e in tutti i climi: ogni progetto richiede uno studio puntuale della tipologia di facciata che meglio si addice alle caratteristiche del sito e del clima in cui è inserita e una specifica progettazione del sistema da adottare. Un’esaustiva trattazione dei differenti progetti e applicazioni di questi sistemi costruttivi (anche se di non recente aggiornamento) è contenuta in [2].

1.2 Metodi di misura e monitoraggio per sistemi DSF:

In letteratura possono essere consultate numerose campagne di misura, in laboratorio, test cells o test rooms o in situ su edifici esistenti. In prima approssimazione, i sistemi di misura possono essere ricondotti a due metodi per la misura delle proprietà termofisiche di un sistema finestrato: il metodo della “scatola nera” e del calorimetro solare.

Il metodo di “scatola nera” [9] definito dalla normativa internazionale [10] è un metodo di misura sviluppato per la valutazione del fattore solare di un sistema vetrato. Basandosi sulle proprietà ottiche e solari il guadagno solare è considerato come la somma dell’energia trasmessa attraverso i vetri e della porzione di radiazione solare assorbita da questi. Termocoppie misurano la temperatura superficiale del vetro mentre piranometri forniscono la misura dell’irraggiamento solare incidente e della porzione che attraversa la facciata. In sistemi di prova non dotati di controllo delle condizioni interne la valutazione dell’energia scambiata tra ambiente e esterno, e le variazioni di energia fornita dalla radiazione solare, permettono di determinare le caratteristiche della facciata. Chou et al. [11] utilizzano questo metodo e mettono a punto una camera di misura in laboratorio dotata di un sistema di luce artificiale (che simula l’irraggiamento solare) e di sistemi per la modifica delle condizioni esterne. Questo sistema permette di mantenere sotto controllo ogni possibile variabile climatica e di caratterizzare la facciata, secondo diverse combinazioni di fattori climatici, per determinarne l’influsso sul bilancio energetico dell’edificio. Attraverso il calcolo del rapporto tra l’irraggiamento incidente sulla facciata e quello trasmesso all’interno gli autori introducono il concetto di “Envelope Thermal Transfer Value” (ETTV) come parametro per valutare la prestazione energetica dell’involucro edilizio, parametro collegato alle caratteristiche ottiche e al fattore di guadagno solare del sistema vetrato. Tale metodologia, benché di notevole interesse per il tentativo di collegare le caratteristiche ottiche alle prestazioni energetiche del sistema DSF, presenta alcune lacune e limiti poiché sviluppata in primis per determinare le caratteristiche ottiche

di sistemi vetrati complessi. Una caratterizzazione di questo tipo, benché possa portare anche alla definizione di fattori come ETTV (da condizioni di stabilità in laboratorio) prescinde dalla valutazione delle “effettive” condizioni operative della facciata, caratterizzate da variazioni e reciproca interazione tra ambiente interno ed esterno sottoposti alla variazione delle sollecitazioni climatiche come temperatura, irraggiamento, direzione e intensità del vento.

Il metodo della calorimetria solare si basa invece su un sistema di misura chiuso, solitamente posto all'esterno e dotato di un'apertura su cui è inserito il sistema di finestratura da studiare, mentre le rimanenti pareti presentano elevati valori d'isolamento termico per limitarne gli scambi di calore. Dopo una prima caratterizzazione che fornisce le caratteristiche dell'ambiente di test, successive misure (anche sul componente) permettono di valutarne il guadagno solare del calorimetro attraverso la misura del calore in eccesso rimosso da un sistema di controllo delle condizioni interne. In particolare Flamant et al. applicano questo sistema di misura su Test Cell PASSYS [12] Il sistema è composto da due stanze prefabbricate, dalla struttura ben isolata. La camera di prova è dotata di una parete rimovibile esposta a sud, di dimensioni 2.5 per 2.5 m, su cui è installato il componente edilizio da testare. Essa è dotata di un sistema di condizionamento per il controllo delle condizioni interno, la cui variazione secondo schemi di test ben definiti (in base al tipo di componente), permettono di testare e monitorare le prestazioni in regime dinamico del sistema di facciata analizzato.

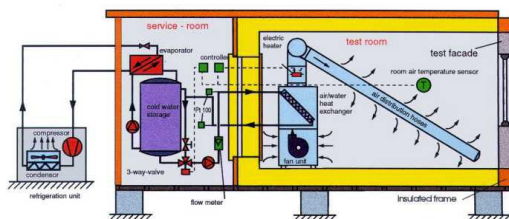


Figura 1.5: Schema di una Test Cell PASSYS dotata di sistema di condizionamento [12]

La misura dei flussi di calore con flussimetri a contatto e delle temperature superficiali sulle pareti della camera di prova, dalle caratteristiche termiche note, permettono in ogni intervallo di misura il bilancio termico sul sistema. Il confronto con i risultati della caratterizzazione del sistema individua l'influenza del componente sulla camera di prova e le sue prestazioni energetiche. Questa tipologia di misura richiede però un attento controllo di ogni apporto che possa influire sul bilancio del sistema: infiltrazioni incontrollate di aria o ponti termici nella camera di prova devono essere attentamente ridotti e valutati nel bilancio.

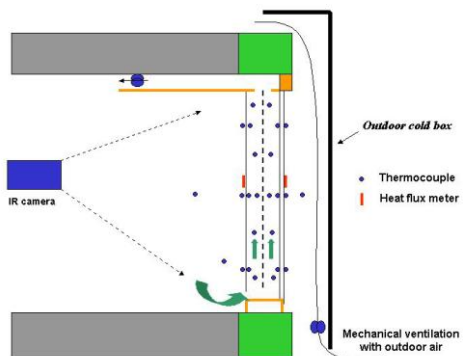


Figura 1.6 Schema del sistema di monitoraggio PASSYS [12]

In Figura 1.6 è visibile l'apparecchiatura di monitoraggio descritta in [12] che ha fornito le seguenti misure:

- Misure di temperatura: misure di temperatura nella cavità d'aria a 5 diverse altezze (per misurarne il gradiente verticale), temperature di ingresso e di uscita dell'aria e temperature di superficie su entrambe le superfici dei due elementi vetrati della facciata;
- Misure del flusso di calore sulle pareti della camera di prova e attraverso l'elemento vetrato.
- Misure di controllo sul flusso d'aria di ventilazione per misurarne la variazione di entalpia e l'apporto energetico nella camera di prova;
- Misure di "smoke tracer" per scongiurare la presenza di infiltrazioni di aria esterna (ed apporti energetici incontrollati).

Tale metodologia, supportata dalla Commissione Europea con i progetti PASSYS, PASSYS2, PASSLINK [13] ha sviluppato una rete di Test Cell su 15 siti di misura posizionati in tutta Europa e protocolli di misura ben definiti. Numerosi altri autori adottano questa tipologia di misura [14,15] poiché la standardizzazione delle procedure di misura permette un immediato confronto dei risultati per componenti edilizi: prove sottoposte allo stesso protocollo di misura in diversi siti europei, permettono di estendere le casistiche rendendo direttamente confrontabili i risultati.

Monitoraggi di sistemi DSF effettuati su edifici test [16,17] o su differenti tipologie di camere di prova [6] possono essere ricondotti, nella strumentazione e nella tipologia di misura, a sistemi a calorimetro solare. In particolare è interessante ed esaustivo per la descrizione della metodologia e delle misure necessarie al monitoraggio in situ, il sistema messo a punto dall'Università di Torino e descritto da Perino et al. [5] per un componente DSF a ventilazione meccanica. Il sistema di misura è costituito da due camere di prova identiche di cui una, nella campagna

- Termocoppie (tipo J) per misurare la temperatura dell'aria interna in differenti quote e posizioni;
- Termocoppie (tipo T) per misurare temperature superficiale del vetro sul lato rivolto verso l'ambiente interno e verso l'esterno;
- 3 flussimetri, disposti sulla superficie di vetro rivolta verso l'ambiente interno, per misurare il flusso termico attraverso la facciata vetrata;
- Termocoppie (tipo T) per misurare la temperatura dell'aria nella cavità ventilata;
- Anemometri a differenti quote in due diverse posizioni (all'interno e all'esterno del sistema di schermatura) per misurare la velocità dell'aria nella cavità;
- Termocoppie (tipo J) per misurare le temperature superficiali del dispositivo di ombreggiatura;
- 1 flussimetro nel vetro esterno per misurare il flusso termico attraverso la facciata di fronte alla cavità;
- Termocoppie (tipo T), per misurare la temperatura dell'aria in ingresso ed in uscita dalla cavità ventilata per 3 differenti punti;
- Piranometri posti di fronte sul lato interno (dietro la facciata) per misurare la radiazione solare incidente e trasmessa.

Particolare attenzione è stata posta ai misuratori di flusso termico e di temperatura poiché durante giornate con elevata radiazione solare possono verificarsi elevati errori di misura. Per evitare questi errori i flussimetri sono stati ombreggiati da un elemento quadrato di alluminio lucido, montato direttamente sul lato opposto del vetro (rispetto alla sonda), mentre le termocoppie sulla superficie di vetro sono state ombreggiate da un semicilindro fatta di plastica ricoperto di alluminio

lucido e montato sopra la sonda. Il sistema descritto è molto accurato nel monitoraggio delle prestazioni e può essere assunto come una buona pratica per la definizione di sistemi di misura su facciate DSF attive. Unica condizione non apprezzabile è la necessità di avere una camera di prova dedicata al confronto. Come ammesso dagli stessi autori, il metodo non fornisce condizioni al contorno esattamente uguali durante le varie prove. Il sistema, così complesso e dettagliato, è confrontato con un altro sistema alle non identiche condizioni, sottoposto anch'esso a errori strumentali, e risulta quindi difficile un controllo dell'errore di misura. Si ritiene pertanto che un sistema standardizzato e calibrato come quello proposto in [12] possa essere affetto da minor errore, poiché calibrato sulle proprie caratteristiche e successivamente affetto dal solo errore strumentale, e capace di fornire più facili confronti con sistemi sottoposti a condizioni climatiche diverse, grazie alla standardizzazione della rete di misure PASSYS-PASSLINK.

1.3 Gli attuali studi delle prestazioni termo fisiche ed energetiche di facciate ventilate attive ed interattive:

La letteratura scientifica fornisce una vasta trattazione sulle facciate a doppia pelle di vetro con un forte incremento negli ultimi anni. Un prezioso lavoro di descrizione dei sistemi DSF è stato compiuto da Poirazis [2] con una puntuale trattazione dei sistemi adottati fino al 2004, mentre una recente revisione della letteratura è stata invece fornita da Shameria et al. [18]. Lo scopo del seguente lavoro di tesi è lo studio delle facciate attive e interattive a doppia pelle di vetro (dotate quindi di ventilazione forzata con o senza connessione all'impianto HVAC), concentrandosi

perciò su un'analisi più dettagliata della letteratura riguardo questi sistemi e rimandando alla consultazione dei precedenti riferimenti per una più dettagliata e ampia panoramica sulla trattazione delle generiche facciate a doppia pelle.

1.4 Sviluppo di modelli numerici

La trattazione di modelli numerici per facciate ventilate a doppia pelle di vetro è stata raccolta da De Gracia et al. [19] in cui è proposto un ampio studio delle differenti analisi e approcci nella definizione di modelli numerici di analisi per questi sistemi costruttivi. In particolare è possibile ricondurre i molteplici approcci nella modellazione numerica finora sviluppati in tre differenti categorie.

1.4.1 Modelli di bilancio energetico.

Numerosi modelli dalla diversa complessità sono stati proposti, supportati da misure sperimentali in laboratorio, per descrivere le prestazioni termofisiche delle facciate DSF. Una prima trattazione ha cercato di definire modelli fisici semplificati [20,21] con bilanci termici iterativi su volumi di controllo nella cavità vetrata. Lo scopo è di definire modelli fisici capaci di prevedere e determinare le prestazioni della facciata (temperatura in cavità, condizioni d'ingresso ed uscita dell'aria, flussi termici attraverso gli elementi vetrati) al variare delle condizioni esterne. La complessità dei fenomeni coinvolti, in particolar modo le riflessioni multiple all'interno delle cavità vetrate, rende molto difficile questo tipo di bilancio. Il confronto, infatti, tra i risultati analitici e i dati sperimentali mostra limiti ed errori non trascurabili. Un passo in avanti è stato compiuto da Von Grabe [22] che sviluppa e valida, esprimendo comunque

la difficoltà della modellazione del flusso nel canale d'aria, un semplice algoritmo di simulazione basato sulle equazioni di trasporto di energia e il Teorema di Bernoulli, descrivendo il comportamento termico di un sistema DSF e dimostrando la sensibilità del bilancio energetico rispetto alla componente di calore dissipato per ventilazione. Ciampi et al. [23] presentano un metodo analitico basato sull'analogia elettrica per definire il bilancio in cavità e calcolare la riduzione di flusso di calore attraverso l'involucro in edifici dotati di facciate ventilate in Europa meridionale. Il fabbisogno di energia, nella stagione estiva e invernale, diminuisce incrementando la dimensione della cavità, fino a una diminuzione del fabbisogno di raffrescamento estivo di oltre il 40%. Le analogie elettriche sono la pratica attualmente utilizzata per la definizione di modelli numerici capaci di fornire una migliore accuratezza nella valutazione dello scambio del calore nella cavità sottoposta alla ventilazione e al conseguente interazione tra scambio del calore, scambi convettivi e dissipazione del calore fornito dalla ventilazione stessa.

Questo tipo di analisi divengono particolarmente difficoltose quando nei modelli sono inserite anche le caratteristiche ottiche e fotometriche degli elementi vetrati, o in presenza di sistemi di schermatura. Poirazis et al. [24] [24] hanno studiato quattro diverse configurazioni di facciate a doppia pelle di vetro, calcolando le temperature dell'aria in cavità a diverse quote, utilizzando due programmi informatici "esterni" (WIS e MathCAD) per una migliore e accurata definizione delle riflessioni della radiazione solare e dello scambio radiativo in cavità. Ciò dimostra come la definizione di modelli numerici generali che possano descrivere in modo

univoco le prestazioni di sistemi DSF, richiedano supporti e/o integrazioni esterne ai modelli stessi.

Modelli numerici per facciate DSF attive, in grado di descrivere le condizioni operative della facciata in regime transitorio, sono stati forniti da Manz e Simmler, [25] e da Zanghirella et al. [6]. In particolare questi ultimi, basandosi su dati sperimentali e su successive simulazioni CFD, eseguono un'analisi di sensibilità e una modellazione numerica di una facciata attiva monitorata a Torino, valutandone le prestazioni alle medio-basse latitudini. La modellazione numerica proposta è molto accurata, capace di descrivere le influenze della schermatura solare sullo scambio del calore e sulla ventilazione della facciata, ma basata nuovamente sul supporto di analisi computazionali strettamente legate al sistema studiato, senza la possibilità di essere esteso a elementi DSF differenti. Un approccio differente è fornito invece da Balocco, che utilizza l'analisi adimensionale per determinare le prestazioni termiche di una facciata a ventilazione naturale [26] e forzata [16]. Questa metodologia applica il teorema di Buckingham per individuare correlazioni tra numeri adimensionali che definiscano il comportamento termofisico di questi sistemi complessi. La valutazione dell'errore, secondo il metodo di Bevington, tra i risultati di simulazioni CFD transienti di modelli tridimensionali del sistema analizzato e dati sperimentali hanno permesso la definizione delle correlazioni tra i numeri puri e la successiva la validazione delle relazioni proposte. L'analisi è presentata come uno strumento utile alla progettazione di facciate ventilate senza l'utilizzo di alti programmi di simulazione complessi che, al variare di alcuni specifici parametri, permetta una prima valutazione delle conseguenti prestazioni del sistema DSF. Questa metodologia rappresenta

un approccio generalizzato per la valutazione delle prestazioni energetiche che, prescindendo dalla definizione iniziale di modelli descrittivi dello scambio del calore (come le analogie elettriche o correlazioni con il teorema di Bernoulli precedentemente descritte), quantifichi le prestazioni energetiche del sistema. Tale approccio si dimostra di ampia validità, flessibile e con un'apprezzabile accuratezza sia in sistemi DSF a ventilazione naturale sia a ventilazione forzata.

1.4.2 Modelli di "Air-Flow network" e approccio zonale.

Hensen et al. [27] propongono un metodo di calcolo che tratta ogni componente edilizio e flusso d'aria, da e verso l'impianto HVAC, come una rete di nodi (rappresentati da porzioni di ambiente, stanze e/o componenti del sistema) e connessioni internodali nei percorsi del flusso d'aria per valutare gli apporti energetici in sistemi ventilati. La modellazione del flusso d'aria nella rete avviene assumendo il principio di conservazione della massa, nei flussi in ingresso e uscita da ogni nodo, ed è generalmente integrato con una serie simultanea di equazioni non lineari integrate nel tempo che definisca il bilancio termico in ogni nodo.

Stec e Van Passen [28] utilizzano anch'essi questo metodo per l'analisi di questi sistemi costruttivi e per valutarne l'apporto energetico derivante dall'integrazione con l'impianto HVAC [29]. Essi mostrano come facciate DSF non solo siano un involucro edilizio adattabile alle condizioni interne, ma possono divenire anche componenti impiantistiche. Numerosi lavori e pubblicazioni scientifiche di Gratia e De Herde [30-34] mostrano in modo ampio come modelli di analisi zonale possono essere utilizzati nella descrizione non tanto le facciate a livello di componente edilizio, ma

principalmente per valutare l'interazione con il sistema edificio-impianto e nella previsione delle prestazioni dell'edificio al variare delle condizioni climatiche esterne. Tali lavori forniscono un puntuale abaco per quanto riguarda l'applicazione dei sistemi DSF a ventilazione naturale, indicazioni circa la loro disposizione in fase progettuale, la corretta posizione dei sistemi di schermatura solare, l'effetto sul bilancio termico dell'edificio e la loro influenza sulla ventilazione trasversale. Un importante contributo nella definizione di algoritmi di calcolo per la regolazione e l'integrazione dei sistemi DSF con l'impianto HVAC è rappresentato da Choi et al. [35]. Gli autori suggeriscono strategie di controllo e schemi di funzionamento, applicati su tre differenti applicazioni in sud Corea, analizzati attraverso modelli di simulazione di sistemi multipiano integrati con impianti HVAC, evidenziando un rilevante risparmio energetico qualora il sistema sia utilizzato come elemento per pre-riscaldare l'aria in ingresso. Questi tipi di approccio, nelle loro diverse applicazioni, rappresentano un'evoluzione dei modelli generali descritti in precedenza. Senza eccessivo onere computazionale è possibile determinare le reciproche interazioni tra involucro, edificio e impianto HVAC e valutare le prestazioni del sistema edificio-impianto. Essi, tuttavia, non forniscono indicazioni specifiche su ciò che accade all'interno del componente facciata qualora siano richieste particolari informazioni circa la natura del campo di moto, il grado di turbolenza, l'efficienza del sistema nella ventilazione, è comunque necessario ricorrere ad un approccio di simulazione CFD.

1.4.3 Modellazione Fluidodinamica Computazionale (CFD).

Già dall'analisi dei lavori di letteratura discussi in precedenza è facile dedurre come la tecnica CFD sia ampiamente utilizzata per la simulazione degli effetti del flusso d'aria nel canale di facciate DSF. L'applicazione dell'analisi agli elementi finiti, su griglie a due o tre dimensioni, per la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes relative al moto dell'aria, fornisce dettagliate informazioni sulla natura del campo di moto e sull'influenza di questi ultimi nello scambio del calore. Numerosi autori [5], [27,30-31] sono concordi nell'utilizzo di questa metodologia per valutare le prestazioni di facciate ventilate, principalmente se a ventilazione naturale, e determinare i punti critici di questi sistemi costruttivi. Pasut e DeClari [39] discutono su quali fattori siano importanti nella simulazione di una facciata ventilata con questa tecnica, e quali possono invece essere trascurati poiché aumentano solo il costo computazionale della simulazione. Gli autori hanno evidenziato come, in facciate DSF a ventilazione naturale, il campo di velocità è quasi bidirezionale, per cui una modellazione 3D fornisce una non eccessivamente maggiore accuratezza rispetto a modelli 2D, più semplici e dal minor costo computazionale. Conducendo analisi di sensibilità mostrano come la conducibilità termica o altre caratteristiche termofisiche dell'aria possono essere trattate come parametri dipendenti dalla sola temperatura. Inoltre sono suggeriti modelli di turbolenza $k-\varepsilon$, rispetto a modelli $k-\omega$, per il loro migliore accordo tra i risultati delle simulazioni e i dati sperimentali.

Un elevato dispendio delle risorse di calcolo è inoltre provocato dalla soluzione delle micro turbolenze generate dai sistemi di schermatura a veneziana, molto spesso utilizzate per il controllo della radiazione solare.

Una soluzione per ridurre le risorse di calcolo è fornita da Zeng et al. [40]. Nella loro pubblicazione notano come il moto dell'aria intorno alla veneziana sia sostanzialmente formato da due canali verticali, con ridotti e parziali passaggi di aria attraverso le alette della schermatura. Gli autori propongono quindi di affrontare la problematica delle micro-turbolenze sugli elementi a veneziana attraverso la sostituzione del sistema con uno a porosità equivalente, capace di fornire stessi effetti nei campi di moto dell'aria ma con un'importante riduzione dei tempi di calcolo.

Infine è degna di nota la proposta avanzata da Chan et al. [41]. Gli autori propongono l'uso di tecniche passive per il raffrescamento dell'aria in ingresso nella cavità, durante la stagione estiva, attraverso la saturazione adiabatica dell'aria. Anche se il sistema si rivela poco efficiente nel rapporto effetto di condizionamento rispetto all'energia impiegata, la proposta è interessante perché inserisce una nuova variabile, le condizioni dell'aria in ingresso, oltre al solo valore della portata di ventilazione, per il raffrescamento delle facciate DSF. Un'evoluzione della proposta è rappresentata da Cianfrini et al. [42] che propongono un sistema di connessione della facciata all'impianto HVAC che preveda un sistema di saturazione adiabatica dell'aria esausta per il raffrescamento della cavità ed un successivo riutilizzo dell'aria estratta, definendone strategie di regolazione e di recupero di energia. L'analisi dei dati determina una buona prestazione della cavità e una riduzione dei consumi di energia intorno al 40-50%. Tra i numerosi strumenti software per analisi termofluidodinamiche, Comsol Multiphysic [43] è uno strumento frequentemente utilizzato: la possibilità di definire valutazioni accoppiate tra lo scambio termico e l'influenza nello scambio convettivo del moto

dell'aria (soluzioni fornite da analisi CFD) in modo simultaneo nello stesso intervallo di calcolo, la completa interfaccia con Matlab e la possibilità d'inserimento di equazioni definite dall'operatore, rendono lo strumento di calcolo flessibile e adatto a questo tipo di analisi. Recentemente, Gerlich et al. [44] hanno valutato il trasferimento di calore in involucri edilizi utilizzando modelli analitici validati da dati sperimentali. Schijndel et al. [45], partendo da una campagna di misure sperimentali in un museo in olanda, hanno accoppiato il trasferimento di calore con gli effetti dei moti dell'aria e relativo trasporto di umidità definendo un'analisi integrata del sistema edificio-impianto. Numerosi autori, Balocco [26], van Dronkelaar et al. [46] hanno utilizzato questo strumento per valutare il comportamento termico e le prestazioni energetiche di sistemi di facciata ventilata o per l'analisi di una finestra ventilata [47]. Occorre però considerare le limitazioni legate a questo approccio: tali analisi, anche se comprensive della valutazione dello scambio del calore, spesso permettono solamente un'analisi di dettaglio dei sistemi per una descrizione delle loro prestazioni energetiche o per una loro ottimizzazione. Le condizioni di uscita dell'aria dalla cavità ed l'efficienza del sistema di ventilazione (quando presente) sono dettagliatamente descritte ma ad oggi ciò non è ancora possibile un'estensione dei risultati all'intero edificio o all'impianto HVAC, se non attraverso l'uso di sistemi Air-Flow network dalla minore accuratezza nei risultati.

1.5 Effetti del vento e loro valutazione

Il vento è un elemento che condiziona molto le portate di ventilazione in sistemi di facciata a ventilazione naturale e a volte può provocare il non

funzionamento della facciata stessa, con fenomeni di turbolenza in ingresso o in uscita dalla cavità. Un recente lavoro di Richter et al. [49], che ha trattato il monitoraggio e le successive analisi CFD di un sistema DSF a ventilazione naturale in Olanda, mostra come turbolenze indotte dal vento nella zona di espulsione inibiscano le portate d'aria in uscita dalla cavità. L'aleatorietà nella direzione e intensità rende l'effetto del vento su questi sistemi di difficile previsione. Loua et al. [50] analizzano gli effetti della pressione del vento su un edificio attraverso la modellazione sperimentale in galleria del vento, e una successiva modellazione numerica, della pressione del vento sulle superfici interna ed esterna della cavità in funzione dell'orientamento, della quota e dell'intensità. Sono inoltre sviluppati modelli numerici, convalidati da risultati sperimentali, proposti come un'alternativa all'uso della galleria del vento per indagare l'interazione della pressione indotta sulla ventilazione naturale per un'applicazione in simulazioni CFD o in modelli di analisi air-flow network.

1.6 Prestazioni acustiche, problematiche in caso di incendio e condizioni di comfort

La letteratura scientifica mostra vantaggi e svantaggi del sistema DSF anche dal punto di vista dell'isolamento acustico. Se l'edificio è situato in una zona con elevati livelli di rumore esterno, la facciata a doppia pelle su più piani è spesso suggerita. Uno strato esterno che non presenta aperture, come il caso di sistemi interattivi interno-interno, evita infatti la trasmissione del rumore (dall'esterno all'interno). Per lo stesso motivo questo sistema è però inadeguato quando i livelli di rumore generati all'interno sono elevati. La trasmissione del suono attraverso elementi

vetrati è di complessa soluzione e Tadeu et al. [51] hanno fornito modelli semplificati di trasmissione del suono, partendo da risultati sperimentali, per analizzare l'isolamento acustico di elementi vetrati al variare del numero di pannelli, del loro spessore, dello spessore tra pannelli vetrati e telaio. Asdrubali et al. [52] e più recentemente Díaz et al. [53] hanno analizzato, con l'uso di dati sperimentali ottenuti da monitoraggi svolti in camere di prova, il contributo di sistemi roller nell'abbattimento del suono trasmesso attraverso facciate DSF. Questo tipo di integrazione, valutando i molteplici effetti sia da un punto di vista della schermatura della radiazione solare sia dell'influenza riguardo la trasmissione del rumore esterno, risulta essere di particolare interesse. Da un punto di vista della sicurezza in caso d'incendio, infine, l'utilizzo di estese lastre di vetro e di ampie cavità può causare problemi. Il principale problema di sicurezza deriva dal fumo caldo proveniente dall'incendio e, solo in seguito, dalle fiamme. Qualora un pannello di vetro nella facciata si rompesse, l'incendio può diffondersi agli altri piani collegati attraverso intercapedine d'aria. Tale rottura può essere provocata dal movimento del fumo in cavità, dapprima verso il pannello esterno e in seguito di nuovo verso il pannello interno, causando diverse deformazioni termiche nella lastra e conseguenti sollecitazioni meccaniche.

Esperimenti con modelli fisici in scala sono stati svolti da Chow e Hung [54] e da Chow et al. [55] per indagarne il rischio ed analizzare l'evoluzione dell'incendio. Ding e Hasemi [56] hanno invece esaminato, con modelli in scala e modellazioni numeriche, la diffusione del fumo in cavità. Gli autori evidenziano la tendenza del fumo ad accumularsi in cavità, diffondendosi in seguito agli ambienti collegati al sistema DSF. Junmei et al. [55] hanno

analizzato con modelli numerici gli effetti dell'incendio su sistemi dotati di differenti spessori (0.5 m, 1 m, 1.5 m) e gli effetti della profondità della cavità sull'evoluzione della distribuzione del fumo in facciata. Tutti gli autori concordano sul fatto che una cavità profonda potrebbe dare maggiore sicurezza per la maggior parte degli scenari studiati poiché cavità molto strette (0.5 m di profondità) sottopongono lo strato vetrato esterno è maggiormente sottoposto a rottura. Le cavità superiori ad 1 m sono invece considerate le più critiche per la diffusione dell'incendio ai piani superiori. Inoltre sono suggeriti sistemi di protezione contro il collasso delle doppie pelli, usando vetri dalla resistenza differenziata o sistemi di aerazione (con apertura di elementi dedicati o con estrattori dei fumi caldi) per la dissipazione del fumo. L'analisi di diversi scenari d'incendio e della propagazione dei fumi mostra infatti un maggiore rischio nella rottura dei vetri interni in sistemi multipiano. E' quindi consigliata una resistenza differenziata tra vetro interno ed esterno, che privilegi per quest'ultimo strato una maggiore resistenza al fuoco. Rompendosi esso permette una maggiore dissipazione del calore dalla cavità e riduce i rischi di ulteriori rotture indesiderate. Lo stesso effetto può essere ottenuto tramite l'utilizzo di sistemi di dissipazione dei fumi caldi, capaci di stabilizzare il flusso dell'aria ed evitare gradienti di temperatura e sollecitazioni meccaniche alle lastre vetrate.

Infine per quanto riguarda le condizioni di comfort locale in prossimità delle facciate DSF le indicazioni della normativa ASHRAE [58] forniscono strumenti per la valutazione del comfort in ambiente e informazioni circa limitazioni delle asimmetrie radianti. Affrontando il tema del comfort in ambiente, proposto dagli studi di Fanger et al. [59] fino ai più recenti studi

che riguardano le asimmetrie radianti, Richter et al. [49] presentano nel un'analisi delle condizioni locali di comfort in prossimità di sistemi DSF. Lo studio è condotto attraverso il monitoraggio del una facciata inclinata a ventilazione naturale in Olanda, in cui successive simulazioni CFD hanno approfondito la valutazione delle condizioni di comfort locale per lavoratori in prossimità di elementi vetrati. In particolare gli autori assumono che condizioni di comfort locali per lavoratori in prossimità del sistema vetrato, ad una distanza di 0.5 metri dalla facciata, richiedono variazioni locali della temperatura radiante, tra superficie vetrata e temperatura media radiante in ambiente, non superiori a 0.5°C.

Capitolo 1: Bibliografia

- [1] X. Loncour, A. Deneyer, M. Blasco, G. Flamant, P. Wouters, Ventilated double façades. Classification & illustration of façade concept, Belgian Building Research Institute (2004) Bruxelles.
- [2] Belgian Building Research Institute (BBRI), Source book for a better understanding of conceptual and operational aspects of active facades (2002) Bruxelles.
- [3] H. Poirazis, Double Skin Façades for Office Buildings Literature Review (2004) Lund.
- [4] CEN, prEN 13119 – Curtain walling – terminology 2004
- [5] M. Perino, S.P. Corgnati, V. Serra, Experimental assessment of the performance of fan active transparent façade during actual operating conditions, *Energy and Buildings*, 81 (2007) 993-1013.
- [6] F. Zanghirella, M. Perino, V. Serra, A numerical model to evaluate the thermal behavior of active transparent façades, *Energy and Buildings*, 43 (2011) 1123–1138.
- [7] R. Fuliotto, F. Cambulia, N. Mandasa, N. Bacchin, G. Manarab, Q. Chen, Experimental and numerical analysis of heat transfer and airflow on an interactive building façade, *Energy and Buildings*, 42 (2010) 23–28.
- [8] M. Kragh, Monitoring of Advanced Facades and Environmental Systems, Conference proceeding: The whole-life performance of facades, Bath (UK), 2001.
- [9] M. Collins, W. Dupont, The calibration and commissioning of solar calorimeters, Conference proceeding: Sesci conference, Kingston (Ontario-Canada), 2003.

- [10] ASTM G167 – 05 Test Method for Calibration of a pyranometer using a pyrliometer.
- [11] S.K. Chou, K.J. Chua, J.C. Ho, A study on the effects of double skin façades on the energy management in buildings, *Energy Conversion and Management*, 50 (2009) 2275-2281.
- [12] G. Flamant, X. Loncour, P. Wouters, D. L'heureux, Real-scale Testing of Ventilated Double Facades. Performance Assessment in a PASLINK Test Cell, Belgian Building Research Institute (BBRI), 2004.
- [13] P.H. Baker, H.A.L Van Dijk, Passlink and dynamic outdoor testing of thermal and solar properties of building components, Internal Dynastee project report (2005).
- [14] P.H. Baker, M.E. Mc Evoy, Test cell analysis of the use of a supply air window as passive solar component. *Solar Energy*, 69 (2000) 113–130.
- [15] M.E. Mc Evoy, R.G. Southall, P.H. Baker, Test cell evaluation of supply air windows to characterize their optimum performance and its verification by the use of modeling techniques, *Energy and Buildings*, 35 (2003) 1009–1020.
- [16] C. Balocco, M. Colombari, Thermal behavior of interactive mechanically ventilated double glazed facade: non-dimensional analysis, *Energy and Buildings*, 38 (2006) 1–7.
- [17] F. Kuznik, T. Catalina, L. Gauzere, M. Woloszyn, J.J. Roux, Numerical modeling of combined heat transfers in a double skin façade e Full-scale laboratory experiment validation, *Applied Thermal Engineering*, 31 (2012) 3043-3054.
- [18] M.A. Shameria, M.A. Alghoulb, K. Sopianb, M. Fauzi, M. Zaina, E. Omkalthum, Perspectives of double skin facade systems in buildings and

- energy saving, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (2011) 1468–1475.
- [19] A. De Gracia, A. Castell, L. Navarro, E. Orò, L.F. Cabeza, Numerical modeling of ventilated facades: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22 (2013) 539–549.
- [20] H. Ghadamiana, M. Ghadimia, M. Shakouria, M. Moghadasia, M. Moghadasic, Analytical solution for energy modeling of double skin façades building, *Energy and Building*, 50 (2012) 158-165.
- [21] C. Balocco, A simple model to study ventilated façades energy performances, *Energy and Buildings*, 34 (2002) 469-475.
- [22] J. von Grabe, A prediction tool for the temperature field of double facades, *Energy and Buildings*, 34 (2002) 891–899.
- [23] M. Ciampi, F. Leccese, G. Tuoni, Ventilated facades energy performance in summer cooling of buildings. *Solar Energy*, 75 (2003) 491–502.
- [24] H. Poirazis, J.L.J. Rosenfeld, Modeling of Double Skin Façades-Results obtained using WIS, Technical University of Denmark (DTU) disponibile in: <http://www.ebd.lth.se/avd%20ebd/main/personal/Harris/default.html>.
- [25] H. Manz, H. Simmler, Experimental and numerical study of a mechanically ventilated glass double façade with integrated shading device. Conference proceedings: 2nd International Building Physics Conference Belgium, Bruxelles, 2003.
- [26] C. Balocco, A non-dimensional analysis of a ventilated double facade energy performance, *Energy and Buildings*, 36 (2004) 35–40.
- [27] J.L.M. Hensen, M. Bartak, F. Drkal, Modeling and simulation of a double-skin facade system. *ASHRAE Transactions*, 108 (2002) 1251–1259.

- [28] W. Stec, D. Van Paassen, Defining the performance of the double skin facade with the use of the simulation model, Conference proceeding: 8th International IBPSA conference, Eindhoven, 2003.
- [29] W. Stec, D. Van Paassen, Symbiosis of the double skin facade with the HVAC system. *Energy and Buildings*, 37 (2005) 461–469.
- [30] E. Gratia, A. De Herde, Guidelines for improving natural daytime ventilation in an office building with a double-skin façade, *Solar Energy*, 81 (2004) 435-448.
- [31] E. Gratia, A. De Herde, Are energy consumption decreased with the addition of a double skin?, *Energy & Buildings*, 39 (2006) 605-619.
- [32] E. Gratia, A. De Herde, The most efficient position of shading devices in a double-skin facade, *Energy & Buildings*, 39 (2006) 364-373.
- [33] E. Gratia, A. De Herde, Greenhouse effect in a double skin facade, *Energy & Buildings*, 39 (2006) 199-211.
- [34] E. Gratia, A. De Herde, Guidelines for improving natural daytime ventilation in an office building with a double-skin façade, *Solar Energy* 81 (2007) 435–448.
- [35] W. Choi, J. Joe, Y. Kwak, J.H. Huh, Operation and control strategies for multi-storey double skin facades during the heating season, *Energy and Buildings*, 49 (2012) 454-465.
- [36] H. Manz, Numerical simulation of heat transfer by natural convection in cavities of façade elements, *Energy and Buildings*, 35 (2003) 305–311.
- [37] J. Xama'n, A. lvarez, L. Lira, C. Estrada, Numerical study of heat transfer by laminar and turbulent natural convection in tall cavities of facade elements, *Energy and Buildings*, 37 (2005) 787–794.

- [38] A. Pappas, Z. Zhai, Numerical investigation on thermal performance and correlations of double skin facade with buoyancy-driven air flow, *Energy and Buildings*, 40 (2008) 466–475.
- [39] W. Pasut , M. De Carli, Evaluation of various CFD modeling strategies in predicting air flow and temperature in a naturally ventilated double skin façade, *Applied Thermal Engineering*, 37 (2012) 267–274.
- [40] Z. Zeng, X. Li, C. Li, Y. Zhu, Modeling ventilation in naturally ventilated double-skin façade with a venetian blind, *Building and Environment*, 57 (2012) 1-6.
- [41] H. Y. Chan, J. Zhu, S. Riffat, Solar Façade for space cooling, *Energy and Buildings*, 54 (2012) 307-319.
- [42] C. Cianfrini, M. Corcione, E. Habib, A. Quintino, Energy performance of a lightweight opaque ventilated facade integrated with the HVAC system using saturated exhaust indoor air, *Energy and Buildings*, 50 (2012) 26–34.
- [43] Comsol Multiphysic, 4.3b version, COMSOL, Inc.
- [44] V. Gerlich, K. Sulovská, M. Zálešák, COMSOL Multiphysics validation as simulation software for heat transfer calculation in buildings: Building simulation software validation, *Measurement*, 46 (2013) 2003–2012.
- [45] A.W.M. van Schijndel, H.L. Schellen, J.L. Wijffelaars, K. van Zundert, Application of an integrated indoor climate, HVAC and showcase model for the indoor climate performance of a museum, *Energy and Buildings*, 40 (2008) 647–653.
- [46] C. van Dronkelaar, A.W.M. van Schijndel, Assessing the Potential of Ventilated Façades on Reducing a Buildings’ Thermal Load using Decoupled COMSOL simulations, Conference proceeding: European COMSOL Conference, Milan, 2012.

- [47] B. Kersten, The energy performance of an airflow window, University of Technology Eindhoven, department of Architecture Building and Planning, unit Building Physics and Systems, internal report, 2011
- [48] J. Richter, F. Lua, W. Zeiler, G. Boxema, T. Labeodana, Double façades: comfort and ventilation aspects at an extremely complex case study, *International Journal of Sustainable Energy*, 2014.
- [49] W. Loua, M. Huang, M. Zhang, N. Linc, Experimental and zonal modeling for wind pressures on double-skin facades of a tall building, *Energy and Buildings*, 54 (2012) 179–191.
- [50] J.B.A. Tadeu, M.R. Diogo, Sound transmission through single, double and triple glazing. Experimental evaluation, *Applied Acoustics*, 62 (2001) 307–325.
- [51] F. Asdrubali, C. Buratti, Sound intensity investigation of the acoustics performances of high insulation ventilating windows integrated with rolling shutter boxes, *Applied Acoustics*, 66 (2005) 1088–1101.
- [52] C. Díaz, A. Pedrero, An experimental study on the effect of rolling shutters and shutter boxes on the airborne sound insulation of windows, *Applied Acoustics* 70 (2009) 369–377.
- [53] W.K. Chow, W.Y. Hung, Y. Gao, G. Zou, H. Dong, Experimental study on smoke movement leading to glass damages in double-skinned façade, *Construction and Building Materials*, 21 (2007) 556–66.
- [54] W.K. Chow, W.Y. Hung, Effect of cavity depth on smoke spreading of double-skin façade, *Building and Environment*, 41 (2006) 970–979.
- [55] W. Ding, Y. Hasemi, Smoke control through a double-skin facade used for natural ventilation, *ASHRAE Journal (Part 1)*, 112 (2006) 181–188.

- [56] L. Junmeia, X. Xuefeia, H. Cheng, L. Yanfenga, Y. Chenchena, L. Shanshana, Numerical studies on effects of cavity width on smoke spread in double skin façade, Conference Proceeding: International Symposium on Safety Science and Technology, Procedia Engineering, 45 (2012) 695-699.
- [57] ASHRAE. 2004. Standard 55: Thermal Environment Conditions for Human Occupancy. Atlanta, GA: ASHRAE.
- [58] P. O. Fanger, B. M. Ipsen, G. Langkilde, B. W. Olesen, N. K. Christensen, S. Tanabe, Comfort Limits for Asymmetric Thermal Radiation, Energy and Buildings, 8 (1985) 225–236.

Capitolo 2

Assunzioni fisiche per l'analisi del sistema e per la proposta di facciata integrata con l'impianto di condizionamento.

L'analisi della letteratura scientifica esistente mostra come la modellazione CFD sia ampiamente utilizzata nell'analisi e la simulazione delle prestazioni energetiche di sistemi DSF. Le prestazioni di questi sistemi sono caratterizzate alla mutua interazione tra lo scambio di calore e gli effetti della ventilazione, interazione che deve essere attentamente valutata ogniquale volta s'intenda investigare le condizioni locali in cavità. L'analisi della letteratura scientifica ha permesso di determinare alcune assunzioni comuni nella modellazione CFD di questi componenti edilizi. Pasut e DeClari [1] suggeriscono di procedere adottando modelli di analisi bidimensionali, poiché analisi 3D generalmente non forniscono variazioni apprezzabili nell'accuratezza della soluzione. Attraverso quest'assunzione è così possibile ridurre sensibilmente il costo computazionale e sviluppare simulazioni per periodi di analisi molto lunghi. Una modellazione 3D è stata usata solamente nella fase di calibrazione del modello di analisi per la facciata del caso studio, a causa della presenza del sistema di ventilazione trasversale, che non permette di trascurare i contributi longitudinali al moto dell'aria. Inoltre gli stessi autori suggeriscono analisi CFD adottando modelli di turbolenza k- ϵ , oltre a proprietà termofisiche dell'aria (conducibilità termica, viscosità, ecc...) dipendenti dalla sola temperatura. Una comune assunzione adottata nella valutazione delle forze di galleggiamento in cavità è stata l'approssimazione di Boussinesque, condizione valida qualora non si siano presenti elevati

gradienti locali di temperatura (condizione difficilmente raggiunta nei comuni sistemi adottati e risolvibile con una mesh di analisi più dettagliata). Le analisi sono state sviluppate attraverso simulazioni CFD-FEM con Comsol Multiphysic [2], strumento capace di analisi accoppiate di scambio termico e simulazione CFD. Questa specifica è molto importante per valutare, in modo simultaneo, le reciproche influenze all'interno dell'intervallo temporale di analisi. L'interfaccia con sistemi Matlab/Simulink e la possibilità di inserire all'interno del modello equazioni direttamente scritte dall'operatore hanno reso questo strumento di calcolo flessibile e adatto a questo tipo di analisi. Queste assunzioni sono state adottate nel Capitolo 3 per la calibrazione di modelli termofluidodinamici che descrivano le prestazioni di un sistema DSF a ventilazione naturale in un edificio esistente (Kennedy Building Centre in Eindhoven) assunto come caso studio. Le assunzioni fisiche adottate sono state così testate attraverso il confronto tra i dati sperimentali, da un monitoraggio in situ dell'edificio, e i risultati di simulazioni stazionarie e semi-stazionarie. I modelli hanno poi permesso di valutare le prestazioni della facciata esistente anche alla stagione estiva, condizione non presente nella campagna di monitoraggio.

Nella proposta progettuale di facciata interattiva, oggetto del seguente lavoro di tesi, è stato adottato un sistema di ventilazione della cavità che utilizza aria esausta proveniente dall'ambiente interno. Tale sistema è stato precedentemente analizzato da Chan et al. [3] e da Perino et al. [4] in sistemi di finestre ventilate o in cavità di ridotte dimensioni. Nel seguente lavoro questa interessante applicazione è stata estesa a una ben più ampia

cavità, 70 cm di spessore, modificando la configurazione della facciata del caso studio.

Zeng et al. [5] nel loro lavoro di analisi del campo di moto dell'aria in cavità provviste di sistemi di schermature a veneziana, notavano come il moto dell'aria intorno alla schermatura sia sostanzialmente formato da due canali pressoché indipendenti e per un'influenza simile nei campi di moto in cavità e ridurre al contempo i tempi di calcolo, gli autori hanno proposto modelli di simulazione che adottano elementi dalla porosità equivalente. Un sistema di schermatura a veneziana è non solo computazionalmente oneroso ma anche oggi giorno di difficile adozione qualora si volesse procedere a un sistema automatico di controllo della radiazione solare in ambiente. L'adozione invece di un sistema di schermatura a roller permette un agevole controllo della radiazione solare incidente con ridotte componenti meccaniche per il controllo della posizione, collegabile anche a sistemi di regolazione automatica, oltre ad un ridotto disturbo del campo di moto dell'aria grazie all'assenza di sporgenze o alettature.

Nel Capitolo 4 è stata proposta e analizzata una soluzione progettuale di facciata DSF interattiva, adottando un sistema di ventilazione da interno a interno che utilizzi una quota parte di aria che obbligatoriamente deve essere ricambiata. Quest'aria "esausta" è comunque energeticamente "preziosa", perché in precedenza trattata nell'impianto HVAC con condizioni termoigrometriche prossime a quelle richieste in ambiente. La ventilazione meccanica della cavità con questo sistema è stata adottata allo scopo di realizzare un buffer termico tra l'ambiente interno ed esterno. Gli effetti di ricircolo e corto-circuitazione, che caratterizzano i sistemi a ventilazione naturale nel caso studio, possono essere ridotti

poiché l'estrazione forzata dell'aria stabilizza il flusso e assicura una corretta estrazione dei flussi d'aria. Il sistema è stato analizzato nelle sue prestazioni con analisi stazionarie e periodico-stabilizzate in Comsol. Nel modello fisico adottato la condizione di funzionamento del sistema di schermatura a roller è stata considerata inserendo specifiche funzioni di variazione delle caratteristiche ottiche e termofisiche in funzione del valore di radiazione solare esterna. In questo modo è stata simulata la presenza di un sistema di controllo automatico della schermatura, che ne gestisca le condizioni di funzionamento. La configurazione a ventilazione naturale e interattiva sono state confrontate utilizzando come parametri di confronto il valore del coefficiente globale di scambio U. Lo stesso parametro ha inoltre permesso di determinare la configurazione progettuale ottimale per il sistema interattivo proposto. Specifiche funzioni sono state scritte sia per un controllo proporzionale delle portate di ventilazione in cavità, adottando come parametro la temperatura in cavità rispetto a valori di setpoint stagionali, sia per le condizioni operative del sistema di schermatura alla radiazione solare. In questo modo sono state analizzate le prestazioni della facciata interattiva al variare delle condizioni climatiche esterne ed interne, simulando per un intero anno le interazioni tra questo involucro edilizio con le differenti variabili considerate. La soluzione progettuale è stata infine verificata nella sua efficienza valutando il sistema nelle peggiori condizioni climatiche, al fine di valutarne l'efficacia della soluzione di ventilazione forzata. Tale verifica è stata realizzata adottando dati climatici per diverse città italiane, rappresentative delle possibili variazioni nelle condizioni climatiche in clima mediterraneo alle medio-basse latitudini, dalle elevate variazioni

annuali nei valori orari della temperatura esterna e dell'irraggiamento solare.

Un'interessante possibilità a un approccio "tradizionale" nella definizione di modelli fisici che descrivano le prestazioni termofisiche di sistemi DSF è rappresentata dall'applicazione di Balocco per sistemi opachi a ventilazione naturale [6] e vetrati interattivi a ventilazione forzata [7]. L'applicazione dell'analisi dimensionale e del teorema di Buckingham, utile nella descrizione di sistemi fisici complessi tramite correlazioni tra numeri adimensionali.

La semplicità e la flessibilità della modellazione fisica con questo metodo può essere proposta come strumento di analisi di facciate ventilate interattive, utile in fase progettuale per valutarne le prestazioni al variare di parametri progettuali prescindendo dall'utilizzo di alti programmi di simulazione complessa oppure da inserire in software di calcolo delle prestazioni di sistemi edificio-impianto che adottano tale soluzione, per una prima valutazione dell'apporto dell'involucro nel bilancio del sistema definendo sistemi a "scatola nera" per descrivere le prestazioni transitorie senza la definizione di modelli di analisi zonale o CFD, specifici al caso analizzato, estendibili senza una modellazione specifica del sistema e lasciando in un secondo momento analisi più accurate.

A questo scopo è stata valutata la possibile integrazione della facciata ventilata con l'impianto di condizionamento ad aria dell'edificio. Partendo dalle indicazioni di Stec et al. [8] l'involucro interattivo, capace di modificare le prestazioni termiche alle variazioni climatiche esterne, può divenire un vero e proprio componente impiantistico integrato all'impianto ad aria dell'edificio, per un possibile recupero termico dall'aria

estratta dalla cavità. Le indicazioni fornite da Perino et al. [4] e da Cianfrini et al. [9] in soluzioni di connessione della facciata all'impianto HVAC hanno suggerito le strategie di ventilazione adottate nelle diverse stagioni.

Applicando la metodologia utilizzando risultati di simulazioni transitorie annuali, è stata sviluppata una modellazione capace di fornire i valori dei flussi termici che attraverso la facciata penetrano in ambiente (Q_{fac}) ed estratti dalla ventilazione della cavità (Q_{out}). L'approccio proposto non incorre nelle problematiche emerse dall'analisi di letteratura, che rendono difficile, poco flessibile e non generalizzabile la modellazione fisica della facciata. Al variare dei valori orari annuali dei parametri in ingresso (legati alla progettazione della facciata e/o alle sollecitazioni climatiche esterne) esso fornisce come variabili in uscita i flussi di calore che, attraversando la facciata penetrano in ambiente e quelli estratti dalla facciata. La definizione di modelli di analisi con il Teorema di Buckingham ha poi permesso la valutazione dell'apporto energetico dato dall'integrazione della facciata interattiva al sistema di condizionamento ad aria (HVAC) dell'edificio. In particolare è stato analizzato l'apporto energetico derivante dall'uso dell'aria in espulsione dalla facciata per un preriscaldamento dell'aria in ingresso al sistema HVAC.

Capitolo 2: Bibliografia.

- [1] W. Pasut , M. De Carli, Evaluation of various CFD modeling strategies in predicting air flow and temperature in a naturally ventilated double skin façade, *Applied Thermal Engineering*, 37 (2012) 267–274.
- [2] Comsol Multiphysic, 4.3 b version, COMSOL, Inc.
- [3] H. Y. Chan, J. Zhu, S. Riffat, Solar Façade for space cooling, *Energy and Buildings*, 54 (2012) 307-319.
- [4] M. Perino, S.P. Corgnati, V. Serra, “Experimental assessment of the performance o fan active transparent façade during actual operating conditions, *Energy and Buildings*, 81 (2007) 993-1013.
- [5] Z. Zeng, X. Li, C. Li, Y. Zhu, Modeling ventilation in naturally ventilated double-skin façade with a venetian blind, *Building and Environment*, 57 (2012) 1-6.
- [6] C. Balocco, A non-dimensional analysis of a ventilated double facade energy performance, *Energy and Buildings*, 36 (2004) 35–40.
- [7] C. Balocco, M. Colombari, Thermal behavior of interactive mechanically ventilated double glazed facade: non-dimensional analysis, *Energy and Buildings*, 38 (2006) 1–7.
- [8] W. Stec, D. Van Paassen, Symbiosis of the double skin facade with the HVAC system. *Energy and Buildings*, 37 (2005) 461–469.
- [9] C. Cianfrini, M. Corcione, E. Habib, A. Quintino, Energy performance of a lightweight opaque ventilated facade integrated with the HVAC system using saturated exhaust indoor air, *Energy and Buildings*, 50 (2012) 26–34.

- [10] E. Gratia, A. De Herde, Guidelines for improving natural daytime ventilation in an office building with a double-skin façade, *Solar Energy*, 81 (2004) 435-448.
- [11] E. Gratia, A. De Herde, Are energy consumption decreased with the addition of a double skin?, *Energy & Buildings*, 39 (2006) 605-619.
- [12] E. Gratia, A. De Herde, The most efficient position of shading devices in a double-skin facade, *Energy & Buildings*, 39 (2006) 364-373.
- [13] E. Gratia, A. De Herde, Greenhouse effect in a double skin facade, *Energy & Buildings*, 39 (2006) 199-211.
- [14] E. Gratia, A. De Herde, Guidelines for improving natural daytime ventilation in an office building with a double-skin façade, *Solar Energy*, 81 (2007) 435–448.
- [15] J.L.M. Hensen, M. Bartak, F. Drkal, Modeling and simulation of a double-skin facade system. *ASHRAE Transactions*, 108 (2002) 1251–1259.
- [16] W. Choi, J. Joe, Y. Kwak, J.H. Huh, Operation and control strategies for multi-storey double skin facades during the heating season, *Energy and Buildings*, 49 (2012) 454-465.

Capitolo 3.

Calibrazione del caso studio: Kennedy Building Centre in Eindhoven.

Il seguente capitolo descrive la modellazione termofluidodinamica di una facciata DSF a ventilazione naturale attraverso l'utilizzo di un software di modellazione multifisica CFD-FEM [1]. Dati sperimentali, gentilmente forniti dal Prof. Wim Zeiler docente nel Building Physic Department della Technische Universiteit Eindhoven (TU/e), di un monitoraggio in situ in un edificio per uffici in Eindhoven hanno permesso di verificare le assunzioni dei modelli fisici sviluppati e di valutare le prestazioni energetiche del sistema. Analisi 3D, in regime periodico-stabilizzato, ha permesso di investigare in modo più approfondito le condizioni in cavità determinate dalla ventilazione naturale della facciata. Come accennato in precedenza, lo scambio del calore in facciate DSF, in particolar modo a ventilazione naturale, è caratterizzato dalla mutua e reciproca interazione tra scambio del calore (dipendente dalla differenza di temperatura tra ambiente interno e cavità oltre che tra quest'ultima e l'esterno), la radiazione solare e lo scambio convettivo della ventilazione a sua volta dipendente dalle temperature superficiali degli elementi in cavità. La calibrazione dei modelli adottati, descritta in maniera approfondita nel paragrafo 3.3 è stata compiuta in modo iterativo in tre fasi successive. Una prima fase ha permesso la verifica delle assunzioni fisiche per lo scambio del calore nella facciata, una seconda le portate di ventilazione generate dai gradienti di temperatura precedentemente determinati ed infine una analisi integrata ha consentito una definitiva calibrazione dell'interazione tra lo scambio termico e i moti dell'aria. Nell'ultima parte del capitolo, adottando i

modelli fisici così sviluppati e testati, è proposta una estensione dell'analisi alla stagione estiva adottando come condizioni al contorno i valori proposti dalla normativa internazionale, per una prima valutazione delle prestazioni del sistema in condizioni non considerate nel periodo monitorato.

3.1 Il caso studio: Kennedy Business Centre.

Il caso studio utilizzato è un edificio per uffici in Eindhoven (Olanda) costruito nel 2003, dell'altezza complessiva di 85 m e composto da 23 piani fuori terra. Una indagine compiuta nel 2006 [2,3] ha messo a confronto differenti facciate DSF in Olanda con un sistema a cortina vetrata per determinare quale sia la migliore soluzione in termini di comfort termico e visivo, prestazioni energetiche ed acustiche, manutenzione, costi, sostenibilità e flessibilità. Il complesso edilizio oggetto del monitoraggio è situato nel centro di Eindhoven vicino alla stazione ferroviaria centrale (latitudine 51.44° N, longitudine 5.48° E) ed è composto da un piano terra di superficie in pianta 16300 m², una rastremazione di 5 piani (superficie 588 m²) e una torre dal sesto piano al ventesimo piano dalla superficie in pianta di 858 m². In quest'ultima porzione di edificio la facciata è costituita da un sistema DSF a ventilazione naturale di tipo "corridoio" completamente vetrato, con elementi modulari di 1.8 m (Figura 3.1). L'involucro è quindi classificabile come un sistema a ventilazione naturale con cortina d'aria esterna. La facciata è composta da una cavità ventilata naturale dallo spessore di 0.7 m e due strati vetrati: il vetro esterno (1) è un vetro singolo mentre il vetro interno è un elemento a doppio strato (3 e 5) con interposta una miscela aria-argon, suddiviso in due elementi vetrati di 0.6 m e 1.2 m. Ogni elemento è

dotato nella cavità di un dispositivo di ombreggiatura vicino alla vetrata interna. La suddivisione orizzontale per piano è composta da griglie perforate, nella parte superiore e inferiore, per la ventilazione con aria esterna attraverso un sistema di griglie di ventilazione di dimensione 0.5m in larghezza e 1.5 m in lunghezza (sezione utile di passaggio 0.75 m²). L'immissione avviene nella parte inferiore del modulo e l'aria è in seguito espulsa verso l'esterno dalla parte superiore della cavità. Per evitare ricircoli di aria nel piano superiore con altra proveniente da quello inferiore è stata adottata una ventilazione trasversale alternando la posizione in prospetto delle griglie d'immissione ed espulsione dell'aria (Figura 3.2). Agli angoli dell'edificio la cavità contiene un elemento vetrato verticale che impedisce il passaggio indesiderato di aria tra differenti "corridoi" con diverso orientamento, dovuto a variazioni di radiazione solare o di pressione del vento sulle facciate.



Figura 3.1 Facciata corridoio [2]

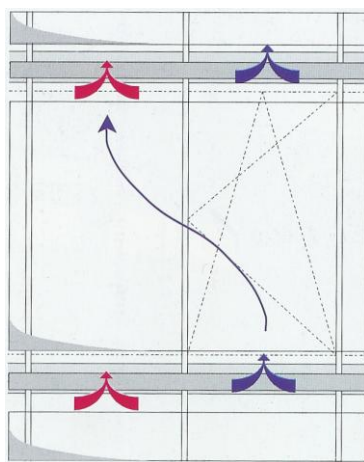


Figura 3.2 Cross ventilation negli elementi prefabbricati [2]

I dati sperimentali hanno permesso di determinare il valore del coefficiente globale di scambio U della facciata, i gradienti di temperatura e di velocità dell'aria sia in cavità sia in ambiente. Purtroppo i dati sperimentali non forniscono informazioni sull'intensità o direzione del vento, per cui non sono stati valutati gli effetti di quest'ultimo nella ventilazione naturale della facciata. Il valore del coefficiente globale di scambio della facciata U, determinato in [1], è calcolato in riferimento ai parametri indicati in Figura 3.4 secondo l'equazione:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_e} + \frac{1}{U_i} + \frac{1}{\alpha_e} + \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_c} \quad (\text{eq. 3.1})$$

in cui:

U_e : coefficiente globale di scambio dello strato esterno $U_e = \frac{q_e}{T_{sce} - T_{se}}$

U_i : coefficiente globale di scambio dello strato interno: $U_i = \frac{q_i}{T_{sce} - T_{se}}$

α_c : coefficiente di scambio convettivo in cavità: $\alpha_c = \frac{|q_i - q_e|}{|T_{ch} - T_{cl}|}$

α_e, α_i : rispettivamente coefficienti globali di scambio esterno ed interno, assunti costanti e secondo le indicazioni contenute in [4].

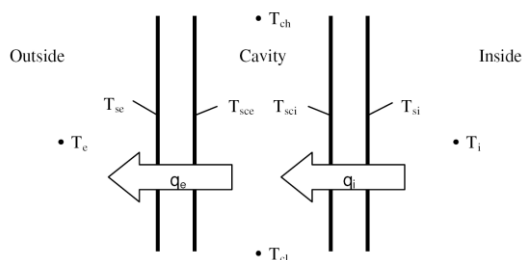


Figura 3.4 parametri misurati al fine di calcolare il valore U.

Le prestazioni del sistema vetrato sono state valutate attraverso il coefficiente globale di scambio U, calcolato in un primo momento con

un'analisi stazionaria in WIS [5] adottando come condizioni di analisi i valori stabiliti dalla normativa internazionale [4] per la stagione invernale. Da queste assunzioni il valore è pari a $0.9 \text{ W/m}^2\text{K}$. In seguito, utilizzando i dati sperimentali del periodo monitorato, è stato nuovamente valutato il valore U della facciata sottoposta alle variazioni climatiche, alla ventilazione naturale e all'interazione con l'ambiente interno. In Figura 3.5 è possibile valutare la variazione dei valori dinamici di U , con un addensamento dei valori (circa l'80%) in un intervallo compreso tra 1 e $1.2 \text{ W/m}^2\text{K}$.

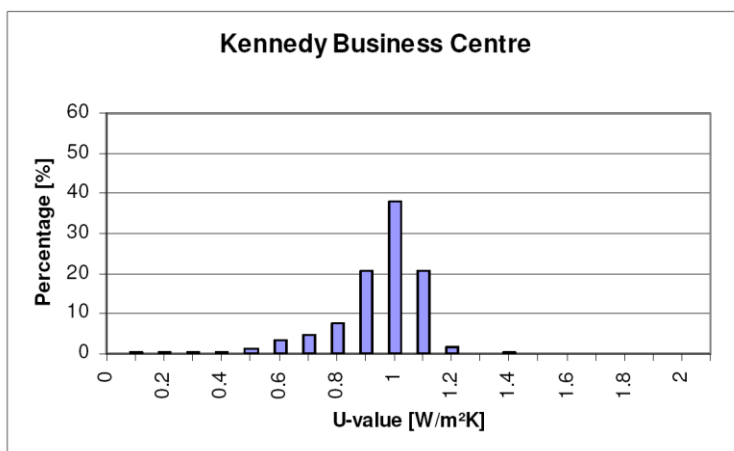


Figura 3.5 Analisi statistica dei valori U di facciata da misure sperimentali [1].

Un'analisi preliminare dei dati durante il periodo monitorato (Figura 3.6) evidenzia come i valori di temperatura, sia superficiale per il vetro a doppio strato interno sia per la cavità dell'aria, siano privi di una rilevante fluttuazione e come la loro variazione rimanga all'interno di un intervallo rispettivamente di $2 \text{ }^\circ\text{C}$ per la superficie interna e $2.5 \text{ }^\circ\text{C}$ per la cavità d'aria. Inoltre i dati sperimentali sulla velocità dell'aria mostrano valori molto

variabili in ogni intervallo di misura ed elevate fluttuazioni. I valori di velocità orizzontale nei tre punti di misura valori sono compresi tra 0.9 e 1.9 m/s, mentre la velocità verticale varia tra 0.3 e 0.65 m/s con valori molto variabili in intervalli di tempo successivi.

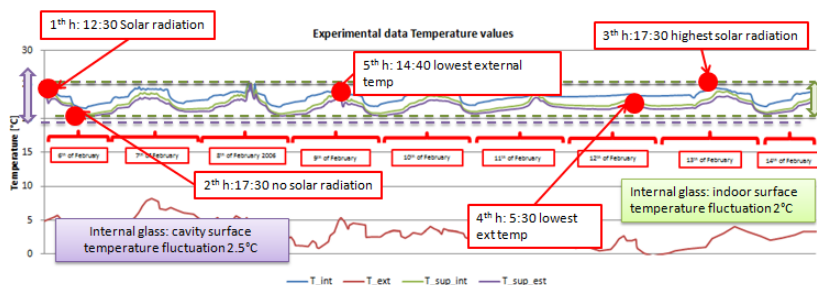


Figura 3.6 Analisi dei dati sperimentali e punti di analisi considerati.

Un diretto confronto tra dati sperimentali e analisi transienti in Comsol risulta quindi di difficile realizzazione, poiché nel medesimo punto di controllo la variazione della grandezza presa come riferimento, per valutare l'accuratezza del modello, è tale da non permettere una chiara identificazione della corretta assunzione del valore di simulazione da adottare. In virtù quindi della sostanziale stabilità delle condizioni di temperatura (e del conseguente ingresso di aria esterna di ventilazione che possa modificare in modo sostanziale il bilancio termico in facciata) oltre che della non elevata inerzia termica di questo tipo di strutture vetrate, sono state adottate una successione di analisi stazionarie 2D sulla facciata, che utilizzino differenti condizioni di confronto derivate dai dati sperimentali, allo scopo di coprire ogni possibile casistica e combinazione delle sollecitazioni climatiche esterne durante il periodo in analisi.

3.2 Modellazione fisica del sistema facciata utilizzato in COMSOL.

L'analisi termo-fluidodinamica del sistema, per la verifica delle assunzioni relative allo scambio del calore e delle portate di ventilazione naturale in cavità, è stata condotta attraverso modelli 2D. Un'analisi completa della facciata non può però prescindere dalla realizzazione di un modello 3D qualora si voglia effettivamente valutare l'effetto della "ventilazione trasversale" nella facciata e le interazioni tra i diversi moduli connessi. A seguito sono descritte la modellazione e le assunzioni per i diversi modelli realizzati.

3.2.1 Modello 2D del sistema:

Le caratteristiche geometriche della facciata hanno definito un modello 2D della facciata a partire dalle dimensioni geometriche di ogni elemento vetrato, trascurando la presenza d'infissi (dalle caratteristiche geometriche non note). Le proprietà ottiche e fotometriche dei materiali e dei gas contenute in [1] ed applicate nella modellazione in Comsol sono riassunte in Tabella 3.1 e 3.2. Tali proprietà (in particolar modo dell'aria nella cavità ventilata) sono considerate dipendenti solamente dalla temperatura.

Tabella 3.1 Proprietà ottiche e termo fisiche degli elementi vetrati

Elemento vetrato	1	3	5
Spessore [mm]	9.85	6	4
Conducibilità termica [W/(mK)]	1	0.8	1
Trasmissione IR[-]	0	0	0
Coeff. Emissività esterno [-]	0.837	0.840	0.837
Coeff. Emissività interno [-]	0.837	0.02	0.837
Coeff. Trasmissione solare [-]	0.74	0.376	0.847
Coeff. Riflessione esterna [-]	0.0682	0.290	0.0818
Coeff. Riflessione interna [-]	0.0682	0.400	0.0818

Tabella 3.2 Proprietà termo fisiche dei gas contenuti nella vetrata funzione della temperatura

Cavità d'aria spessore: 700 [mm]				
Temperatura	-10°C	0°C	10°C	20°C
Conducibilità termica [W/mK]	0.0234	0.0242	0.0250	0.0258
Viscosità dinamica [Pa s]	1.66 10 ⁻⁵	1.71 10-5	1.76 10-5	1.81 10-5
Densità [kg/m ³]	1.33	1.28	1.23	1.19
Calore specifico :	1010			
Miscela aria/argon 10/90: spessore 16 [mm]				
Temperatura	-10°C	0°C	10°C	20°C
Conducibilità termica [W/mK]	0.0166	0.0171	0.0177	0.0182
Viscosità dinamica [Pa s]	2 10-5	2.06 10-5	2.12 10-5	2.19 10-5
Densità [kg/m ³]	1.78	1.68	1.65	1.59
Calore specifico [J/kgK]:	568			

Nelle simulazioni è stata adottata una mesh strutturata molto accurata composta da elementi tetraedrici con 4372 elementi e 38094 gradi di libertà. L'analisi CFD delle prestazioni della facciata è stata condotta accoppiando allo scambio del calore valutato con una modellazione "general heat transfer", sia per lo scambio del calore in solidi che in fluidi. Le relazioni fisiche utilizzate in [1] nelle diverse analisi sono le seguenti:

Scambio termico in solido	Scambio termico in fluido	Analisi CFD
Elementi coinvolti	Elementi coinvolti	Elementi coinvolti
<i>Elementi vetrati esterni</i>		
<i>Elemento vetrato interno</i>		
<i>Strato aria/argon</i>	<i>Cavità d'aria</i>	<i>Cavità d'aria</i>
$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q$ $-\mathbf{n} \cdot (-k \nabla T) = \epsilon_u (G_u - e_{\beta}(T_2)) + \epsilon_d (G_d - e_{\beta}(T_2))$ $(1 - \epsilon_u) G_u = J_u - \epsilon_u e_{\beta}(T_2)$ $(1 - \epsilon_d) G_d = J_d - \epsilon_d e_{\beta}(T_2)$ $e_{\beta}(T_2) = r^2 \sigma T_2^4$ $G_u = G_{m,u}(J) + G_{amb,d} + G_{ext,u}$ $G_d = G_{m,d}(J) + G_{amb,d} + G_{ext,d}$ $G_{amb,u} = F_{amb,u} e_{\beta}(T_{amb,u}^4)$ $G_{amb,d} = F_{amb,d} e_{\beta}(T_{amb,d}^4)$	$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q + Q_{vh} + W_p$ $-\mathbf{n} \cdot (-k \nabla T) = \epsilon_u (G_u - e_{\beta}(T_2)) + \epsilon_d (G_d - e_{\beta}(T_2))$ $(1 - \epsilon_u) G_u = J_u - \epsilon_u e_{\beta}(T_2)$ $(1 - \epsilon_d) G_d = J_d - \epsilon_d e_{\beta}(T_2)$ $e_{\beta}(T_2) = r^2 \sigma T_2^4$ $G_u = G_{m,u}(J) + G_{amb,d} + G_{ext,u}$ $G_d = G_{m,d}(J) + G_{amb,d} + G_{ext,d}$ $G_{amb,u} = F_{amb,u} e_{\beta}(T_{amb,u}^4)$ $G_{amb,d} = F_{amb,d} e_{\beta}(T_{amb,d}^4)$	$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} =$ $\nabla \cdot [-p \mathbf{I} + \mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)] + \mathbf{F}$ $\rho \nabla \cdot \mathbf{u} = 0$

Condizioni al contorno adottate:

Scambio termico: Le condizioni di temperatura esterna e di radiazione solare sono state assunte a partire dai dati contenuti in [1] ed integrate, qualora assenti, con i valori suggeriti in [4]. Per la superficie in contatto con l'ambiente esterno e interno della cavità sono stati definiti scambi termici per convezione con ambienti a temperatura esterna e interna e coefficienti di scambio convettivo costanti (rispettivamente 15 W/m²K per l'ambiente esterno, 3 W/m²K per l'ambiente interno e 3.6 W/m²K in cavità). Seguendo le indicazioni contenute in [4] la radiazione solare è stata considerata adottando una condizione di sorgente di calore superficiale. Questo ha permesso di descrivere, con specifiche equazioni, gli effetti di assorbimento e riflessione in cavità della radiazione solare. Partendo dal valore di radiazione solare incidente sulla facciata I_{tot} , è stata considerata la porzione trasmessa, assorbita e riflessa (all'interno della cavità) utilizzando le proprietà ottiche, assorbimento solare (a), riflessione (r) e trasmissione (t) dei tre diversi strati di vetro. Le componenti per i singoli vetri sono dunque:

- Vetro doppio posizione esterna: strato 1: $I_{tot} \cdot (a_1 + t_1 \cdot r_{3,out} \cdot a_1)$ (eq. 3.2)

- Vetro doppio posizione interna: strato 3:

$$I_{tot} \cdot (a_1 \cdot t_1 + t_1 \cdot r_{3,out} \cdot r_1 \cdot a_3 + t_1 \cdot t_3 \cdot r_5 \cdot a_3) \quad (\text{eq. 3.3});$$

- Vetro interno singolo: elemento 5: $I_{tot} \cdot (t_1 \cdot t_3 \cdot a_5 + t_1 \cdot t_3 \cdot r_5 \cdot r_{3,ind} \cdot a_5)$ (eq. 3.4);

Inoltre è stato considerato lo scambio radiativo per le superfici vetrate esposte verso la cavità definendo, con fattore di vista pari a 1 (poiché perfettamente esposti tra loro in posizione frontale), una nuova

condizione di “*surface to surface heat transfer*” utilizzando i coefficienti di emissività dei materiali. Per considerare l’influenza dei moti dell’aria nello scambio termico, i campi di pressione e di velocità dell’aria sono determinati dall’analisi CFD, mentre una condizione di temperatura (pari al valore esterno) è associata alla superficie d’ingresso dell’aria alla base della facciata, mentre una condizione di “*out flow*” è definita nella superficie superiore.

Analisi CFD: l’analisi è stata effettuata nella porzione di cavità ventilata adottando modelli di turbolenza RANS k-ε. Le proprietà del fluido sono dipendenti dai valori ottenuti dallo scambio termico mentre i campi di pressione sono determinati dall’analisi CFD. Le condizioni al contorno adottate per le superfici vetrate verticali sono “*wall function*” per considerare l’interazione fluido-solido mentre per la superficie d’ingresso dell’aria è stata assegnata una condizione di velocità, determinata dalla soluzione dell’equazione fornita da [4] e in seguito descritta.

Modello 3D del sistema con “ventilazione trasversale”:

Un’analisi completa della facciata corridoio dotata di sistema di “ventilazione trasversale” non può prescindere dalla realizzazione di un modello 3D, benché caratterizzato da un elevato costo computazionale. Per ridurre la richiesta di risorse di calcolo, è stato realizzato un modello 3D dapprima di un singolo modulo di facciata e in seguito di due moduli affiancati. L’analisi è stata compiuta secondo un modello “*Non isothermal flow*” e modellazione RANS k-ε. I componenti solidi della facciata (vetri doppio esterno e singolo interno), prima verificati nei modelli 2D, non sono stati considerati per ridurre il numero di elementi del modello. Essi

sono sostituiti con condizioni al contorno di temperature superficiali determinate, in ogni analisi, dai risultati delle simulazioni stazionarie. Questa semplificazione è giustificabile anche dall'andamento regolare e pressoché stabile dei valori di temperatura superficiale ottenuti dalla campagna di monitoraggio, senza quindi variazioni che possano provocare errori nello scambio termico. Inoltre nelle superfici di confine non sono state inserite condizioni al contorno di simmetria (confine aperto con tensione superficiale 0 N/mm^2) per evitare di modificare in modo inappropriato i campi di moto all'interno della cavità. Le forze di galleggiamento sono definite come forze di volume assumendo l'approssimazione di Boussinesque. Una panoramica delle condizioni al contorno assunte è visibile in Figura 3.7.

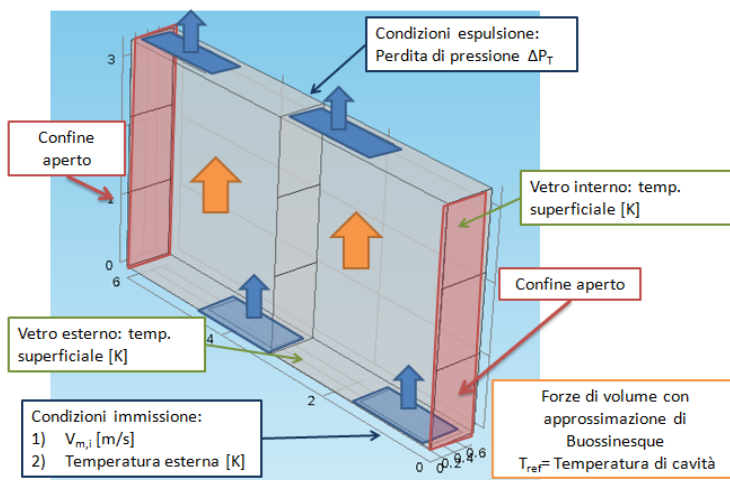


Figura 3.7 Condizione al contorno per il modello in 3D.

3.3 Calibrazione dei modelli numerici CFD-FEM utilizzati.

Come precedente accennato, i dati sperimentali e i risultati sono stati utilizzati per calibrare i modelli CFD-FEM utilizzati nell'analisi termofluidodinamica della facciata DSF a ventilazione naturale. La calibrazione è stata compiuta in fasi successive:

- a) *Calibrazione dello scambio termico in cavità*: partendo dai risultati delle analisi stazionarie eseguite in WIS contenute in [1], secondo le condizioni specificate per la stagione invernale dalla normativa internazionale [4], sono state effettuate simulazioni stazionarie in Comsol assumendo il valore di portata di ventilazione contenuto in [2]. Il confronto con i risultati di simulazioni stazionarie in Comsol sulla temperatura in cavità e la temperatura dell'aria in uscita ha permesso di verificare le assunzioni fisiche per lo scambio del calore nella facciata.
- b) *Calibrazione delle portate di ventilazione*: Una seconda fase, sempre con analisi stazionarie, ha permesso di determinare il bilancio tra i gradienti di pressione generati dalle condizioni di temperatura (punto a) e le perdite di pressione in cavità, calcolati secondo le indicazioni ISO (sezione 7.2.3) [4]. Il confronto tra il valore di velocità in immissione contenuta in [2] e quello calcolato da bilancio tra le componenti della pressione ha qui permesso di determinare la componente di perdita di pressione equivalente dovuta alla ventilazione incrociata.
- c) *Verifica delle forze di galleggiamento in cavità*: un'ulteriore analisi stazionaria in Comsol è stata eseguita per connettere e verificare le assunzioni circa lo scambio del calore (punto a) con le assunzioni per il moto dell'aria (punto b). Le temperature superficiali e in cavità (punto a) determinano l'entità delle forze di galleggiamento (attraverso

l'approssimazione di Buossinesque). Il confronto tra le temperature risultanti dall'analisi attraverso l'applicazione della norma ISO (sezione 7.4.3) [4], i risultati in WIS, contenuti in [1] e quelli da simulazione stazionaria in Comsol e del valore di U di facciata in [2] ha consentito una definitiva calibrazione dell'interazione tra lo scambio termico e i moti dell'aria.

- d) *Verifica dei dati sperimentali*: i modelli di simulazione, testati nelle fasi precedenti, sono infine utilizzati per la verifica dei risultati con i dati sperimentali della campagna di monitoraggio. Il confronto tra i risultati delle simulazioni e i dati sperimentali permetterà una nuova verifica circa l'affidabilità dei modelli nel descrivere il comportamento del sistema DSF.

3.3.1. Calibrazione dello scambio termico in cavità. Modelli 2D.

Una prima verifica delle assunzioni fisiche adottate nella modellazione Comsol per valutare il flusso di calore in ciascun elemento vetrato (dovuto alla conduzione, all'assorbimento della radiazione solare e allo scambio termico radiativo in cavità) è stata eseguita attraverso il confronto con i risultati dell'analisi stazionaria eseguita in WIS [5]. WIS è uno strumento software per il calcolo delle proprietà termiche e solari di sistemi finestre vetrati che si basa sulle proprietà termo-fisiche dei materiali, le interazioni tra le caratteristiche ottiche e termiche (e relativi scambi di calore) tra gli elementi vetrati e le condizioni climatiche interna ed esterna, il cui metodo di calcolo e le assunzioni effettuate dal software sono riassunti in [6,7]. Le analisi condotte in WIS per la stagione invernale adottano condizioni per la temperatura esterna di 0°C, per quella interna di 20°C e valore di radiazione solare incidente di 500 W/m². La velocità dell'aria in ingresso (e

conseguente portata d'aria) in questa prima fase è assunta con valore contenuto in [2] e pari a 0.056 m/s. Un'analisi stazionaria in Comsol (Tabella 3.3) conferma sia i valori delle temperature superficiali sia il gradiente verticale di temperatura in cavità. Le equazioni che descrivono il trasferimento di calore all'interno della cavità e l'assorbimento solare e la riflessione per gli elementi vetrati possono essere quindi considerate verificate.

Tabella 3.3 Confronto tra risultati WIS e analisi stazionaria Comsol.

	Vetro esterno – temperatura superficiale [K]	Vetro interno – temperatura superficiale [K]	Temperatura in cavità [K]	Temperatura aria in uscita [K]
WIS	-	-	283.2	288.2
valori ISO	282.0	297.0	284.0	288.1
COMSOL	282.7	296.7	284.0	288.1

3.3.2 Calibrazione delle portate di ventilazione. Modelli 2D.

Utilizzando le relazioni contenute nella normativa internazionale [4] (equazione 121 sezione 7.2.3) è stato possibile calcolare sia la differenza di pressione ΔP_T (causata dagli effetti di galleggiamento e i relativi gradienti di temperatura tra cavità e la superficie d'ingresso e uscita) sia i valori di perdita di pressione dovuta al moto all'interno della cavità e ai cambi di sezione in ingresso e uscita dalla stessa. Un bilancio tra queste due pressioni, visibile nell'equazione (eq.3.5) fornisce il valore di velocità d'ingresso $v_{m,i}$:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot v_{m,i}^2 + 12 \cdot \mu_i \cdot \frac{H_i}{b_i^2} \cdot v_{m,i} + \frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot v_{m,i}^2 \cdot (Z_{inl} + Z_{out}) = \Delta P_T,$$

$$\left[\frac{1}{2} \cdot \rho_0 \cdot (Z_{inl} + Z_{out} + 1) \right] \cdot v_{m,i}^2 + 12 \cdot \mu_i \cdot \frac{H_i}{b_i^2} \cdot v_{m,i} - \Delta P_{T,i} = 0 \quad (\text{eq.3.5})$$

Assumendo il valore di $v_{m,i}$ da [2] è stato possibile calcolare la perdita di pressione equivalente nel termine di Hagen-Poiseuille, dovuto proprio al cambiamento di sezione nel passaggio attraverso la cavità.

Tabella 3.4 Condizioni di input per l'analisi.

ρ_0	1.23	[kg/m ³]
$T_{gap,i}$	288.15	[K]
$T_{gap,0}$	283.15	[K]
g	9.81	[m/s ²]
μ_i	0.0000171	
b_i	0.7	[m]
H_i	3.3	[m]
$A_{s,i}$	1.26	[m ²]
$A_{eq,int,i}$	0.0155	[m ²]
$A_{eq,out,i}$	0.0155	[m ²]
$v_{m,i}$	0.0056	[m/s]

Tabella 3.5 Valori determinati da calibrazione.

$\Delta p_{T,i}$	0.7031	[Pa]
$\Delta p_{B,i}$	0.00002	[Pa]
$\Delta p_{HP,i}$	0.00001	[Pa]
$\Delta p_{z,i}$	0.70311	[Pa]
Z_{inl}	18085.91	
Z_{out}	18085.91	
$D_{e,inl}$	0.911	
$D_{e,out}$	0.911	
$\Delta p_{T,i}$	0.7031	
v_{mi}	0.00562	[m/s]

Noti poi i valori di velocità dell'aria in cavità e le temperature superficiali dei vetri (dall'analisi nel paragrafo precedente) nella sezione 7.4.3 della normativa [4] è inoltre possibile determinare l'evoluzione della temperatura verticale dell'aria in cavità, il suo valore medio nella cavità e il valore di temperatura di uscita. L'utilizzo quindi dei valori determinati con la simulazione in Comsol, con una nuova analisi stazionaria assumendo come condizione di velocità in ingresso $v_{m,i}$, permette un ulteriore e più accurato controllo e verifica delle condizioni in cavità. I risultati (Tabella 3.6) mostrano un buon accordo tra i valori di temperatura e del coefficiente globale di scambio U ottenuti con i diversi strumenti di calcolo. Tali risultati confermando la correttezza delle assunzioni fatte in termini di temperatura e di valore dei flussi termici sia per quanto riguarda gli elementi vetrati che per i flussi termici dissipati dalla ventilazione della cavità.

Tabella 3.6 Risultati calibrazione delle portate di ventilazione.

	Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} [W/m ² K]	U_{ext} [W/m ² K]	U_{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
	Tsup. est. [K]	Tsup. int. [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
WIS	-	-	283.1	288.1	-	-	-	-	-	-	-	0.9
ISO	-	282	284	288.1	297	-	-	-	-	-	-	-
Comsol	279.4	282	283.9	288.1	297	293.4	12.78	4	-2.13	5	1.11	0.89
Errore												-0.4%

3.3.3 Verifica delle forze di galleggiamento in cavità

Nelle precedenti simulazioni sono state verificate le condizioni di scambio del calore all'interno della cavità. Assumendo come condizione al contorno la temperatura esterna e interna, l'irraggiamento solare e le portate di aria esterna di ventilazione (queste ultime valutate con l'eq.3.5) i valori dei flussi di calore e delle temperature superficiali sono stati confermati. Un ultimo passo è stato quello di sostituire, nell'analisi CFD, alla condizione al contorno per la portata di ventilazione (finora adottata con un valore di velocità in ingresso) quella fornita dalle forze di galleggiamento. Al dominio d'aria in cavità sono state quindi applicate forze di volume calcolate con l'approssimazione di Buossinesque. Lo scopo è stato la verifica dell'integrazione delle assunzioni finora fatte, valutando se l'interazione tra le forze di volume generate dai campi di temperatura e le perdite di carico in cavità fornisce lo stesso valore di portata d'aria esterna. Le nuove condizioni al contorno, assunte nell'analisi CFD, sono per la superficie in uscita uno sforzo normale pari alla perdita di pressione equivalente (nel termine di Hagen-Poiseuille) e una condizione di pressione pari a zero per la superficie in ingresso (necessaria a determinare la

condizione di bilancio nell'equazione (eq.3.5) e il conseguente valore di $v_{m,i}$). Le forze di volume sono state definite attraverso l'approssimazione di Buossinesque, valutazione sufficientemente accurata per descrivere forze che agiscono in domini di analisi non sottoposti a elevati gradienti locali di temperatura, secondo la relazione:

$$V = -g \cdot \rho \cdot (T - T_{rif})/T_{rif} \quad (\text{eq.3.6})$$

dove T è il valore del singolo elemento e T_{rif} è la temperatura di riferimento pari alla temperatura media in cavità. Un'analisi periodico-stabilizzata, mantenendo costanti i valori di temperatura e d'irraggiamento solare, in un intervallo di tempo t di 240 secondi (oltre il quale si ha una stabilizzazione delle condizioni di moto in cavità) conferma dei valori in precedenza determinati e visibili in Tabella 3.7.

Tabella 3.7 Risultati con assunzione forze di galleggiamento

t	Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} [W/m ² K]	U_{ext} [W/m ² K]	U_{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
	Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscit a [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
0	281.3	282.5	284.0	287.8	296.3	296.2	61.6	17.7	-11.5	51.0	121.0	0.84
20	280.7	281.8	282.4	284.0	294.2	295.8	57.0	22.2	-21.4	51.3	14.1	0.88
40	280.9	282.0	283.0	284.4	294.7	295.9	58.3	21.3	-26.2	50.9	18.7	0.87
60	280.8	282.0	282.7	283.6	294.6	295.9	57.7	21.3	-38.0	50.9	16.8	0.89
90	280.8	281.9	282.5	283.1	294.5	295.8	57.4	21.1	-57.3	51.0	15.9	0.90
120	280.7	281.8	282.3	282.8	294.4	295.8	56.9	21.1	-66.3	51.0	14.6	0.91
240	280.6	281.8	282.0	282.6	294.3	295.8	56.5	20.9	-58.7	51.0	13.7	0.91

La calibrazione dei modelli Comsol che descrivono le prestazioni della facciata può essere quindi considerata conclusa.

3.4 Calibrazione con dati sperimentali.

I dati sperimentali ottenuti da monitoraggio sono infine utilizzati come condizione al contorno in nuove simulazioni. Molte analisi su modelli 2D e 3D sono state condotte ed i loro risultati confrontati con i dati sperimentali (adottando le assunzioni finora descritte) per una definitiva verifica della validità del modello fisico di facciata. Come accennato in precedenza, un diretto confronto tra dati sperimentali e analisi transienti in Comsol è risultato di difficile realizzazione a causa di rapide variazioni, nel medesimo punto di controllo, dei valori di velocità dell'aria, tali da non permettere una chiara identificazione della corretta assunzione del valore di simulazione da adottare per valutare l'accuratezza del modello. In virtù quindi della sostanziale stabilità nelle temperature e della possibile portata di aria esterna di ventilazione da esse immessa in cavità (che possa modificare in modo sostanziale il bilancio termico in facciata) oltre alla non elevata inerzia termica di questo tipo di strutture vetrate, si è deciso di procedere con una successione di analisi stazionarie 2D sulla facciata impiegando differenti condizioni di confronto derivate dai dati sperimentali, allo scopo di coprire ogni possibile casistica e combinazione delle sollecitazioni climatiche esterne durante il periodo in analisi.

Sono stati confrontati e verificati i risultati ottenuti dalle analisi 2D con Comsol riguardanti i seguenti giorni:

1. *6 febbraio ore 12:30*: giorno d'inizio del monitoraggio con presenza di radiazione solare e relativi guadagni solari all'interno della cavità. Da dati sperimentali sono assunti i seguenti valori:
 - Temperatura esterna: 4.9°C (278.2 K);
 - Temperatura media radiante interna 22.5°C (295.6 K);

- Radiazione solare incidente 89 W/m^2 ;
- Temperatura superficiale vetro interno 21.5°C (294.6 K);
2. *6 febbraio ore 17:30*: giorno d'inizio del monitoraggio con assenza radiazione solare. Da dati sperimentali sono assunti i seguenti valori:
- Temperatura esterna: 4.7°C (277.8 K);
 - Temperatura media radiante interna 22.7°C (295.8 K);
 - Radiazione solare incidente 0 W/m^2 ;
 - Temperatura superficiale vetro interno 20.5°C (273.6);
3. *13 febbraio ore 12:30*: considera la condizione di massimo valore di radiazione solare. Da dati sperimentali sono assunti i seguenti valori:
- Temperatura esterna: 3.2°C (276.35 K);
 - Temperatura media radiante interna 23.5°C (296.8 K);
 - Radiazione solare incidente 360 W/m^2 ;
 - Temperatura superficiale vetro interno 23.5°C (296.6 K);
4. *12 febbraio ore 05:30*: considera la condizione di minor valore di temperatura esterna e assenza di radiazione solare; Da dati sperimentali sono assunti i seguenti valori:
- Temperatura esterna: 0.4°C (273.55 K);
 - Temperatura media radiante interna 22.5°C (295.6 K);
 - Radiazione solare incidente 0 W/m^2 ;
 - Temperatura superficiale vetro interno 20.5°C (293.6 K);
5. *9 febbraio ore 14:40*: condizione intermedia per verificare le prestazioni in condizioni "ordinarie" durante la settimana monitorata. Da dati sperimentali sono assunti i seguenti valori:
- Temperatura esterna: 4.6°C (277.7 K);
 - Temperatura media radiante interna 22.5°C (295.6 K);

- Radiazione solare incidente 140 W/m^2 ;
- Temperatura superficiale vetro interno 23°C (296.1 K);

3.4.1 Risultati da modellazione 2D

Un confronto tra i risultati mostra un buon accordo tra i valori sperimentali di temperatura superficiale e i valori determinati con la simulazione Comsol. A titolo di esempio si riportano in Tabella 3.8 i risultati della prima condizione di analisi, rimandando all'allegato 2 i risultati delle analisi ottenuti con differenti condizioni ed assunzioni.

Tabella 3.8 Risultati analisi 6 febbraio ore 12:30

	Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} [W/m ² K]	U_{ext} [W/m ² K]	U_{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
	Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscit a [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
Dati	-	-	-	-	-	295.3	32	11.9				
Comsol	280.5	280.9	282.	284.3	287.7	295.5	36	10	7.9	97.30	1.2	1.16

Tale confronto mostra uguali valori nella temperatura superficiale del vetro interno e una conformità tra il valore U con quello prevalente dall'analisi statistica riportata in [2] (U con valori compresi tra $1 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ e $1.2 \text{ [W/m}^2\text{K]}$) e i valori da simulazione, con una ulteriore conferma dei valori di flussi di calore coinvolti.

3.5 Risultati da modellazione 3D.

Le analisi 2D hanno confermato le condizioni di scambio termico in cavità ma non danno nessuna indicazione sul campo di moto dovuto alla ventilazione trasversale e all'interazione tra il modulo di facciata e quelli adiacenti. L'assunzione di un moto dell'aria nella sola direzione verticale non è stato, infatti, sufficiente a spiegare le fluttuazioni e gli elevati valori della velocità dell'aria forniti dal monitoraggio sperimentale. Una

simulazione CFD bidimensionale trascura nel dominio di analisi le componenti longitudinali del vettore di velocità. Perciò essa non è sufficiente a descrivere in modo esaustivo il moto dell'aria in cavità quando si vuole includere i contributi della ventilazione trasversale e l'interazione tra i moduli di facciata adiacente. In questa fase si è proceduto quindi a testare l'evoluzione temporale del campo di moto dell'aria all'interno della cavità con modelli tridimensionali. Simulazioni periodico-stabilizzate dedicate sono state sviluppate inserendo le condizioni di perdita di pressione e forze di galleggiamento precedentemente valutate e mantenendo stabili le condizioni di temperatura (con valori assunti dalle analisi 2D precedenti). L'analisi dell'evoluzione del moto d'aria è stata sviluppata dapprima per un singolo modulo e in seguito per due affiancati, in modo da esaminare gli effetti di ricircolo e corto-circuitazione dell'aria in cavità. Una prima simulazione 3D ha mostrato come, dopo un iniziale instabilità, il flusso d'aria si stabilizzi con un campo di moto dell'aria in cavità caratterizzato da un'elevata componente orizzontale. Questa evoluzione dipende dalle forze di galleggiamento all'interno della cavità: il termine di Hagen-Poiseuille [4] di perdita di pressione nella sezione di uscita non permette un'agevole fuoriuscita dell'aria, determinando effetti di ricircolo (Figura 3.8 e 3.9) nella facciata corridoio. Questa condizione è stata verificata anche per un sistema composto da due moduli affiancati. La facciata corridoio è quindi caratterizzata da una libera circolazione dell'aria tra i diversi moduli e una ridotta fuoriuscita dell'aria dalla cavità, condizione che determina un contributo di ogni modulo al campo di moto di quello adiacente.

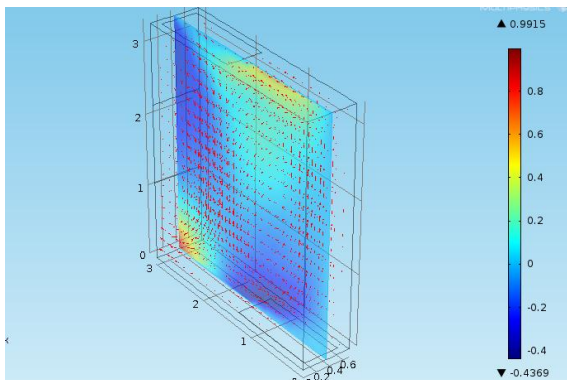


Figura 3.8 Analisi transitoria t=30 s: evoluzione del campo di moto

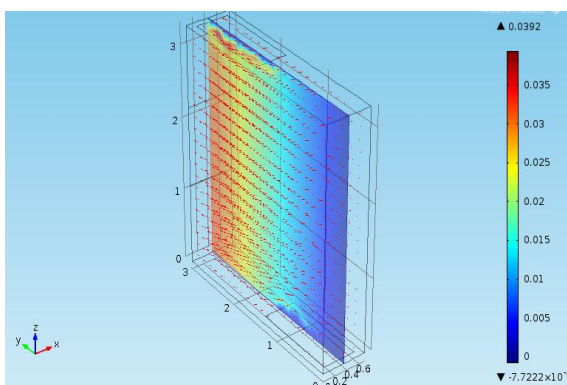


Figura 3.9 Analisi transitoria t=1200 s: evoluzione del campo di moto

Per valutare questo contributo ogni superficie di confine è stata suddivisa in tre porzioni e per ognuna di esse sono state valutate le componenti di velocità in direzione normale e parallela alla superficie. In una successiva analisi 3D tali valori sono stati applicati alla superficie di confine del dominio di analisi in modo da considerare, con la sovrapposizione degli effetti, i contributi dei moduli adiacenti (Figura 3.10).

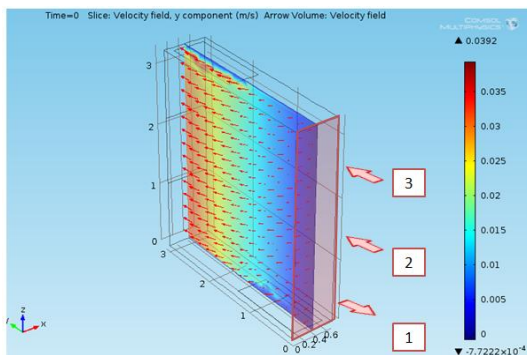


Figura 3.10 Superfici definite e sovrapposizione degli effetti

Un'analisi dei risultati della simulazione (Tabella 3.9), per determinare il valore medio di questi campi di velocità estremamente variabili, ha valuta il contributo del modulo adiacente su quello in analisi, valore successivamente esteso per gli altri 6 moduli di facciata (la distanza tra la parte monitorato e la metà facciata).

Tabella 3.9. 6 febbraio ore 12:30. Valori mediani di velocità dell'aria per le differenti superfici valutate

v_1 orizz. [m/s]	v_1 vert. [m/s]	v_2 orizz. [m/s]	v_2 vert. [m/s]	v_3 orizz. [m/s]	v_3 vert. [m/s]
-0.12	0.25	-0.26	0.45	-0.29	0.5

I valori sono stati poi applicati alla superficie laterale destra, lasciando una condizione di sforzo normale nullo per la superficie opposta. I risultati della simulazione, una volta stabilizzato il flusso d'aria, confermano le assunzioni fatte con un buon accordo con i risultati sperimentali in [2] (Figura 3.11).

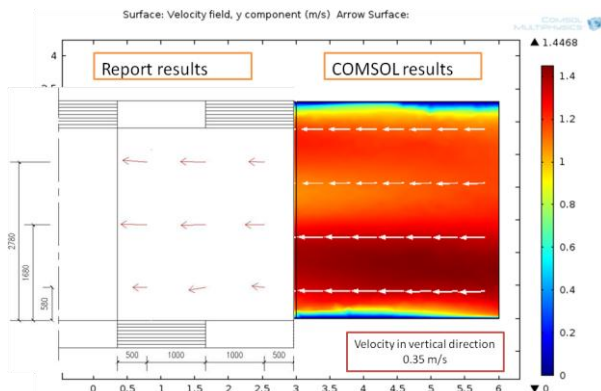


Figura 3.11 Febbraio ore 12:30. Confronto tra dati sperimentali di velocità e analisi Comsol.

La verifica è stata svolta per il giorno 6 febbraio 2006 alle ore 12:30 (con radiazione solare) e alle 17:30 (in assenza di radiazione solare). I risultati delle due diverse simulazioni (riassunti in Tabella 3.12 e 3.13) mostrano una corrispondenza nei valori di velocità con quelli sperimentali. L'assunzione di ricircolo, con la sovrapposizione degli effetti fornita dai moduli adiacenti, è quindi in grado di descrivere il comportamento monitorato nella campagna sperimentale, con un errore medio non superiore del 15%.

Tabella 3.12 6 febbraio ore 12:30. Confronto tra dati sperimentali di velocità e analisi in Comsol

	Valori di velocità orizzontale [m/s]			Valori di velocità verticale [m/s]		
	1	2	3	1	2	3
12:30 valore sperimentale	1.66	1.9	1.65	0.30	0.65	0.36
Comsol	1.44	1.5	1.45	0.32	0.40	0.35
variazione	-15%	-20%	-15%	+6%	-25%	-2%

Tabella 3.13 6 febbraio ore 17:30 Confronto tra dati sperimentali di velocità e analisi in Comsol

	Valori di velocità orizzontale [m/s]			Valori di velocità verticale [m/s]		
	1	2	3	1	2	3
17:20 valore sperimentale	1.65	1.65	1.41	1.0421	0.7615	0.5380
Comsol	1.45	1.51	1.40	0.85	0.67	0.61
variazione	-12%	-8%	-0.1%	-18%	-11%	+15%

3.6 Estensione dei risultati alla stagione estiva.

L'inverno non è la stagione maggiormente onerosa per quanto riguarda le sollecitazioni climatiche e le prestazioni energetiche dei sistemi a ventilazione naturale. Sebbene l'edificio analizzato sia situato ad alte latitudini, una prima analisi dei dati climatici olandesi [8] mostra estati dalle temperature elevate e irraggiamenti solari con potenze di picco confrontabili a quelle mediterranee, seppur per un minore periodo. L'umidità relativa presenta valori tra il 53% e il 95%, con frequenti condizioni di umidità relativa al 100% nel mese di luglio. Poiché il monitoraggio è stato effettuato per la sola stagione invernale e non sono perciò disponibili dati sperimentali estivi, il comportamento della facciata in questo periodo è stato studiato adottando la condizione estiva ISO (sezione 8.2.3) [4]. La simulazione stazionaria Comsol, utilizzando le stesse assunzioni finora descritte, non ha considerato il sistema di schermatura. Nella stagione invernale non sono state fornite informazioni o dati sperimentali circa le caratteristiche o le condizioni di funzionamento del sistema di schermatura, pertanto non potendone valutare la presenza o l'influenza nelle prestazioni della facciata si è preferito trascurarne i contributi. La norma ISO considera le seguenti condizioni:

- Temperatura dell'aria esterna: 30 °C;
- Temperatura interna: 25 °C;
- Radiazione solare incidente: 500 W/m²;
- Coefficiente globale di scambio esterno $h_{cv,ext} = 8 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- Coefficiente globale di scambio interno $h_{cv,int} = 2.5 \text{ W/m}^2\text{K}$;

I risultati in Tabella 3.14 evidenziano valori di coefficiente globale di scambio U della facciata corrispondenti ai valori limite contenuti in [2]. La temperatura media in cavità è piuttosto elevata e pari a 42 °C mentre la temperatura dell'aria in uscita è di 47 °C. Le temperature superficiali del vetro interno sono intorno ai 56 °C, valori che potrebbero essere ridotti considerando sistemi di schermatura, ma comunque al di fuori di ogni di ogni possibile condizione, suggerite in [9], per garantire almeno il comfort locale.

Tabella 3.14 Estensione dei risultati nella stagione estiva. Condizioni ISO.

Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno							
Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscit a [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]	Q _{ext} [W]	Q _{int} [W]	α _{cav} [W/m ² K]	U _{ext} [W/m ² K]	U _{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
316.6	317.6	315	320	329.1	311.3	55	24	3.4	55	1.35	1.58

Capitolo 3: Bibliografia

- [1] Comsol Multiphysic, 4.3 b version, COMSOL, Inc.
- [2] J.H.A. Verdonschot, Performance of ventilated double façades compared to a single skin façade, Master thesis dissertation, Department of Building and Architecture, Eindhoven University of Technology, 2006.
- [3] J. Groeneveld, The influence of a glazed facade to the indoor environment quality during the winter, Eindhoven, March 2014.
- [4] ISO 10559:2003 Thermal performance of windows, doors and shading devices. Detailed calculations.
- [5] WIS Advanced Windows Information System, WinDat European Thematic Network, Free version, disponibile in: <http://www.windat.org/wis/html/index.html>.
- [6] D. van Dijk, WIS version 2.0.1 User Guide, Examples of windows as input for WIS. TNO Building and Construction Research, Delft, 2003.
- [7] D. van Dijk, J. Goulding, P. Kenny, WIS Reference Manual. TNO Building and Construction Research, Delft, 2002.
- [8] Royal Netherlands Meteorological Institute, De Bilt climate data 1971-2008. Contained in HAMBbase data Technical University of Eindhoven.
- [9] J. Richter, F. Lua, W. Zeiler, G. Boxema, T. Labeodana, Double façades: comfort and ventilation aspects at an extremely complex case study, International Journal of Sustainable Energy, 2014.

Capitolo 4.

Soluzione proposta: Facciata Interattiva

In questo capitolo è presentata l'estensione delle assunzioni riguardanti la facciata DSF del caso studio per l'analisi di una proposta progettuale di trasformazione del sistema esistente in uno interattivo. Mantenendo le caratteristiche geometriche e termofisiche della facciata esistente, l'involucro vetrato è stato trasformato in un sistema DSF interattivo a ventilazione forzata, con aria proveniente dall'ambiente interno, dotato di un sistema di estrazione dall'alto della cavità. Il coefficiente globale di scambio ha permesso, per il caso studio e per il sistema proposto, il confronto delle prestazioni delle facciate. In seguito, la soluzione interattiva è stata analizzata in tre diverse città italiane (Bolzano, Firenze, Palermo) alle medio-basse latitudini in clima mediterraneo, valutandone le prestazioni dinamiche in differenti e impegnative condizioni climatiche. Inoltre, adottando le stesse condizioni, sono stati valutati i possibili apporti energetici forniti dall'integrazione della facciata interattiva con l'impianto di condizionamento ad aria dell'edificio. La facciata interattiva è così trasformata da involucro edilizio dinamico in vero e proprio componente impiantistico, utile al pre-riscaldamento dell'aria di rinnovo dell'edificio, realizzando una reale integrazione tra involucro edilizio e sistema edifico-impianto.

4.1 Soluzione proposta

L'analisi delle prestazioni della facciata presente nel caso studio, Kennedy Building Centre, mostra una ventilazione naturale non stabile e dalle ridotte portate di ventilazione, generate da deboli gradienti di pressione. In queste condizioni perdite di carico locali nelle sezioni in uscita possono diventare dominanti, provocando nel periodo invernale ricircoli interni in cavità. La condizione di ventilazione trasversale, considerata nei modelli fisici come una perdita di carico nella sezione di uscita, fa sì che l'aria in uscita dalla cavità sia naturalmente spinta verso il corridoio anziché uscire dalla cavità e innescare le condizioni di ventilazione previste. Nella stagione estiva questa condizione diviene un'incognita maggiore e rende la facciata vulnerabile a fenomeni di surriscaldamento, che riducono le prestazioni globali (valutate attraverso maggiori valori di U della facciata). Una generica analisi su sistemi di facciata rende difficile valutare condizioni di comfort in ambienti dotati di facciate esterne di questo tipo, perché connesse anche alle caratteristiche dell'ambiente interno valutato. E' possibile però valutare condizioni di comfort locali per lavoratori ad una distanza inferiore ad un metro dall'involucro vetrato, in modo da determinare quali condizioni sia opportuno garantire in prossimità della facciata. Un recente lavoro di Richter et al. [1] spiega come per lavoratori in prossimità di pareti vetrate, le condizioni di comfort locale non siano soddisfatte qualora siano presenti gradienti superiori a 2°C tra la temperatura superficiale e quella media radiante dell'ambiente. In un edificio per uffici è prevedibile che gli occupanti siano presenti alla propria postazione per gran parte dell'orario di lavoro e occorre verificare che almeno non siano sottoposti a condizioni di discomfort locale per lungo

periodo. La facciata analizzata segue le indicazioni contenute nella letteratura internazionale e in particolar modo nelle raccomandazioni proposte da Loncour et al. [2]. La ventilazione naturale è un sistema semplice nel suo funzionamento ma dimostra, in questo caso, problematiche nel garantire condizioni stabili in cavità. L'uso della cortina d'aria esterna (con ventilazione esterno-esterno) utilizzando condizioni termo-igrometriche dell'aria in ingresso prossime alle condizioni climatiche esterne, fornisce temperature in cavità che si discostano molto dalle condizioni dell'ambiente interno. Nella stagione invernale la temperatura media in cavità non supera i 15°C mentre una stima per la stagione estiva mostra come la ventilazione non si dimostri sufficiente alla dissipazione dei carichi solari, con temperature in cavità elevate. La facciata ventilata così realizzata, è considerata un elemento "esterno" dell'edificio e ciò è reso evidente dalla posizione del vetro a doppio strato. Questo elemento, dalle ottime prestazioni ed elevata resistenza termica, si trova sul lato interno della facciata, a proteggere l'ambiente interno dalle sollecitazioni climatiche che, attraverso la facciata, provengono dall'esterno. Precedenti studi di Corgnati et al. [3] e Fuliotto et al. [4] su sistemi ventilati dalla cavità di ridotto spessore, sono stati un valido punto di partenza per un nuovo approccio progettuale verso sistemi DSF, concretizzato nella soluzione proposta descritta a seguito. Nel seguente studio ci si propone di considerare la facciata ventilata come una parte interna dell'edificio, una componente vera e propria del sistema edificio-impianto, attraverso un'inversione delle reciproche posizioni per gli elementi vetrati e l'utilizzo di una cortina d'aria interna. Disponendo il vetro a doppio strato (con elevata resistenza termica) nella parte esterna

della facciata è possibile ridurre, nella superficie esposta in cavità, la differenza tra la sua temperatura superficiale e quella del vetro interno (dalle condizioni invece prossime a quelle interne). Lo scambio per irraggiamento tra le due superfici vetrate è così ridotto, mentre la cavità raggiunge valori di temperatura più vicini a quelli interni, riducendo i flussi di calore tra i due ambienti. In inverno, infatti, il doppio vetro esterno presenterà una temperatura superficiale superiore, riducendo la dispersione per irraggiamento con il vetro interno, con un conseguente aumento della sua temperatura superficiale e un connesso incremento della temperatura media in cavità. In estate, le migliori prestazioni solari del vetro doppio rispetto a quello singolo, con un minore fattore solare dovuto ai diversi stati vetrati, riducono la temperatura superficiale del vetro esterno. Un ridotto scambio radiativo e minor guadagno solare sul vetro interno riducono la sua temperatura superficiale in questa stagione. L'effetto complessivo, anche in questo caso, è una riduzione del carico termico verso l'ambiente interno e un miglioramento delle condizioni di comfort locale per gli occupanti in prossimità della facciata vetrata.

Inoltre i risultati contenuti in [5] rendono interessante l'utilizzo dell'aria esausta per la ventilazione della facciata, sebbene senza la saturazione adiabatica al fine di evitare inevitabili problemi di condensa superficiale negli strati vetrati in cavità.

L'aria che obbligatoriamente deve essere ricambiata, benché ormai non risponda ai requisiti di qualità dell'aria, è comunque energeticamente "preziosa" perché trattata in precedenza nell'impianto HVAC, presentando condizioni termometriche prossime a quelle ambiente.

La ventilazione meccanica della cavità con aria esausta crea un buffer termico tra l'ambiente interno ed esterno. Un adeguato sistema di regolazione delle portate d'aria [5-6] permette di mantenere sotto controllo le condizioni di setpoint cavità prossime a quelle dell'ambiente interno. Anche gli effetti di ricircolo sono ridotti poiché l'estrazione forzata dell'aria compensa la perdita di pressione in espulsione e assicura la corretta direzione dei flussi d'aria. Le portate di ventilazione di progetto previste per la facciata (mantenendo una velocità massima in cavità 0.2 m/s) sono pari al tasso di ricambio per un ambiente tipo connesso (assunta a 2 vol/h per un ambiente interno di circa 60 m³).

L'involucro interattivo diviene dinamico e capace di modificare, attraverso la variazione delle portate di ventilazione, le proprie prestazioni termiche adattandosi alle sollecitazioni climatiche. Il successivo passaggio nella cavità vetrata può essere un'ulteriore fonte di guadagni termici, come valutato da Stec et al. [7], tali da suggerire una integrazione con l'impianto ad aria dell'edificio per un possibile recupero termico dall'aria estratta dalla cavità. Uno scambiatore di calore a flussi incrociati nella soluzione adottata permette un recupero termico dall'aria in uscita dalla cavità, per pre-riscaldare in modo pressoché gratuito, prima del trattamento nel sistema HVAC, l'aria esterna di rinnovo. Per evitare indesiderati scambi di calore con aria surriscaldata durante la stagione estiva, che possono invece aggravare i consumi energetici dell'impianto di trattamento aria, l'integrazione richiede la definizione di una strategia di gestione dei flussi d'aria provenienti dalla facciata. Partendo dalle indicazioni fornite dalla facciata studiata in Torino da Corgnati e Perino [3], nelle diverse stagioni è stata definita una gestione dei flussi di aria provenienti dalla cavità in

funzione della temperatura in uscita (Figura 4.1). Come limite superiore che rende non conveniente il recupero termico, è stato assunto un valore limite di 32°C, oltre il quale l'aria è direttamente convogliata verso l'esterno attraverso un sistema by-pass sullo scambiatore. Nella stagione invernale o in quelle intermedie tale valore massimo di temperatura fa sì che lo scambio di calore tra i due flussi d'aria non provochi preriscaldamenti dell'aria esterna indesiderati. In presenza di temperature in uscita dalla cavità inferiori a 32°C l'aria è convogliata verso lo scambiatore di calore (2); diversamente è espulsa verso l'esterno (1).

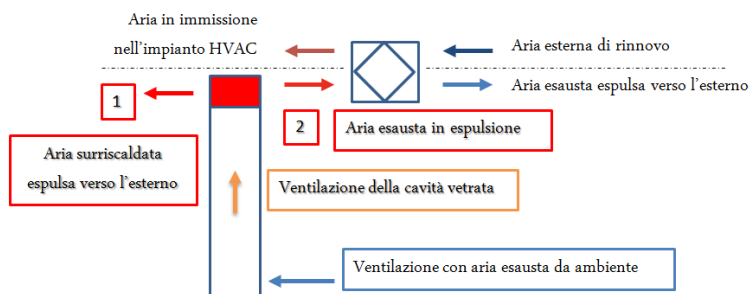


Figura 4.1 Schema concettuale d'integrazione con sistema impiantistico HVAC

4.2 Definizione delle nuove condizioni di analisi e del modello fisico

I modelli Comsol sono stati modificati per estendere l'analisi alla soluzione proposta e confrontarne le prestazioni con il caso studio.

In particolare:

- Le caratteristiche ottiche e termofisiche dei materiali sono state mantenute, così come le dimensioni geometriche dei singoli elementi.
- Le posizioni dei vetri, singolo e a doppio strato, sono state tra loro invertite mantenendone l'orientamento delle superfici rispetto alla posizione nel caso studio. Il vetro doppio è quindi a contatto con

l'ambiente esterno e quello singolo a separazione tra cavità e ambiente interno.

- La ventilazione forzata inserisce nei modelli CFD una condizione al contorno di velocità sulla superficie d'immissione dell'aria e di pressione, per considerare la presenza di un ventilatore, di -100 Pa (valore determinato da scheda tecnica) in quella di estrazione. Il valore di velocità in immissione è fornito da un'apposita equazione di regolazione con sistema proporzionale. Una sonda di temperatura (T_{ctrl}) nel centro alla cavità monitora i valori di temperatura dell'aria e fornisce i valori di input alla funzione v_{inlet} [m/s] definita come:

Stagione invernale:

$$v_{inlet} = \max (k_p \cdot (T_{ctrl} - 20^{\circ}\text{C}) \cdot ((T_{ctrl} - 20^{\circ}\text{C}) > 0); v_{max})$$

Stagione estiva:

$$v_{inlet} = \max (k_p \cdot (26^{\circ}\text{C} - T_{ctrl}) \cdot ((26^{\circ}\text{C} - T_{ctrl}) > 0); v_{max})$$

in cui:

T_{ctrl} : è il valore di temperatura in cavità, aggiornato per ogni intervallo di calcolo;

k_p : coefficiente di proporzionalità (pari a 0.02 da calibrazione per la stabilità di regolazione del flusso in ingresso);

$v_{max}=0.20$ m/s è la massima portata di ventilazione corrispondente ad un ricambio d'aria in cavità di 2 vol/h.

La portata d'aria è così regolata, in ogni intervallo di calcolo, dalle condizioni di cavità per mantenerne la temperatura prossima alle condizioni di set-point adottate. E' infine inserita una condizione al contorno di temperatura alla superficie d'immissione, pari alla

temperatura interna, per considerare la condizione di aria in estrazione dall'ambiente interno.

4.3 Valutazione dei risultati da simulazione del sistema proposto

La configurazione della simulazione Comsol è stata estesa al nuovo sistema proposto, per valutare le prestazioni energetiche dei due sistemi nella stagione invernale (Tabella 4.1) ed estiva (Tabella 4.2), adottando le condizioni nella normativa ISO. In inverno, la ventilazione forzata con aria a 20°C (293.15 K) crea effettivamente un buffer in cavità e mantiene quest'ultima a condizioni prossime a quelle interne. L'elevata resistenza termica del vetro esterno riduce la dispersione di calore dalla cavità verso esterno ed anche le temperature superficiali. Sia per il vetro esterno e interno, presentano valori più elevati mentre il valore U è ridotto del 20%.

Tabella 4.1 Condizioni ISO stagione invernale: confronto tra caso studio e soluzione proposta.

	Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} v/m ² K]	Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]
	Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
risultati WIS	279.4	282	283.9	288.1	297	293.4	12.78	4.00	-2.1	4.99	1.11	0.90
proposta v=0.15 m/s	279.4	298.3	294.6	296.4	301	300.7	18.35	15.28	-1.6	0.97	56.59	0.71
variazione	0 K	+6.3K	+10.7K	+12.3K	+4 K	+7.3K	43.6%	282%				-20%

In estate la temperatura superficiale del lato esposto in cavità, sia per il vetro esterno sia per quello interno, è ridotta. La ventilazione forzata riduce la temperatura media in cavità e fornisce una dissipazione efficiente dei carichi solari, con una riduzione della temperatura prossima a 14°C. Si ottiene un miglioramento complessivo del valore U con un valore di 1.37

W/m^2K e una riduzione del 13% rispetto al sistema precedente. Analisi sono state condotte valutando l'utilizzo di trattamenti basso emissivi (coefficiente di emissività 0.1) per le superfici rivolte verso la cavità, in modo da ridurre gli scambi per irraggiamento. Il risultato ottenuto è un incremento delle temperature superficiali (e dei flussi termici) proprio su questi elementi, con un conseguente aumento del valore U di facciata. Quest'ultima soluzione non è stata quindi considerata interessante.

Tabella 4.2 Condizioni ISO stagione estiva, confronto tra caso studio e soluzione proposta con differenti valori di emissività.

	Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} v/m^2k	Tsup. est. [K]	Tsup. int. [K]	T media [K]
	Tsup. est. [K]	Tsup. int. [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
WIS estate	316.7	317.7	315.0	320.0	329.1	311.4	55	24	-6.2	54	1.35	1.12
proposta v=0.2	316.1	316.4	300.7	302	315	313.6	11	24	9.7	44	58.54	0.67
variazione	-0.6K	-1.3 K	-15 K	-18K	-14K	+2K	-80%	0%				-40%
proposta v=0.2 low-e	313.5	313.1	301.9	304.0	316.7	321.2	2.35	21	9	-6.3	4.72	0.69
variazione	-3.2K	-4.6K	-13.9K	-16K	-13K	+10K	-95%	-12%				-38%

4.4 Analisi parametrica per ottimizzare la configurazione di facciata

A seguito sono proposte differenti analisi parametriche per determinare la migliore configurazione di facciata, con l'obiettivo di ridurre il valore U della facciata e spostare la temperatura superficiale del vetro interno vicino agli intervalli proposti per le condizioni di comfort interno.

4.4.1 Variazione delle portate di aria di ventilazione.

Per le condizioni estive, le più critiche analizzando i valori in Tabella 4.2, sono state valutate diversi valori di portata d'aria, per determinare il

migliore flusso d'aria in grado di minimizzare il valore U di facciata (Tabella 4.3). Partendo dalla condizione di cavità chiusa, il flusso d'aria è aumentato valutando come prima condizione il valore considerato nella ventilazione naturale ($0.12 \text{ m}^3/\text{s}$, $v=0.056 \text{ m/s}$) fino al limite superiore rappresentato dalla velocità massima suggerita dagli standard (0.25 m/s , $0.52 \text{ m}^3/\text{s}$) [4]. L'aumento del flusso d'aria determina una migliore dissipazione in cavità, con valori più bassi nel valor medio di temperatura dell'aria e per quella superficiale del vetro. Il valore U globale di facciata diminuisce fino a un andamento costante di $0.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Figura 4.2).

Tabella 4.3 Analisi parametrica condizione estiva: variazione portate di ventilazione

portate d'aria [m^3/s]	velocità [m/s]	Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} [$\text{W/m}^2\text{K}$]	Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T med [K]
		Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	Tsup. int. [K]						
0	0	316.6	320.4	318.5	319.8	318.7	318.2	9.9	25.3	11.9	2.6	51.3	1.0
0.12	0.056	316.3	318.1	303.1	305.6	316.6	316.1	10.8	24.7	5.6	6.2	55.7	0.9
0.21	0.1	316.3	317.4	301.8	303.7	316.0	315.5	11.1	24.5	7.2	10.0	57.2	0.8
0.32	0.15	316.2	316.8	301.1	302.6	315.4	315.0	11.4	24.3	8.5	19.7	58.7	0.7
0.42	0.2	316.1	316.2	300.7	302.0	314.9	314.5	11.5	24.2	9.6	89.2	60.0	0.7
0.52	0.25	316.1	315.8	300.4	301.5	314.5	314.2	11.7	24.1	10.5	-45.0	61.2	0.6

La diminuzione nel valore di U è effettivamente dovuta all'incremento del coefficiente di scambio convettivo in cavità (Figura 4.3), che determina una contemporanea riduzione della temperatura superficiale (e dei flussi di calore attraverso le superfici vetrate). Tale andamento decrescente si arresta a un valore di portata d'immissione superiori a $0.42 \text{ m}^3/\text{s}$, oltre il quale ulteriori incrementi non producono significativi effetti.

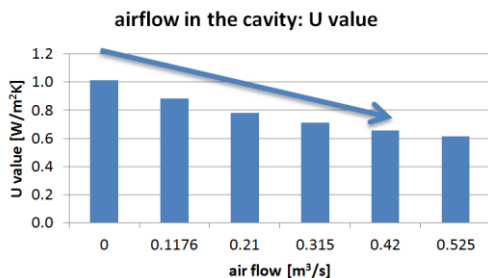


Figura 4.2 Variazione del valore U al variare delle portate.

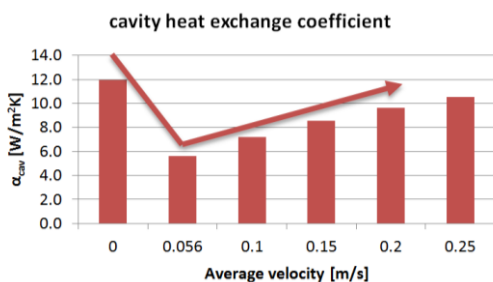


Figura 4.3 Variazione del valore del coefficiente di scambio convettivo.

Allo scopo di verificare l'efficacia della ventilazione forzata e l'assenza di condizioni di ricircolo dovuto alle forze di galleggiamento, la simulazione è stata ripetuta considerando la presenza delle forze di volume in cavità. Le condizioni al contorno sono mantenute inalterate rispetto a quelle definite nelle precedenti analisi mentre le forze di galleggiamento sono nuovamente valutate attraverso l'uso dell'approssimazione di Boussinesque utilizzando come temperatura di riferimento $T_{rif}=26^{\circ}\text{C}$ pari alla temperatura di setpoint estiva. La portata d'aria è assunta pari a $0.42\text{ m}^3/\text{s}$ con velocità d'immissione di 0.2 m/s , condizione ritenuta ottimale dai risultati della Tabella 4.2. La simulazione periodico-stabilizzata mostra una stabilità dei risultati poiché la presenza della depressione nella superficie

superiore, fornita dalla condizione di estrazione meccanica, impedisce l'innescarsi di turbolenze locali e mantiene stabile il flusso d'aria in direzione verticale, mentre i moti ascensionali attivati dalle forze di galleggiamento nell'interfaccia solido-fluido migliorano il flusso verticale (Figura 4.4).

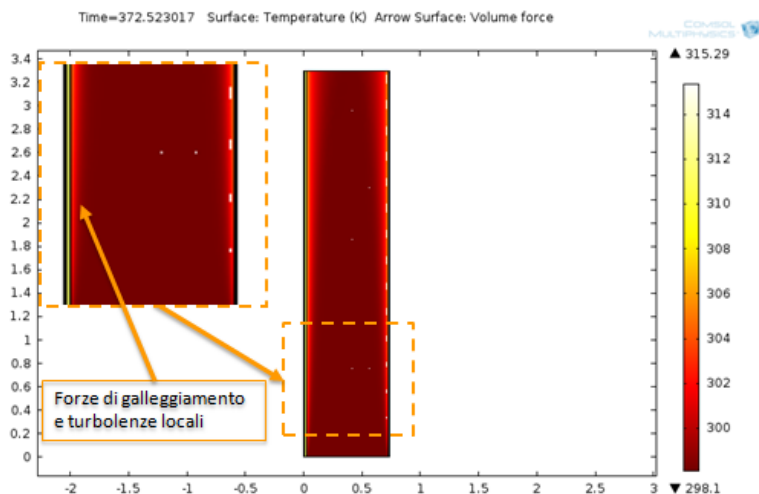


Figura 4.4 Analisi secondo le condizioni ISO estive con ventilazione forzata.

Tabella 4.4 Condizione con forze di galleggiamento: analisi condizione estiva

t	Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} [W/m ² K]	U_{ext} [W/m ² K]	U_{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
	Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
0	316.1	316.4	300.7	302.0	315	314.6	11.65	24.36	9.6	46.3	60	0.7
10	315.8	313.6	299.3	299.9	312.6	312.3	12.87	23.87	20.5	5.9	69.3	0.8
25	315.8	313.4	299.3	299.8	312.4	312.1	12.61	23.42	22.5	5.4	68.2	0.8
60	315.8	313.4	299.3	299.8	312.4	312.1	12.59	23.40	22.6	5.4	68.2	0.8
90	315.8	313.4	299.3	299.8	312.4	312.1	12.59	23.41	22.4	5.4	68.3	0.8
120	315.8	313.4	299.3	299.8	312.4	312.1	12.59	23.40	22.5	5.4	68.2	0.8
240	280.6	281.8	282.0	282.6	294.3	295.8	56.5	20.9	-58.7	51.0	13.7	0.91

4.4.2 Analisi parametrica per posizione ottimale roller.

In una seconda analisi sono state valutate le prestazioni della facciata considerando la presenza del sistema di schermatura per la radiazione solare

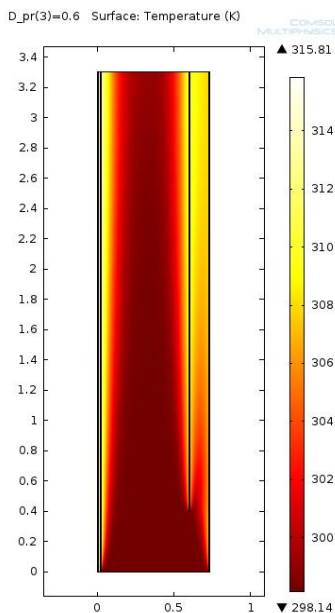


Figura 4.5 Sistema di schermatura roller adottato

integrato all'interno della cavità, condizione corrispondente ad una reale condizione operativa. La facilità di gestione della schermatura da parte di sistemi automatici, il ridotto disturbo dei flussi di aria in cavità, la possibilità della ventilazione forzata di fornire una dissipazione del calore assorbito attraverso scambio convettivo, oltre ai benefici nella riduzione della trasmissione del rumore proveniente dall'esterno, rendono i sistemi di schermatura roller i

più adatti. A partire dalle osservazioni di Zeng et al. [8], descritte in precedenza, è

stata adottata la presenza di un sistema di schermatura roller in tessuto in nylon (Figura 4.5) inserito nel modello come elemento piano dalle caratteristiche ottiche e termofisiche riportate in Tabella 4.5.

Tabella 4.5 Sistema di schermatura roller. Proprietà termofisiche

Spessore [mm]	2
Conducibilità termica [W/(mK)]	0.1
Densità [kg/m ³]	100
Calore specifico [J/kgK]	1700
Emissività [-]	0.84
Coefficiente di trasmissione solare [-]	0.29
Coefficiente di riflessione [-]	0.44

Inoltre la schermatura riduce la radiazione solare incidente sul vetro interno assorbendone una parte e riflettendone un'altra, secondo il suo fattore di riflessione, verso il vetro esterno. Sono state definite perciò definite ulteriori condizioni al contorno. È stato infine considerato lo scambio termico radiativo tra il sistema di schermatura e la rispettiva superficie di vetro esposta.

Tabella 4.6 Analisi parametrica: distanza roller.

Dist. vetro est. [m]	Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno							
	Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]	Q _{ext} [W]	Q _{int} [W]	α _{cav} [W/m ² K]	U _{ext} [W/m ² K]	U _{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
0.10	316.7	321.4	302.4	304.7	313.3	312.9	13.0	21.4	3.7	2.8	-59.0	0.88
0.15	316.5	319.1	302.5	305.3	311.8	311.4	13.2	19.3	2.2	5.0	-59.0	0.91
0.25	316.4	318.3	302.4	305.5	311.3	310.9	13.2	18.6	1.8	6.9	-59.0	0.96
0.35	316.4	318.2	302.4	305.5	311.2	310.9	13.2	18.6	1.7	7.1	-59.0	0.96
0.60	316.4	318.4	302.4	305.2	311.7	311.3	13.3	18.5	1.8	6.7	-57.1	0.94
0.10	316.7	321.4	302.4	304.7	313.3	312.9	13.0	21.4	3.7	2.8	-59.0	0.88

Una nuova simulazione stazionaria 2D, secondo condizioni ISO estive, è stata definita al variare della distanza dal vetro esterno adottando una portata di ventilazione di 0.42 m³/s (velocità media in cavità 0.2 m/s), condizione ottimale ottenuta dalla precedente analisi.

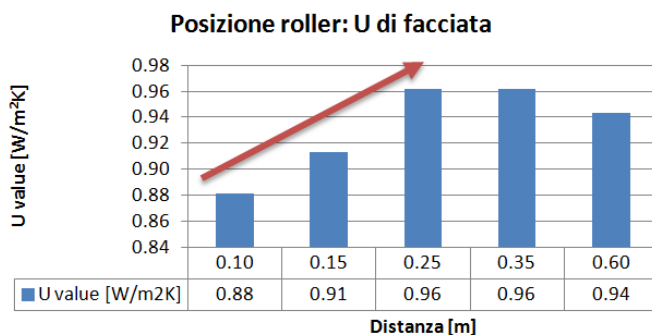


Figura 4.6 Variazione della distanza del roller, valore U

In Figura 4.6 è possibile valutare la variazione del valore U determinato da diverse posizioni del sistema roller. E' possibile notare come, spostando la schermatura verso l'interno della cavità, si assiste alla diminuzione di valore di U. Ciò è dovuto a un incremento dello scambio radiativo con il vetro interno e al corrispondente aumento del flusso di calore attraverso il vetro stesso. È quindi assunto come migliore configurazione il sistema di ombreggiatura a una distanza di 10 cm dal vetro esterno. Quest'ultima configurazione progettuale è infine analizzata con nuove simulazioni 2D in regime periodico-stabilizzato per verificare che non siano presenti condizioni di turbolenza locale, nella zona di ingresso della portata d'aria o nell'interazione con il sistema roller, o elevati gradienti locali di velocità dell'aria. Utilizzando le condizioni al contorno riassunte in Figura 4.7 è stata sviluppata una simulazione oraria che considera:

- Condizioni di analisi ISO estive (Temperatura esterna 30°C, radiazione solare 500 W/m², coefficiente globale di scambio esterno $h_{cv,ext}=8$ W/m²K ed interno $h_{cv,int}=2.5$ W/m²K);
- Portata d'aria di ventilazione in estrazione 0.42 m³/s e velocità media in immissione 0.2 m/s;
- Condizione al contorno nella sezione di passaggio (altezza 30 cm), sforzo normale nullo.
- Presenza di schermatura solare in cavità.
- Temperatura in ambiente interno: 26°C.
- Presenza di forze di galleggiamento per il dominio dell'aria in cavità;

Nel modello sono stati definiti sensori a tre differenti altezze (0.1 m, 1.65 m di 3.2 m) per valutare la variazione verticale della temperatura e della velocità dell'aria.

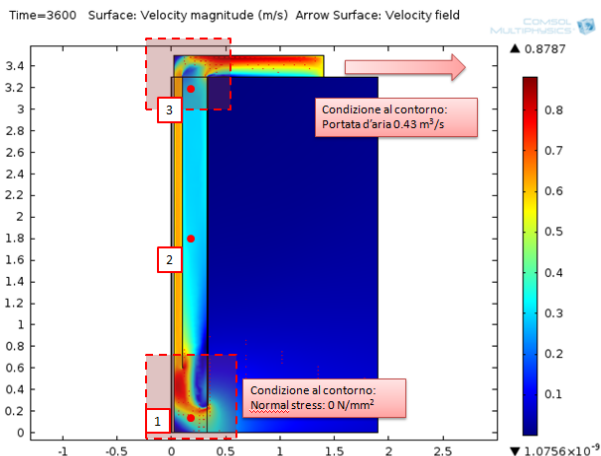


Figura 4.7 Analisi condizioni estive ISO

I risultati della simulazione CFD mostrano il flusso d'aria nella cavità generato dalla ventilazione forzata e l'interazione con l'ambiente interno (Figura 4.8).

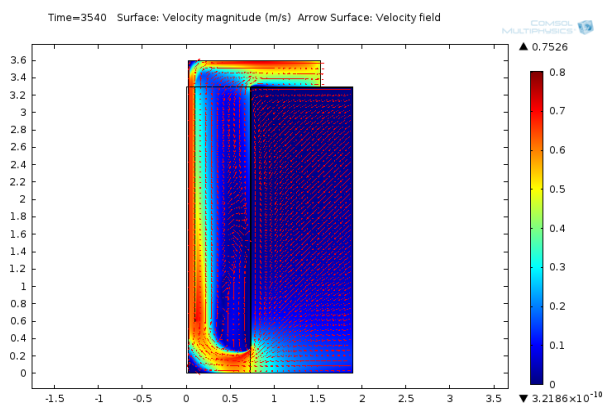


Figura 4.8 Soluzione proposta: velocità dell'aria in cavità

Condizioni di ricircolo sono state riscontrate anche in precedenti analisi CFD per sistemi DSF interattivi [3] dovute all'interazione tra le forze di

galleggiamento, che agiscono tra gli elementi delle veneziane, e il flusso d'aria di ventilazione. Esse sono tali da generare ricircoli in cavità e interferenze con l'aria in ingresso (Figura 4.9 b). Nella soluzione adottata è invece presente una ridotta condizione di ricircolo, nella parte centrale della cavità (Figura 4.9 a) causata dalle forze di galleggiamento dovute alla differenza di temperatura tra il sistema roller (temperatura superficiale 32°C) e il vetro interno (temperatura superficiale 28°C). L'analisi CFD mostra però una migliore efficienza per la schermatura che con sistema roller con ricircolo, limitato alla parte centrale della cavità, e senza interferenze significative con il flusso d'aria di ventilazione.

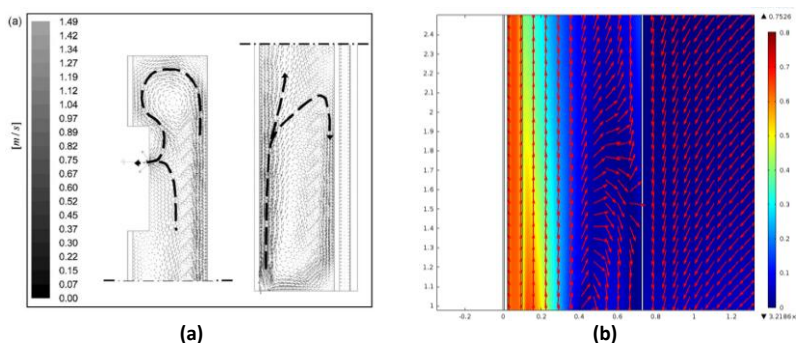


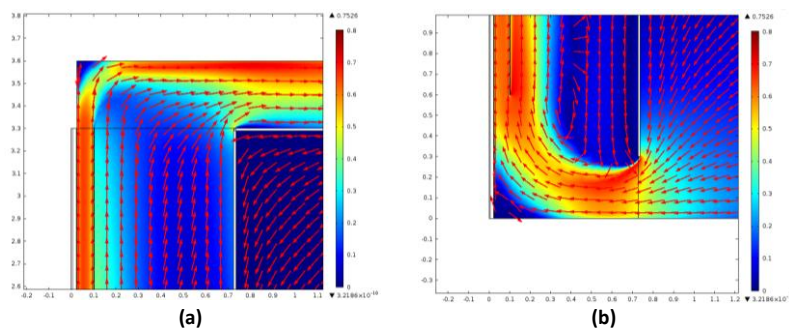
Figura 4.9 Risultati CFD per velocità dell'aria in cavità: confronto tra i valori della facciata interattiva proposta a Torino [3] (a) e la soluzione proposta (b).

Un confronto tra i valori di velocità dell'aria, risultato sempre di analisi CFD, tra facciate a ventilazione forzata [3] e il sistema proposto mostra come nel primo caso si ottengano valori di velocità maggiori (fino a 1.9 m/s) rispetto al sistema proposto (0.8 m/s) (Figura 4.9 a). La ridotta portata d'aria proposta fornisce una ventilazione altrettanto efficace con temperature dell'aria nella cavità dai valori stabili e con ridotti gradienti verticali (Tabella 4.10).

Tabella 4.10 Analisi condizioni estive ISO: risultati sensori in cavità

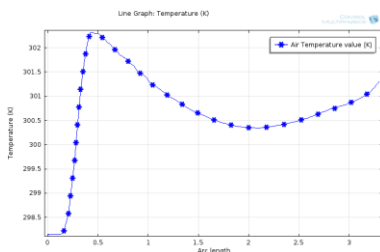
t	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	v ₁ [m/s]	v ₂ [m/s]	v ₃ [m/s]
0	25.0	27.3	29.3	0.1	0.4	0.3
600	25.0	27.5	29.6	0.1	0.3	0.3
1200	25.0	27.4	29.5	0.1	0.3	0.3
1800	25.0	27.4	29.5	0.1	0.3	0.3
2400	25.0	27.4	29.4	0.1	0.3	0.3
3000	25.0	27.4	29.4	0.1	0.3	0.3
3600	25.0	27.4	29.4	0.1	0.3	0.3

Un'analisi approfondita dei vettori di velocità dell'aria per la parte finale della cavità, zona di estrazione dell'aria, (Figura 4.10a) e per la parte iniziale della stessa, zona di passaggio tra l'ambiente interno e la cavità (Figura 4.10 b) mostrano come il fenomeno di ricircolo nella zona centrale, descritto in precedenza, non interagisca in modo significativo con il flusso dell'aria in ingresso.

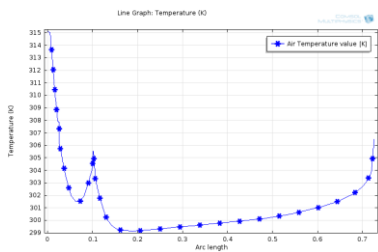

Figura 4.10 Soluzione proposta: velocità dell'aria zona estrazione (a) e immissione (b).

Nella soluzione interattiva proposta, l'analisi delle temperature verticali nella porzione centrale di cavità (Figura 4.11a) e in direzione orizzontale all'altezza di 1.6 m (Figura 4.11b) mostra l'effetto locale della ventilazione della cavità sui valori di temperatura superficiale dei vetri e dell'aria. A partire da un'altezza di 1 m dall'ingresso della cavità, la ventilazione

produce condizioni stabili e temperature dell'aria prossime a quelle interne (26°C). Nella prima parte della cavità, laddove il flusso d'aria non è del tutto stabilizzato, il valore massimo di temperatura dell'aria raggiunge i 30°C. In direzione orizzontale, muovendosi verso l'interno della facciata, la temperatura dell'aria passa da quella superficiale del vetro interno fino al valore stabile di 26°C (Figura 4.11b) nella porzione ventilata e nuovamente a 31°C in prossimità del sistema di schermatura. Un confronto con la soluzione a ventilazione naturale per la direzione verticale (Figura 4.12a) e orizzontale (Figura 4.12b) mostra valori di temperatura inferiori anche di 15°C nella facciata interattiva, evidenziando l'efficacia della ventilazione forzata nel mantenere sotto controllo la temperatura. L'estrazione dalla parte superiore della cavità permette inoltre ridotte turbolenze locali nel passaggio tra cavità e condotti d'aria.

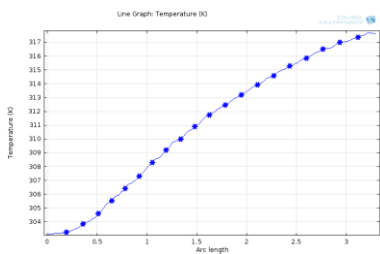


(a)

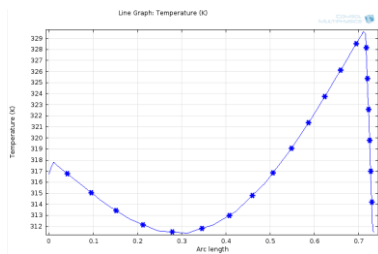


(b)

Figura 4.11 Soluzione proposta: evoluzione temperature direzione verticale (a) e orizzontale (b).



(a)



(b)

Figura 4.12 DSF caso studio: evoluzione temperature direzione verticale (a) e orizzontale (b).

Nella porzione esterna della cavità, tra il sistema roller e il vetro esterno, le forze di galleggiamento generate dalle temperature superficiali dei due elementi producono un piccolo camino solare (Figura 4.13). La disposizione verticale del sistema di schermatura e le temperature superficiali superiori, rispetto al valore medio in cavità, dei due elementi innescano forze di galleggiamento verticali che facilitano la ventilazione del sistema, la dissipazione del calore e lo sviluppo di flussi verticali verso la zona di espulsione dell'aria.

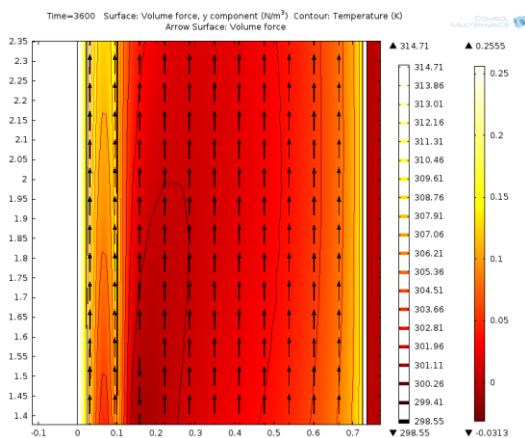


Figura 4.13 Soluzione proposta. Temperature in cavità [K] e forze di galleggiamento (vettore nero).

Infine, per la zona d'interazione tra facciata e ambiente interno, la valutazione dell'indice di turbolenza (Figura 4.14a) e del valore di energia cinetica turbolenta (Figura 4.14b) mostrano come non siano presenti significative turbolenze locali. Solo nella zona d'immissione sono registrati valori più elevati di turbolenza forniti dalla sezione di passaggio e dall'interazione tra il flusso e sistema roller, in cui sono stati valutati valori locali di velocità dell'aria prossimi a 0.9 m/s. Nella restante parte della

cavità, bassi valori di turbolenza e di energia cinetica turbolenta descrivono un flusso d'aria non turbolento confermato anche dal numero di Reynolds dai valori in cavità sempre inferiori a 300 (Figura 4.15), con valore massimo di 350 nella zona di immissione dell'aria in facciata.

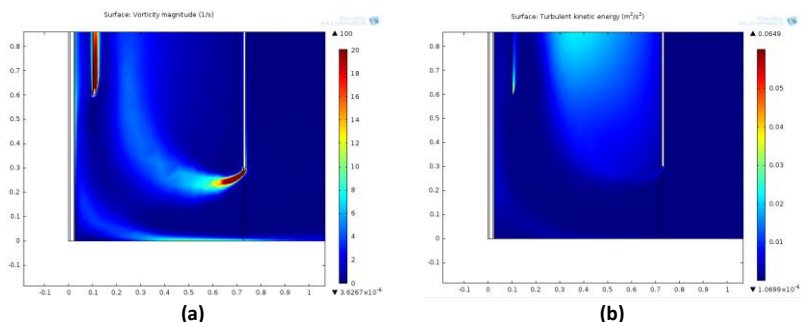


Figura 4.14 Zona immissione aria. Indice di turbolenza (a) ed energia cinetica turbolenta (b)

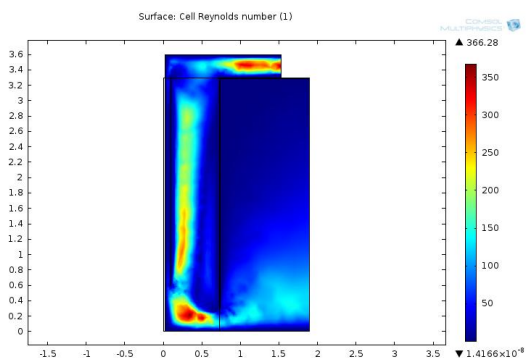


Figura 4.15 Soluzione proposta. Valore del numero di Reynolds in cavità

4.4.1 Configurazione adottata.

L'utilizzo di una cortina di aria interna permette un sostanziale miglioramento delle prestazioni energetiche della facciata rispetto alla soluzione a ventilazione naturale. La ventilazione forzata della cavità, combinata con l'inversione della posizione del vetro doppio in facciata,

contribuisce effettivamente alla riduzione del trasferimento di calore e riduce il valore globale del coefficiente globale di scambio U con i seguenti risultati stagionali:

- Condizioni invernali ISO: $U=0.71 \text{ W/m}^2\text{K}$ (-13% rispetto alla configurazione del caso studio);
- Condizioni estate ISO: $U=0.88 \text{ W/m}^2\text{K}$ (-22% rispetto alla configurazione del caso studio);

Incrementi delle portate d'aria in cavità aumentano la dissipazione del calore dalla facciata e riducono le condizioni di ricircolo interno. Tale aumento raggiunge però un valore stabile, assunto quindi come ottimale, pari a una portata di ventilazione di $0.42 \text{ m}^3/\text{s}$ con velocità media nella sezione di immissione pari a 0.2 m/s ; oltre il quale non si hanno ulteriori benefici. Il sistema di schermatura solare roller riduce i carichi solari in ambiente e sul vetro interno, diminuendone la temperatura superficiale. Durante il suo funzionamento il sistema assorbe parte della radiazione solare, in parte dissipata dalla ventilazione, e introduce nuovi scambi per irraggiamento con gli elementi vetrati. L'effetto che si ottiene è un incremento delle temperature superficiali e una lieve riduzione delle prestazioni della facciata, con coefficiente globale U di $0.88 \text{ W/m}^2\text{K}$. La temperatura della cavità è sotto controllo, con ridotti ricircoli e assenza di turbolenze locali significative. La configurazione assunta quindi come ottimale è:

- Cortina d'aria interna e facciata interattiva.
- Portata di ventilazione: $0.42 \text{ m}^3/\text{s}$, velocità in immissione 0.2 m/s .
- Sistema di schermatura roller a distanza 0.1 m dal vetro esterno.

4.5 Analisi della facciata interattiva a diverse latitudini

Sebbene la stagione estiva olandese abbia elevate temperature e valori di radiazione solare massimi paragonabili a quelli misurati in climi mediterranei [10], anche se per un periodo più breve, un ulteriore test sulle prestazioni della facciata proposta è stato compiuto sottoponendo il sistema a condizioni climatiche maggiormente impegnative. Le prestazioni e la risposta complessiva del sistema sono state valutate alle medio-basse latitudini, analizzando la facciata in tre località, rappresentative delle diverse condizioni climatiche italiane [11]. Per ognuna di esse, l'analisi dei valori orari annuali ha portato alla scelta dei giorni rappresentativi della stagione invernale, dai valori di temperatura esterna minimi, e della stagione estiva dai massimi valori. Adottando i dati climatici delle città di Bolzano, per le condizioni climatiche continentali del nord-Italia, Firenze per il centro-Italia e Palermo per le condizioni del sud-Italia in clima mediterraneo, nuove simulazioni transitorie sono state definite mantenendo inalterate i rimanenti parametri della facciata interattiva. Le condizioni di analisi per le località e i giorni rappresentativi delle stagioni sono riassunti in Tabella 4.11:

Tabella 4.11 Condizioni climatiche adottate nelle analisi della facciata

		Stagione invernale		Stagione estiva		
		Temp. esterna [°C]	Irraggiamento solare [W/m ²]	Temp. esterna [°C]	Irraggiamento solare [W/m ²]	
Bolzano	16 gennaio	-7.6	6	21 luglio	30.8	663
Firenze	5 gennaio	-3.3	46	16 luglio	32.1	506
Palermo	18 febbraio	4.7	2	5 agosto	34.4	784

Assumendo orari di apertura e temperature di setpoint interne (le stesse per definire le portate della ventilazione in cavità dal sistema di regolazione) e l'edificio nuovamente con destinazione per uffici, sono state definite in modo plausibile le seguenti condizioni di operatività:

- *Stagione invernale*: Orario di apertura dalle ore 8:00 alle ore 18:00. Temperatura di setpoint interna durante la settimana lavorativa: 20°C, fuori da orario lavorativo 18°C. Nella stagione invernale la portata d'aria in cavità è mantenuta a un valore minimo di 0.05 m/s, per sfruttare al meglio l'effetto di buffer termico fornito dalla ventilazione della cavità vetrata.
- *Stagione estiva e stagioni intermedie*: Orario di apertura dalle ore 8:00 alle ore 18:00. Temperatura di setpoint interna durante la settimana lavorativa: 26°C. I dati orari di temperatura interna per la condizione in assenza di condizionamento sono ricavati da specifica analisi in regime dinamico di un edificio test provvisto di questo sistema di facciata DSF [12].

I risultati delle diverse simulazioni sono stati confrontati con quelli del sistema a ventilazione naturale del caso studio, sottoposto ai dati climatici delle rispettive città di analisi nei medesimi giorni rappresentativi delle diverse stagioni. I risultati delle simulazioni transitorie hanno permesso la valutazione oraria delle condizioni di cavità oltre alle temperature superficiali e dei flussi di calore per gli elementi vetrati. Questo ha permesso di calcolare il valore orario del coefficiente globale di scambio U per le due diverse facciate e di valutare il valore orario del flusso di calore disperso o entrante nell'ambiente interno attraverso la facciata, calcolato dal prodotto di U con la differenza tra la temperatura interna ed esterna.

4.5.1 Analisi per la stagione invernale: risultati.

Simulazioni in regime transitorio per la città di Bolzano mostrano come la soluzione proposta, rispetto alla facciata a ventilazione naturale del caso studio, permetta un controllo della temperatura interna alla cavità anche con temperature esterne rigide e costantemente inferiori a 0°C. Rispetto alla facciata del caso studio è possibile valutare un innalzamento della temperatura media in cavità tra gli 8°C e i 12°C (Figura 4.16).

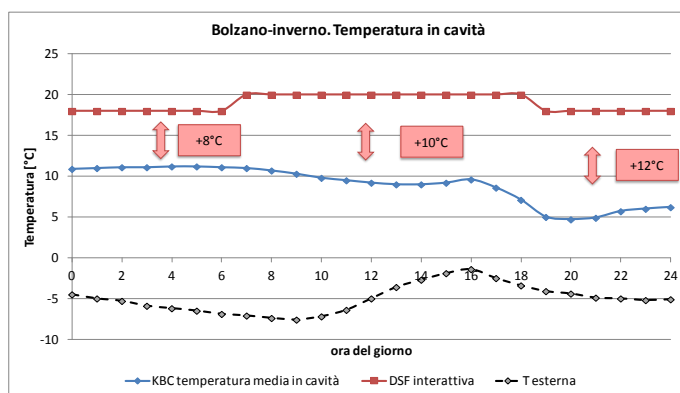


Figura 4.16 Bolzano. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: Temperatura in cavità.

L'effetto è una riduzione del valore del coefficiente globale di scambio, con valori orari intorno a $0.4 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Figura 4.17). La conseguente riduzione dei flussi di calore dispersi attraverso la facciata assume valori di picco del 70% e una riduzione media giornaliera del 45% (Figura 4.18).

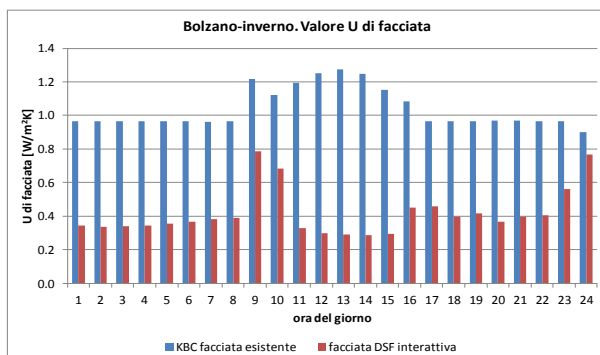


Figura 4.17 Bolzano. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: valori di U.

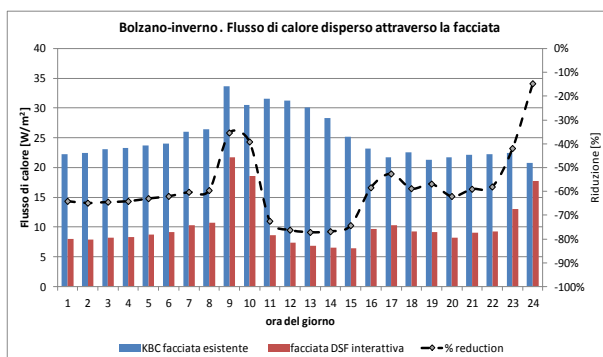


Figura 4.18 Bolzano. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: valori di U.

Nella stagione invernale una facciata interattiva che utilizza per la ventilazione aria proveniente dall’ambiente interno è fortemente esposta a fenomeni di condensa superficiale. Questa verifica per elementi vetrati esposti in cavità diviene cruciale per evitare indesiderate pellicole bagnate sul vetro esterno. Assumendo la condizione d’immissione dell’aria in cavità pari alle condizioni ambiente (temperatura pari a quella di setpoint e umidità relativa al 50%) la verifica è condotta calcolando la temperatura di condensa dell’aria e confrontandola con quella superficiale delle superfici vetrate esposte in cavità. Per brevità, essa è effettuata per la sola città di

Bolzano in quanto soggetta a condizioni climatiche peggiori rispetto alle altre. Il valore di titolo dell'aria corrispondente alle diverse temperature d'immissione è pari a $0.0065 \text{ [kg}_v/\text{kg}_a]$ (temperatura d'immissione 18°C) e $0.0075 \text{ [kg}_v/\text{kg}_a]$ (temperatura d'immissione 20°C). Adottando il titolo dell'aria in cavità pari al valore orario in immissione e la temperatura media da analisi, è calcolata la temperatura di saturazione e confrontata con le temperature superficiali (Figura 4.19).

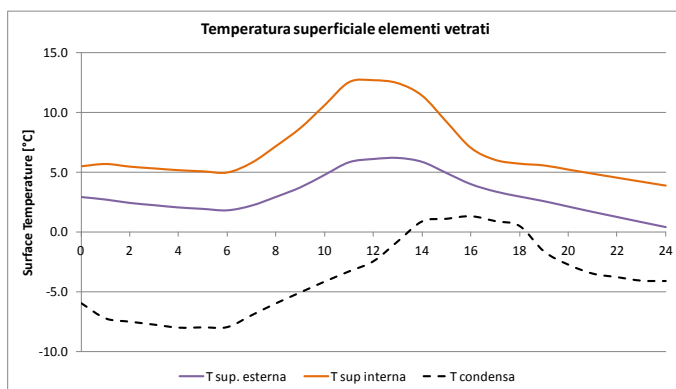


Figura 4.19 Bolzano. Verifica della formazione di condensa superficiale sui vetri in cavità

Il vetro a doppio strato nella zona esterna della facciata mantiene temperature superficiali sempre superiori a quella di saturazione ed evita condizioni di condensa. Per la città di Firenze, l'analisi il 5 gennaio mostra temperature in cavità stabili, capaci di seguire le variazioni della temperatura interna, con differenze anche intorno ai 10°C rispetto ad un sistema analogo a ventilazione naturale (Figura 4.20).

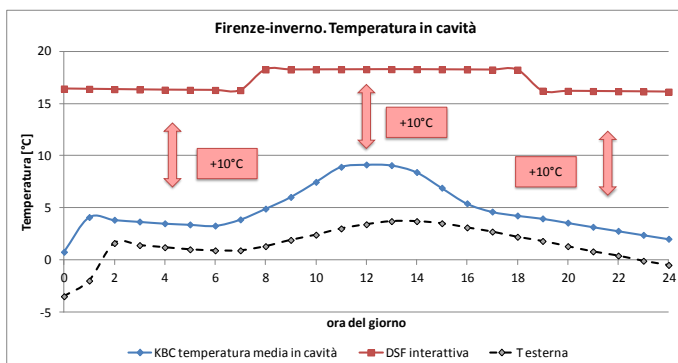


Figura 4.20 Firenze. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: Temperatura in cavità.

Il sistema a ventilazione forzata mantiene nella cavità una condizione di temperatura interna prossima a quella esterna e una riduzione consistente dei valori di trasmittanza U di facciata (Figura 4.21) nella soluzione proposta. Il flusso di calore disperso attraverso l'involucro vetrato mostra riduzioni anche intorno al 70% e un valore medio di riduzione pari al 53% (Figura 4.22)

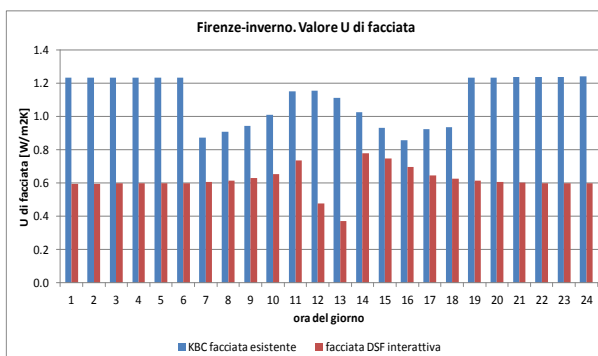


Figura 4.21 Firenze. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: valori U.

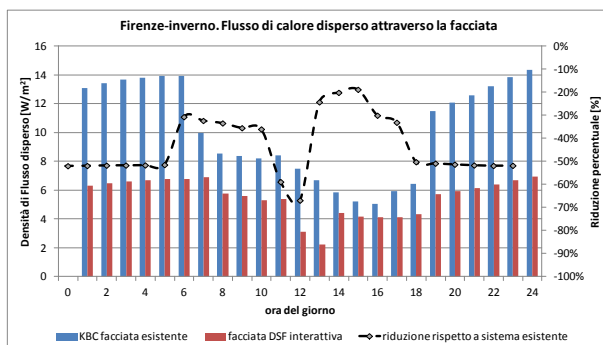


Figura 4.22 Firenze. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: flusso disperso verso l'esterno attraverso la facciata e riduzione %.

La città di Palermo, caratterizzata da inverni più miti, conferma come l'adozione della soluzione proposta fornisca temperature in cavità nuovamente stabili. Anche in presenza di maggiori temperature medie in cavità e una sostanziale stabilità nei valori orari (nella facciata analizzata nel caso studio) la soluzione proposta porta a un innalzamento delle temperature medie in cavità intorno ai 5°C (Figura 4.23).

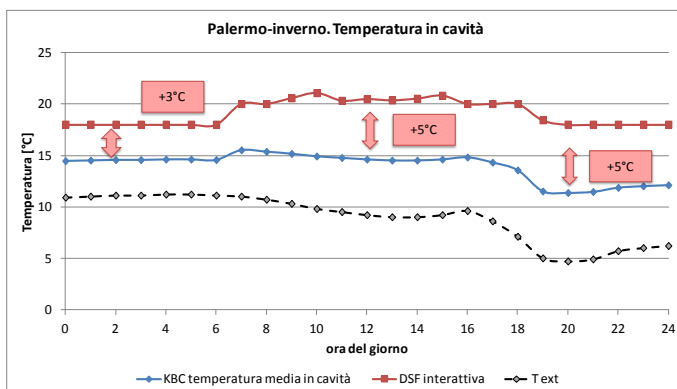


Figura 4.23 Palermo. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: Temperatura in cavità.

L'effetto nuovamente ottenuto è un valore orario pressoché stabile del coefficiente globale di scambio, per la facciata interattiva, con valori tra 0.4 e 0.8 W/m^2K (Figura 4.24). Le conseguenti riduzioni del flusso di calore disperso attraverso la facciata hanno massimi valori orari del 70% e una riduzione media giornaliera intorno al 35% (Figura 4.25).

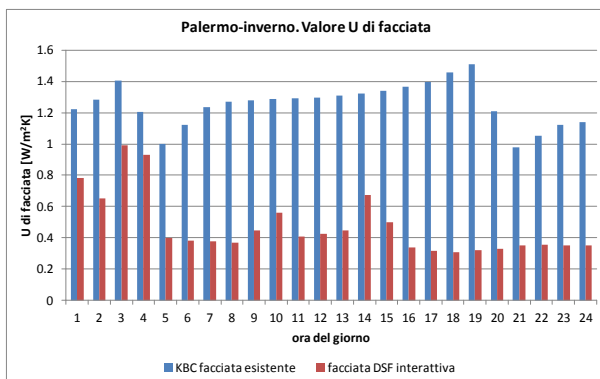


Figura 4.24 Palermo: Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: valori di U.

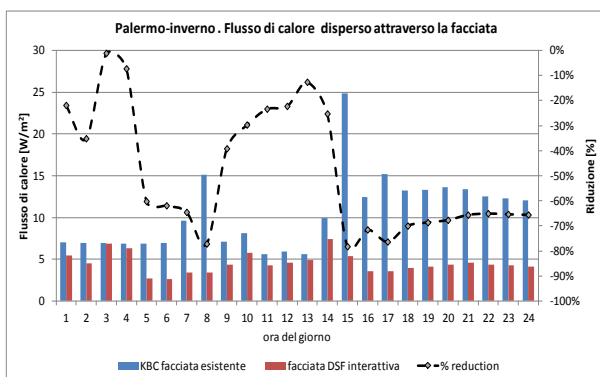


Figura 4.25 Palermo. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: valori di U.

Un confronto tra i risultati per le diverse città mostra come nella stagione invernale la ventilazione della cavità fornisca i migliori risultati in climi

rigidi. Le prestazioni della facciata nelle diverse condizioni climatiche ha valori orari simili in assenza di radiazione solare a causa del comportamento da buffer termico, con valori minori in climi rigidi nella città di Bolzano (Figura 4.26). L'azione combinata della radiazione solare e delle condizioni termoigrometriche in cavità sotto controllo forniscono migliori prestazioni alla facciata, anche laddove le condizioni climatiche sono più rigide. L'effetto di riscaldamento che nelle facciate a ventilazione naturale è ottenuto solamente nelle ore centrali della giornata è adesso massimizzato durante tutta la giornata. Il risultato è un'importante riduzione del flusso disperso dall'ambiente interno verso l'esterno, come è visibile in Figura 4.27.

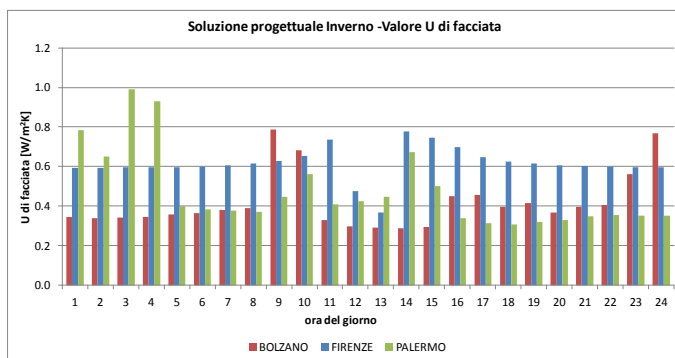


Figura 4.26 Condizioni invernali. Confronto tra i valori orari dei coefficienti globali di scambio nelle diverse località analizzate.

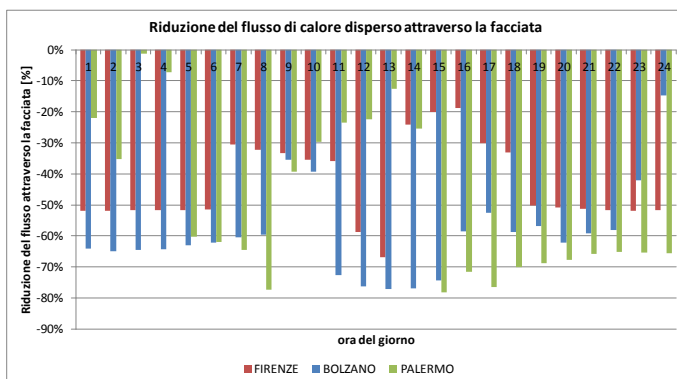


Figura 4.27 Condizioni invernali. Confronto tra la riduzione percentuale del flusso disperso dalla facciata nelle diverse località analizzate.

4.5.2 Analisi per la stagione estiva: risultati.

I risultati delle simulazioni in regime transitorio per le condizioni estive delle tre città analizzate mostrano l'efficienza della ventilazione meccanica nella dissipazione del calore dalla facciata. È da notare come per la città di Bolzano i valori orari di temperatura esterna e d'irraggiamento solare presentino valori orari comparabili con le altre località. La facciata dotata di ventilazione naturale, qualora le portate di aria esterna non raggiungano sufficienti valori alla dissipazione dei carichi termici, può essere soggetta a fenomeni surriscaldamenti ed elevati valori della temperatura media in cavità. La ventilazione meccanica, con aria interna, permette invece sensibili riduzioni dei valori orari delle temperature medie nella cavità vetrata (Figura 4.28).

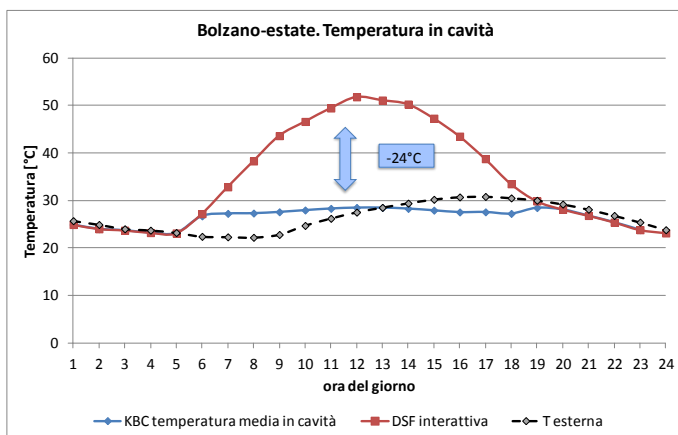


Figura 4.28 Bolzano. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: temperatura in cavità

La dissipazione del calore in eccesso e la riduzione delle temperature in cavità forniscono valori orari del coefficiente globale di scambio U stabilmente intorno a $0.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Figura 4.29) e una conseguente riduzione del flusso di calore dall'esterno verso l'interno, con massimi valori orari del 60% e una media giornaliera del 45% (Figura 4.30).

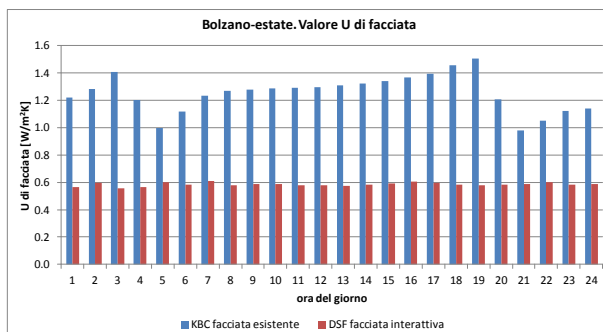


Figura 4.29 Bolzano: Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: valori di U.

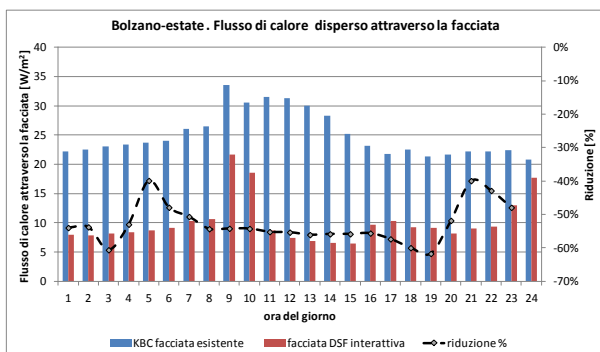


Figura 4.30 Bolzano. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: valori di U.

Anche nella città di Firenze la ventilazione della facciata fornisce risultati confrontabili con la precedente analisi, sia per quanto riguarda le temperature orarie in cavità (Figura 4.31) sia per i valori orari del coefficiente di scambio (Figura 4.32).

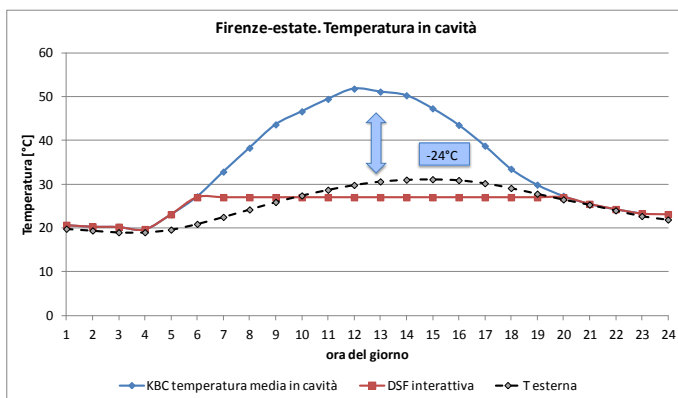


Figura 4.31 Firenze. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: temperatura in cavità.

Conseguentemente, i flussi di calore dall'esterno verso l'ambiente interno, effettivi carichi di condizionamento per l'impianto dell'edificio, sono

ridotti. Tale riduzione percentuale, rispetto alla soluzione dotata di ventilazione naturale, può arrivare nelle ore centrali della giornata (con massimi valori della temperatura esterna e dell'irraggiamento solare) anche al 70%, con una riduzione media giornaliera del 50%. (Figura 4.33).

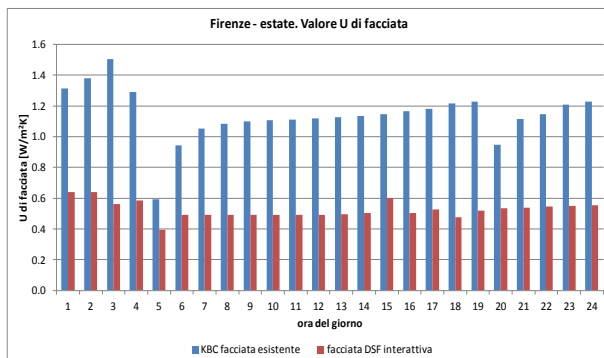


Figura 4.32 Firenze. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: valori di U.

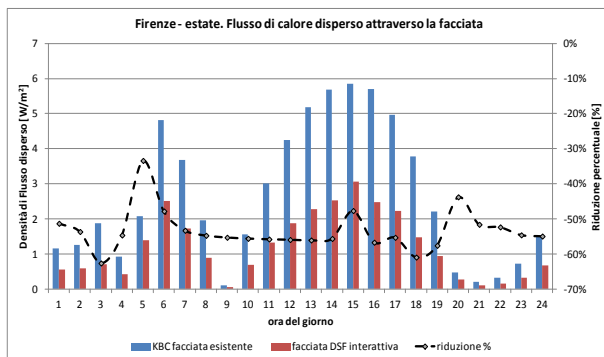


Figura 4.33 Firenze. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: flusso disperso verso l'esterno attraverso la facciata e riduzione %.

L'analisi effettuata per la città di Palermo, che presenta rispetto alle altre località più elevati valori orari di temperatura esterna e irraggiamento solare, mostra temperature medie in cavità nuovamente prossime rispetto

all'ambiente interno. Rispetto alla soluzione con ventilazione naturale, tali temperature sono molto ridotte (Figura 4.34).

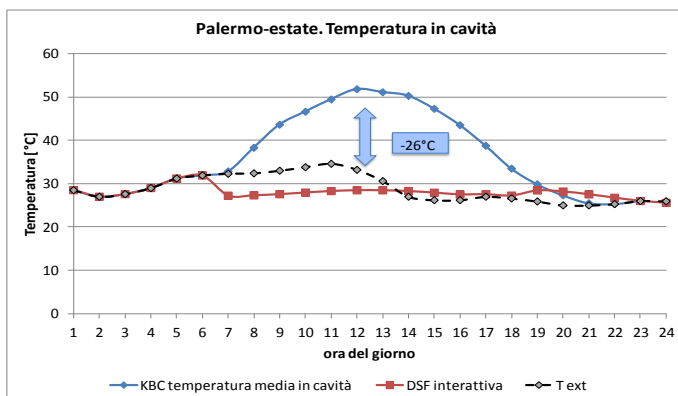


Figura 4.34 Palermo. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: temperatura in cavità.

I valori orari del coefficiente globale di scambio U hanno valori orari inferiori a $0.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Figura 4.35); in presenza di maggiori differenze di temperatura tra interno ed esterno, anche i flussi di calore entranti sono maggiormente ridotti rispetto alle precedenti analisi. Tali riduzioni hanno massimi valori orari del 65% e una media giornaliera del 50% (Figura 4.36).

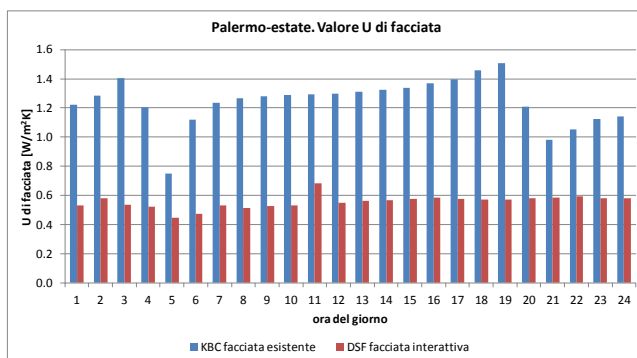


Figura 4.35 Palermo: Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: valori di U.

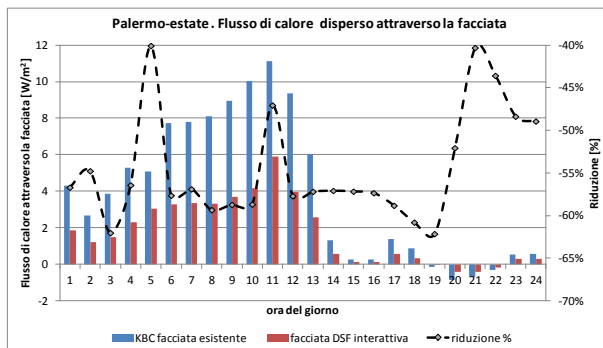


Figura 4.36 Palermo. Confronto tra caso studio (KBC) e soluzione progettuale: flusso disperso verso l'esterno attraverso la facciata e riduzione %.

Confrontando i risultati per le diverse località si evince come la ventilazione meccanica della cavità permetta un migliore controllo delle condizioni termoigrometriche in facciata, dai valori orari stabili al variare delle sollecitazioni climatiche (talvolta gravose) esterne. Per la facciata interattiva proposta nelle diverse condizioni climatiche i valori orari del coefficiente globale di scambio U assumono valori mai superiori a $0.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Figura 4.37) e una riduzione delle rientrate di calore per l'ambiente interno compresi tra il 40% ed il 60% (Figura 4.38).

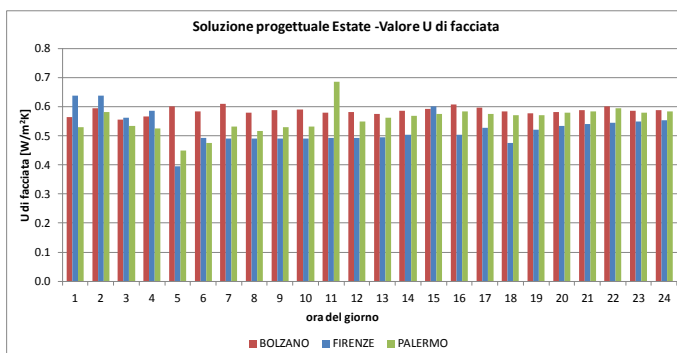


Figura 4.37 Condizioni estive. Confronto tra i valori orari dei coefficienti globali di scambio.

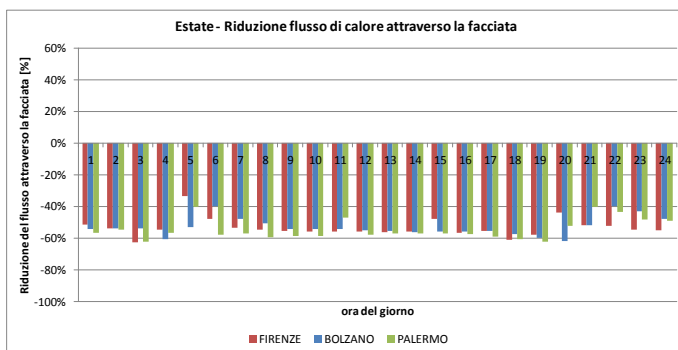


Figura 4.38 Condizioni estive. Confronto tra la riduzione percentuale del flusso disperso dalla facciata.

Analisi transitorie per l'intero anno permettono di valutare le prestazioni complessive della facciata, in interazione con il sistema edificio-impianto, al variare delle condizioni climatiche esterne. I valori orari annuali del valore orario del coefficiente globale di scambio U hanno valore minimo, medio e massimo riassunti in (Tabella 4.12Tabella).

Tabella 4.12 Facciata interattiva: Valori annuali del coefficiente globale di scambio U.

	minimo	massimo	medio
Bolzano (BZ)	0.54	1.5	0.87
Firenze (FI)	0.54	1.5	0.64
Palermo (PA)	0.53	1.5	0.60

Sottoposta a sollecitazioni climatiche molto diverse tra loro, della facciata proposta presenta prestazioni annuali dai valori minimi e massimi di U pressoché confrontabili. Per quanto riguarda invece i valori medi annuali, le migliori prestazioni sono raggiunte alle medio-basse e basse latitudini con valori intorno a 0.6 W/m²K. La città di Bolzano risente nella stagione invernale di basse temperature che determinano minori temperature dell'aria in uscita dalla cavità e una conseguente riduzione del coefficiente

di scambio convettivo in cavità α_c . Il risultato finale è un aumento del numero di ore, rispetto ai valori nelle altre città, in cui il valore di U è superiore a $1 \text{ W/m}^2\text{K}$, con una media annuale maggiore. In tutte le analisi, sia nella stagione estiva sia in quella invernale, il valore di U è di gran lunga inferiore al valore massimo di trasmittanza previsto per gli elementi finestrati dalla normativa nazionale (D.Lgs. 311/2006) e pari a $1.5 \text{ W/m}^2\text{K}$. I risultati ottenuti dai precedenti confronti mostrano come le prestazioni della facciata interattiva studiata siano stabili. Le condizioni di buffer termico fornito dalla ventilazione meccanica controllata rendono dinamico l'involucro edilizio e una soluzione proponibile anche per condizioni climatiche in cui tali facciate erano finora sconsigliate. Ciò consentirebbe l'adozione di tale soluzione anche per sistemi costruttivi in cui si richiede una spinta minimizzazione dei flussi di calore generati dalle sollecitazioni climatiche esterne sia in nuovi edifici, per il raggiungimento di sistemi N-Zeb.

4.6 Apporto energetico fornito dall'integrazione della facciata interattiva con l'impianto HVAC.

Nella stagione invernale l'integrazione della facciata DSF proposta può fornire un pre-riscaldamento dell'aria di ricambio durante le ore in cui la ventilazione meccanica è adottata. Il ricambio dell'aria, in climi invernali rigidi, produce in edifici con involucri dalle elevate prestazioni energetiche una dispersione di calore spesso gravosa nel bilancio energetico. Essa è inoltre effettuata nell'orario di occupazione dell'edificio proprio quando devono essere assicurate le maggiori interne. La coincidenza degli orari in cui è effettuata la ventilazione meccanica della facciata, con la possibilità

di utilizzare il calore estratto dalla facciata Q_{out} (che nelle ore centrali della giornata raggiunge i suoi valori massimi), e il rinnovo con aria esterna che richiede un pre-riscaldamento per portarla alle condizioni termoigrometriche di immissione, rende la proposta recupero energetico effettivamente conveniente e valutabile. Nella destinazione per uffici finora adottata, assumendo anche la presenza di personale delle pulizie, è plausibile un intervallo orario in cui la ventilazione è adottata dalle ore 7:00 alle ore 19:00. Al di fuori di quest'orario, di norma non sono effettuati ricambi d'aria e solitamente si procede al ricircolo dell'aria interna. Il valore dell'energia dell'aria esterna, necessaria al ricambio d'aria, è definito dalla seguente relazione:

$$Q_{ext} = m^* \cdot T_{ext} \cdot \rho_{ext} \cdot cp_{aria}(T_{ext}) [W] \quad (\text{eq.4.1})$$

Sviluppando l'eq.4.1 e considerando l'efficienza η di uno scambiatore di calore a flusso incrociato, cautelativamente adottata pari a 0.7 [13], l'energia recuperabile attraverso lo scambiatore Q_{rec} rispetto al calore estratto dalla facciata Q_{out} è esprimibile come:

$$Q_{rec} = [Q_{rec} - (Q_{ext})] \cdot \eta = [Q_{rec} - (m^* \cdot T_{ext} \cdot \rho_{ext} \cdot cp_{aria}(T_{ext}))] \cdot \eta \quad (\text{eq.4.2})$$

Come è possibile vedere dall'eq.4.2, il valore di Q_{rec} è funzione della portata ad'aria esterna in immissione nello scambiatore m^* [kg/s]. In un ambiente per ufficio standard (dalle dimensioni in pianta di 3.6 m*7.2 m e volume 78 m³) i ricambi orari (2 vol/h) richiedono una portata oraria di 156 kg/h, valore che diviene comparabile con le portate di ventilazione della facciata in condizioni di massima portata di ventilazione (pari a 140 kg/h). Benché in presenza di radiazione solare temperatura in uscita dalla cavità

possa essere maggiore di quella esterna anche di 15°C, nella stagione invernale la variazione delle portate tra il flusso esterno in ingresso (dal valore costante pari al tasso di ricambio d'aria) ed quello in uscita dalla cavità (dal valore variabile e dipendenti dalla portata di ventilazione della facciata) possono rendere lo scambio di calore attraverso lo scambiatore non conveniente. Infatti è proprio quando la facciata è scaldata dalla radiazione solare che le portate di ventilazione meccanica diminuiscono e, sebbene le temperature dell'aria siano alte, il calore estratto dalla cavità Q_{out} ha valori ridotti a causa della minore portata d'aria. Per definire le condizioni di funzionamento occorre quindi valutare non le condizioni di temperatura ma bensì i valori di energia dei flussi Q_{out} e Q_{ext} : quando Q_{out} è inferiore a Q_{ext} il recupero di calore non è conveniente poiché non fornisce effetti benefici alla portata in ingresso all'impianto. Durante la stagione invernale e negli orari di funzionamento, occorre quindi valutare i rispettivi valori orari delle due energie: quando $Q_{out} > Q_{ext}$ è possibile e conveniente effettuare un recupero di calore connettendo la facciata all'impianto HVAC e fornire alla portata d'aria in ingresso il valore Q_{rec} definito nell'eq.4.2. Assumendo una condizione d'immissione in ambiente di 22°C il fabbisogno di pre-riscaldamento per l'aria di rinnovo esterna Q_{risc} , trascurando coefficienti di scambio delle batterie di riscaldamento, è esprimibile secondo la seguente relazione:

$$Q_{risc} = m^* \cdot \rho_{ext} \cdot cp_{aria} (22^\circ C - T_{ext}) [W] \quad (eq.4.3)$$

Nota quindi la quantità di energia recuperata dallo scambiatore Q_{rec} , il contributo energetico fornito dall'integrazione della facciata corrisponderà alla riduzione nel valore Q_{risc} . Il confronto tra i valori orari di Q_{risc} in assenza

di recupero termico e in presenza di recupero termico fornito dall'integrazione permette di valutare l'entità e la convenienza di questa ulteriore soluzione progettuale. A titolo di esempio sono a seguito presentati i risultati orari per la città di Firenze durante il giorno più freddo dell'anno, in cui la bassa temperatura esterna incrementa le portate di aria di ventilazione della facciata fino a renderle molto vicine alle portate m^3 di rinnovo. In questa condizione, la temperatura dell'aria esterna dopo il recupero è vicina al valore di temperatura dell'aria in uscita dalla cavità (Figura 4.39).

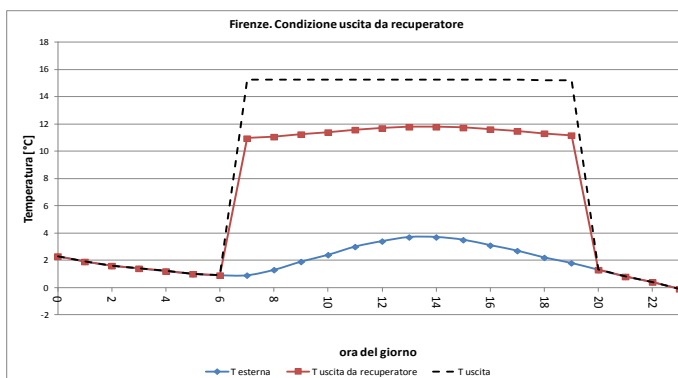


Figura 4.39 Firenze 5 Gennaio: Temperature in uscita dallo scambiatore di calore.

L'aria esterna in uscita dallo scambiatore sarà poi riscaldata alle condizioni d'immissione in ambiente (22°C) ma con una temperatura di partenza ben diversa nelle due condizioni e differenze di temperatura ridotte in caso d'integrazione della facciata. Il fabbisogno orario di riscaldamento dell'aria di rinnovo è visibile in Figura 4.40.

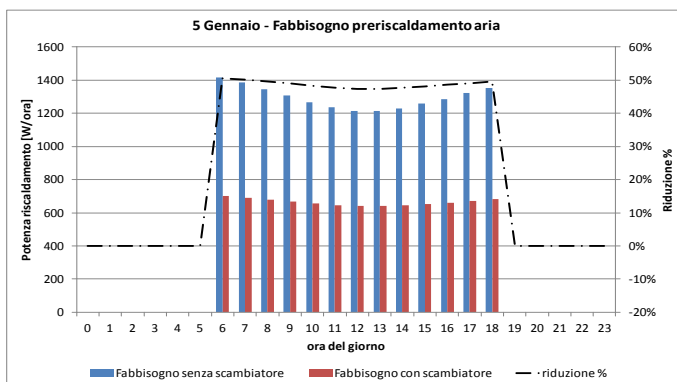


Figura 4.40. Confronto tra fabbisogni di riscaldamento per l'aria di rinnovo in assenza o con scambiatore di calore.

Un incremento della temperatura dell'aria esterna intorno a 8-9°C fornito all'aria esterna dal recupero di calore porta ad una riduzione particolarmente elevata dei fabbisogni di riscaldamento, con valori intorno al 50%. Tali valori, molto vantaggiosi, sono però relativi a condizioni climatiche "favorevoli" per lo scambio termico. Avvicinandosi alle stagioni intermedie, le portate di ventilazione in facciata si riducono e diminuiscono le differenze di temperatura tra l'aria esterna quella in uscita dalla cavità vetrata, riducendo i recuperi di calore. Simulazioni transitorie annuali, relative alle diverse città e condizioni climatiche finora considerate, permettono di valutare la variazione nel fabbisogno di riscaldamento dell'aria di rinnovo, in assenza o in presenza di integrazione della facciata. Gli effetti dell'integrazione sono comunque benefici, con riduzioni più o meno marcate dei fabbisogni a seconda delle diverse variazioni annuali delle sollecitazioni climatiche (Figura 4.41).

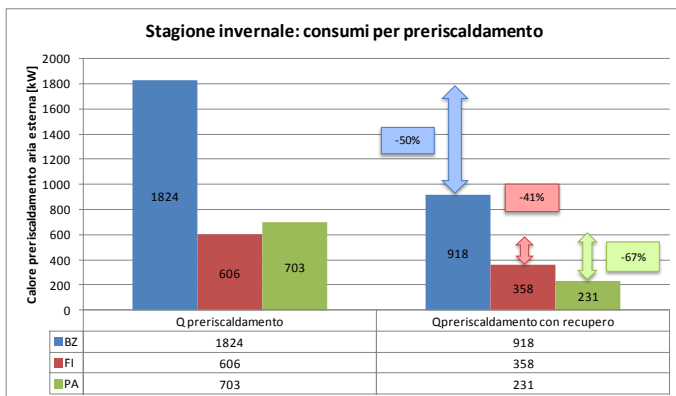


Figura 4.41 Confronto tra i fabbisogni di riscaldamento invernali per l'aria di rinnovo, senza e con scambiatore di calore, nelle diverse città.

Le migliori prestazioni sono state valutate nella città di Palermo, grazie alla maggiore temperatura dell'aria in uscita dalla facciata. Questa condizione permette un maggiore recupero di calore attraverso lo scambiatore a flussi incrociati, e una riduzione del fabbisogno energetico del 67%. Nelle altre condizioni climatiche considerate, le riduzioni del fabbisogno non sono comunque mai inferiori al 41%.

Se sommato alla riduzione del fabbisogno di riscaldamento dato dalla ventilazione della facciata, quest'ulteriore riduzione del fabbisogno di riscaldamento data dall'integrazione con l'impianto ad aria rende il sistema decisamente interessante e competitivo.

Capitolo 4: Bibliografia.

- [1]. J. Richter, F. Lua, W. Zeiler, G. Boxema, T. Labeodana, Double façades: comfort and ventilation aspects at an extremely complex case study, *International Journal of Sustainable Energy*, 2014.
- [2]. X. Loncour, A. Deneyer, M. Blasco, G. Flamant, P. Wouters, Ventilated double façades. Classification & illustration of façade concept, Belgian Building Research Institute (2004) Bruxelles.
- [3]. S.P. Corgnati, M. Perino, V. Serra, Experimental assessment of the performance of fan active transparent façade during actual operating conditions, *Energy and Buildings*, 81 (2007) 993-1013.
- [4]. R. Fuliotto, F. Cambulia, N. Mandasa, N. Bacchin, G. Manarab, Q. Chen, Experimental and numerical analysis of heat transfer and airflow on an interactive building façade, *Energy and Buildings*, 42 (2010) 23–28.
- [5]. C. Cianfrini, M. Corcione, E. Habib, A. Quintino, Energy performance of a lightweight opaque ventilated facade integrated with the HVAC system using saturated exhaust indoor air, *Energy and Buildings*, 50 (2012) 26–34.
- [6]. W. Choi, J. Joe, Y. Kwak, J.H. Huh, Operation and control strategies for multi-storey double skin facades during the heating season, *Energy and Buildings*, 49 (2012) 454-465.
- [7]. W. Stec, D. Van Paassen, Symbiosis of the double skin facade with the HVAC system. *Energy and Buildings*, 37 (2005) 461–469.
- [8]. Z. Zeng, X. Li, C. Li, Y. Zhu, Modelling ventilation in naturally ventilated double-skin façade with a venetian blind, *Building and Environment*, 57 (2012) 1-6.

- [9]. H. Y. Chan, J. Zhu, S. Riffat, Solar Façade for space cooling, *Energy and Buildings*, 54 (2012) 307-319.
- [10]. Royal Netherlands Meteorological Institute, KNMI metadata Eindhoven station (06370).
- [11]. Comitato Termotecnico Italiano, “CTI Standard year of Tuscany-Italy referring to UNI EN ISO 15927-4:2005 “Hygrothermal performance of buildings. Calculation and presentation of climatic data - Part 4: Hourly data for assessing the annual energy use for heating and cooling”.
- [12]. EDSL. TAS Building Simulator Software, 9.2.3 version; EDSL: London, UK, 2014;
- [13]. ASHRAE, Commercial and Public Buildings, In Handbook: HVAC Applications, American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta, 2003, pp. 3.1-3.13.

Capitolo 5

Applicazione del Teorema di Buckingham al sistema proposto.

In questo capitolo è descritta l'applicazione dell'analisi dimensionale alla facciata DSF interattiva. Un sistema di parametri fisici utile a descrivere il comportamento transiente della facciata, ha permesso di definire un sistema fisico che descriva il comportamento transiente della facciata analizzata. Risultati di simulazioni CFD-FEM in regime transitorio, mantenendo inalterate le assunzioni fisiche e i modelli di analisi sviluppati nelle precedenti analisi delle prestazioni energetiche della facciata, hanno permesso di determinare le correlazioni tra i numeri puri determinati. Lo scopo è definire un semplice strumento di analisi che al variare dei parametri progettuali o termofisici della facciata e delle sollecitazioni climatiche possa descrivere in modo completo le prestazioni termiche dell'involucro DSF interattivo, sia per quanto riguarda il flusso di calore disperso o entrante attraverso l'involucro vetrato (Q_{fac}) sia il flusso di calore estratto dalla ventilazione della facciata durante la stagione invernale (Q_{out}) qualora integrata all'impianto HVAC dell'edificio. La semplicità e la flessibilità dei modelli fisici ottenuti rendono interessante l'applicazione del metodo sia in una fase pre-progettuale, per una prima valutazione del comportamento termo fisico del sistema, sia per un'integrazione in strumenti di calcolo delle prestazioni del sistema edificio-impianto, per valutare l'apporto del sistema nel bilancio energetico complessivo dell'edificio.

5.1 L'analisi dimensionale: metodo utilizzato.

L'analisi dimensionale applicata attraverso il teorema di Buckingham (o teorema Pi.Greco) è una potente tecnica analitica per lo studio di processi fisici e termodinamici. Essa può essere applicata come metodo di soluzione generale a complessi problemi d'ingegneria poiché, qualora un processo fisico sia descritto attraverso variabili adimensionali, questi stessi parametri descrivono il processo a tutte le scale di indagine. In recenti lavori di ricerca l'analisi dimensionale è stata applicata nello studio delle prestazioni energetiche di una facciata ventilata opaca [1] e vetrata dotata di ventilazione meccanica [2]. Tale approccio parte dalla scelta di un ridotto numero di parametri fisici (differenti nei singoli casi ma con frequenti analogie) capaci di descrivere in modo completo il complesso fenomeno fisico di scambio del calore all'interno di una facciata ventilata. Attraverso dati sperimentali e/o simulazioni numeriche del sistema analizzato, è possibile determinare equazioni di legame e correlazioni tra i numeri puri definiti a partire dai parametri scelti, a prescindere dalla definizione di modelli numerici o bilanci energetici sul sistema.

Nei fenomeni fisici ogni grandezza che caratterizza il processo ha opportune dimensioni ed è definita attraverso la combinazione di quattro "unità/dimensioni" fondamentali: massa M [kg], lunghezza L [m], temperatura T [K] e tempo t [s]. Investigare un fenomeno fisico, di cui non sono conosciute le dinamiche, significa determinare la dipendenza di una grandezza fisica Q_0 (oggetto dell'indagine) rispetto ad altre grandezze fisiche $Q_1, \dots, Q_i, \dots, Q_n$ coinvolte nel fenomeno in esame. L'obiettivo è scrivere una funzione f che lega il parametro di riferimento Q_0 alle altre grandezze fisiche Q_1, \dots, Q_n nella forma:

$$Q_0 = f(Q_1, \dots, Q_i, \dots, Q_n) \quad (\text{eq. 5.1})$$

Il teorema di Buckingham [3-4] stabilisce che questa relazione tra $n+1$ grandezze fisiche può essere trasformata in una nuova relazione fra $n+1-m$ numeri adimensionali π_i secondo la forma:

$$\Pi_0 = f^*(\pi_1, \dots, \pi_i, \dots, \pi_{n-m}) \quad (\text{eq.5.2})$$

dove M è il numero massimo di grandezze dimensionalmente indipendenti individuabili nelle $n+1$ grandezze fisiche $Q_1, \dots, Q_i, \dots, Q_n$. M grandezze si dicono dimensionalmente indipendenti se una combinazione lineare tra loro, allo scopo di ottenere un nuovo elemento adimensionale del tipo $Q_1^\alpha \cdot Q_2^\beta \cdot \dots \cdot Q_m^\omega$, implica come unica soluzione la soluzione banale del tipo $\alpha=\beta=\dots=\omega=0$. Il sistema fisico in analisi può essere così descritto utilizzando come base le m grandezze dimensionalmente indipendenti, mentre per le ulteriori $n-m+1$ grandezze linearmente dipendenti è possibile determinare una combinazione di grandezze indipendenti fornendo loro una rappresentazione in numeri puri π_i . Tale rappresentazione (delle grandezze dipendenti in numeri puri) è ottenuta attraverso unità fondamentali poiché ogni grandezza è combinazione di queste ultime secondo la relazione:

$$Q_i = [L]^a \cdot [M]^b \cdot [T]^c \cdot [t]^d \quad (\text{eq.5.3})$$

Ciò vale non solo per Q_1, Q_2 e Q_{n-m+1} ma anche le m grandezze indipendenti sono esprimibili in termini di L, M, T e t . In questo modo per ogni Q_{n-m+1} è possibile determinare il corrispondente π_{n-m+1} numero puro adimensionale. Il processo richiede di trovare la combinazione di esponenti delle m grandezze indipendenti necessarie ad adimensionalizzare la grandezza dipendente Q_i secondo la relazione:

$$\pi_i = \frac{Q_i}{Q_1^\alpha \dots Q_2^\beta \dots Q_M^\delta} \quad (\text{eq.5.4})$$

Sostituendo in (eq.5.4) lo sviluppo per le m grandezze contenuto in (eq.5.3) si ottiene la seguente relazione:

$$\pi_i = \frac{([L]^a \cdot [M]^b \cdot [T]^c \cdot [t]^d)}{([L]^{a_1} \cdot [M]^{b_1} \cdot [T]^{c_1} \cdot [t]^{d_1})^\alpha \dots ([L]^{a_i} \cdot [M]^{b_i} \cdot [T]^{c_i} \cdot [t]^{d_i})^\beta \dots ([L]^{a_m} \cdot [M]^{b_m} \cdot [T]^{c_m} \cdot [t]^{d_m})^\delta} \quad (\text{eq.5.5})$$

raggruppando nella eq. 5.5 le unità fondamentali necessarie a trasformare la grandezza Q_i in numero puro π_i si ottiene un sistema di equazioni lineari (eq. 5.6); la soluzione del sistema fornisce i valori dei coefficienti $\alpha, \dots, \beta, \dots, \delta$, combinazione delle grandezze fondamentali che permettono la definizione del numero puro cercato.

$$\begin{cases} a_1 \cdot \alpha + \dots + a_i \cdot \beta + \dots + a_m \cdot \delta & \text{per } [L] \\ b_1 \cdot \alpha + \dots + b_i \cdot \beta + \dots + b_m \cdot \delta & \text{per } [M] \\ c_1 \cdot \alpha + \dots + c_i \cdot \beta + \dots + c_m \cdot \delta & \text{per } [T] \\ d_1 \cdot \alpha + \dots + d_i \cdot \beta + \dots + d_m \cdot \delta & \text{per } [t] \end{cases} \quad (\text{eq.5.6})$$

A titolo di esempio il metodo è applicato alla facciata DSF interattiva. Utilizzando come grandezze indipendenti i parametri fisici a seguito riportati ed esprimendo gli altri parametri in funzione delle unità fondamentali, si ottiene:

- Rw_2 [m²K/W]: $L^0 M^{-1} T^1 t^3$ resistenza termica dell'elemento vetrato;
- T_{ext} [K]: $L^0 M^0 T^1 t^0$ temperatura dell'aria esterna;
- $cp_{\text{air,ext}}$ [J/kgK]: $L^2 M^0 T^{-1} t^{-2}$ calore specifico dell'aria esterna;
- λ_a [W/mK]: $L^1 M^1 T^{-1} t^3$ conducibilità termica dell'aria in cavità;

per verificare se le grandezze sono linearmente indipendenti tra loro è sufficiente verificare che la matrice A, composta dal valore degli esponenti rispetto alle unità fondamentali, sia invertibile. Nello specifico:

$$\det A = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 1 & 3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 2 & 0 & -1 & -2 \\ 1 & 1 & -1 & 3 \end{bmatrix} = 2 \text{ matrice invertibile.}$$

Come parametro dipendente è usato il valore di ΔT , differenza di temperatura tra ambiente interno ed esterno, espresso in [K] ($L^0 M^0 T^1 t^0$). Applicando l'equazione (eq.5.5) il relativo numero puro è pari, rispetto alla base adottata, a:

$$N_1 = \frac{\Delta T}{R_{w2}^\alpha \cdot T_{ext}^\beta \cdot R_{w2}^\gamma \cdot R_{w2}^\delta}$$

Mentre lo sviluppo del sistema lineare descritto nella (eq.5.6) fornisce la costruzione del sistema lineare per la ricerca della soluzione

$$\begin{cases} 0 & -\beta & \gamma & 3\delta & 0 \\ 0 & 0 & \gamma & 0 & 0 \\ 2\alpha & 0 & -\gamma & -2 & 1 \\ \alpha & \beta & -\gamma & 3\delta & 0 \end{cases} = 1 \quad \text{per} \quad \begin{cases} L \\ M \\ T \\ t \end{cases}$$

La soluzione del sistema lineare è un vettore $\begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \\ \delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$ che determina il

conseguente numero puro pari a $N_1 = \pi_1 = \Delta T / T_{ext}$.

Il vantaggio dell'utilizzo del teorema è duplice poiché da una parte l'analisi dimensionale riduce le variabili che rappresentano un fenomeno fisico in un numero minore ($n-m+1$) di gruppi adimensionali e dall'altro il processo di adimensionalizzazione permette di descrivere il processo svincolandosi dalla modellazione numerica o analisi CFD descritta nei capitoli precedenti.

5.2 Applicazione dell'analisi dimensionale al sistema DSF a ventilazione naturale e forzata: parametri utilizzati nell'analisi e numeri puri ricavati.

Nella letteratura scientifica il teorema di Buckingham è stato recentemente utilizzato per la descrizione fisica di sistemi DSF in apparenza molto diversi tra loro analizzando facciate opache a ventilazione naturale [1] e involucri DSF vetrati a ventilazione forzata [2]. Nonostante alcune differenze tra i sistemi fisici è possibile riscontrare diverse analogie riguardo i parametri fisici utilizzati, le basi assunte, i numeri puri determinati. Benché i due sistemi siano notevolmente diversi si notano tuttavia notevoli similitudini nei parametri adottati. Il fenomeno fisico è stato descritto attraverso l'uso, in alcuni casi comune ed in altri specifico per il singolo caso, di numeri puri noti alla letteratura scientifica come i numeri di Nusselt, Reynolds e Prandtl in [1] oppure Nusselt, Peclet e Reynolds in [2]. Attraverso l'uso del teorema del Pi.Greco, infatti, la grandezza fisica oggetto dell'analisi è descritta tramite equazioni che definiscono la tipologia di legame tra i numeri puri. Nell'analisi del sistema di facciata sono state utilizzate le seguenti 16 grandezze fisiche:

- λ_a Conducibilità termica dell'aria in cavità [W/m K];
- $\Delta T = T_i - T_a$ Differenza di temperatura tra interno ed esterno [K]
- D_e Diametro equivalente di Darcy [m]
- μ_a Viscosità dinamica dell'aria in cavità [Pa s]
- Q Flusso di calore disperso o entrante in ambiente attraverso la facciata [W/m²];
- m Portata d'aria di ventilazione [m³/s];
- c_p Calore specifico dell'aria (J/kg K);

- R_{ext}/R_{int} Resistenza termica vetro esterno rispetto a quello interno;
- $\Delta T = T_{out} - T_{int}$ Differenza di temperatura tra l'aria in ingresso ed uscita dalla cavità [K];
- g Accelerazione di gravità [m/s^2];
- H Altezza della facciata [m];
- I Radiazione solare incidente sulla facciata [W/m^2];
- ϵ Coefficiente di emissività dei vetri in cavità [-];
- τ Coefficiente di trasparenza della facciata: è adottato come coefficiente complessivo di trasparenza dell'intero sistema DSF. Esso permette quindi di determinare la quota parte di radiazione solare incidente che attraversa la facciata vetrata. Esso mantiene costanti nel tempo i coefficienti di trasparenza degli elementi vetrati (Tabella 3.1) ma contiene le condizioni di operatività della schermatura solare a roller e la conseguente variazione della trasparenza della facciata dovuta al funzionamento. Tale coefficiente è quindi dipendente dal valore orario di radiazione solare esterna incidente sulla facciata e pari a 0.236 per $I < 300 W/m^2$ e 0.068 per $I \geq 300 W/m^2$;
- a Coefficiente di assorbimento della facciata: considera la quota parte complessiva di radiazione solare assorbita dai diversi componenti di facciata. Anch'esso quindi tiene conto della presenza della schermatura solare e del suo funzionamento durante il periodo analizzato, con conseguente variazione del coefficiente di assorbimento. Assume valore dipendente radiazione solare esterna incidente sulla facciata e pari a $4.56 \cdot 10^{-3}$ per $I < 300 W/m^2$ e $1.23 \cdot 10^{-3}$ per $I \geq 300$.
- ΔP Differenza di pressione dovuta alla presenza di ventilatori [m/s^2];

Il precedente confronto tra [1] e [2] conduce all'adozione dei seguenti parametri come elementi linearmente indipendenti, basi per la descrizione del sistema fisico:

- λ_a Conducibilità termica dell'aria in cavità [W/m K];
- $\Delta T_1 = T_{ind} - T_{ext}$ Differenza di temperatura tra interno ed esterno[K]
- D_e Diametro equivalente di Darcy [m]
- μ_a Viscosità dinamica dell'aria in cavità [Pa s]

I rimanenti 12 elementi linearmente dipendenti sono combinati tra loro per trovare i rispettivi elementi M_i adimensionalizzati, come di seguito riportato:

q	Calore attraverso la facciata [W/m ²]	$N_1 = q * D_e / (\lambda_{aou} * \Delta T)$
m	Portata di ventilazione [m ³ /s]	$N_2 = m / (\mu_{aou} * D_e)$
c_p	Calore specifico aria (J/kg K)	$N_3 = c_p * \mu_{aou} / \lambda_{aou}$
R_{ext} / R_{int}	Resistenza termica vetro esterno/interno	$N_4 = R_{ext} / R_{int}$
$\Delta T_2 = \Delta T_{out} - T_{int}$	Diff. temperatura tra aria in ingresso ed uscita [K]	$N_5 = \Delta T_2 / \Delta T_1$
g	Accelerazione di gravità [m/s ²]	$N_6 = g * (D_e * \mu_{aou}) / (\lambda_{ach} * \Delta T_1)$
H	Altezza della facciata [m]	$N_7 = H / D_e$
I	Radiazione solare incidente [W/m ²]	$N_8 = I_{sun} * \tau_{facade} * D_e / (\lambda_{aou} * \Delta T)$
ϵ	coefficiente di emissività vetri in cavità [-]	$N_9 = \epsilon$
τ	coefficiente di trasparenza della facciata	$N_{10} = \tau_{facciata}$
a	coefficiente di assorbimento della facciata	$N_{11} = a_{facciata}$
ΔP	differenza di pressione [m/s ²]	$N_{12} = \Delta P * D_e / (\lambda_{aou} * \Delta T * \mu_{aou})$

Un'ulteriore combinazione tra i numeri M_i determinati, porta alla definizione dei seguenti numeri puri:

$M_1=N_1=Nu$ numero di Nusselt	$M_1=q * D_e / (\lambda_{aou} * \Delta T)$
$M_2=N_2=Re$ numero di Reynolds medio in cavità	$M_2=m / \mu_{aou} * D_e$
$M_3=N_1 * N_2=Nu * Re=Pè$ numero di Peclet	$M_3=c_p * \mu_{aou} / \lambda_{aou}$
$M_4=N_3=Pr$ numero di Prandtl in cavità	$M_4=c_p * \mu_{aou} / \lambda_{aou}$
$M_5=N_4$	$M_5=R_{ext} / R_{int}$
$M_6=N_7=$ fattore di forma della facciata	$N_7=H / D_e$
$M_7=N_8 * N_{10}$ = quota parte di radiazione incidente che attraversa la facciata	$M_7=I * \tau_{facciata} * D_e / (\lambda_{aou} * \Delta T_1)$
$M_8=N_8 * N_{11} * N_9$ = quota parte di radiazione solare assorbita e relativo scambio radiativo in cavità	$M_8=I * a_{facciata} * D_e * \epsilon / (\lambda_{aou} * \Delta T_1)$
$M_9=N_{12}$	$N_{12}=\Delta P * D_e / (\lambda_{aou} * \Delta T * \mu_{aou})^{0.5}$
$M_{10}=N_5$	$N_5=\Delta T_2 / \Delta T_1$

I numeri puri utilizzati sono capaci di descrivere in modo completo le diverse caratteristiche o fenomeni fisici che avvengono durante il funzionamento del sistema. I numeri puri di Reynolds Nusselt e Prandtl (rapporto tra diffusività cinematica e diffusività termica) sono notoriamente legati allo scambio termico in fluidi mentre il numero di Peclet è un gruppo adimensionale usato in fluidodinamica per rappresentare il rapporto tra il calore trasferito per convezione all'interno di un fluido e quello trasferito per conduzione. Il numero M_6 invece tiene conto delle caratteristiche geometriche della facciata, in termini di altezza del canale ventilato, di larghezza e di spessore della cavità. I numeri M_7 e M_8 tengono conto della radiazione solare e dell'interazione con le caratteristiche ottiche dei componenti vetrati e della schermatura solare in cavità. Sono così tenuti in considerazione anche guadagni solari per la cavità ventilata e l'influenza dell'emissività delle superfici vetrate nelle condizioni in cavità. In particolar modo è qui considerata, come accennato

in precedenza, la presenza della schermatura solare e l'influenza nelle prestazioni della facciata DSF. Il numero M_9 invece tiene conto della ventilazione forzata e della presenza di pressioni negative in estrazione dovute alla presenza dei ventilatori. Infine il numero M_{10} tiene conto delle indicazioni contenute nella normativa internazionale [5] per il calcolo del fattore U di facciata considerando non solo del calore Q (numero M_1) che attraversa la facciata ma anche il calore dissipato dalla ventilazione. Scopo dell'analisi è la ricerca di una combinazione tra numeri adimensionali M_2, \dots, M_{10} calcolati, per ogni intervallo temporale (orario), a partire dai risultati di simulazioni transitorie Comsol secondo la relazione (eq.5.7)

$$M_1 = a \cdot M_2^b \cdot M_3^c \cdot M_4^d \cdot M_5^e \cdot M_6^f \cdot M_7^g \cdot M_8^h \cdot M_9^i \cdot M_{10}^l \quad (\text{eq.5.7})$$

I valori costanti degli esponenti a,.....l sono determinati attraverso la minimizzazione del risultato della funzione S (eq.5.8) applicata ai valori orari M_1 , risultato di (eq.5.7) e ai valori M_1^* valori orari calcolati direttamente dai risultati della simulazione Comsol. Questa funzione calcola la somma del valore assoluto dello scarto in ogni intervallo di calcolo, a partire dal tempo iniziale t_0 fino a quello finale dell'intervallo di validità t_n , tra il valore previsto dalla modellazione con il teorema di Buckingham (M_1) e quello da modellazione fisica CFD-FEM (M_1^*) secondo la relazione:

$$S = \sum_{t_0}^{t_n} |M_1 - M_1^*| \quad (\text{eq.5.8})$$

Un processo iterativo di minimizzazione del valore complessivo di S determina la soluzione per i valori degli esponenti a,.....l.

5.2 Applicazione dell'analisi con teorema di Buckingham per le diverse stagioni

La modellazione con il teorema di Buckingham è strettamente legata alla descrizione di un determinato fenomeno fisico e non permette un'estensione della medesima caratterizzazione a casistiche differenti. Nella trattazione del comportamento della facciata interattiva, e nella sua caratterizzazione adimensionale, occorre quindi specificare intervalli di validità ben definiti. La non linearità della relazione (eq.5.7) richiede la definizione di differenti intervalli di validità, poiché ogni qual volta un numero puro assume valore nullo, questa condizione annullerebbe l'intera relazione. Il comportamento della facciata interattiva è inoltre differente nelle diverse stagioni analizzate e richiede la definizione di condizioni di analisi e differenti intervalli di validità:

- in inverno la ventilazione con aria da ambiente mantiene la temperatura in cavità superiore a 20°C; la portata di ventilazione assume valori determinati dalla regolazione proporzionale rispetto alla temperatura T_{ctrl} in cavità, con valore minimo di velocità in immissione costante (0.05 m/s) per assicurare, anche di notte, il buffer termico e minimizzare la dispersione.
- in estate la ventilazione forzata mantiene la temperatura in cavità a valori prossimi a 26°C con portate determinate dal proporzionale rispetto al valore di temperatura T_{ctrl} . Essa dissipa il surriscaldamento dovuto ai guadagni solari e all'effetto radiativo interno la cavità. La ventilazione minima non è invece necessaria nelle ore notturne, durante le quali è più conveniente la dissipazione del calore esterno con tecniche

di ventilazione naturale come la semplice apertura della cavità, e/o sistemi di night-purge.

A titolo di esempio dell'approccio metodologico per la definizione delle diverse e specifiche condizioni stagionali, è riportata la descrizione delle assunzioni nella stagione invernale. Considerare il valore di radiazione solare tra i parametri fisici determina, nelle ore notturne, il conseguente annullamento del numero puro (M_8) e dell'equazione complessiva (valore M_1), qualunque siano i valori degli altri numeri puri. Mantenendo, per congruenza, inalterata la combinazione dei numeri puri e le rispettive posizioni nella relazione generale (eq.5.7) sono stati definiti intervalli di validità delle diverse relazioni che tengono conto o meno della presenza della radiazione solare nel processo (eq.5.9). Ciò rende i modelli complementari e permette di sovrapporre i risultati dei rispettivi intervalli di validità per raggiungere una soluzione generale e la completa caratterizzazione del sistema fisico. Sono così definite specifiche combinazioni di esponenti che escludano o comprendano l'apporto di ogni numero puro (quando diverso da 0), portando alla definizione del sistema di equazioni non lineari sottostante.

$$\begin{cases} M_1 = a \cdot M_2^b \cdot M_3^c \cdot M_4^d \cdot M_5^e \cdot M_6^f \cdot M_7^g \cdot M_8^h \cdot M_9^i \cdot M_{10}^l & \text{per } I = 0 \\ M_1 = a \cdot M_2^b \cdot M_3^c \cdot M_4^d \cdot M_5^e \cdot M_6^f \cdot M_7^g \cdot M_8^h \cdot M_9^i \cdot M_{10}^l & \text{per } I > 0 \end{cases} \text{ (eq.5.9)}$$

I risultati dell'analisi nelle rispettive stagioni sono stati riportati con una elevata precisione, fino al nono decimale, per cercare di ridurre l'errore numerico qualora essi siano implementati in successivi modelli. Trattandosi infatti di una relazione non lineare, in cui i risultati sono

inseriti come esponenti, un ridotto grado di precisione porta ad una propagazione dell'errore molto elevata ed una riduzione dell'accuratezza.

5.2.1 Flusso di calore attraverso la facciata Q_{fac} : Stagione invernale.

Nell'applicazione del teorema di Buckingham alla stagione invernale il periodo di riscaldamento è stato definito partire dall'analisi dei risultati delle simulazioni annuali del sistema interattivo nelle diverse condizioni climatiche. L'analisi ha riguardato il flusso di calore attraverso la facciata Q_{fac} . Sono stati valutati due diversi periodi temporali di riscaldamento: uno iniziale dal 1 gennaio al 31 marzo, giorno dopo il quale la facciata DSF non ha più bisogno di controllo della temperatura minima in cavità ed in cui viene quindi meno la condizione di validità del modello, ed un secondo periodo tra il 1 novembre ed il 31 dicembre, seconda parte dell'anno che completa la stagione di riscaldamento. Il sistema di equazioni non lineari che descrive il modello fisico del sistema DSF interattivo è il seguente:

$$\begin{cases} M_1 = a \cdot M_2^b \cdot M_3^c \cdot M_4^d \cdot M_5^e \cdot M_6^f \cdot M_7^g \cdot M_8^h \cdot M_9^i \cdot M_{10}^l & \text{per } I = 0 \\ M_1 = a \cdot M_2^b \cdot M_3^c \cdot M_4^d \cdot M_5^e \cdot M_6^f \cdot M_7^g \cdot M_8^h \cdot M_9^i \cdot M_{10}^l & \text{per } I > 0 \end{cases} \quad (\text{eq.5.10})$$

La divisione in due periodi ha permesso di applicare il processo di minimizzazione con la funzione S (eq.5.8), per determinare il valore degli esponenti, al primo intervallo. In seguito questi esponenti sono stati applicati sul secondo intervallo, ottenendo un utile test per valutare la validità e la stabilità della soluzione numerica. La soluzione numerica degli esponenti necessari a determinare il flusso di calore attraverso la facciata Q_{fac} nella stagione invernale sono contenuti in Tabella 5.1.

Tabella 5.1 Analisi adimensionale Q_{fac} , stagione invernale: soluzioni esponenti

Esponenti	Condizione in assenza di	Condizione in presenza di
-----------	--------------------------	---------------------------

	radiazione solare	radiazione solare
a	-1.8546853	-1.346169
b	-1.546426	-1.766787
c	1	1
d	0.4091512	-0.16847
e	-3.8480652	-2.812175
f	0.0700236	1.992533
g	-	0.001818
h	-	-0.034926
i	-1.2002122	-1.444743
l	1	1

Il confronto tra i valori di M_1^* ricavati da simulazione e i valori M_1 da analisi adimensionale è mostrato sia nel primo giorno di analisi 1 Gennaio (Figura 5.1) sia per il mese completo di Gennaio (Figura 5.2).

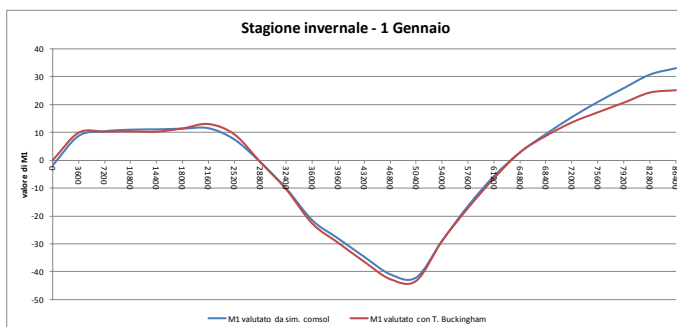


Figura 5.1 Confronto tra risultati M_1^* e M_1 per il 1 Gennaio.

In particolar modo la Figura 5.2 mostra come la caratterizzazione adottata permetta di ricavare una soluzione che segue le variazioni del flusso termico attraverso la facciata, determinate con la simulazione, provocate sia dalle sollecitazioni esterne (in presenza o meno della radiazione solare) sia dalla variazione delle portate di ventilazione del sistema di regolazione.

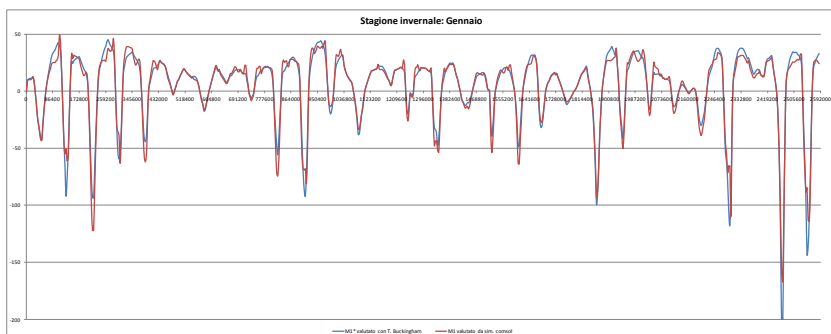


Figura 5.2 Confronto tra risultati M1* e M1 per il mese di Gennaio.

Estendendo l'analisi della soluzione all'intera stagione invernale, il funzionamento del sistema si dimostra ancora stabile e capace di seguire le variazioni del valore di M_1^* . Negli ultimi giorni del primo intervallo di analisi la soluzione diviene instabile a causa di temperature esterne molto più vicine al valore della temperatura interna, che portano ad una riduzione della differenza di temperatura e a più bassi valori del rapporto ΔT_1 (e al numero N_1) (Figura 5.3).

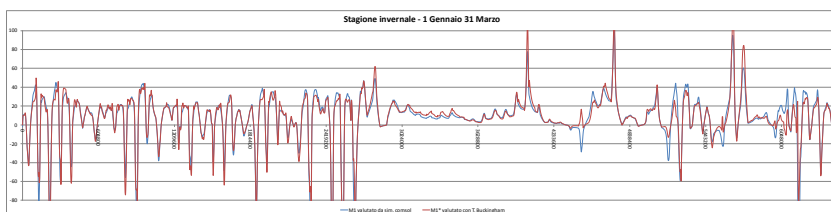


Figura 5.3 Confronto tra risultati M1* e M1 intervallo 1 Gennaio – 31 Marzo.

La soluzione è in seguito estesa al secondo intervallo della stagione invernale, senza ulteriori processi di minimizzazione (Figura 5.4); la modellazione adottata si dimostra stabile e nuovamente in grado di seguire l'andamento ed i picchi nel valore di M_1^* e del conseguente calore disperso verso l'esterno attraverso la facciata Q_{fac} .

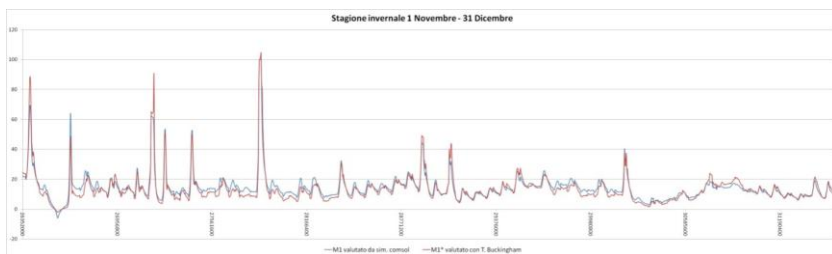


Figura 5.4 Confronto tra risultati M1* e M1 intervallo 1 Novembre – 31 Dicembre

L'analisi statistica dello scarto orario tra i valori M_1^* e M_1 per l'intera stagione invernale mostra una media dell'errore pari a -9% (con una sottostima del valore del numero puro relativo a Q_{fac} ottenuto dall'applicazione del modello di Buckingham) e un minore valore della mediana dell'errore, il valore centrale della distribuzione dell'errore, pari a -7%. La deviazione standard, valore che descrive la dispersione dei dati ottenuti, è pari al 28%, mentre la distribuzione dell'errore mostra un addensamento dei valori intorno ad un intervallo tra il -20% e il 10%, con quindi ridotti casi di errore elevato (Figura 5.5).

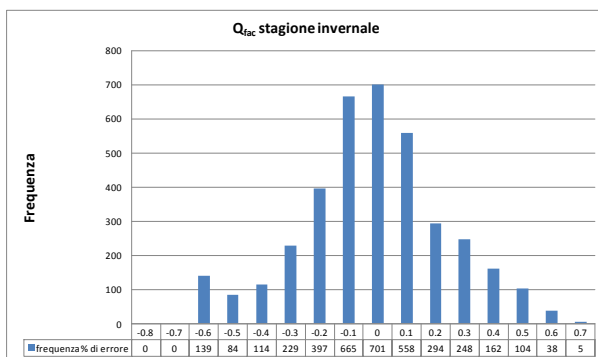


Figura 5.5 Q_{fac} stagione invernale: Istogramma di frequenza della % di errore rispetto ai valori simulati.

5.2.2 Flusso di calore attraverso la facciata Q_{fac} : Stagione estiva.

La stagione estiva corrisponde all'intervallo di "non riscaldamento" considerato dal mese di aprile fino alla fine del mese di ottobre. In questo periodo il sistema di controllo mantiene la temperatura media in cavità a valori inferiori ai 26°C. Nell'analisi in questo periodo è stato inserito nella generale (eq.5.7) un numero puro $N_{13}=\Delta T_{set}/\Delta T_1$ aggiuntivo che rappresenta il rapporto tra lo scarto della temperatura media in cavità rispetto alla temperatura di setpoint fissata (26°C) ed il valore ΔT_1 differenza tra la temperatura tra interno ed esterno. Nel sistema è stato quindi introdotto un numero puro M_{11} (eq.5.11) ed un nuovo esponente m . Diverse condizioni operative sono state definite la cui sovrapposizione ha consentito di coprire tutte le possibili casistiche di funzionamento nella stagione estiva. La ventilazione della facciata, infatti, può avvenire sia in presenza che in assenza di radiazione solare, per cui le combinazioni delle diverse fasi di funzionamento sono:

- assenza di radiazione solare (numeri puri M_7 e M_8 nulli) e assenza di ventilazione (numeri puri M_2 e M_3 nulli);
- assenza di radiazione solare (numeri puri M_7 e M_8 nulli) e presenza di ventilazione;
- presenza di radiazione solare (numeri puri M_7 e M_8 nulli) e assenza di ventilazione (numeri puri M_2 e M_3 nulli);
- presenza di radiazione solare e di ventilazione della cavità;

La base, i parametri e la conseguente definizione dei numeri puri nel modello sono stati mantenuti inalterati rispetto all'analisi precedente, così come la posizione nell'equazione e la corrispondenza con l'esponente (incognita dell'analisi) nella relazione generale. Ogni condizione di

funzionamento ha richiesto però la definizione di differenti intervalli di validità in cui è necessaria l'eliminazione del numero puro qualora questo non fosse coerente con la condizione analizzata. Gli intervalli di validità ed il corrispondente sistema di equazioni è il seguente (eq.5.11):

$$\left\{ \begin{array}{l} M_1 = a \cdot M_4^d \cdot M_5^e \cdot M_6^f \cdot M_9^i \cdot M_{10}^l \cdot M_{11}^m \\ M_1 = a \cdot M_2^b \cdot M_3^c \cdot M_4^d \cdot M_5^e \cdot M_6^f \cdot M_9^i \cdot M_{10}^l \cdot M_{11}^m \\ M_1 = a \cdot M_4^d \cdot M_5^e \cdot M_6^f \cdot M_7^g \cdot M_8^h \cdot M_9^i \cdot M_{10}^l \cdot M_{11}^m \\ M_1 = a \cdot M_2^b \cdot M_3^c \cdot M_4^d \cdot M_5^e \cdot M_6^f \cdot M_9^i \cdot M_{10}^l \cdot M_{11}^m \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{per } l \text{ e } m = 0 \\ \text{per } l = 0 \text{ e } m > 0 \\ \text{per } l > 0 \text{ e } m = 0 \\ \text{per } l \text{ e } m > 0 \end{array} \quad (\text{eq. 5.11})$$

La sovrapposizione dei risultati delle equazioni nei rispettivi intervalli di validità determina l'andamento globale della facciata nel periodo di analisi. La soluzione, che utilizza il nuovo numero puro M11, è visibile in Tabella 5.2.

Tabella 5.2 Modello di Buckingham stagione invernale: soluzioni esponenti

Esponenti	Assenza di radiazione solare		Presenza di radiazione solare	
	Assenza di ventilazione	Ventilazione	Assenza di ventilazione	Ventilazione
a	1.19327632	0.97964522	1.155298608	1.113736674
b	-	-0.8170212	-	-1.03686328
c	-	0.870040076	-	1
d	0.788233094	1.037906407	0.954444274	0.975702572
e	0.216446936	1.328722915	0.45610814	0.60585919
f	1.719584033	0.702395245	1.488077677	1.355756564
g	-	-	-0.04683785	0.259600545
h	-	-	-0.04628104	-0.25629753
i	-0.09370547	0.323533773	-0.65683558	-0.26286787
l	0.033204853	0.006800644	-1.87577468	0.119366337
m	-0.34738001	-0.04122464	-0.55574878	-0.00196868

La sovrapposizione dei singoli apporti mostra un modello fisico del sistema interattivo studiato capace di seguire ogni variazione oraria nell'intervallo

di analisi. A titolo di esempio, per evidenziare l'efficacia del modello e l'accuratezza dei risultati, sono riportati i confronti tra i risultati relativi al 16 luglio (Figura 5.6) e alla stagione estiva (Figura 5.7).

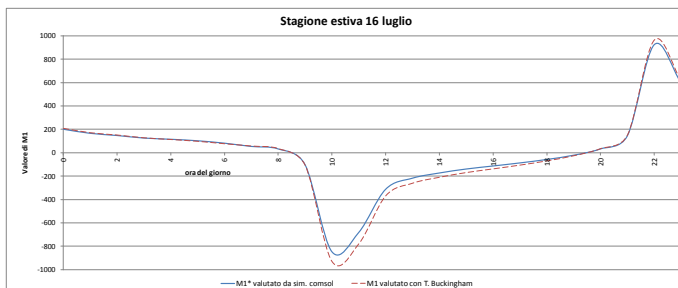


Figura 5.6 Confronto tra risultati M_1^* e M_1 16 luglio.

Un'analisi statistica dello scarto orario tra i valori M_1^* e M_1 mostra nel periodo di analisi un errore medio pari al 5% (con una sovrastima del valore del numero puro relativo a Q_{fac} ottenuto dall'applicazione del modello di Buckingham). La caratterizzazione del comportamento della facciata tramite relazioni tra numeri adimensionali (eq.5.11) attraverso i valori calcolati dalla minimizzazione dell'errore con la funzione S (eq.5.8) forniscono un modello capace di seguire la variazione dei parametri di riferimento (attraverso i relativi numeri puri) e del corrispondente valore di M_1^* con una buona approssimazione.

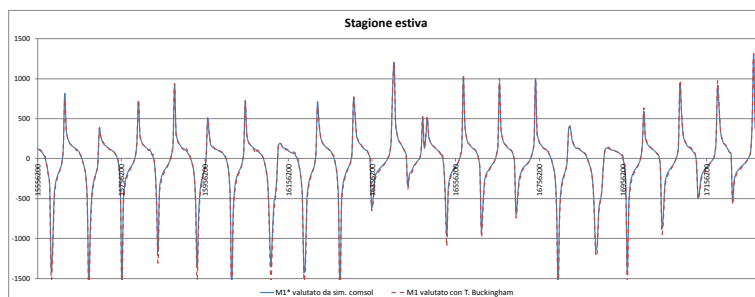


Figura 5.7 Confronto tra risultati M_1^* e M_1 stagione estiva.

Un'analisi statistica dell'errore fornisce un valore della mediana, valore assunto dall'errore nel centro della distribuzione statistica, pari al 5% ed una deviazione standard, pari alla variabilità dell'errore, del 17%. L'errore commesso non è eccessivamente disperso, come è possibile vedere dalla frequenza di distribuzione dei valori orari di errore. Nell'intervallo di analisi è possibile vedere come i valori di frequenza si addensano in un intervallo di errore tra lo 0% ed il 20% (Figura 5.8).

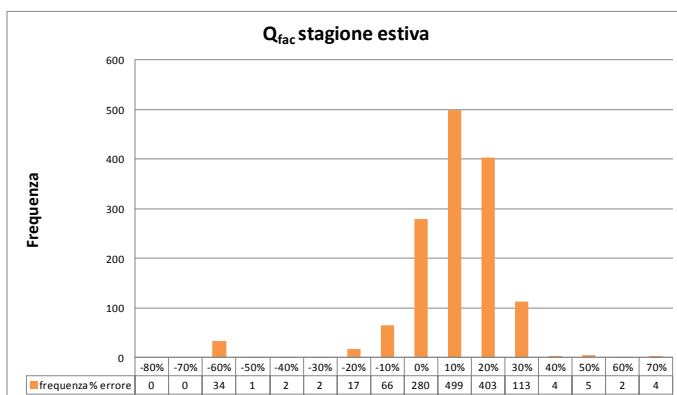


Figura 5.8 Q_{fac} stagione estiva: Istogramma di frequenza % di errore rispetto ai valori simulati.

5.2.3 Flusso di calore estratto dalla facciata Q_{out}: Stagione invernale.

Nelle precedenti analisi sono stati definiti modelli adimensionali per determinare il valore orario del flusso di calore che attraversa la facciata ventilata Q_{fac} [W/m²]. In seguito, mantenendo la stessa base e gli stessi numeri puri, è stato individuato e definito un nuovo modello per la valutazione di Q_{out} [W/m²] calore estratto dalla facciata. Lo scopo è di ottenere un modello che fornisca tale parametro fisico, al variare degli altri parametri, per dimostrare come l'utilizzo della modellazione con teorema

di Buckingham possa essere estesa anche alla valutazione di possibili integrazioni tra l'impianto HVAC e la facciata proposta. Infatti, il valore di Q_{out} utilizzato può essere soluzione di una modellazione CFD-FEM dedicata ma può essere determinato anche con un modello numerico descrittivo più semplice come quello determinato a seguito. Basandosi sulla stabilità della soluzione del parametro Q_{fac} nella stagione invernale, un primo tentativo di analisi è stato quello di estendere la medesima analisi alla nuova incognita Q_{out} . Mantenendo la stessa base, la medesima unità di misura tra i parametri permette infatti un rapido cambio di variabile e di conservare inalterata la struttura del numero puro corrispondente. La nuova analisi, adottando la struttura in (eq.5.11), ha mostrato nuovamente la capacità del sistema di seguire l'andamento della variazione del nuovo numero puro (relativo alla nuova incognita Q_{out}) ma con una instabilità nei valori e un valore dell'errore molto elevato. La causa di questa instabilità è dovuta all'utilizzo del numero puro M_3 , corrispondente al valore del numero di Reynolds in cavità, nella modellazione. Per limitare l'errore provocato dal contributo è stato quindi scelto di mantenere inalterato il sistema di equazioni non lineari del modello (eq.5.11), rivelatosi valido, senza però considerare il contributo di M_3 , assegnando all'esponente "c" un valore nullo. In Tabella 5.3 è possibile vedere il risultato dell'analisi e il nuovo valore degli esponenti.

Tabella 5.3 Analisi adimensionale Q_{out} , stagione invernale: soluzioni esponenti

Esponenti	Condizione in assenza di radiazione solare	Condizione in presenza di radiazione solare
a	1.1487703	0.468503
b	1	1
c	0	0
d	1.1436585	0.014777
e	3.3810388	0.94409
f	-1.0834634	-1.043488
g	-	-1.302489
h	-	1.318556
i	2.2657193	1.868824
l	-0.1141458	-0.240766

La soluzione di Q_{out} ottenuta dall'analisi è riportata per i valori orari relativi al 1 Gennaio ottenuta è riportata in Figura 5.9 e per il mese completo in Figura 5.10. La base ed i parametri fisici adottati sono in grado di descrivere il fenomeno fisico e di prevedere, con sufficiente approssimazione, non solo il valore del calore attraverso la facciata Q_{fac} ma anche il valore del calore estratto per ventilazione della cavità Q_{out} .

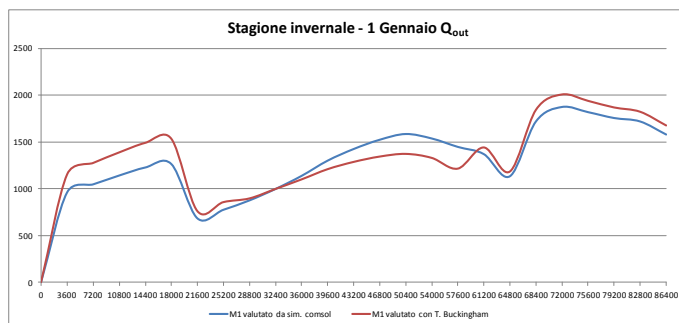


Figura 5.91 Q_{out} : Confronto tra risultati M1* e M1 per il 1 Gennaio.

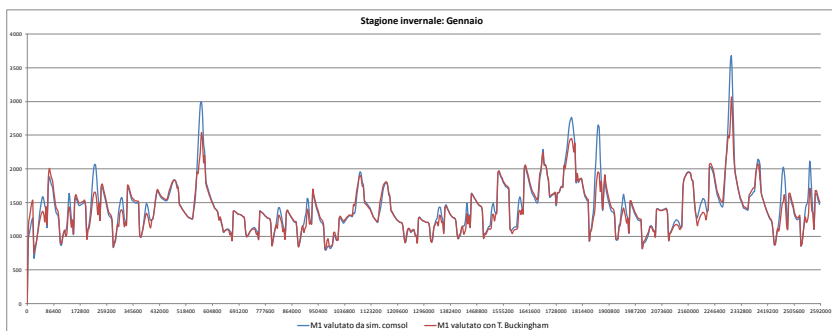


Figura 5.10 Q_{out} : Confronto tra risultati M1* e M1 per il mese di Gennaio.

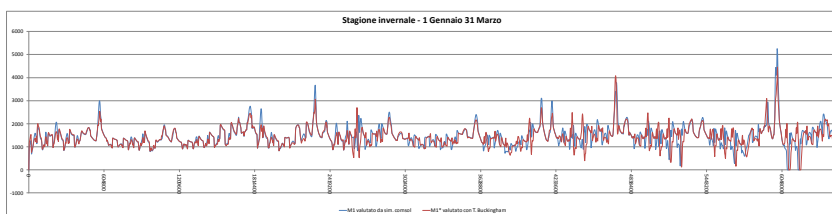


Figura 5.11 Q_{out} : Confronto tra risultati M1* e M1 per l'intervallo 1 Gennaio – 31 Marzo.

Il modello adimensionale risulta essere maggiormente accurato rispetto ai precedenti. Un'analisi statistica dell'errore fornisce un valore medio di errore del 2%, mentre la mediana, il valore assunto dai valori di errore nel centro della distribuzione statistica, è pari allo 0%. La deviazione standard, pari alla variabilità dell'errore, è pari al 25%: l'errore commesso sembrerebbe essere maggiormente disperso, ma valutando la distribuzione della frequenza dell'errore è possibile vedere un netto addensamento nell'intervallo di analisi tra 0% ed 10% di errore (Figura 5.12)

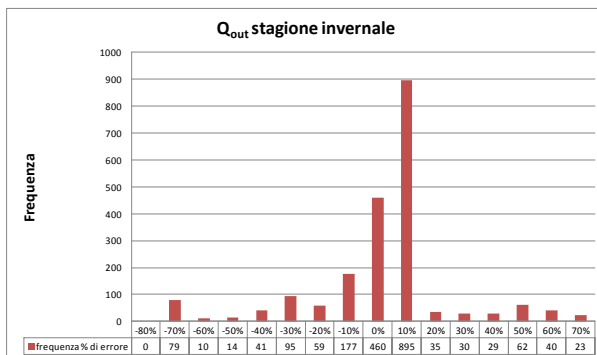


Figura 5.122 Q_{out} stagione invernale: Istogramma di frequenza della % di errore rispetto ai valori simulati.

5.3 Possibili applicazioni della soluzione determinata con il teorema di Buckingham.

La descrizione di modelli fisici con questa metodologia permette l'utilizzo dei risultati del teorema di Buckingham per la definizione di sistemi utili a prevedere le prestazioni energetiche del sistema in esame. A titolo di esempio e per spiegare le possibili prospettive che l'applicazione di questo metodo di analisi può fornire, è proposto l'utilizzo della modellazione relativa alla valutazione del calore estratto dalla facciata. Il valore di Q_{out} determinato in 5.2.3 è caratterizzato da una sufficiente accuratezza rispetto alla semplicità della descrizione fisica del sistema. Adottando la modellazione proposta è così possibile una prima valutazione degli apporti energetici forniti dall'integrazione della facciata con l'impianto ad aria, prescindendo da simulazioni transitorie dedicate, per la valutazione della convenienza di tale soluzione al variare di parametri fisici che la contraddistinguono.

Una possibile applicazione dei risultati dell'analisi adimensionale svolta può essere individuata dall'integrazione del modello in analisi attraverso HAMBase (Heat Air and Moisture model for Building and systems evaluation). HAMBase permette l'analisi energetica in regime dinamico di edifici multi zona, fornendo come risultati i valori di temperatura interna, umidità dell'aria e i fabbisogni energetici di riscaldamento/raffrescamento. Una prima versione di questo modello in ambiente Matlab è stata sviluppata da Schijndel et al. [7], scelta che si è rivelata importante rendendo il codice molto trasparente e facile da implementare per miglioramenti ed estensioni del modello. Un successivo passo è stata la definizione di "S-functions", implementazioni di algoritmi per la soluzione di problemi fisici a partire da dati di input definiti [8] in ambiente Matlab-Simulink [9] che consentendo la simulazione di impianti HVAC e la definizione di sistemi di regolazione per l'edificio [10]. Questo tipo di sistema, benché molto versatile per la definizione di sistemi di regolazione o delle diverse componenti impiantistiche connesse al sistema edificio-impianto, richiede ogni volta la definizione di specifiche funzioni per descrivere i singoli sistemi fisici.

La caratterizzazione del sistema fisico con il teorema di Buckingham può essere facilmente implementata inserendo i sistemi di equazioni finora determinati in blocchi Simulink dedicati. Un blocco Simulink consiste, infatti, in una serie d'ingressi o input in cui all'interno possono essere definite funzioni di correlazione per determinare, nel tempo, uscite o output. Ogni time step, gli input sono i parametri di riferimento, dal valore costante (ad esempio le caratteristiche del sistema vetrato) o variabile nel tempo (temperatura esterna, irraggiamento solare, temperatura interna

dell'edificio). Funzioni dedicate permettono di implementare le relazioni di adimensionalizzazione, in modo da definire i valori orari dei numeri primi a partire dai parametri. All'interno del blocco Simulink sono definite i sistemi di equazioni, composte dai numeri puri e dai rispettivi esponenti, nei diversi intervalli di validità. Il risultato finale è determinare in output il corrispondente valore, variabile nel tempo, della grandezza fisica di riferimento (ad esempio il valore di Q_{out} in uscita dalla facciata).

La seguente trattazione vuole solo mostrare le potenzialità dell'applicazione dell'analisi adimensionale in sistema Simulink di dimostrazione. Un'analisi approfondita richiederebbe la definizione di edifici test o la comparazione con sistemi edificio-impianto esistenti, tramite l'uso di misure sperimentali; l'argomento è indubbiamente interessante ma esula dal seguente lavoro di tesi.

In Simulink è stato definito, tramite precedente programmazione in Matlab/HAMBase, le caratteristiche di un edificio su cui è stato applicato il sistema DSF. In Simulink il relativo blocco del modello è stato definito (Figura 5.13). Ogni intervallo temporale, il sistema HAMbase fornisce come soluzione le condizioni climatiche esterne, in ambiente ed i fabbisogni energetici per mantenere la zona termica alle condizioni richieste. Tali uscite, variabili nel tempo, sono state integrate con i parametri necessari alla completa definizione del sistema DSF interattivo (resistenza termica dei vetri, caratteristiche geometriche, caratteristiche ottiche e fotometriche degli elementi vetriati).

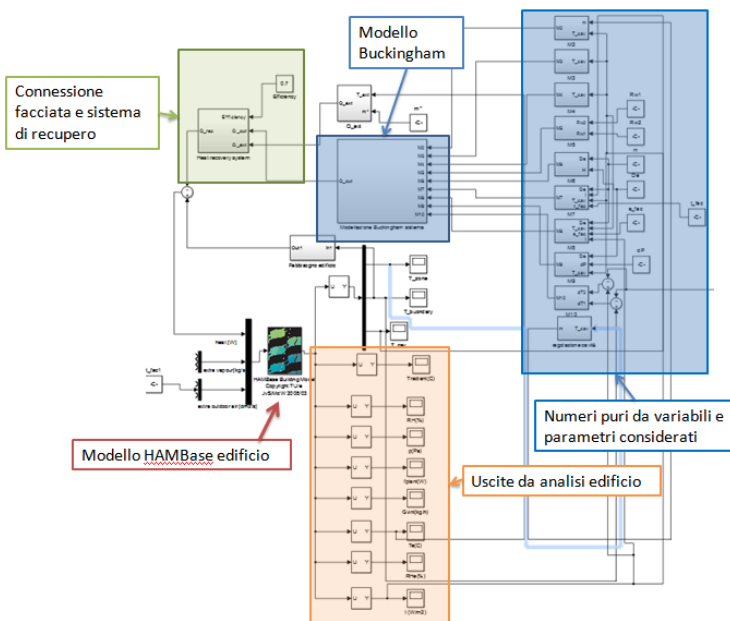


Figura 5.13 Sistema HAMBase definito in Simulink e integrazione con blocco Simulink.

Tramite specifici blocchi di adimensionalizzazione, per ogni intervallo temporale, sono così calcolati i valori dei numeri puri M_2, \dots, M_{10} definiti nel paragrafo 5.2.3 a partire dal valore nel tempo del corrispondente parametro. Questi divengono input per il blocco corrispondente alla modellazione secondo il Teorema di Buckingham del sistema DSF il cui risultato è il valore temporale, dipendente dalla variazione nel tempo dei numeri puri e dalle relazioni di correlazione, del valore di M_1 e conseguentemente di Q_{out} (Figura 5.14).

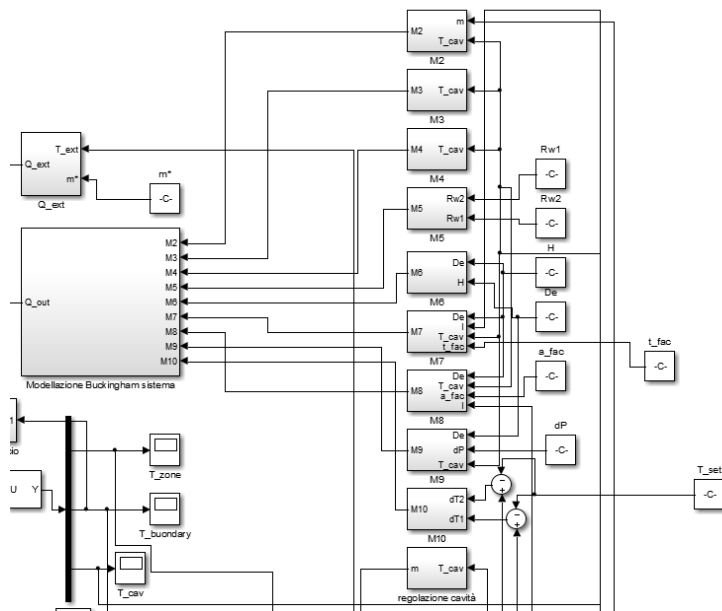


Figura 5.14 Definizione in Simulink del modello Buckingham.

Tale valore di Q_{out} è stato utilizzato per definire, sempre in Simulink, il sistema di recupero di calore a flussi incrociati per valutare l'integrazione della facciata (Figura 5.15). Definendo le logiche di controllo, descritte in precedenza, dei flussi di aria in ingresso nell'impianto tramite sistemi "Relay" sono determinati a partite dai valori di Q_{out} e di Q_{ext} (calcolato tramite l'eq.4.1) il valore temporale del calore recuperato Q_{rec} (eq.4.2). Questo recupero termico è stato infine inserito nel bilancio del fabbisogno di energia dell'edificio, il cui risultato diviene input nell'analisi HAMBBase per il bilancio termico sull'edificio nel successivo intervallo di calcolo. (Figura 5.15).

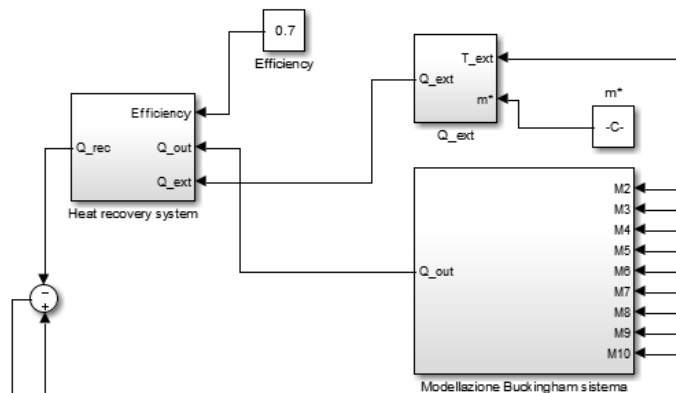


Figura 5.15 Modellazione in Simulink del sistema di recupero di calore.

La soluzione determinata non differisce, in risultati e accuratezza, dall'analisi effettuata in precedenza e per brevità essa non è riportata nuovamente. L'accuratezza finale risente della precisione della modellazione adimensionale, con gli errori descritti in precedenza e pari, nel caso della soluzione per Q_{out} , a valori medi intorno al 5-10%. La velocità di soluzione e la versatilità nell'applicazione sono però il punto di forza dell'applicazione: mantenendo la stessa base e la stessa definizione di numeri primi è stato possibile determinare differenti parametri come il calore trasmesso all'ambiente interno attraverso la facciata Q_{fac} o il flusso di calore estratto dalla facciata Q_{out} , modificando solamente i corrispondenti esponenti di correlazione dei numeri puri. Il metodo può essere così applicato per valutare in prima istanza l'apporto del sistema adottato sul bilancio del sistema edificio-impianto lasciando in un secondo momento analisi più accurate, e affette da minor errore, del sistema adottato.

Capitolo 5: Bibliografia.

- [1]. C. Balocco, A non-dimensional analysis of a ventilated double facade energy performance, *Energy and Buildings*, 36 (2004) 35–40.
- [2]. C. Balocco, M. Colombari, Thermal behavior of interactive mechanically ventilated double glazed facade: non-dimensional analysis, *Energy and Buildings*, 38 (2006) 1–7.
- [3]. H.L. Langhaar, *Dimensional Analysis and Theory of Models*, Wiley, New York, 1951.
- [4]. H.H. Olsen, Buckingham's Pi-Theorem, *Mathematical Modeling* (2001) 9–15.
- [5]. ISO 10559:2003 Thermal performance of windows, doors and shading devices. Detailed calculations.
- [6]. D.P.R. 412:1993 and D.P.R. 551:1999, Regolamento Recante Norme per la Progettazione, L'installazione, L'esercizio e la Manutenzione Degli Impianti Termici Degli Edifici ai Fini del Contenimento dei Consumi di Energia.
- [7]. J.H.A. Verdonschot, Performance of ventilated double façades compared to a single skin façade, Master Thesis dissertation, Department of Building and Architecture, Eindhoven, 2006.
- [8]. A.W.M. Schijndel, M.H. van de Wit, A Building Physics Toolbox in Matlab, Conference proceeding: 5th Symposium on Building Physics in the Nordic Countries, Gothenburg (Sweden) 1999.
- [9]. A.W.M. van Schijndel, Implementation of FemLab in S-Functions, Conference proceeding: European COMSOL Conference, Frankfurt (Germany), 2005.

[10]. Simulink 7, “Writing S-Functions”, user Manual.

[11]. M.H. van de Wit, HAMbase, Heat, Air and Moisture Model for Building and Systems Evaluation (2006) Eindhoven.

Conclusioni

Le facciate a doppia pelle di vetro sono sistemi costruttivi di ampissima diffusione: nella stagione invernale l'intercapedine d'aria riduce la dispersione verso l'esterno grazie all'effetto serra che si genera, mentre nella stagione estiva con opportuni sistemi di schermatura della radiazione solare l'attivazione di forze di galleggiamento favorisce la ventilazione naturale e la dissipazione del calore. L'analisi della letteratura scientifica del Capitolo 1 ha mostrato come questi sistemi, benché di ampia diffusione nel panorama architettonico mondiale e oggetto di studio nelle loro più svariate configurazioni, siano ancora fertile terreno per un'approfondita ricerca scientifica. In particolare le soluzioni interattive per facciate DSF dimostrano interessanti prestazioni termofisiche e risolvono i problemi tecnici dei sistemi di facciata a ventilazione naturale. Nel capitolo 3 e 4 è stato dimostrato come questi sistemi costruttivi che adottano una ventilazione meccanica della facciata forniscano prestazioni energetiche molto elevate e possano rappresentare una soluzione alle problematiche legate alla ventilazione naturale della cavità. Infatti, questa tipologia di ventilazione, benché "gratuita" (poiché attivata dalla radiazione solare), è di difficile controllo. Deboli campi di pressione generati dalle forze di galleggiamento o perdite di pressione locali possono provocare condizioni di ricircolo interno o non corrette espulsioni dell'aria. Una regolazione delle portate con ventilazione meccanica permette invece di risolvere questo tipo di problematiche e un puntuale controllo delle condizioni all'interno della facciata. La cavità vetrata può così divenire non solo un elemento dinamico dell'edificio, ma un vero e proprio componente

impiantistico diffuso su tutto l'involucro. Il comportamento da buffer termico, generato dalla ventilazione meccanica con aria interna, interagisce con l'ambiente esterno e permette di "isolare" l'ambiente interno, interponendosi alle sollecitazioni climatiche esterne. Il fattore U di facciata, definito nella sua espressione numerica dalla normativa internazionale, ha permesso di riassumere il complesso comportamento della facciata vetrata, costituito da flussi termici e carichi solari nei molteplici strati vetrati, scambi termici per convezione e flussi di calore estratto dalla ventilazione in un unico parametro rappresentativo del comportamento globale del sistema DSF. La facciata interattiva proposta ha mostrato prestazioni energetiche degne di nota. La ventilazione meccanica della cavità e il controllo sia della temperatura interna permettono alla facciata di modificare le proprie prestazioni termiche e adattarsi alle variazioni climatiche esterne, modificando, nelle diverse ore del giorno, il valore del coefficiente globale di scambio U. Si ottengono così riduzioni dei flussi di calore che, attraversando la facciata, si dirigono verso l'ambiente interno con valori medi di riduzione nelle diverse stagioni intorno al 40-50% in ogni condizione climatica analizzata. Questa riduzione ha come diretto effetto nell'interazione dell'involucro con il sistema edificio-impianto la contemporanea riduzione del fabbisogno energetico nelle diverse stagioni. La facciata interattiva analizzata non è però solamente un involucro dinamico, ma è un vero e proprio componente impiantistico capace di fornire all'impianto HVAC un'addizionale recupero energetico. Nella stagione invernale uno scambiatore di calore a flussi incrociati permette di recuperare calore dall'aria espulsa dalla facciata, pre-riscaldando la portata di rinnovo dell'edificio e fornendo un'ulteriore

riduzione del fabbisogno di calore per la componente di ventilazione non inferiore al 44%. Infine l'applicazione, nel Capitolo 5, dell'analisi dimensionale alla soluzione progettuale proposta ha fornito uno strumento robusto per la valutazione delle prestazioni dell'involucro interattivo. Un'accorta scelta dei parametri fisici ha permesso di applicare il teorema di Buckingham e descrivere il comportamento termofisico ed energetico del sistema facciata analizzato esulando dall'uso di apposite (e computazionalmente onerose) simulazioni. La modellazione proposta e la scelta dei numeri puri hanno permesso di tenere in considerazione i numerosi parametri coinvolti nel processo fisico: caratteristiche geometriche della facciata, ottiche e termofisiche degli elementi vetrati, la posizione di questi ultimi nella facciata (se all'interno o all'esterno), l'emissività delle superfici interne, la ventilazione forzata e infine la presenza o meno di elementi di schermatura solare e il loro funzionamento nel tempo. Le simulazioni condotte nelle diverse stagioni e condizioni operative, hanno permesso di prevedere il comportamento dinamico del sistema vetrato e di seguirne le variazioni stagionali e orarie. L'errore ottenuto tra i risultati delle simulazioni CFD-FEM, testati nel Capitolo 3, e quelli ottenuti dall'analisi dimensionale è contenuto e accettabile. Tale modellazione si rivela quindi capace di riprodurre il comportamento termofisico della facciata, nelle diverse condizioni climatiche, in modo stabile e di fornire una sufficientemente accurata previsione dell'influenza dell'involucro interattivo sul sistema edificio-impianto. Il modello adimensionale adottato si è dimostrato un metodo adatto alla definizione di modelli numerici che descrivano il comportamento di questi sistemi costruttivi. Esso può essere un robusto e

flessibile strumento sia in fase progettuale, per valutare il comportamento termofisico del sistema al variare di semplici parametri fisici o progettuali, sia in successive analisi energetiche applicate al sistema edificio-impianto valutando in modelli di analisi dinamica l'apporto energetico alle prestazioni del sistema edificio-impianto. La facciata interattiva si conferma una soluzione energeticamente efficiente, non solo un involucro "adattativo" alle sollecitazioni climatiche esterne, ma anche un componente impiantistico che interagisce con il sistema edificio-impianto. La ventilazione controllata è capace non solo di ridurre sensibilmente i fabbisogni energetici dell'edificio, ma anche di adottare sistemi di recupero del calore pre-trattando, nella stagione invernale, l'aria esterna di rinnovo. Sottoposta a diverse condizioni climatiche in differenti latitudini, la facciata DSF interattiva mostra in ogni stagione un valore del coefficiente globale di scambio U di gran lunga inferiore a $1.5 \text{ W/m}^2\text{K}$, valore massimo di trasmittanza previsto per gli elementi finestrati dalla normativa nazionale (D.Lgs. 311/2006). Analisi transitorie annuali alle diverse condizioni climatiche mostrano stabili prestazioni per la facciata interattiva studiata e migliori risultati proprio in condizioni climatiche maggiormente impegnative. La condizione di buffer termico massimizza la dissipazione del calore dall'involucro e rende il sistema una soluzione proponibile anche in condizioni climatiche finora sconsigliate. Ciò consentirebbe l'utilizzo di questo non eccessivamente complesso sistema costruttivo soprattutto laddove è richiesta una spinta minimizzazione dei flussi di calore attraverso l'involucro esterno e di raggiungere, finanche in sistemi N-Zeb, le prestazioni energetiche richieste.

Allegato 1: Caratteristiche tecniche della strumentazione utilizzata:

Parameter	Sensor	Accuracy	Accuracy logger	Resolution	Absolute resolution	Total accuracy
Temperature	NTC thermistor	calibrated sensitivity	$\left(1.4 \cdot \left(\frac{input}{7200}\right)\right)^2$	1 Ohm	0.00005 °C	0.1 °C
	Escort	calibrated sensitivity	= 0.02%	0.1 °C	0.1 °C	0.1 °C
	TX2-H RV/T transmitter	0.2 °C	-	0.1 °C	0.1 °C	0.1 °C ³
Heat flux	Hukseflux heat flux sensor HFP01 GR1600	calibrated sensitivity	0.02 mV + 0.0125% of reading	0.001 mV	0.0168 W/m ²	0.336 W/m ² + 0.0125%
	Hukseflux heat flux sensor HFP01 Eltek	calibrated sensitivity	0.1%	0.05% 0.001 mV	0.0164 W/m ²	
Solar radiation	Pyranometer CM5 (inside)	1 %	0.02 mV + 0.0125% of reading	0.001 mV	0.089 W/m ²	1.78 W/m ² + 1.0125%
	Pyranometer CM11 Eltek (outside)	1 %	0.1%	0.05% 1 mV	0.22 W/m ²	1.1%
	Pyranometer CM11 GR 1200 (outside)	1 %	0.020 mV + 0.036% of reading	10 mV	2.2 W/m ²	2.2 W/m ²
Air velocity	Dantec 54R10 Eltek (cavity)	calibrated sensitivity	5 mV	0.01 V	0.01 m/s	0.01 m/s
	Dantec 54R10 GR1600 (inside)	calibrated sensitivity	0.14 mV + 0.0125% of reading	0.01 mV	0.01 m/s	0.01 m/s
	Cup anemometer Eltek	calibrated sensitivity	5 mV	0.01 V	≈ 0.010 m/s	0.1 m/s ⁴
	Cup anemometer GR 1200	calibrated sensitivity	1 mV + 0.026% of reading	0.001 V	≈ 0.001 m/s	0.1 m/s ⁴

Allegato 2: Risultati analisi Comsol utilizzando i dati sperimentali.

6 Febbraio ore 12:30.

Da dati sperimentali i seguenti valori sono assunti:

- Temperatura esterna: 4.9°C (278 K),
- Temperatura media radiante interna 22.5°C (295.6 K),
- Radiazione solare incidente 89 W/m².
- Temperatura superficiale vetro interno 21.5°C

Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno		Q _{ext} [W]	Q _{int} [W]	α _{cav} W/m ² K	U _{ext} [W/m ² K]	U _{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
280.5	280.9	282.1	284.3	287.7	295.5	36	10	7.9	97.30	1.2	1.16

6 Febbraio ore 17:30.

Da dati sperimentali i seguenti valori sono assunti:

- Temperatura esterna: 4.7 °C (278.8 K)
- Temperatura media radiante interna 22.7 °C (295.8 K),
- Internal glass indoor surface 20.5°C

Vetro esterno		Cavità ventilata		Vetro interno		Q _{ext} [W]	Q _{int} [W]	α _{cav} W/m ² K	U _{ext} [W/m ² K]	U _{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
278.7	278.8	279.7	283.4	282	293.2	6	12	4.3	75	1.07	1.25

13 Febbraio ore 17:30.

Da dati sperimentali i seguenti valori sono assunti:

- Temperatura esterna: 3.2 °C (276.4 K)
- Temperatura media radiante interna 23.5 °C (298.7 K),
- Temperatura superficiale vetro interno 23.5°C

Vetro esterno		Cavit� ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} W/m ² K	U_{ext} [W/m ² K]	U_{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
283.4	284.6	285.4	289.1	299.9	296.94	114	3	30.1	101.5	1.11	1.21

12 Febbraio ore 05:30.

Da dati sperimentali i seguenti valori sono assunti:

- Temperatura esterna: 0.4 °C (273.2 K)
- Temperatura media radiante interna 21.5 °C (294.6 K),
- Temperatura superficiale vetro interno 20.5°C

Vetro esterno		Cavit� ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} W/m ² K	U_{ext} [W/m ² K]	U_{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
274.5	274.6	275.7	276.4	278.6	292.2	14	-15	42.5	101.5	1.1	1.20

09 Febbraio ore 14:40.

Da dati sperimentali i seguenti valori sono assunti:

- Temperatura esterna: 4.6 °C (277.8 K)
- Temperatura media radiante interna 22.5 °C (295.7 K),
- radiazione solare incidente 360 W/m²
- Temperatura superficiale vetro interno 23°C

Vetro esterno		Cavit� ventilata		Vetro interno		Q_{ext} [W]	Q_{int} [W]	α_{cav} W/m ² K	U_{ext} [W/m ² K]	U_{int} [W/m ² K]	U [W/m ² K]
Tsup. est. [K]	Tsup. int [K]	T media [K]	T uscita [K]	Tsup. est. [K]	T sup. int. [K]						
281.2	281.7	283.7	285.5	289.8	295	50.7	-5.8	32.1	101.5	1.11	1.21