



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
Dipartimento di Ingegneria Industriale DII
Dipartimento di Ingegneria dell'Informazione DEI
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Modellizzazione di un Sistema di Raffreddamento Adiabatico Indiretto per Applicazioni di Risparmio Energetico nei Centri di Elaborazione Dati

Laureando
Enrico Sisti

Matricola
1036708

Relatore
Prof. Alessandro Beghi

Correlatore
Ing. Mirco Rampazzo

Anno Accademico
2013/2014

Padova, 17 Luglio 2014

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Enrico Sisti

MODELLIZZAZIONE DI UN SISTEMA DI
RAFFREDDAMENTO ADIABATICO INDIRETTO PER
APPLICAZIONI DI RISPARMIO ENERGETICO NEI
CENTRI DI ELABORAZIONE DATI

A Saverio, mio fratello

'...It is a boat longing for the sea and yet afraid.'

Edgar Lee Masters, *Spoon River Anthology*

'...è una barca che anela al mare eppure lo teme.'

Edgar Lee Masters, *Antologia di Spoon River*

Indice

<i>Indice</i>	ix
<i>Sommario</i>	xi
<i>Introduzione</i>	xiii
<i>1. Il Centro di Elaborazione Dati</i>	1
1.1 Introduzione	1
1.2 Architettura	3
1.2.1 Disposizione dei rack	6
1.2.2 Disposizione dei sistemi di cablaggio	8
1.2.3 Sistema di illuminazione	8
1.2.4 Approccio modulare	9
1.3 Sistema di Raffreddamento	9
1.3.1 Controllo della temperatura	16
1.3.2 Gestione del flusso d'aria	19
1.4 Analisi dei Consumi Energetici	21
<i>2. Formulazione e Identificazione di Modelli First-Principle Data-Driven FPDD</i>	25
2.1 Sistemi e Modelli	25
2.1.1 Sistemi e sperimentazione	25
2.1.2 Cos'è un modello?	25
2.1.3 Modelli e simulazioni	26
2.1.4 Costruzione del modello matematico	26
2.1.5 Tipologie di modelli matematici	28
2.2 Classificazione dei Modelli a Scatola Grigia	29
2.2.1 Modelli a scatola nera vincolati e modelli semi-fisici	31
2.2.2 Modellizzazione analitica	31
2.2.3 Modellizzazione ibrida	33
2.3 Formulazione del Modello FPDD	34
2.3.1 Definizione di un modello FPDD	34
2.3.2 Filtraggio e riconciliazione dei dati	34
2.3.3 Adeguamento e taratura del modello	35
2.3.4 Validazione del modello	35

3. Modellizzazione dei Componenti e Validazione	39
3.1 Introduzione	39
3.2 Umidificatore Adiabatico	40
3.2.1 Introduzione	40
3.2.2 Modello FPDD	40
3.3 Scambiatore Aria-Aria Compatto a Piastre-Alette a Flussi Incrociati	50
3.3.1 Introduzione	50
3.3.2 Modello FPDD	50
3.3.3 Calibrazione e test	69
3.4 Ventilatori	78
3.4.1 Introduzione	78
3.4.2 Modello a scatola nera	85
3.5 Modello a Scatola Bianca della Sala Server	94
3.5.1 Equazioni di stato	96
3.5.2 Modello a scatola bianca delle perdite di carico in ingresso alla sala server	101
3.5.3 Test	102
3.5.4 Modello a scatola bianca del carico termico della sala server	120
4. Modello del Sistema CRAC Complessivo	125
4.1 Costruzione del Modello	125
4.2 Test	126
4.3 Architetture di controllo dei sistemi HVAC nei CED	140
4.3.1 Esempio di applicazione del modello complessivo per scopi di risparmio energetico	141
Conclusioni e Sviluppi Futuri	149
A. Appendice: Algoritmi Genetici	151
A.1 Rappresentazione della Popolazione e Inizializzazione	151
A.2 Funzione Obiettivo e Funzione Fitness	152
A.3 Scaling della Funzione Fitness	153
A.4 Vincoli	154
A.5 Operatori Genetici	154
A.5.1 Operatore di selezione e riproduzione	154
A.5.2 Operatore di incrocio	155
A.5.3 Operatore di mutazione	156
A.5.4 Reinserimento	156
A.6 Terminazione dell'Algoritmo	157
A.7 Campi di Applicazione	157
Bibliografia	159
Ringraziamenti	163

Sommario

La modellistica matematica mira a descrivere in termini matematici i molteplici aspetti del mondo reale insieme alla loro dinamica; essa è ampiamente consolidata in svariati settori, come ad esempio quello industriale e ambientale. I modelli matematici offrono nuove possibilità per dominare la crescente complessità delle tecnologie e permettono di accelerare i cicli di innovazione, esplorando rapidamente nuove soluzioni. Una ragione del crescente successo della modellistica matematica è da ascrivere allo sviluppo impetuoso del calcolo scientifico, che consente di tradurre un modello matematico in algoritmi che possono essere risolti da calcolatori elettronici di potenza sempre più elevata.

In questa tesi si considera l'esempio rappresentato dai sistemi *CRAC* (*Computer Room Air Conditioning*) per applicazioni di condizionamento dell'aria nei *Centri di Elaborazione Dati* (*CED*); questi sistemi risultano particolarmente complessi sotto diversi punti di vista (funzionamento, prestazioni, efficienza, manutenzione, gestione guasti, etc.). Il continuo aumento del costo dell'energia e dei consumi delle installazioni *IT* (*Information Technology*), a densità sempre più elevata, ha determinato un controllo sempre più attento dei consumi energetici, anche in relazione alla crescente sensibilità in termini di sostenibilità e salvaguardia dell'ambiente. In un *Data Center* correttamente progettato il sistema di condizionamento rappresenta più di un terzo dell'energia totale consumata e offre spesso consistenti opportunità per ridurre i costi energetici dell'*IT* e per aumentare l'efficienza del *CED*. L'impiego di nuove tecnologie per il raffrescamento, di sistemi economizzatori (*Free-Cooling*) e di sistemi di controllo sofisticati può avere notevoli riscontri sull'efficienza.

In questo elaborato, al fine di ottenere un ambiente di simulazione per applicazioni di risparmio energetico nei *CED*, si è sviluppato un modello termico di tipo *dinamico a parametri concentrati* del sistema *CRAC*. Esso è ottenuto come compromesso tra accuratezza e semplicità ed è adeguato per descrivere i fenomeni e le dinamiche di interesse. Il modello termico dell'unità *CRAC* comprende un sistema di *Raffreddamento Adiabatico Indiretto* e una *computers room* ed è stato sviluppato in MATLAB[™] /SIMULINK[®]. Definiti i vincoli sulle modalità operative e sulle condizioni termoigrometriche desiderate per il *CED*, è possibile impiegare utilmente l'ambiente di simulazione per il progetto e la verifica di strategie di controllo efficienti. Altresì, l'ambiente di simulazione offre una notevole flessibilità ed evita l'assemblaggio di costosi prototipi e l'allestimento di test-rig per l'esecuzione di prove sperimentali.

Introduzione

I *Centri di Elaborazione Dati* sono unità adibite al coordinamento e al mantenimento dei dispositivi e dei servizi di gestione dati. Essi ospitano un numero elevato di apparecchiature informatiche (e.g. server) e l'infrastruttura di supporto associata. La loro crescente diffusione è legata al ruolo centrale assunto dalla tecnologia informatica nella vita di tutti i giorni e la rapidità con cui questi sistemi crescono ha reso fondamentale la disponibilità di spazi opportunamente configurati in termini di potenza elettrica e capacità di condizionamento.

Per via dei continui aumenti dei costi dell'energia e della crescente sensibilità in termini di sostenibilità e salvaguardia dell'ambiente, i gestori di *Data Center* negli ultimi anni hanno posto come obiettivo l'individuazione di logiche di gestione in grado di limitarne i consumi. Per perseguire un considerevole risparmio energetico, le attenzioni sono rivolte all'abbattimento dei costi per il condizionamento, che rappresenta più di un terzo del consumo energetico totale. Le tipologie di sistemi di raffrescamento dell'aria disponibili per i *CED* sono molteplici e negli ultimi anni l'interesse si è spostato verso quelle tecnologie che consentono lo sfruttamento delle risorse ambientali esterne (e.g. *Free-Cooling*) capaci di apportare notevoli benefici in termini di riduzione dei consumi. Tuttavia, l'abbattimento dei consumi del sistema di condizionamento deve avvenire nel rispetto delle condizioni operative richieste e, a tal proposito, i *Data Center* sono tenuti a rispettare i vincoli relativi alle condizioni termigrometriche dell'aria ambiente, suggeriti dall'*ASHRAE* [1] e dall'*ETSI* nella norma ETSI EN 300 019-1-3, [2]. Inoltre la diversità dei componenti che costituiscono i sistemi di raffreddamento ne determinano la natura eterogenea e rendono difficoltose le operazioni connesse alla gestione di impianti di questo tipo.

Si può risparmiare energia adottando sistemi e logiche di controllo sempre più efficienti, garantendo comunque i livelli di continuità e disponibilità attese. A tal fine, si può fare affidamento su un approccio olistico, in grado di riconoscere l'interdipendenza dei vari componenti del *Data Center*. In questo contesto si inserisce il lavoro svolto in questa tesi, che pone l'attenzione sulle possibilità offerte dallo sviluppo di modelli matematici per simulare il funzionamento dell'unità *CRAC* adibita al condizionamento.

Al fine di ottenere un ambiente di simulazione utile al progetto e alla verifica di efficienti strategie di regolazione per sistemi *CRAC* che assicurino al tempo stesso il rispetto delle specifiche e dei vincoli operativi nonché il risparmio energetico, si è sviluppato un modello termico di tipo *dinamico a parametri concentrati*. Esso è ottenuto come compromesso tra accuratezza e semplicità ed è adeguato per descrivere i fenomeni e le dinamiche di interesse. Il modello termico *CRAC* comprende un sistema di *Raffreddamento Adiabatico*

Indiretto (costituito da un dispositivo umidificatore adiabatico, uno scambiatore di calore aria-aria e da ventilatori centrifughi che movimentano l'aria), una *computers room*, nonché i carichi termici/disturbi ed è stato sviluppato in MATLAB[™] /SIMULINK[®]. Il sistema di *Raffreddamento Adiabatico Indiretto* è caratterizzato da dinamiche veloci rispetto a quelle di interesse relative alla condizioni termoigrometriche della *computers room* (e.g. temperatura, umidità) e si è perciò scelto di modellizzare i suoi componenti con dei modelli *statici*. In particolare si sono impiegati dei modelli a *scatola grigia* dove la struttura del modello è fissata in base al primo principio e alcuni parametri incogniti sono stimati a partire da dati misurati relativi al funzionamento reale. Per quanto concerne invece la sala *CED* si è derivato un modello termico di tipo *dinamico a parametri concentrati* che considera i fenomeni di scambio termico e di conservazione della massa dell'aria e descrive le dinamiche delle temperature e dell'umidità. I carichi termici interni sono modellizzati in funzione dell'utilizzo della componente *IT* (Information technology) del *CED*.

Nel Capitolo 1 sono descritte le caratteristiche dei *CED* in relazione alle soluzioni architettoniche generalmente adottate e ai componenti dislocati al suo interno. Successivamente sono illustrati i principali sistemi di condizionamento utilizzati, in particolar modo i sistemi *Free-Cooling*, e le problematiche relative al rispetto dei vincoli operativi. Infine sono presentati i criteri tipici per la valutazione delle prestazioni energetiche dei *CED*.

Nel Capitolo 2 si descrivono le tipologie di modelli matematici considerate e se ne illustrano i requisiti e le problematiche. Particolare attenzione è posta sui modelli First-Principle Data-Driven (FPDD), i quali combinano i vantaggi legati ai modelli fisici, basati sui principi primi che descrivono i processi considerati, con quelli derivanti dalla modellizzazione ottenuta tramite il trattamento, secondo logiche opportune, dei dati a disposizione e relativi al funzionamento reale dei dispositivi.

Nella prima parte del Capitolo 3 è descritta la derivazione e la validazione del modello *statico a parametri concentrati* dell'umidificatore, ricavato ipotizzando un'analogia con i processi che regolano lo scambio termico negli scambiatori di calore, a partire da quanto proposto da Fonseca e Cuevas in [3]. Si procede poi con la descrizione delle fasi di definizione e validazione del modello *statico a parametri concentrati* di uno scambiatore aria-aria compatto, ottenuto considerando sia il fenomeno di scambio di calore sensibile che il processo di scambio di calore latente legato al verificarsi della condensazione. Quest'ultimo è modellizzato secondo la teoria sviluppata da Threlkeld *et al.* in [4]. Successivamente sono illustrati i modelli *statici* dei ventilatori. Infine, è costruito il modello *dinamico a parametri concentrati* della sala *CED*, il modello *statico* del carico termico dovuto ai dispositivi in essa alloggiati e il modello *statico a parametri concentrati* delle perdite di carico causate all'immissione dell'aria in ambiente.

Nella Capitolo 4 si presenta un esempio di impiego dell'ambiente di simulazione del sistema *CRAC* per scopi di risparmio energetico. Definiti i vincoli sulle modalità operative e sulle condizioni termoigrometriche desiderate per il *CED*, è possibile simulare il comportamento dell'intero sistema e valutarne i consumi. Si possono quindi individuare quali siano le condizioni operative, i comandi e le regolazioni più efficienti che assicurano il soddisfacimento dei vincoli minimizzando al tempo stesso il consumo energetico.

La tesi si conclude con un capitolo dedicato all'analisi dei risultati e ai possibili sviluppi futuri.

Il Centro di Elaborazione Dati

1.1 Introduzione

I *Centri di Elaborazione Dati* (*CED* o *Data Centers*) sono grandi strutture che ospitano un massiccio numero di apparecchiature informatiche¹ e l'infrastruttura di supporto associata. I sottosistemi informatici che costituiscono l'anima dei *Data Center* sono i server e possono servire a molteplici scopi, per esempio il calcolo interattivo, il calcolo di tipo batch e le transazioni in tempo reale. Questi si occupano di fornire servizi all'utente finale, mentre l'infrastruttura di supporto provvede a garantire la necessaria continuità dell'alimentazione elettrica alle apparecchiature per il funzionamento e il loro opportuno raffrescamento. Tra gli altri sottosistemi informatici vi sono i dispositivi di archiviazione dati, i dispositivi di rete e i sistemi di supervisione e controllo operativo dell'impianto. L'infrastruttura di supporto include le unità di alimentazione (*Power Supply Units - PSU*) e distribuzione dell'energia elettrica (*Power Distribution Units - PDU*), i gruppi di continuità (*Uninterruptible Power Supplies - UPS*), le batterie, l'impianto di illuminazione, i cablaggi, l'impianto antincendio e altri dispositivi di sicurezza, e l'impianto di condizionamento. Quest'ultimo comprende le unità *CRAC* (*Computer Room Air Conditioning*, macchine per il condizionamento dell'aria dei locali che ospitano i server) e i sottosistemi ad esse associati, come chiller, torri di raffreddamento, condensatori, condutture, gruppi di pompe, tubazioni e sistemi di raffreddamento per rack o file di rack, ventilatori per la movimentazione dell'aria all'interno dei server. Ogni *CED* dispone di risorse ridondanti rispetto a quelle necessarie al suo funzionamento, sia sotto il punto di vista energetico che infrastrutturale. Questo è dovuto al fatto che i *CED* sono diventati dei nodi cruciali per il corretto funzionamento dell'economia e della finanza mondiale ed è necessario che siano quasi sempre raggiungibili e che riducano al minimo le possibilità di perdita dei dati.

I dispositivi *IT* possono essere visti come l'utilizzatore finale dell'energia messa a disposizione del Data Center, rispetto al quale assolvono il compito di svolgimento delle operazioni di calcolo. Il loro funzionamento è strettamente dipendente dalla presenza di un adeguato sistema di alimentazione e condizionamento: il primo deve garantire la continuità e la stabilità del sostentamento di energia elettrica, mentre il secondo deve smaltire il calore prodotto dai vari dispositivi, evitando surriscaldamenti che potrebbero portare a interruzioni del funzionamento dei sistemi o addirittura a danni permanenti alle apparecchiature, con i relativi danni per il blocco delle attività. Per la scelta dei server con tutti i

¹ *Information Technology (IT) Systems*

loro componenti è preferibile riferirsi al rapporto tra la frequenza di operazioni eseguite e la potenza assorbita, piuttosto che far riferimento al solo punto di vista delle prestazioni, in termini di velocità di calcolo. È bene tener presente che la scelta di un server efficiente porta con sé dei vantaggi indiretti: una minore richiesta di potenza elettrica di cui garantire qualità e continuità e una minore produzione di calore che deve essere smaltito dall'impianto di raffreddamento.

L'alimentazione in ingresso ai sistemi informatici deve essere continua e di qualità elevata, per cui i dispositivi preposti a tale compito devono ridurre il più possibile gli elementi di disturbo presenti nell'energia elettrica che possono danneggiare le macchine o interferire con il loro funzionamento. Le principali apparecchiature della catena di alimentazione elettrica sono:

- unità di distribuzione dell'alimentazione (*PDU*): hanno la funzione di distribuire l'alimentazione nelle varie unità presenti nella sala. In fase di progettazione è molto importante la scelta della loro posizione in relazione alle modalità con cui si prevede di eseguire il passaggio dei cavi di alimentazione. Inoltre è opportuno scegliere *PDU* nelle quali sia presente anche un sistema di monitoraggio per la visualizzazione dei consumi istantanei delle apparecchiature collegate e possibilmente dotati anche di interfacciamento con la rete, al fine di monitorare l'efficienza energetica del *CED* da remoto;
- alimentatori (*PSU*): servono a trasformare la corrente da alternata (*CA* o *AC* in inglese) a continua (*CC* o *DC* in inglese) adeguando i livelli di tensione dell'energia elettrica fornita ai server. In funzione dell'efficienza del dispositivo, la trasformazione *AC/DC* comporta la dissipazione di una parte di energia che dipende dal carico richiesto. Dato che ciascun server è dotato di un'unità di alimentazione e visto l'elevato numero di server presenti nei centri di calcolo, ciò si traduce in perdite significative che contribuiscono a diminuire l'efficienza energetica del sistema elettrico di alimentazione, incrementando il carico termico da dissipare;
- gruppi di continuità (*UPS*): devono garantire un'efficienza elevata e la massima protezione del carico da disturbi e discontinuità di alimentazione. Gli *UPS* disponibili sul mercato si dividono in statici e dinamici o rotanti;
- batterie: rappresentano uno degli elementi più critici della catena di alimentazione, poiché devono intervenire nei momenti di totale interruzione della fornitura di energia elettrica da parte della rete in casi di emergenza e senza preavviso. Pertanto, è importante mantenere sempre sotto controllo la loro carica ed il corretto funzionamento. Nei *CED* le batterie sono generalmente abbinate ai gruppi *UPS* che provvedono anche alla loro ricarica. La tipologia più diffusa è quella degli accumulatori stazionari;
- cavi: a seconda del segnale che devono trasportare, i cavi di un *Data Center* si dividono in due principali tipologie: in rame e in fibra ottica. Nel caso di una sala *CED* ad elevata densità di potenza conviene separare i cavi di trasmissione dati da quelli per l'alimentazione elettrica, per evitare possibili disturbi che possono comportare malfunzionamenti.

L'uso razionale e sostenibile delle risorse energetiche rappresenta una delle maggiori sfide degli ultimi anni. Allo stesso tempo la tecnologia informatica è diventata indispensabile nella vita di tutti i giorni. Ad oggi la quantità di dati scambiati raddoppia ogni

due anni, pertanto l'efficienza energetica e la maggior disponibilità di servizi *IT* devono crescere parallelamente. I costi energetici dei *CED* sono divenuti un fattore centrale nella gestione dell'*IT* e delle infrastrutture. L'obiettivo dei gestori di *Data Center* è la massimizzazione dell'efficienza nel rispetto di una serie di vincoli operativi e vincoli sulla affidabilità e disponibilità dei servizi forniti. L'elevato numero e la natura eterogenea di questi vincoli rendono complesse le operazioni di controllo del *CED*. Le notevoli potenzialità espresse in termini di risparmio economico ed energetico dai vari approcci di controllo ha posto il problema al centro dell'attenzione. Al fine di favorire l'incremento di efficienza sono stati sviluppati e usati nuovi algoritmi/sistemi di controllo e una vasta gamma di tecnologie. In questo contesto, la capacità di implementare algoritmi di controllo basati su modelli matematici dei dispositivi dell'impianto assume un ruolo cruciale, in quanto sono in grado di apportare notevoli miglioramenti alle attuali strategie di controllo attraverso lo sfruttamento delle informazioni relative alle modalità con cui le condizioni al contorno e i disturbi (e.g. condizioni ambientali, carico computazionale, etc.) influiscono sul consumo globale di energia elettrica e sulla qualità del servizio fornito all'utente.

1.2 Architettura

L'efficienza di un *Data Center* e il funzionamento del sistema di condizionamento sono fortemente influenzati dalla scelta del luogo in cui si sceglie di realizzare l'impianto e dalla sua architettura. Oggigiorno l'obiettivo del processo di progettazione architettonica dell'edificio non è più quello di adattare il centro di calcolo alle caratteristiche della sala, bensì è l'edificio ad essere costruito in base alle esigenze delle apparecchiature: l'architettura viene scelta in relazione alle specifiche dei dispositivi considerati. Un esempio, è il *CED CLUMEQ* realizzato in Canada in cui l'edificio è stato realizzato in modo tale che il *Data Center* sia modulabile, sfruttando le potenzialità offerte dal *Free-Cooling* per contenere la richiesta di energia di condizionamento e la possibilità di recuperare il calore prodotto dal materiale elettronico. La struttura ha forma cilindrica e le macchine sono disposte in modo circolare, concentrando così nel centro la zona calda dalla quale è possibile recuperare calore, figura 1.1.

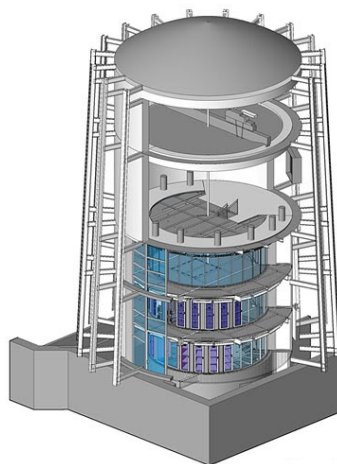


Fig. 1.1: Centro di Elaborazione Dati *CLUMEQ* costruito nella provincia canadese del Québec.

Nella fase di progettazione è fondamentale valutare il fabbisogno energetico evitando di incorrere in sovradimensionamenti che potrebbero comportare un inutile spreco di risorse. La progettazione di un *Data Center* energeticamente efficiente è un'operazione che richiede grande attenzione e ingenti investimenti, ma può comportare notevoli vantaggi in fase di gestione. I dispositivi che compongono un centro di calcolo sono numerosi, ognuno dei quali non deve essere scelto in maniera autonoma, ma in funzione dell'intera struttura. I *CED* possono essere realizzati all'interno di altre strutture (situazione più comune) o possono richiedere edifici dedicati. In entrambi i casi è importante valutare correttamente i flussi di energia interni, elettrici e termici. I tre fattori principali da considerare nella fase di progettazione di un *Data Center* sono [5]:

- affidabilità, garantita dalla ridondanza delle apparecchiature;
- scalabilità, assicurata dall'uso di componenti modulari, in grado di permettere l'adattamento a situazioni che possono mutare nel tempo e di evitare inutili sovradimensionamenti;
- scelta di macchine e strumentazioni ad alta efficienza.

Questi aspetti devono essere considerati durante la fase di scelta dei componenti, sia che si tratti dei dispositivi informatici, che di componenti della catena di alimentazione o di parti dell'impianto di condizionamento. Nello specifico, le principali caratteristiche da tenere presente durante la realizzazione del progetto sono [6]:

- la posizione della sala all'interno della struttura in caso di nuova costruzione, scelta in modo da ridurre al minimo il carico termico introdotto dagli apporti solari (eventualmente contrastabili attraverso schermature appropriate) o, se presenti, da reparti produttivi adiacenti. Questo aspetto, se non tenuto in considerazione, è in grado di incidere negativamente sull'affidabilità e sull'efficienza del *Data Center*;
- la facilità di alimentazione della struttura: nel caso di un edificio dedicato è necessario analizzare l'eventuale possibilità di costruirlo vicino a centrali elettriche e cabine di trasformazione. È consigliabile favorire la collocazione in una zona che renda agevole l'allacciamento alla rete elettrica, possibilmente senza limiti di potenza richiedibile così da permettere eventuali successive espansioni;
- la vicinanza della struttura a corsi o bacini d'acqua per lo smaltimento del calore;
- la vicinanza a bande di rete con percorsi ridondanti per avere un'alta disponibilità di sistemi informatici;
- la facilità di accesso alla struttura, strettamente legata ad aspetti come la viabilità, la vicinanza ai centri urbani, etc);
- la valutazione dei costi delle infrastrutture immobiliari;
- l'altezza della sala: dev'essere tale da permettere un agevole passaggio dei cavi e delle tubazioni;
- la presenza di un pavimento flottante o di un controsoffitto per il passaggio dell'aria trattata dalle unità di raffreddamento;

- la collocazione dei cablaggi e delle tubazioni deve consentire un facile accesso per le operazioni di manutenzione in caso di guasti e malfunzionamenti;
- la protezione di tutti i componenti da possibili disturbi esterni e da rischi di interruzione o manomissione;
- la possibilità di installazione di un sistema di *Free-Cooling*: questo aspetto è legato soprattutto alla località geografica in cui si desidera realizzare una nuova struttura o si vuole ristrutturare un *CED* esistente;
- la valutazione della possibilità di recupero del calore prodotto e della sua utilizzazione.

Normalmente i dispositivi informatici sono collocati all'interno di 'armadi' detti rack² che vengono disposti uno di fianco all'altro componendo delle file, distanziate tra loro al fine di consentire il passaggio degli operatori. La disposizione dei rack è uno dei fattori fondamentali per l'analisi dell'efficienza della sala *CED*, in base alla quale avviene il dimensionamento sia dell'impianto di condizionamento che di quello elettrico. Infatti le strumentazioni devono essere collocate in modo da semplificare sia il loro collegamento che il passaggio dell'operatore per facilitare gli interventi di manutenzione o emergenza. Nel caso in cui lo spazio a disposizione sia limitato è necessario provvedere ad ottimizzarlo per evitare il trasferimento dei server in un altro luogo, con il rischio di incorrere in costi notevolmente maggiori. Per cercare di risolvere problemi di spazio è possibile impiegare le unità *server blade*, ovvero una particolare tipologia di server che include un'elevata concentrazione di componenti informatici che condividono gli organi ausiliari (alimentatori e ventilatori). La loro configurazione è tale da poterli considerare come veri e propri 'concentrati' di componenti, appositamente studiati per contenere l'ingombro. Dal punto di vista funzionale questi sistemi presentano un aumento delle potenzialità di calcolo in un minore spazio. Questo comporta una maggiore produzione di calore rispetto ai server tradizionali, fino a 28 kW/rack , e portano alla formazione di zone calde ('hot spots') nelle quali è necessario prevedere particolari sistemi di raffreddamento. Peraltro i *server blade* garantiscono un risparmio complessivo rispetto alla configurazione classica di circa il 10%, a parità di potenza di calcolo.

In alcuni casi nella stessa sala server si possono avere zone ad *alta* e *bassa densità*. Queste zone comportano carichi termici differenti che richiedono l'utilizzo di sistemi di raffreddamento appropriati. In prima approssimazione si possono considerare zone ad *alta densità* quelle in cui si ha una potenza elettrica installata per ogni rack maggiore di $5-6 \text{ kW}$, mentre si considerano a *bassa densità* le zone in cui la potenza arriva fino a circa 4 kW/rack , [5].

È bene notare che una disposizione inadeguata dei server nella sala obbliga a movimentare una quantità di aria molto maggiore rispetto a quella effettivamente richiesta dall'apparecchiatura *IT*. Per esempio, la classica configurazione a *corridoi caldi/freddi* sovente può esibire questo tipo di problematica e costringe il sistema di raffreddamento a produrre aria più fredda di quella effettivamente necessaria per l'apparecchiatura *IT*. Questo fenomeno è dovuto al fatto che generalmente la regolazione avviene sulla temperatura della sala e non su quella dei componenti. La configurazione fisica può persino comportare

² I rack contengono dei cassetti di dimensione standard in ciascuno dei quali è alloggiata una scheda hardware, che può essere l'equivalente di un componente specializzato o di un computer autonomo o semiautonomo. Questo permette di organizzare meglio gli spazi e di gestire adeguatamente l'alimentazione.

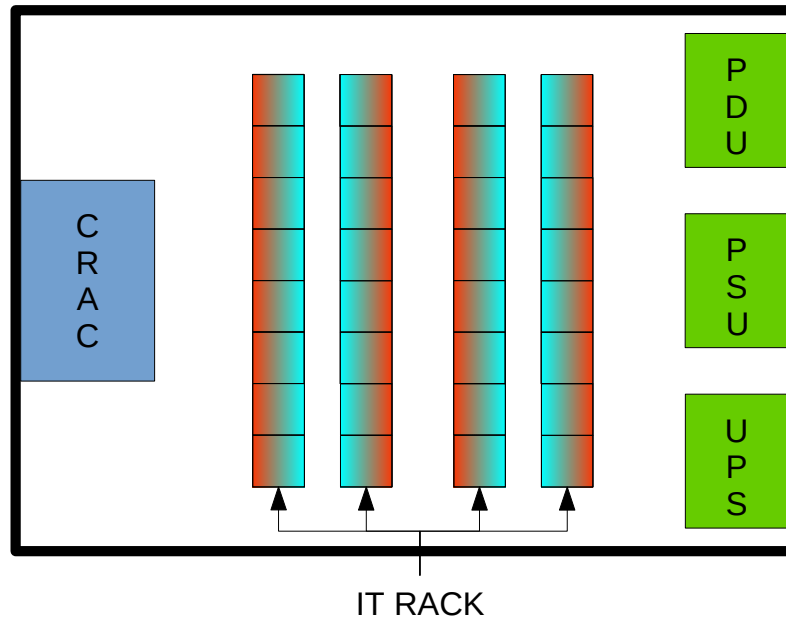
situazioni in cui le diverse unità di raffreddamento si trovano ad operare in contrasto tra loro. Una situazione tipica è quella in cui si hanno alcune unità di raffreddamento di una stessa sala che lavorano umidificando l'aria ambiente e altre che lavorano in deumidificazione, determinando un abbassamento del livello di efficienza complessivo. Inoltre, l'attuale tendenza ad aumentare la densità di alimentazione nelle sale *CED* (nuove o ammodernate) amplifica simili inefficienze, causando inutili sprechi di energia.

Per questi motivi, la fase di progettazione architettonica del *Data Center* ha assunto un ruolo fondamentale, in quanto è in grado di ottimizzare sistematicamente la configurazione fisica riducendo notevolmente i consumi. Oggigiorno l'ottimizzazione della disposizione delle apparecchiature del *CED* è agevolata dall'utilizzo di software *CAD* (*Computer Aided Design*), che consentono di automatizzare alcune operazioni di progetto rendendo il lavoro più semplice e rapido.

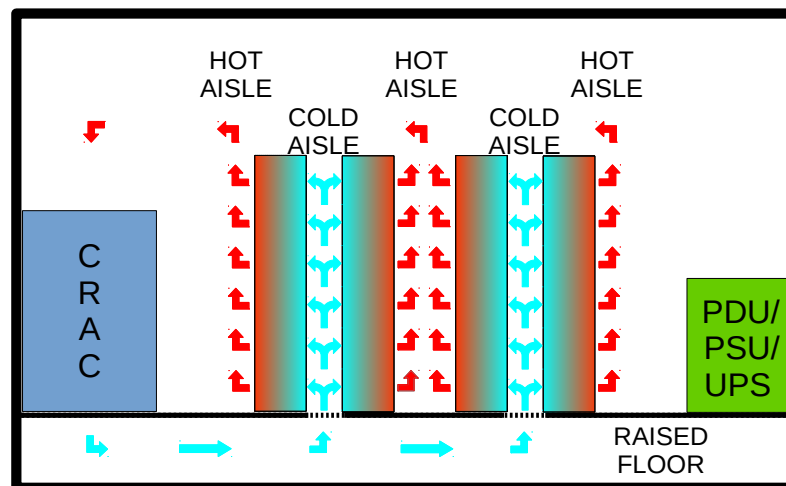
In figura 1.2 è proposta la configurazione a *corridoi caldi/freddi* (*Hot-Cold Aisles*), in cui l'aria in uscita dal sistema *CRAC* viene immessa in un plenum realizzato sotto al pavimento rialzato della stanza e fatta entrare nei *corridoi freddi* tra due file consecutive di rack attraverso delle piastrelle perforate per effetto della pressione statica che si crea all'interno del plenum. Si crea così un 'muro' di aria fredda dal quale le ventole frontali dei server attingono per soffiare l'aria di raffreddamento sull'hardware dei server. Le correnti in uscita sfociano dal retro degli apparati in un corridoio caldo condiviso con un'altra fila di server. Quindi, ogni fila di rack condivide un corridoio freddo e uno caldo con le file adiacenti.

1.2.1 Disposizione dei rack

La disposizione delle unità rack è in grado di influenzare notevolmente le prestazioni dei sistemi di raffreddamento tradizionali, in cui l'immissione di aria fredda avviene attraverso bocchette o piastre forate poste sul pavimento flottante. In questa situazione è fondamentale ottimizzare i flussi di aria in relazione alle unità presenti e alle potenze installate, posizionando correttamente le mattonelle dalle quali fuoriesce aria fredda al fine di evitare fenomeni di miscelazione tra l'aria calda in uscita dalle apparecchiature *IT* e quella fredda proveniente dal pavimento. Posizionare i diffusori senza la dovuta accortezza potrebbe anche rendere inutile la separazione tra corridoio caldo e freddo limitandone i vantaggi, pertanto i diffusori di mandata devono essere posizionati il più vicino possibile alle prese d'aria delle macchine mantenendo l'aria fredda nei corridoi freddi. Quindi, in caso di distribuzione dell'aria sotto il pavimento, le mattonelle forate devono essere sistemate solo nei corridoi freddi. Le stesse osservazioni valgono nel caso di distribuzione effettuata dall'alto, in cui i diffusori devono essere collocati solo sopra i corridoi freddi, assicurandosi che il flusso sia diretto verso il basso andando a cadere nel corridoio freddo. Per evitare sprechi inutili, i diffusori in prossimità degli armadi spenti devono essere chiusi. Per scongiurare il rischio di indesiderate riduzioni o inversioni del flusso è buona norma quella di utilizzare un semplice misuratore della velocità dell'aria che permetta di controllare se il diffusore sia sistemato in modo da garantire la corretta pressione statica. Per quanto riguarda la ripresa dell'aria calda in uscita dalle apparecchiature, questa deve avvenire con estrema precisione per fare in modo che non si verifichi miscelazione con il flusso freddo in ingresso. In alcuni casi la ripresa può avvenire attraverso bocche di ripresa poste sopra il corridoio caldo che portano l'aria all'interno di un controsoffitto. In alternativa è possibile realizzare un sistema di canalizzazione dell'aria collegato alle unità *CRAC*. I fenomeni di miscelazione tra aria calda e fredda sono quasi inevitabili nei casi in cui la conformazione della sala *CED*



(a) Pianta del Centro di Elaborazione Dati.



(b) Approccio a corridoi caldi/freddi.

Fig. 1.2: Esempio di Centro di Elaborazione Dati con approccio a corridoi caldi/freddi.

non permetta di realizzare né il pavimento flottante né il controsoffitto, rendendo necessario raffreddare l'intera aria all'interno della sala con una richiesta di energia sicuramente maggiore. In questi casi diventa fondamentale generare comunque un movimento separato di aria calda rispetto a quella fredda attraverso l'ottimizzazione della disposizione degli rack. La corretta disposizione delle grate di immissione, delle bocche di ripresa e delle unità *CRAC* è uno dei punti più importanti per l'efficienza energetica di un *Data Center*. Nelle installazioni esistenti le inefficienze del sistema di distribuzione e ripresa dell'aria sono spesso rimediabili attraverso interventi, semplici ed economici, di canalizzazione dell'aria calda o fredda al fine di evitare miscele dell'aria.

L'attuale tendenza a dotare ogni armadio di apparecchi sempre più compatti (e.g. *server blade*) comporta un notevole incremento di potenza richiesta da ciascun rack, determinando un forte aumento della quantità di calore da dissipare con densità puntuale o uniforme all'interno della sala *CED*. In questo caso i sistemi con immissione d'aria da pavimento flottante non sono sufficienti per coprire il carico di intere sale server composte da rack ad elevata densità, rendendo necessaria l'installazione, nella fila o nel rack, di nuovi sistemi di raffreddamento a liquido o integrati. Se invece il numero di nuclei ad elevata densità è contenuto, è opportuno distribuirli in modo omogeneo sull'intera superficie in modo da evitare la formazione di punti caldi.

Per ovviare a questi problemi si possono utilizzare sistemi di canalizzazione dell'aria tali da garantire una adeguata quantità di aria fredda in modo da evitare pericoli di surriscaldamento nelle zone più calde. In alternativa, se i rack a elevata densità di potenza sono numerosi, è possibile anche avvicinarli e creare un'isola calda a più alta temperatura e impiegare sistemi di raffreddamento dedicati in grado di integrarsi o addirittura di sostituire il sistema di raffreddamento già esistente (e.g. unità di raffreddamento per file da integrare tra due armadi, rack con uno scambiatore di calore disposto internamente).

1.2.2 Disposizione dei sistemi di cablaggio

Un altro aspetto molto importante da tenere in considerazione nel progetto di *Data Center* è la collocazione dei sistemi di cablaggio: la presenza di un considerevole numero di apparati comporta un'elevata densità di cavi. L'ottimizzazione è eseguita a più livelli: all'interno del rack in cui sono posizionate le apparecchiature IT, nel collegamento delle macchine all'interno della sala e in quello con gli elementi esterni alla sala. Non vanno sottovalutati i vantaggi energetici che derivano da una corretta disposizione dei principali collegamenti tra singoli cabinet e server. Generalmente, se si utilizza un sistema di raffreddamento ad aria, vengono sfruttati gli spazi in cui passa il flusso d'aria refrigerata (pavimenti flottanti o controsoffiti) per far passare anche i cavi. In questo caso è necessario assicurarsi che la loro posa non ostruisca il fluire dell'aria di raffreddamento. L'ostruzione determinerebbe un aumento delle perdite di carico con conseguente incremento della spesa energetica dei ventilatori. È opportuno realizzare anche il collegamento delle singole macchine server in modo ordinato così da non ostacolare il passaggio dell'aria di raffreddamento all'interno della macchina, favorendo al tempo stesso anche gli interventi di manutenzione ed emergenza.

1.2.3 Sistema di illuminazione

Nell'ottica del risparmio energetico, bisogna prevedere l'utilizzo di sistemi di illuminazione efficienti, tenendo presente che la potenza assorbita dal sistema di illuminazione,

oltre a costituire un consumo diretto, comporta un ulteriore apporto termico da dissipare. Oggigiorno si sfruttano impianti di illuminazione a *LED* (*Light Emission Diode*), che rappresentano la tecnologia più efficiente nel campo dell'Illuminotecnica e garantiscono consumi ridotti, efficienza luminosa in termini di rapporto tra il flusso luminoso e la potenza assorbita, e lunga durata (oltre 50000 *h*) non influenzata dal numero di accensioni e spegnimenti.

Anche per questi sistemi la gestione risulta importante; evitando accensioni inutili e ricorrendo a sistemi di controllo automatici dotati di dispositivi (sensori di presenza, temporizzatori, etc.) in grado di garantire l'accensione e il livello di illuminamento minimo necessario.

1.2.4 Approccio modulare

In passato i componenti dei *CED* venivano implementati singolarmente, ma questo comportava la realizzazione di un'infrastruttura complessa e ingestibile poiché composta di dispositivi non ottimizzati per funzionare in maniera coordinata. La gestione di questi componenti risultava particolarmente complessa a causa della necessità di combinare più sistemi di gestione che non sempre garantivano il livello di controllo necessari per un funzionamento ottimale. Per ovviare a questo tipo di problema e per garantire una adeguata ridondanza di risorse in termini di alimentazione elettrica e di unità di raffreddamento, negli ultimi anni in fase di progetto dell'architettura del *Data Center* si opta per una logica modulare, in cui i sistemi *IT* e i dispositivi di supporto sono raggruppati e disposti in molteplici zone indipendenti tra loro, [7]. La modularità può essere definita come una tecnica per la realizzazione di sistemi di grandi dimensioni attraverso sottosistemi più piccoli in cui ciascuna zona è dotata dei propri sottosistemi *IT* e della propria infrastruttura di supporto, interfacciati opportunamente tra loro. Sebbene la soluzione di collegare insieme tutti i sottosistemi in moduli completi e indipendenti non sia praticabile, l'architettura di un *Data Center* modulare deve prevedere la possibilità di raggruppare i sottosistemi in modo da poterli distribuire in modo logico e coerente. Il collegamento dei moduli è una proprietà dell'architettura dei *Data Center* che definisce la modalità con cui i diversi sottosistemi interagiscono. A differenza di quanto accadeva in passato, quando il concetto di interrelazione influenzava solo marginalmente il progetto delle capacità globali del *CED* (e.g. la capacità totale dei refrigeratori, la quadratura, la capacità dei moduli *CRAC*, etc.), l'odierno approccio modulare coinvolge tutti gli elementi dell'impianto, concentrandosi su più aspetti come la modularità dei dispositivi, la modularità dei sottosistemi e l'interrelazione dei moduli. Questo, oltre ad aumentare l'efficienza del *CED*, ha reso possibile anche la standardizzazione delle caratteristiche progettuali dei vari dispositivi, i quali devono presentare specifiche tali da eliminare o semplificare le attività di pianificazione e adattamento, garantendo la possibilità di ampliamenti rapidi del *Data Center*.

1.3 Sistema di Raffreddamento

Il progetto del sistema di raffreddamento deve rispondere alle reali necessità della sala server evitando inutili sovradimensionamenti, prevedendo l'installazione di macchine in ridondanza per garantire il più alto grado possibile di sicurezza e continuità del *CED*. A tal fine, i parametri principali da tenere in considerazione sono:

- la potenza termica totale da dissipare che è sviluppata da tutte le apparecchiature presenti;
- la distribuzione spaziale della potenza termica da dissipare con individuazione delle aree più calde della sala;
- la temperatura di funzionamento delle macchine;
- la tipologia del sistema di raffreddamento da utilizzare;
- la possibilità di sfruttare il *Free-Cooling*.

In fase di progettazione è possibile disporre di software di simulazione dei carichi termici e degli impianti di condizionamento. Un esempio è rappresentato dai software *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) in grado di descrivere i fenomeni termofluidodinamici che interessano la movimentazione dei flussi d'aria, i quali possono servire per scegliere la migliore disposizione del sistema di bocchette di immissione dell'aria fredda e di ripresa dell'aria ambiente esausta.

Un impianto di condizionamento ad alta efficienza deve soddisfare requisiti del tipo:

- controllo continuo e preciso delle condizioni termoigrometriche (temperatura e umidità) dell'aria in vicinanza degli apparecchi IT;
- sistema di regolazione ottimizzato in base alle effettive richieste delle macchine;
- impianto di condizionamento con componenti ad alta efficienza.

Altresì, è opportuno valutare la possibilità di utilizzare sistemi di raffreddamento differenti in funzione delle esigenze delle singole aree della sala, nel caso in cui al suo interno vi sia una distribuzione fortemente disomogenea dei carichi termici per unità di superficie (kW/m^2) o per unità di armadio rack ($kW/rack$).

È possibile eseguire una prima classificazione di questi sistemi proprio in relazione alla densità di carico, [5]:

- **Sale a bassa densità di potenza:** l'aria fredda è prodotta da varie unità *CRAC*, situate ai lati della sala, oppure da sistemi centralizzati. I flussi d'aria investono le macchine passando attraverso un pavimento flottante o un controsoffitto, garantendo il raffreddamento delle apparecchiature, a fronte di un notevole incremento degli ingombri. In questo caso è di fondamentale importanza la separazione del flusso dell'aria calda di ritorno dalle macchine e di quello dell'aria fredda immessa. Per questo motivo si creano corridoi di aria calda alternati a corridoi di aria fredda, nei quali sono presenti le bocchette di immissione dell'aria, e per scongiurare il rischio di miscelazione dei due fluidi è possibile chiudere completamente il corridoio caldo/freddo o deviare i flussi installando dei pannelli in posizioni opportune. Inoltre, per separare completamente i corridoi, è possibile creare una serie di canalizzazioni con bocchette di ripresa che riportano l'aria calda alle unità *CRAC*. Questa tipologia di impianto di raffreddamento è sufficiente per potenze termiche da dissipare per ogni armadio fino a $3 - 4 kW/rack$;
- **Sale ad alta densità di potenza:** se la potenza installata per ogni rack supera i $5 - 6 kW/rack$ può diventare indispensabile l'uso di sistemi di raffreddamento puntuali, situati in prossimità delle sorgenti di calore. In questo caso le principali soluzioni tecnologiche utilizzate sono:

- sistemi di raffreddamento per file;
- sistemi di raffreddamento per unità (o rack);
- sistemi di raffreddamento a liquido diretto sul componente all'interno del server.

I sistemi appena elencati possono integrarsi con un sistema di raffreddamento classico a bassa densità o sostituirlo completamente. In quest'ultimo caso non è richiesta la presenza di un pavimento flottante per il passaggio dell'aria.

I principali vantaggi dei rack ad alta densità sono:

- minori costi di gestione, poiché si opera asportando calore solo localmente;
- minor ingombro.

In relazione alle soluzioni impiantistiche appena illustrate è possibile operare una seconda classificazione dei sistemi di raffreddamento:

- impianti ad aria centralizzata: possono essere costituiti da più unità di condizionamento indipendenti posizionate a lato della sala (*CRAC* e *HVAC-Heating, Ventilation, Air Conditioning*) e aventi un sistema di regolazione comune, o da sistemi centralizzati *UTA* (*Unità di Trattamento Aria*). Questa seconda soluzione è potenzialmente la più vantaggiosa in termini di risparmio energetico, data la possibilità di usare motori e ventilatori più grandi caratterizzati da una maggiore efficienza, e di spazio occupato nella sala, poiché permette di evitare l'installazione di altre unità. Generalmente impianti di questo tipo vengono leggermente sovradimensionati, comportandone spesso un funzionamento parzializzato durante l'operatività. La distribuzione dell'aria avviene attraverso condutture disposte in maniera tale da minimizzare la caduta di pressione e quindi la spesa energetica dei ventilatori. Per questo motivo le condotte usate nei *CED* sono solitamente più grandi di quelle utilizzate nei sistemi di condizionamento per gli uffici, dato che il funzionamento nei Data Center avviene per un tempo (numero di ore annuo) molto più elevato. Le *UTA* sono collocate frequentemente sopra al tetto dell'edificio consentendo di svolgere le attività di manutenzione al di fuori della sala server. Inoltre, il basso numero dei componenti dell'impianto e la loro collocazione in un'unica zona dell'edificio consente di ridurre la frequenza degli interventi e di aumentare la facilità di esecuzione delle operazioni di manutenzione e di riparazione in caso di guasti.

La ridondanza è garantita utilizzando due unità in parallelo, dimensionate in modo che ciascuna sia in grado di coprire tutto il fabbisogno della sala in caso di guasto dell'altra.

Per una regolazione più precisa dell'impianto, invece di rilevare la temperatura dell'aria della stanza, conviene utilizzare dei sensori di temperatura posizionati all'interno dei rack. La posizione di questi sensori è molto importante per avere un dato che rispecchi le reali necessità operative del *CED*. Oltre alla temperatura è fondamentale tenere sotto controllo anche il livello di umidità dell'aria: un'umidità troppo elevata può dare origine a fenomeni di condensazione mentre un'umidità troppo bassa favorisce la possibilità di insorgere di scariche elettriche potenzialmente dannose per le apparecchiature elettroniche;

- sistemi di raffreddamento per file: sono unità di condizionamento utilizzate in sistemi con densità di potenza elevata e installate tra due rack per coprire il carico di

raffreddamento non garantito dall'impianto ad aria centralizzata. In questo modo si evita di occupare lo spazio che sarebbe richiesto se le unità fossero collocate lungo il perimetro riducendo lo spazio percorso dai flussi d'aria e diminuendo la miscelazione delle correnti di aria calda e aria fredda. Si ottiene così una distribuzione prevedibile dei flussi d'aria alle apparecchiature *IT* che consente di controllare con maggior precisione la loro temperatura e permette quindi una regolazione automatica in base alle richieste effettive. Inoltre, aggiungendo delle ventole a velocità variabile si può regolare la loro velocità di rotazione in modo direttamente proporzionale alla quantità di calore da dissipare, evitando sprechi di energia. Dunque, la combinazione di questi fattori porta a incrementare l'efficienza del sistema di condizionamento rispetto alle soluzioni centralizzate, mantenendo la formazione di un corridoio caldo e uno freddo. A tal proposito, per dividere l'aria calda da quella fredda in molti casi il corridoio caldo viene completamente chiuso ai lati e in alto.

L'integrazione completa dei sistemi di raffreddamento nella fila è una soluzione adottabile anche in *CED* già esistenti, nei quali l'impianto di condizionamento non è più in grado di coprire il fabbisogno, anche perché non necessita della presenza del pavimento flottante e si rende compatibile con un ampio numero di luoghi in cui poter realizzare un Data Center;

- sistemi di raffreddamento per unità (o rack): si tratta di sistemi ad espansione diretta (compressore, scambiatori di calore e valvola di laminazione) chiusi ermeticamente e contenuti nel rack stesso o posti in un contenitore collocati sopra il rack. Generalmente sono totalmente indipendenti e utilizzati in sistemi ad elevata densità di potenza (anche superiori a 15 kW) quando non vi è la possibilità di disporre di un locale da predisporre per accogliere il centro di calcolo o non è possibile installare sistemi di raffreddamento dedicati. I rack sono chiusi ermeticamente e al loro interno viene realizzato un flusso d'aria continuo opportunamente raffreddato e fatto circolare nei server, riuscendo a dissipare potenze frigorifere di circa 20 kW . Il calore asportato dall'interno del rack può essere scambiato con l'ambiente esterno o, se presente, con l'impianto di raffreddamento della sala;
- sistemi di raffreddamento a liquido diretto sul componente: è un raffreddamento di precisione in cui un fluido, solitamente acqua refrigerata, viene fatto passare attraverso appositi canali posti a contatto diretto con la *CPU* (*Central Processing Unit*) e gli altri componenti elettronici per asportarne il calore. Raffreddare direttamente i componenti permette di non tenere in considerazione la temperatura dell'aria della sala, evitando il rischio di sprecare notevoli quantità di energia. Questi sono sistemi molto efficienti e possono dissipare una potenza termica molto elevata, fornendo la possibilità di essere supportati dal *Free-Cooling*. Inoltre, questa soluzione consente di eliminare tutti i ventilatori, sia quelli per la movimentazione dell'aria all'interno di ogni singolo server sia quelli delle unità *CRAC* all'interno della sala, ottenendo una riduzione dei consumi e un risparmio in termini di ingombri. Tuttavia vengono introdotti i consumi legati alle pompe per la movimentazione del liquido. Una soluzione alternativa prevede di far passare il fluido in uno scambiatore di calore posto nel rack per raffreddare il flusso d'aria al suo interno innescato da alcune ventole. Questo sistema può essere totalmente indipendente o integrato alle unità locali di condizionamento *CRAC*. Inoltre si può prevedere l'integrazione con il *Free-Cooling* indiretto ove possibile, per massimizzare l'efficienza.

Il costo iniziale è maggiore dei sistemi tradizionali ma i vantaggi dal punto di vista dei costi operativi sono notevoli. I vantaggi del raffreddamento a liquido sono:

- la rimozione del calore alla fonte elimina il rischio di miscelamento;
 - le pompe sono più efficienti dei ventilatori;
 - la soluzione con liquido che attraversa i condotti a diretto contatto con la fonte di calore garantisce maggiori coefficienti di scambio termico;
 - a fronte di costi di investimento elevati, il potenziale di risparmio energetico è molto grande;
 - in commercio sono presenti varie soluzioni di raffreddamento a liquido, [8];
- *Free-Cooling*: è una tecnica di raffreddamento che permette di sfruttare le condizioni ambientali esterne per raffreddare direttamente il Data Center, senza dover ricorrere a macchine frigorifere, se non per l'eventuale deumidificazione. Questo può accadere quando l'aria esterna è a temperatura inferiore rispetto all'ambiente da condizionare. Inoltre, la possibilità di spegnere le macchine del sistema di raffreddamento, soprattutto se dotati di compressori, permette di ottenere un considerevole risparmio energetico, soprattutto se si considera che il raffreddamento del Data Center dev'essere garantito sia in estate che in inverno per tutte le ore della giornata. Pertanto, il risparmio energetico risulta essere tanto più elevato quanto più a lungo durante l'anno la temperatura esterna rimane inferiore temperatura richiesta per il raffreddamento dell'ambiente. L'integrazione di questi impianti con sistemi già esistenti che sfruttano acqua per il raffreddamento non è molto onerosa e non è da sottovalutare la possibilità di usare i chiller già esistenti come elementi di emergenza per coprire i carichi di picco.

Esistono due tipologie di *Free-Cooling*:

- diretto: l'aria esterna a bassa temperatura è spinta all'interno della sala dopo averla opportunamente filtrata e umidificata/deumidificata per adeguarla alle condizioni interne. Un particolare esempio di *Free-Cooling Diretto* è il *Raffreddamento Adiabatico Diretto (RAD)*: l'aria in ingresso viene introdotta in un'unità di trattamento che la sottopone al processo di saturazione adiabatica, 3.2.1, spruzzando acqua nebulizzata con temperatura pari a quella a bulbo bagnato dell'aria stessa. Il flusso d'aria cede calore alle micro-gocce d'acqua provocandone la vaporizzazione e diminuendo la propria temperatura. In questo modo, si ottiene anche un incremento di umidità dell'aria in ingresso;
- indiretto: generalmente consiste nel raffreddare, in parte o completamente con aria esterna, l'acqua refrigerata dell'impianto di raffreddamento esistente e farla fluire direttamente nell'evaporatore o portarla raffreddare uno scambiatore intermedio. Normalmente questo processo viene eseguito in una torre di raffreddamento, anche se esistono in commercio unità *CRAC* che integrano già al proprio interno il *Free-Cooling Indiretto*. Durante la stagione estiva il sistema si comporta come un apparecchio di raffreddamento ad espansione diretta tradizionale con circuito chiuso, dove il calore sottratto all'ambiente viene ceduto all'acqua di un condensatore a piastre, alloggiato internamente al condizionatore, e dissipato nella torre evaporativa. Al diminuire della temperatura esterna, l'acqua raffreddata dalla torre può essere utilizzata direttamente per il raffreddamento del locale condizionato. In tal caso l'acqua fredda circola in una batteria

supplementare che precede la batteria del condizionatore con un funzionamento misto: sia il circuito ad espansione diretta sia il circuito ad acqua contribuiscono allo smaltimento del carico termico, riducendo così la potenza assorbita dai compressori. Se la temperatura dell'aria esterna consente di raffreddare l'acqua ad una temperatura tale da riuscire a coprire l'intero carico termico, il circuito frigorifero viene escluso completamente, e il raffreddamento è affidato alla sola acqua che circola nella batteria supplementare.

Un particolare esempio di *Free-Cooling Indiretto* è il *Raffreddamento Adiabatico Indiretto (RAI)* in cui l'aria prelevata dall'esterno viene saturata adiabaticamente spruzzando acqua nebulizzata che vaporizza sottraendo calore all'aria, la quale si raffredda e umidifica. Questa poi viene usata per raffreddare attraverso una batteria alettata il fluido del circuito di raffreddamento del Data Center o per raffreddare il flusso d'aria che entra in ambiente attraverso uno scambiatore compatto aria-aria. Quest'ultimo è il caso analizzato in questo elaborato. Una variante rispetto a questa soluzione è rappresentata dal *Raffreddamento Evaporativo Indiretto (REI)*, in cui il processo di umidificazione dell'aria avviene direttamente nei canali bagnati di scambiatore compatto aria-aria, favorendo così la sottrazione del calore all'aria che dev'essere raffreddata.

Uno dei vantaggi del *Free-Cooling*, soprattutto di tipo indiretto, è la possibilità di introdurlo a posteriori nei *CED* esistenti, mediante l'aggiunta di alcune componenti all'impianto, senza modificarne radicalmente la configurazione.

In entrambi i sistemi la gestione è affidata ad un sistema di controllo, il quale sceglie la configurazione degli ingressi più adatta in base alle condizioni operative (temperatura interna, temperatura esterna, carichi termici, etc.).

Di seguito sono illustrate le caratteristiche principali dei sistemi a *Raffreddamento Adiabatico Indiretto* ed a *Raffreddamento Evaporativo Indiretto*:

- I sistemi a *Raffreddamento Adiabatico Indiretto* raffreddano un flusso d'aria *secondaria* (*aria di processo* o *Process air* o *Secondary air* o *Exhaust air*) attraverso un processo di saturazione adiabatica in un umidificatore e lo sfruttano per raffreddare indirettamente un flusso d'aria *primaria* (*aria prodotta* o *Product air* o *Primary air* o *Supply air*) attraverso le superfici di scambio di uno scambiatore aria-aria, prima che questa sia immessa nell'ambiente da climatizzare. Questo tipo di sistema viene utilizzato per ovviare ai problemi che riguardano l'umidificazione dell'aria primaria tipica dei sistemi a *Raffreddamento Adiabatico Diretto*. Il principio di funzionamento dei sistemi RAI prevede, infatti, di evitare l'alterazione del grado di umidità dell'aria che viene immessa in ambiente. Rispetto ai tradizionali sistemi di raffreddamento a compressione di vapore presentano il vantaggio di poter ridurre i consumi energetici, soprattutto quelli legati all'utilizzo di combustibili fossili necessari alla produzione di energia elettrica assorbita dal compressore che risultano essere decisamente più elevati rispetto a quelli dovuti alla pompa dell'acqua del saturatore adiabatico. I limiti maggiori dei sistemi RAI riguardano l'elevata dipendenza dalle condizioni climatiche dell'ambiente esterno e dalle condizioni di temperatura ed umidità dello spazio climatizzato: come detto, la forza motrice del raffreddamento adiabatico diretto ed indiretto è la differenza tra la temperatura a bulbo secco dell'aria primaria in ingresso e la temperatura a bulbo bagnato dell'aria secondaria, pertanto maggiore è questa differenza e maggiore risulta essere l'effetto del raffreddamento adiabatico attraverso

l'umidificatore. Quindi, considerando un sistema che preleva l'aria secondaria dall'esterno installato in regioni con clima umido o mite, la differenza di temperatura sopra citata potrebbe risultare eccessivamente ridotta, determinando capacità di raffreddamento molto piccole. Inoltre, l'instabilità delle condizioni dell'aria esterna (in termini di temperatura e umidità) potrebbe causare un comportamento instabile nel sistema RAI.

Nei sistemi RAI i processi di umidificazione dell'*aria secondaria* e di raffreddamento dell'*aria primaria* avvengono in due zone e momenti separati, pertanto la creazione del modello e l'analisi delle prestazioni di questi sistemi è relativamente semplice, dato che i meccanismi di scambio di massa e di calore si verificano in due momenti separati a carico di due dispositivi diversi: un umidificatore e uno scambiatore aria-aria.

Questi sistemi possono essere usati anche per raffreddare altri fluidi rispetto all'*aria primaria* e la loro crescente diffusione è dovuta alla semplicità strutturale e alla crescente attenzione nei confronti di sistemi di trattamento dell'aria in grado di sfruttare risorse energetiche naturali, senza dover ricorrere all'uso di refrigeranti. Questi dispositivi riescono a raffreddare gli ambienti evidenziando, infatti, coefficienti di prestazione *COP* decisamente elevati ($15 \div 20$), significativamente maggiori rispetto a quelli garantiti dai sistemi convenzionali a compressione di vapore o dai sistemi ad assorbimento, utilizzando semplicemente l'acqua come mezzo di raffreddamento.

- Nei sistemi a *Raffreddamento Evaporativo Indiretto* l'umidificazione dell'*aria secondaria* ed il raffreddamento dell'*aria primaria* avvengono nello stesso spazio ed allo stesso momento. L'aria secondaria viene umidificata direttamente nello scambiatore di calore aria-aria lambendo un film d'acqua depositato sulle superfici dei canali 'bagnati' del dispositivo attraverso un getto nebulizzato, schematicamente illustrato in figura 1.3. In questo caso, quindi, il trasferimento di calore e quello di massa avvengono simultaneamente e questo rende la creazione dei modelli e l'analisi delle prestazioni termiche molto complicata. Per lo stesso motivo sono stati, e sono tuttora, oggetto di numerosi studi e pubblicazioni in ambito tecnico-scientifico.

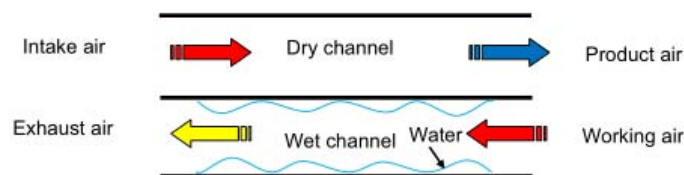


Fig. 1.3: Principio di funzionamento di un sistema REI.

L'aria primaria passa nei canali 'asciutti'³ dello scambiatore (dry channels) e viene raffreddata attraverso uno scambio di calore con le pareti. Tale meccanismo è indotto dal trasferimento di calore latente che avviene durante la fase di evaporazione del film d'acqua e, quindi, di umidificazione dell'aria secondaria che attraversa il lato 'bagnato' (wet channels). L'aria lambisce il film liquido facendolo evaporare e determinando una diminuzione della temperatura della superficie bagnata.

In precedenza si è accennato alla possibilità che offrono i sistemi *RAD* e *RAI* di abbinare il raffreddamento adiabatico al *Free-Cooling*. Questo, infatti, è quel che si può ritenere

³ I canali 'asciutti' e quelli 'bagnati' sono alternati tra loro.

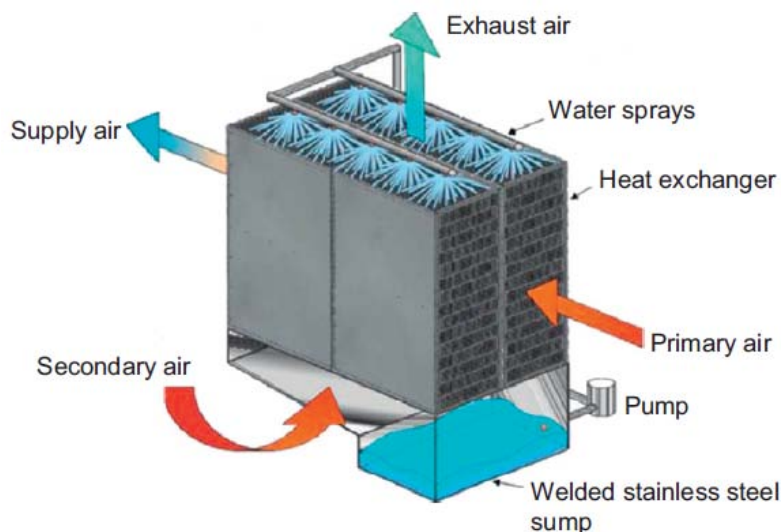


Fig. 1.4: Sistema REI con scambiatore a flussi incrociati compatto aria-aria.

accada quando la temperatura a bulbo secco dell'aria primaria, nel caso dei sistemi *RAD*, o dell'aria primaria e secondaria, se entrambe sono prelevate dall'esterno nei sistemi *RAI*, risulta essere inferiore alla temperatura a bulbo secco dell'aria dell'ambiente climatizzato. Quando, invece, la temperatura esterna assume valori superiori alla temperatura dell'ambiente climatizzato, l'unico processo che è possibile sfruttare per raffreddare l'aria è la saturazione adiabatica. Inoltre, per entrambe le tipologie di sistemi deve essere prevista la possibilità di operare con il solo *Free-Cooling* quando le condizioni lo consentono: man mano che la temperatura dell'aria in ingresso al saturatore diminuisce, diminuisce anche il salto di temperatura che si può ottenere dalla saturazione adiabatica e con esso tende a ridursi la convenienza di tale operazione. In questa situazione può risultare economicamente vantaggioso spegnere la pompa del saturatore, riducendo così sia i consumi d'acqua che di energia elettrica. Infine, in presenza di umidificazione dell'aria nei sistemi *RAI*, un deciso abbassamento di temperatura dell'aria esterna potrebbe causare problemi di ghiacciamento ed ostruzione dei canali dello scambiatore, con conseguente forte aumento delle perdite di carico e brusca riduzione delle capacità di scambio termico. Ragionamenti analoghi sono validi per i sistemi *REI*.

1.3.1 Controllo della temperatura

L'efficienza energetica di un *CED* è fortemente legata ai valori di riferimento scelti per la temperatura e l'umidità all'interno della sala, i quali determinano i consumi energetici degli impianti di climatizzazione, che generalmente rappresentano circa il 30% dei consumi totali. I valori operativi nominali di temperatura e umidità vanno scelti in fase di progettazione in relazione alle caratteristiche delle apparecchiature informatiche e del sistema di condizionamento. Inoltre bisogna tener presente il ruolo fondamentale assunto dal sistema di gestione e controllo della temperatura interna della sala, la quale può anche essere controllata in tempo reale, e della temperatura di lavoro delle apparecchiature. Gli intervalli di temperatura e umidità relativa di riferimento sono quelli definiti nel 2008 dall'associazione *ASHRAE* (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning*) in [1]

e dall'ente europeo *ETSI* (*European Telecommunications Standards Institute*) con la norma *ETSI EN 300 019-1-3*. Nella tabella 1.1 sono riportati i valori dell'*ASHRAE* relativi alla figura 1.5a e riferiti all'aria in ingresso all'apparato in considerazione. Gli intervalli di temperatura forniti dall'*ASHRAE* sono stati ripresi come riferimento anche all'interno delle linee guida emesse dall'Unione Europea nella forma di un *Codice di Condotta per i Data Center* (*Code of Conduct on Data Center*). In figura 1.5b sono riportati i valori *ETSI* riguardanti i parametri di lavoro degli apparati di telecomunicazione estesi agli ambienti tipo Data Center: il funzionamento normale delle apparecchiature rappresentato dalla zona verde, la zona rossa in cui possono operare solo per il 10% della loro vita e quella celeste in cui possono operare solo per l'1% del tempo senza degradare le prestazioni funzionali e l'affidabilità. Questi sono gli intervalli di temperature di funzionamento che devono essere rispettati dai produttori di apparecchiature informatiche a partire da Gennaio 2012.

	<i>ASHRAE</i> 2008
T_{min}	18 °C
T_{max}	27 °C
UR_{min}	Temperatura di rugiada 5.5 °C
UR_{max}	60% e temperatura di rugiada 5.5 °C

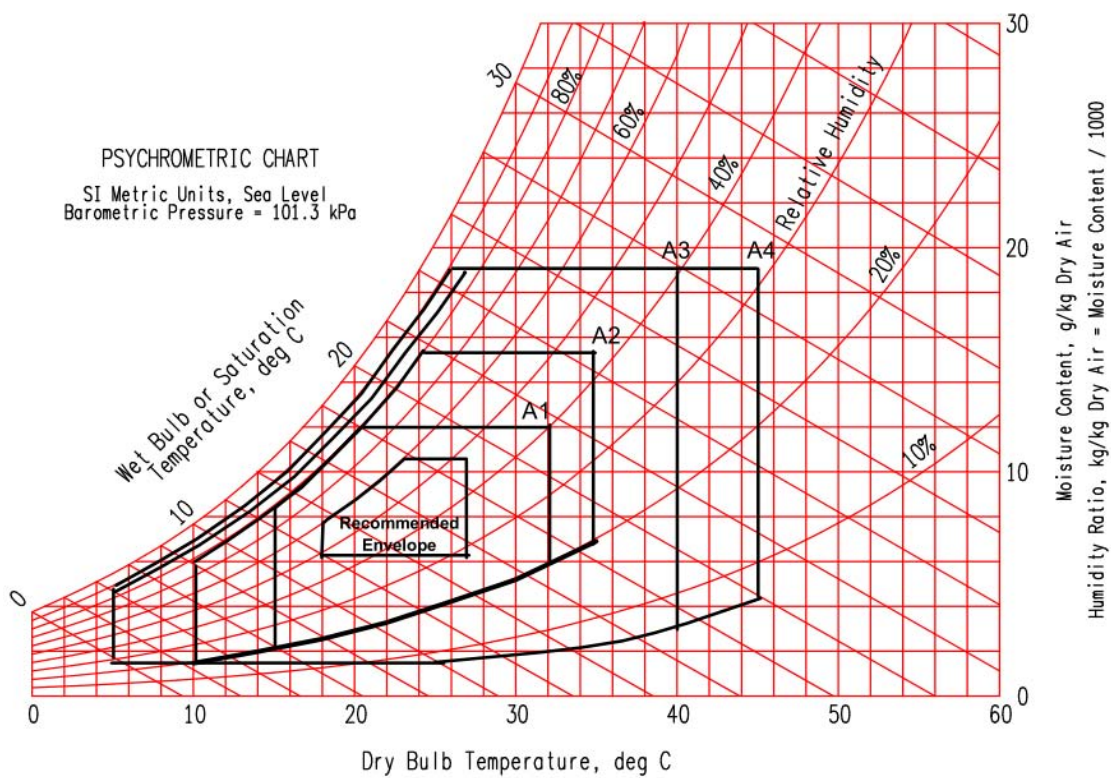
Tab. 1.1: Campi di temperatura e umidità relativa forniti dall'*ASHRAE*.

Gli intervalli descritti in queste norme si applicano generalmente a tutti i dispositivi nel Data Center a meno che non siano i costruttori stessi a indicare valori diversi. Frequentemente infatti è il produttore del server a specificare la temperatura consigliata dell'aria di raffreddamento in ingresso al rack. È importante eseguire un rigido controllo del livello di umidità dell'aria in ingresso attraverso l'uso di appositi sensori, al fine di scongiurare l'insorgere di eventuali scariche elettriche dovute ad un valore di umidità troppo bassa e fenomeni di condensazione su superfici fredde tanto più probabili quanto più elevato è il livello di umidità dell'aria. Il controllo dell'umidità è essenziale nel caso si sfrutti il *Free-Cooling Diretto*. Spesso, infatti, l'aria esterna molto fredda presenta valori di umidità bassi e deve essere umidificata. In tabella 1.2 sono riportati gli intervalli di temperatura e umidità relativa solitamente consigliati dai costruttori dei dispositivi.

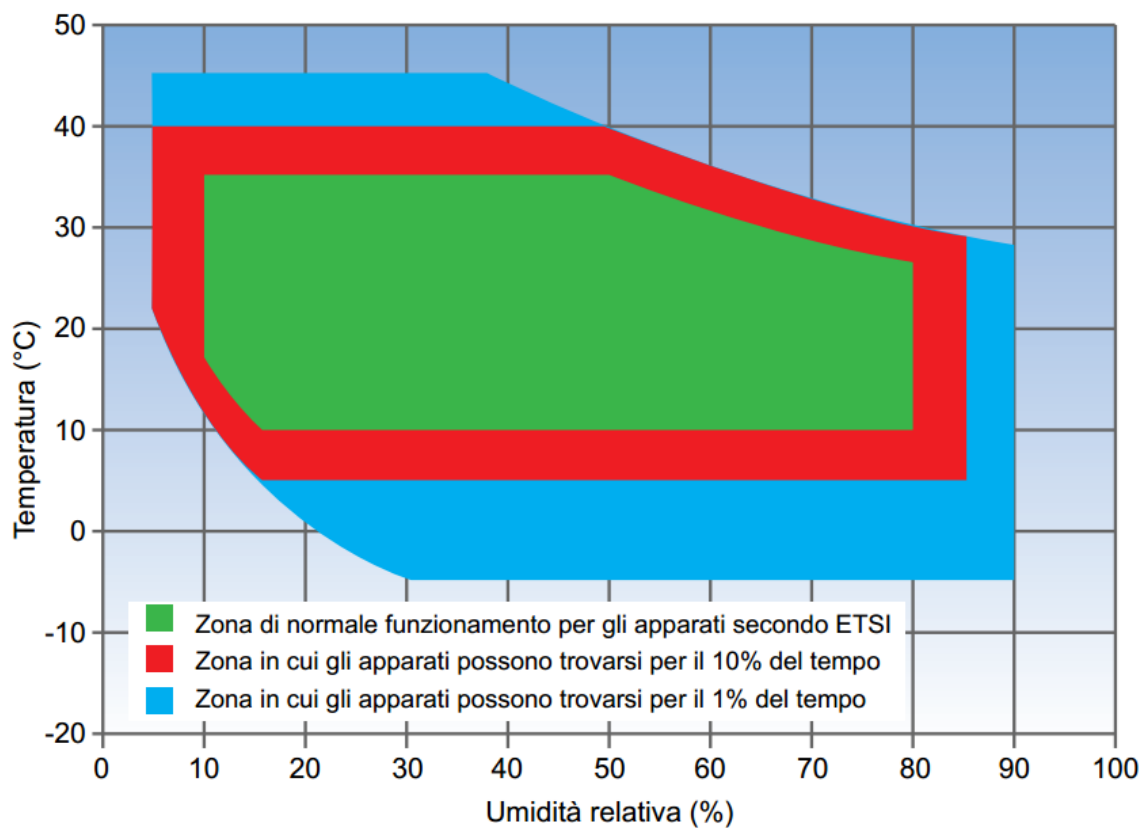
	Range massimo
Temperatura [°C]	15 – 32
Umidità Relativa [%]	20 – 80

Tab. 1.2: Intervalli di temperatura e umidità relativa forniti dai costruttori di server.

Una possibile strategia per diminuire il fabbisogno energetico dell'impianto di condizionamento consiste nell'aumentare di qualche grado la temperatura di riferimento della sala. Secondo le raccomandazioni riportate dall'*ASHRAE* la temperatura all'interno della sala *CED* dovrebbe essere compresa nell'intervallo 18 – 27 °C, ma come illustrato in precedenza i costruttori solitamente suggeriscono un intervallo ammissibile per la temperatura delle apparecchiature più ampio, 15 – 32 °C. Questa operazione per quanto semplice e potenzialmente redditizia dev'essere però valutata molto attentamente soprattutto tenendo presente le possibili conseguenze in termini di risparmio energetico e in termini di funzionamento



(a) Campi di temperatura e umidità relativa forniti dall'ASHRAE.



(b) Campi di temperatura e umidità relativa forniti dall'ETSI, [9].

Fig. 1.5: Confronto tra i campi di temperatura e umidità relativa ASHRAE e ETSI.

delle apparecchiature. Innalzando la temperatura interna della sala si ha come vantaggio immediato quello di riuscire a ridurre il fabbisogno frigorifero e con esso il consumo dell'impianto di condizionamento. Inoltre, l'aumento del riferimento della temperatura operativa permette alle soluzioni *Free-Cooling* di coprire un intervallo di funzionamento più ampio e un prolungamento del tempo di funzionamento, dato che questa tecnologia sfrutta le condizioni di temperatura esterna. Tuttavia, dal punto di vista operativo aumentare la temperatura di funzionamento delle macchine riduce il tempo di intervento a disposizione in caso di un blocco del sistema di condizionamento, incorrendo nel rischio di rottura delle apparecchiature a causa di un più rapido surriscaldamento. Per prevenire queste situazioni è necessario comprendere in modo chiaro come si sviluppa il flusso d'aria all'interno della sala *CED*, per esempio attraverso l'uso di software *CFD* o posizionando sensori di temperatura sui server, individuando così i punti più caldi e più critici. Parallelamente è possibile utilizzare dei software che permettono di visualizzare la temperatura interna dei chip dei processori. Inoltre è opportuno svolgere delle considerazioni anche in relazione al sistema di raffreddamento utilizzato.

Se si usa un sistema di raffreddamento interno al server, questo ha un proprio impianto di ventilazione e un sistema di controllo della temperatura. Nel caso in cui i ventilatori siano a velocità costante, aumentare anche di poco la temperatura di riferimento è un'operazione estremamente delicata poiché non è possibile andare agire sul coefficiente di scambio convettivo e quindi si rischia di raggiungere temperature interne troppo elevate. Dall'altro lato avere ventilatori a velocità variabile permette, per temperature di setpoint più alte, di aumentare il coefficiente di scambio convettivo aumentando la velocità di rotazione delle giranti, determinando però anche un incremento dei consumi poiché la potenza elettrica assorbita dipende dal cubo del rapporto tra la nuova velocità di rotazione e la velocità di rotazione 'nominale'.

Se si utilizza, come nella maggior parte dei casi, solo un sistema di raffreddamento per la sala *CED*, aumentare anche di poco la temperatura di setpoint nei sistemi a bassa densità di potenza può portare notevoli vantaggi. Per contro, man mano che la densità di potenza richiesta aumenta, aumenta anche il rischio di incorrere in surriscaldamenti elevati.

1.3.2 Gestione del flusso d'aria

Come già detto in precedenza, nella maggior parte dei Data Center esistenti il flusso di aria è distribuito in maniera da creare corridoi caldi e freddi tra le file di rack ed è realizzato in modi diversi a seconda che sia presente o meno un pavimento flottante o un controsoffitto attraversato dal flusso d'aria fredda di mandata o calda di ritorno. Queste strutture devono essere dimensionate in base alle condizioni massime di portata d'aria da immettere in ambiente, fatto che dipende dal flusso termico da asportare da ciascun server. L'aria fredda immessa in sala viene aspirata dalle ventole dei rack, lambisce i dispositivi elettronici disposti all'interno raffreddandoli ed esce dalla parte opposta ad una temperatura più alta. Questo determina la formazione di un corridoio freddo nel lato di ingresso dell'aria e di un corridoio caldo in uscita. L'aria calda viene successivamente catturata dalle bocchette collegate ai condotti di ritorno alle unità *HVAC* solitamente collocate ai lati della stanza, nelle quali viene raffreddata per poi essere reimpressa nei corridoi freddi. Dato che il pavimento flottante è normalmente utilizzato anche per il passaggio cavi, bisogna evitare che questi ostruiscano il passaggio dell'aria, provocando un aumento delle perdite di carico.

Un altro aspetto da non sottovalutare è la scelta del tipo di diffusore dell'aria che è in grado di influenzare la direzionalità e le caratteristiche del flusso. Per ottenere buona gestione del flusso d'aria è necessario provvedere ad un accurato posizionamento dei componenti, un corretto dimensionamento e collocamento delle griglie da cui fluisce l'aria e l'adeguata progettazione dei sistemi *HVAC*. È di fondamentale importanza evitare che si inneschi un ricircolo d'aria calda all'interno dei dispositivi elettronici poiché potenzialmente di far aumentare eccessivamente le temperature interne. L'aria riscaldata in uscita da ciascun rack arriva alle unità *CRAC* e dopo esser stata raffreddata ritorna in circolo all'interno della sala. Oltre a fornire il raffreddamento opportuno, le centrali di trattamento aria possono muovere e miscelare l'aria nella sala per portarla a una temperatura più uniforme, evitando la formazione di punti caldi. Questo metodo risulta essere vantaggioso e fornisce buoni risultati finché la potenza necessaria a miscelare l'aria rappresenta una piccola parte del consumo energetico totale del *CED*, ovvero quando la densità di alimentazione media del Data Center è di circa $1 \div 2 \text{ kW/rack}$, corrispondenti a $320 \div 750 \text{ W/m}^2$. All'aumentare della densità di alimentazione (quelle attuali possono superare i 20 kW/rack) il raffreddamento distribuito si dimostra meno efficace e conviene far affidamento a sistemi di raffreddamento basati su file o su singoli rack come quelli descritti in precedenza, 1.3.

Un ulteriore aspetto importante ai fini della gestione del flusso d'aria è il posizionamento all'interno della sala delle macchine di trattamento aria *HVAC* e *CRAC*. Generalmente sono posizionate agli angoli o ai lati della sala, la loro collocazione può variare a seconda della configurazione del flusso d'aria fredda o calda che si vuole ottenere. Pertanto in fase di progettazione o ristrutturazione è essenziale eseguire un'analisi sul possibile sviluppo del flusso d'aria nella sala per evitare la formazione di punti caldi e inutili sprechi di energia. Per fare questo è possibile far affidamento su varie tipologie di strumenti, come per esempio strumenti di simulazione o visualizzazione del flusso d'aria. Nel caso di progettazione di una nuova sala *CED*, ai fini della scelta del layout ottimale, si rivela molto utile un'analisi fluidodinamica *CFD* in grado di evidenziare l'andamento completo dei flussi freddi e caldi nella stanza indicando anche le temperature presunte. Nel caso di sale *CED* già esistenti, per mettere in evidenza le eventuali zone soggette a surriscaldamento in cui il flusso d'aria fredda non è sufficiente o quelle in cui vi è un eccesso di raffreddamento con uno spreco di energia, è consigliabile eseguire un'analisi termografica o installare una rete di sensori (e.g. sensori wireless). Con l'analisi termografica sono evidenziate le zone critiche in cui si ha una temperatura elevata e su cui si deve intervenire, mentre l'installazione di una rete di sensori wireless posizionati in punti strategici permette di creare una griglia di dati dalla quale è possibile estrapolare la movimentazione del flusso di aria all'interno della sala. Le misurazioni fatte da questi sensori poi potrebbero essere direttamente relazionate con i ventilatori e i chiller di raffreddamento cercando di ottimizzare la regolazione. In alcuni casi è anche possibile utilizzare generatori di fumo per rendere visibili i flussi d'aria e verificare l'eventuale presenza di miscele di aria calda e fredda.

Le possibili configurazioni per la gestione del flusso d'aria sono molte e si differenziano in base alle caratteristiche della stanza in cui si trovano le macchine, alla potenza da dissipare per ciascun rack e alla scelta del sistema di raffreddamento ottimale per ogni caso specifico. In figura 1.6 sono riportate le configurazioni più diffuse.


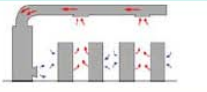
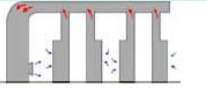
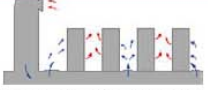
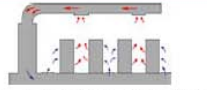
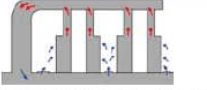
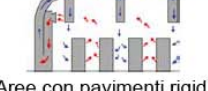
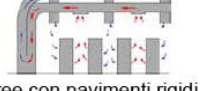

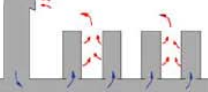
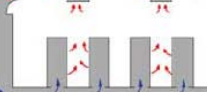

	Ricircolo per espansione	Ricircolo locale mediante conduttore	Ricircolo tramite condutture
Alimentazione a espansione			
	Locali LAN di piccole dimensioni <40kW: <ul style="list-style-type: none"> • Per rack fino a 3kW • Facile da installare • Economico 	Usi generici: <ul style="list-style-type: none"> • Per rack fino a 3kW • Non richiede pavimenti rialzati • Economico/facile da installare 	Ideale per prevenire il surriscaldamento dei rack: <ul style="list-style-type: none"> • Per rack fino a 8kW • Non richiede pavimenti rialzati • Incrementa l'efficienza delle unità CRAC
Alimentazione l'olle tramite condutture			
	Aree con pavimenti rialzati	Aree con pavimenti rialzati	Aree con pavimenti rialzati
Alimentazione solo tramite condutture			
	Aree con pavimenti rigidi	Aree con pavimenti rigidi	Aree con pavimenti rigidi
Alimentazione solo tramite condutture			
	Aree con pavimenti rialzati	Aree con pavimenti rialzati	Aree con pavimenti rigidi
	Usi generici: <ul style="list-style-type: none"> • Per rack fino a 3kW 	Usi generici: <ul style="list-style-type: none"> • Per rack fino a 5kW • Alte prestazioni ed efficienza 	Ideale per prevenire il surriscaldamento dei rack: <ul style="list-style-type: none"> • Per rack fino a 8kW • Predisposto per il montaggio di retrofit (a seconda del fornitore)
	Usi generici: <ul style="list-style-type: none"> • Armadi/mainframe con flussi di aria verticali ridotti • Pavimenti rialzati con pressione statica limitata 	Usi generali, mainframe: <ul style="list-style-type: none"> • Armadi/mainframe con flussi di aria verticali ridotti • Pavimenti rialzati con pressione statica limitata 	Ideale per prevenire il surriscaldamento dei rack: <ul style="list-style-type: none"> • Per rack fino a 15kW • Deve essere installato da tecnici specializzati

Fig. 1.6: Configurazioni del flusso d'aria possibili in una sala CED, [10].

1.4 Analisi dei Consumi Energetici

Da sempre i *Data Center* sono concepiti e realizzati in prospettiva di una crescita futura, ma la rapidità di crescita subita dalla domanda negli ultimi anni ha reso fondamentale la disponibilità di spazi opportunamente configurati in termini di potenza elettrica e capacità di condizionamento. Inoltre il continuo aumento dei costi dell'energia, unito agli elevati livelli di affidabilità e disponibilità richiesti nonché all'incremento della densità e della quantità dei server, ha reso il consumo energetico dei *Data Center* un fattore importante in termini di gestione dei costi, oltre a rappresentare un aspetto critico per i consumi energetici soprattutto in relazione alla crescente sensibilità in termini di sostenibilità e salvaguardia dell'ambiente. Per perseguire un considerevole risparmio energetico, le attenzioni sono rivolte all'abbattimento dei costi per il condizionamento, che rappresenta più di un terzo del consumo energetico totale, figura 1.7; un approccio olistico, in grado di riconoscere l'interdipendenza dei vari componenti del *Data Center*, risulta essere la direzione più efficiente ed efficace. Si può risparmiare energia garantendo comunque i livelli di continuità e disponibilità attese adottando sistemi sempre più efficienti. Per ottenere un'e-

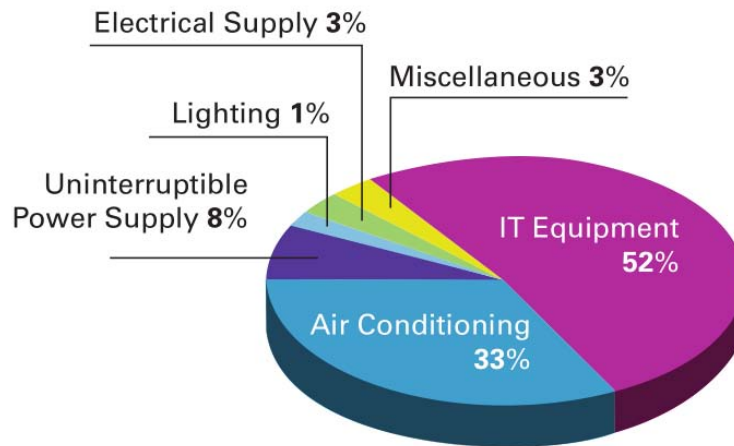


Fig. 1.7: Consumi energetici medi.

levata efficienza energetica del *CED*, una delle operazioni fondamentali è la misurazione o la stima dei consumi delle apparecchiature che lo compongono. In fase di progettazione di un nuovo *Data Center* è bene stimare i consumi dei singoli componenti in relazione al lavoro svolto, così da effettuare la scelta più accurata possibile dei dispositivi individuando quelli le cui funzioni sono meno utili e che possono essere spente o messe in stand-by. Molto spesso la sala server è realizzata all'interno di una struttura che ospita altre funzioni. In questo caso è consigliabile installare dei contatori dedicati per distinguere i consumi del *Data Center* da quelli relativi alle altre operazioni.

I consumi del *Data Center* si possono dividere in tre parti principali che in ordine crescente sono: consumi legati al sistema di alimentazione, consumi dedicati alle operazioni di raffreddamento e i consumi delle apparecchiature *IT*. Il lavoro utile è rappresentato dalle operazioni di elaborazione dati nei dispositivi informatici, il cui consumo è circa la metà della totale energia richiesta, la quale appunto deve garantire l'opportuno raffreddamento e le funzioni accessorie (e.g. impianto antincendio). L'energia assorbita dalle macchine elettriche e dalle apparecchiature elettroniche si trasforma in buona parte in calore che deve essere dissipato. Pertanto aumentando l'efficienza di tali dispositivi consente sia di diminuire i consumi diretti sia di ridurre la potenza richiesta degli impianti di raffreddamento.

La valutazione dell'efficienza energetica o del rendimento di un *CED* è un'operazione decisamente complessa poiché ogni *Data Center* svolge molte funzioni diverse tra loro. A livello internazionale, il parametro scelto per la valutazione delle prestazioni è l'indice *PUE* (*Power Usage Effectiveness*) e il suo inverso *DCIE* (*Data Center Infrastructure Efficiency*).

$$PUE = \frac{\text{Potenza IT}}{\text{Potenza Totale}}, \quad (1.1)$$

$$DCIE = 100 \frac{\text{Potenza totale}}{\text{Potenza IT}}, \quad (1.2)$$

dove:

- *Potenza IT*: somma delle potenze assorbite dai dispositivi *IT* (server, PC, monitor, etc);
- *Potenza Totale*: introdotta introdotta nel *Data Center* compresi sistemi ausiliari, alimentazione, condizionamento e apparecchiature *IT*.

Tali indici permettono di determinare le possibilità di miglioramento dell'efficienza del *Data Center* o di confrontare le prestazioni tra due o più centri di calcolo. Il valore ideale di *PUE* è 1, ma valori vicini a 1.5 sono considerati buoni soprattutto in relazione agli attuali valori medi dei *Data Center* prossimi a 2.5.

Inizialmente questi indici erano basati sulla misurazione della potenza elettrica (misurata in *kW*), ma dal 2010 sono state introdotte nuove definizioni che prevedono di riferire il calcolo all'energia consumata espressa in *kWh* e sono state suddivise in quattro categorie:

- PUE_0 : rapporto tra le potenze di picco con misura della potenza *IT* all'uscita degli *UPS*;
- PUE_1 : rapporto tra la totale energia annuale consumata e quella consumata dalle apparecchiature *IT*, misurata all'uscita degli *UPS*;
- PUE_2 : rapporto tra la totale energia annuale consumata e quella consumata dalle apparecchiature *IT*, misurata all'uscita delle *PDU*;
- PUE_3 : rapporto tra la totale energia annuale consumata e quella consumata dalle apparecchiature *IT*, misurata all'ingresso delle stesse;

Vale la pena sottolineare che tali definizioni di indici sono riferite solo a *Data Center* dedicati, in cui le macchine prese in considerazione sono tutte al servizio delle operazioni di elaborazione dati. Inoltre la produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, non è un fattore che influenza l'efficienza del *CED* e dev'essere considerata alla pari di quella proveniente dalla rete. Le aliquote di energia elettrica e termica generate da cogenerazione, devono invece essere considerate nel calcolo del *PUE*. Infine, nel si effettui il recupero di calore, il *PUE* viene influenzato solo se il calore recuperato è riutilizzato all'interno del *Data Center*, ad esempio per alimentare macchine ad assorbimento per la produzione di freddo.

Oggi, affianco ai parametri appena illustrati, si cercano nuovi indici in grado di uniformare il calcolo del lavoro svolto in un *CED*. Tra questi vi sono:

- *DCEP* (*Data Center Energy Productivity*), definito come:

$$DCEP = \frac{\text{Lavoro Utile}}{\text{Energia Consumata}}. \quad (1.3)$$

Per valutare il lavoro utile si moltiplicano tra loro degli indici che variano in base al numero di operazioni che il *Data Center* elabora in un certo tempo e in base alla loro importanza;

- il rapporto tra il lavoro utile calcolato in base alle unità di calcolo per secondo (*CUPS*) elaborate dalle varie *CPU* presenti e la potenza elettrica totale introdotta nel *CED*. I *CUPS* vengono calcolati moltiplicando tra loro gli indici relativi all'anno di acquisto del server, alla percentuale di utilizzazione e al loro numero. L'efficienza del *Data Center* è data da:

$$\epsilon_{DC} = \frac{\text{Lavoro Utile}}{\text{Potenza Totale}} = \frac{\text{CPUS}}{\text{Potenza Totale}}. \quad (1.4)$$

Formulazione e Identificazione di Modelli First-Principle Data-Driven FPDD

2.1 Sistemi e Modelli

2.1.1 Sistemi e sperimentazione

Un *sistema* può essere definito come un oggetto o un insieme di oggetti di cui si intende analizzare le proprietà. Per molti secoli le scienze naturali hanno cercato le risposte ai quesiti riguardanti lo studio dei sistemi attraverso la sperimentazione, attraverso metodologie sperimentali basate su principi scientifici. Tuttavia, questo modo di procedere presenta diversi limiti, dato che in alcuni casi risulta inappropriato se non addirittura impossibile svolgere prove sperimentali. Le ragioni possono essere le seguenti [11]:

- il costo eccessivo;
- il livello di rischio troppo elevato (es. test nucleari);
- il sistema non esiste ancora (es. fase di prototipazione). Oggigiorno questo è il caso più frequente.

In questi casi è necessario cercare le risposte attraverso l'uso di un *modello* del sistema.

2.1.2 Cos'è un modello?

Il *modello* di un sistema può essere definito come uno strumento che permette di rispondere ai quesiti relativi al sistema stesso senza dover far uso della sperimentazione. In ambito scientifico vi possono essere sostanzialmente due tipologie di modello: il *modello fisico* e il *modello matematico*. Il primo consiste in un'imitazione del sistema reale in grado di riprodurre le caratteristiche che sono oggetto di studio. Il secondo invece consiste nell'identificare le relazioni che intercorrono tra le quantità che caratterizzano il sistema, in funzione del grado di complessità e accuratezza desiderato. Esempi di modelli matematici sono le leggi che regolano i fenomeni naturali, le quali hanno generalmente a che fare con sistemi semplici e spesso ideali.

2.1.3 Modelli e simulazioni

Nell'ipotesi di non poter condurre delle prove sperimentali e di disporre di un modello matematico del sistema, si può pensare di utilizzare quest'ultimo per calcolare la reazione del sistema a determinate sollecitazioni o, in fase di progettazione, quali caratteristiche debba avere il sistema per fornire determinati risultati. La modalità classica con cui questo può essere ottenuto è attraverso la risoluzione analitica delle equazioni che descrivono il sistema e il successivo studio della risposta. L'incremento delle prestazioni dei calcolatori ha permesso di introdurre nuove modalità di analisi dei sistemi basate sulla sperimentazione numerica dei modelli, nota con il nome di *simulazione*. Questo modo di procedere rappresenta una soluzione efficace ai problemi legati al costo e alla sicurezza delle prove sperimentali, ma la qualità dei risultati che è possibile ottenere da una simulazione dipende dalla qualità del modello del sistema.

2.1.4 Costruzione del modello matematico

In linea di principio, la costruzione di modelli matematici può contare su due fonti di conoscenza per le proprietà dei sistemi reali. La prima è rappresentata dalle informazioni riportate dagli esperti e dalla letteratura riguardante la problematica trattata, tra cui vi sono anche le leggi della fisica che sono state elaborate nei secoli dagli scienziati. L'altra fonte è rappresentata dal sistema in sé, dal quale possono essere dedotte tutte le informazioni necessarie per poter descriverne le proprietà, basandosi su osservazioni e prove sperimentali. Inoltre, le conoscenze utili alla costruzione del modello possono essere suddivise in due aree principali. La prima è costituita dal *dominio dell'esperienza*, nel quale confluiscono tutte le conoscenze che consentono di comprendere le applicazioni e di discernere gli elementi rilevanti per il modello. La seconda area riguarda l'*ingegnerizzazione della conoscenza*, che permette di mettere in pratica la conoscenza degli esperti al fine di ottenere un modello esplicito e utilizzabile.

Di seguito sono illustrati i due differenti criteri di base utilizzati per la costruzione dei modelli [11]:

- *modellizzazione di primo principio* (First-Principle Modeling - FPM): un criterio per ottenere un modello matematico è quello di suddividere il sistema reale complesso in più sottosistemi semplici, di cui sono noti i comportamenti. Per i campi di applicazione tipici dell'ingegneria, questo significa utilizzare i principi primi della fisica che descrivono i vari sottosistemi per riuscire a spiegare il comportamento di un sistema più complesso. I modelli costruiti in questo modo sono detti a *scatola bianca* (*white/transparent box*).

In molti casi i modelli a *scatola bianca* presentano un eccessivo livello di complessità e talvolta risulta impossibile ricavarli in tempi ragionevoli a causa della natura complessa di molti sistemi e processi.

- *processo di identificazione dei modelli*: il secondo criterio per la costruzione dei modelli matematici è il più comune e consiste nell'individuazione, a partire da misure sperimentali, delle relazioni matematiche che intercorrono tra il comportamento del sistema e le influenze esterne (ingressi) che ne provocano la reazione. Per fare ciò si utilizzano metodi statistici che consentono di ricavare diverse tipologie di modello basandosi solamente sui dati misurati e quindi senza la necessità di alcuna conoscenza fisica del problema. I modelli costruiti in questo modo sono detti a *scatola nera* e

l'approccio utilizzato per ottenerli è noto come *identificazione del sistema*.

L'approccio appena descritto prende il nome di *modellizzazione guidata dai dati* (Data-Driven Modeling-DDM) ed è spesso abbinato all'approccio di primo principio permettendo così la costruzione di modelli a *scatola grigia*. Questi possono assumere strutture diverse in relazione alla tipologia considerata, ma ciascuna di esse è caratterizzata dalla presenza di equazioni di primo principio relative al sistema modellizzato, le quali possono presentare parametri incogniti o possono essere incapaci di descrivere parte del sistema. L'utilità delle logiche Data-Driven è rappresentata dalla possibilità di essere utilizzate per determinare proprio la parte di sistema sconosciuta al modello di primo principio.

La fase iniziale della modellizzazione di un sistema reale è costituita dalla raccolta e dal trattamento sistematico delle relative conoscenze a disposizione, [12]. Una conoscenza a priori è di fondamentale importanza nella modellizzazione di un dato fenomeno e si ottiene con un'attenta analisi preliminare che si occupa di determinare tutte le possibili connessioni con altri fenomeni, individuando le leggi fisiche coinvolte. Il limite all'inserimento della conoscenza acquisita all'interno del modello è rappresentato dal grado di complessità del sistema fisico, il quale può complicare notevolmente la formulazione delle specifiche relazioni e dei corrispondenti parametri. La disponibilità di una conoscenza a priori, unitamente allo scopo per cui dev'essere realizzato il modello, ne determinano:

- tipologia finale;
- requisiti di accuratezza;
- tipologia specifica di procedura di modellizzazione;
- complessità;
- metodo e costo della realizzazione.

In relazione al grado di conoscenza dei fenomeni considerati è poi possibile scegliere tra modelli di tipo First-Principle (FP), Data-Driven (DD) oppure una loro combinazione (FPDD), figura .2.1. I modelli First-Principle (FP) utilizzano la comprensione della fisica

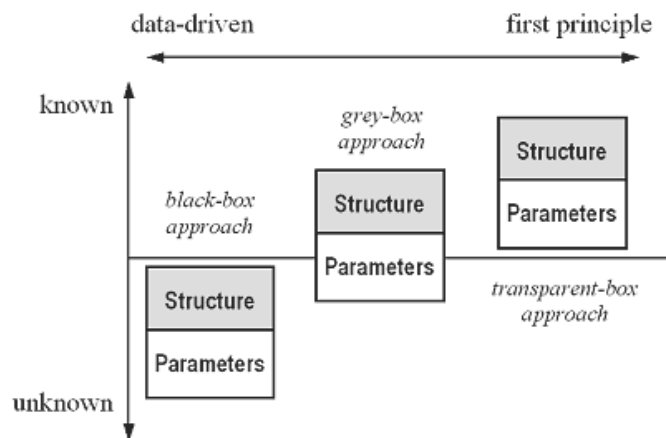


Fig. 2.1: Da sinistra a destra: Modello Data-Driven (DD), Modello First-Principle Data-Driven (FPDD), Modello First-Principle (FP).

intrinseca del sistema per ricavare la relativa rappresentazione matematica. La fase di sviluppo di questi modelli è decisamente onerosa poiché richiede un livello avanzato di competenze per derivare le equazioni necessarie dalle leggi fisiche. Per converso, i modelli Data-Driven sono realizzati a partire da dati caratterizzanti il comportamento del sistema fisico¹. I vantaggi dei due approcci sono:

- il modello First-Principle permette di raggiungere una notevole profondità della comprensione del comportamento del sistema e con essa un'elevata capacità di prevederne le prestazioni;
- il sistema Data-Driven, invece, è caratterizzato da una sensibile riduzione del tempo per la costruzione di un modello accurato e un notevole grado di fiducia acquisito grazie all'impiego dei dati sperimentali caratteristici dal sistema reale.

Per contro, gli svantaggi:

- le difficoltà nell'applicazione di modelli First-Principle risiedono nella non facile determinazione dei parametri fenomenologici, come ad esempio, nel caso di uno scambiatore, del coefficiente di scambio termico. In questo contesto, tradizionalmente si è soliti operare aggiustamenti ai sistemi FP seguendo processi conoscitivi del tipo 'tentativo ed errore' ('trial and error'), i quali possono condurre a risultati non ottimali;
- i limiti dei modelli Data-Driven consiste, invece, dalla necessità di disporre di set decisamente ampi di dati per poter coprire il campo operativo del sistema.

Per gli scopi di questa tesi si è individuato un compromesso tra i gradi di complessità e accuratezza dei modelli FP e DD ricavandone una combinazione e ottenendo così i *modelli di primo principio guidati dai dati* (First-Principle Data-Driven-FPDD). L'obiettivo è quello di usufruire del vantaggio, in termini di conoscenza del fenomeno fisico, garantito dall'approccio FP, conservando parallelamente la flessibilità e adattabilità assicurate dalla logica DD. Questo richiede un approccio formale che consente ai parametri del modello di aggiornarsi in base ai dati operativi. Al fine di evitare gli svantaggi degli approcci a 'tentativo ed errore', questi modelli sfruttano metodi matematici formalizzati utilizzando tecniche di ottimizzazione. Il vantaggio di questi modelli è l'ampio campo applicativo, tra cui i processi di ottimizzazione e diagnostica, in cui è indispensabile un rapido sistema di aggiornamento del modello.

2.1.5 Tipologie di modelli matematici

I modelli matematici che sono stati sviluppati per i diversi sistemi possono presentare caratteristiche dipendenti dalle proprietà dei sistemi stessi e dagli strumenti utilizzati per costruirli. In base alle peculiarità di ciascuno di essi è possibile definirli come segue.

Deterministici-Stocastici Si definisce *deterministico* un modello caratterizzato da relazioni esatte e univoche tra le variabili di ingresso e quelle di uscita. Un modello *stocastico* invece opera secondo concetti di incertezza e probabilità e contiene quantità descritte usando variabili o processi stocastici.

¹ Come verrà chiarito in seguito, paragrafo (2.3.2), essendo la logica DD generalmente priva di alcuna conoscenza a priori della fisica del modello, ogni qualvolta se ne faccia uso risulta necessario, ove possibile, operare un'opportuna pulizia e riconciliazione dei dati secondo criteri referenti ai principi primi di cui si è a conoscenza (per il fenomeno in questione) o ad altri ragionamenti di carattere statistico.

Dinamici-Statici Un sistema è generalmente caratterizzato da un certo numero di variabili che variano nel tempo. Se esiste un legame istantaneo tra queste variabili il sistema si definisce *statico*. Invece, i sistemi le cui variabili presentino una dipendenza dai valori assunti precedentemente nel tempo si definiscono *dinamici*.

Tempo Discreto-Tempo Continuo Un modello matematico che descrive la relazione tra segnali continui nel tempo è detto a *tempo continuo* e spesso utilizza le equazioni differenziali per ottenere tale relazione. Nella pratica però è molto frequente avere a disposizione segnali in forma *campionata*, ottenuti da misure discrete nel tempo. Un modello che esprime direttamente la relazione tra i valori dei segnali negli istanti di campionamento si definisce a *tempo discreto* ed è generalmente descritto da equazioni alle differenze.

A Parametri Concentrati-A Parametri Distribuiti Molti fenomeni fisici sono matematicamente descritti attraverso *equazioni differenziali alle derivate parziali* e gli eventi nel sistema sono funzioni continue delle variabili spaziali considerate. I modelli così costruiti prendono il nome di modelli a *parametri distribuiti*. Se invece gli eventi evidenziano dipendenze puntuali dalle variabili spaziali si parla di modelli a *parametri concentrati* e possono essere descritti attraverso *equazioni differenziali ordinarie*.

A Cambiamenti Orientati-A Eventi Discreti I processi fisici sono generalmente descritti in termini di cambiamenti continui dei segnali e delle variabili di interesse. I modelli costruiti in questi casi sono definiti a *cambiamenti orientati*.

Quando i cambiamenti del sistema avvengono a seguito di eventi discreti che si verificano più o meno casualmente nel tempo, i sistemi così caratterizzati e i modelli che ne derivano sono detti a *eventi discreti*.

2.2 Classificazione dei Modelli a Scatola Grigia

La classificazione dei modelli a *scatola grigia*, riguardante la conoscenza a priori dei sistemi considerati, si basa sull'osservazione che, in molti processi industriali, questa è ancora incompleta. Essa si concentra sulle modalità di inserimento di una conoscenza a priori nei modelli, tabella 2.1.

La prima metodologia riguarda il processo di identificazione di modelli del tipo a *scatola nera* attraverso tecniche di regressione e consiste nell'incorporare una conoscenza a priori all'interno della struttura del processo per mezzo dell'imposizione di vincoli ai vari parametri. Un semplice modello continuo può essere trasformato in un corrispondente modello a tempo discreto ed è possibile utilizzare le restrizioni note del modello continuo (come la stabilità e la risposta al gradino) per definire i limiti da imporre al guadagno statico e alle costanti di tempo, ovvero ai parametri del modello discreto.

Una seconda metodologia, nota come modellizzazione *semi-fisica*, fa uso di specifiche trasformazioni non lineari di segnali di processo ingresso/uscita misurati. I segnali misurati sono poi utilizzati per stimare i parametri incogniti di un modello a *scatola nera* lineare (es. modello ARMAX-Autoregressive Moving Average with Exogenous Inputs).

La terza metodologia, detta anche modellizzazione *analitica*, si basa su un modello base ricavato da relazioni matematiche derivate da equazioni di primo principio. Questo approccio è utilizzato comunemente nel caso di sistemi a parametri concentrati, ma può essere applicato anche al caso di sistemi a parametri distribuiti. Difatti, fenomeni spazialmente

	Modelli <i>a scatola nera</i> vincolati e semi-fisici	Modelli analitici	Modelli ibridi
Rapporto tra parametri sconosciuti e parametri noti	Elevato	Basso	Moderato
Complessità della struttura	Bassa	Elevata	Moderata
Contenuti di primo principio	No	Sì	Sì/No
Campo di applicazione	Controllo basato sui modelli, rilevamento guasti, filtraggio adattativo	Comprensione del sistema, diagnostica, training simulation	Rilevamento guasti, monitoraggio di processo
Identificazione del sistema	Metodi standard LS o PEM	Tecniche multicriteriali e di ottimizzazione generale	Metodi del secondo ordine
Struttura del modello nota a priori	Non necessaria	Sempre necessaria	Necessaria/Non necessaria
Strutture di modelli di intelligenza artificiale	Sì	No	Sì
Modelli di equazioni alle derivate parziali (PDE)	No	Sì	No
Stima on-line	Sì	No	Sì
Non-linearità dinamiche	Sì	Sì	Sì
Non-linearità statiche	Sì	Sì	Sì

Tab. 2.1: Metodologie di modellizzazione a *scatola grigia*.

distribuiti hanno un'influenza significativa su molti processi chimici e termodinamici, per esempio sui processi che coinvolgono trasporto di massa o di energia. La rappresentazione matematica di un sistema a parametri distribuiti coinvolge equazioni differenziali alle derivate parziali (PDE). La quarta ed ultima metodologia consiste nella modellizzazione *ibrida*, in cui il modello complessivo è la composizione di una parte a scatola bianca, costituita da equazioni di primo principio, e una parte a *scatola nera*, generalmente rappresentata da un modello non lineare derivato completamente dai dati osservati.

2.2.1 Modelli a scatola nera vincolati e modelli semi-fisici

I modelli a *scatola nera* sono costruiti basandosi su insiemi di dati sperimentali od operativi e non richiedono alcuna conoscenza a priori della fisica del sistema. Per questi motivi sono ampiamente utilizzati in ambito industriale. Inoltre, possono includere sia modelli statici che dinamici e modelli di regressione sia lineare che non lineare. Sono così definite due famiglie di modelli caratterizzati da una parte auto-regressiva e da un ingresso esogeno deterministico: i sistemi ARX (*AutoRegressive with eXogenous input*), che si comportano come regressori lineari, e i sistemi NARX (*Nonlinear AutoRegressive with eXogenous input*), che invece fungono da regressori non lineari. In riferimento a quest'ultima tipologia sono largamente utilizzate le reti neurali artificiali ricorrenti. Un limite di questi modelli a *scatola nera* è rappresentato dall'impossibilità di poterli utilizzare quando i processi o i sistemi modellizzati manifestano evidenti comportamenti non-lineari in fase di mutamento delle condizioni operative, che possono derivare da modifiche della configurazione, da nuove logiche di processo o da alterazioni dovute a fattori esterni. In questo caso, e nel momento in cui non sia praticabile la modellizzazione di primo principio, una valida alternativa consiste nel far uso di intuizioni basate sulla fisica per realizzare una trasformazione delle variabili di ingresso e di uscita, ottenendo da queste i regressori di un nuovo modello a *scatola nera*. Se le caratteristiche di ingresso/uscita statiche non lineari sono note, è possibile usare la convenzione dei modelli di Hammerstein, di Weiner o dei modelli generali con blocco orientato in retroazione. L'approccio *semi-fisico*, invece, può essere utilizzato, ad esempio, per distinguere tra i blocchi dinamici lineari e le non-linearità statiche dei sistemi. Dunque, può essere sfruttata la conoscenza della struttura fisica del modello per identificarne le dinamiche non lineari. Partendo dai modelli dinamici non lineari dei vari sottosistemi è possibile individuare i parametri ignoti del modello, attraverso un'operazione di identificazione e validazione sperimentale. Pertanto, questo approccio considera esplicitamente sia le dinamiche rilevanti che le non-linearità dominanti.

2.2.2 Modellizzazione analitica

Nei casi in cui esiste una conoscenza dei meccanismi fondamentali che sottendono il comportamento di un processo, risulta possibile formulare le relative equazioni di bilancio come un insieme di equazioni del primo ordine. In generale, è poi necessario raffinare la struttura iniziale del modello, costruita sulle intuizioni fisiche, al fine di soddisfare i dati sperimentali. Le fasi di sviluppo di un modello *analitico* consistono in:

- modellizzazione di base;
- sperimentazione;
- stima dei parametri;

- ampliamento del modello;
- validazione.

Il procedimento testé illustrato può coinvolgere le seguenti attività:

- descrizione fenomenologica in forma verbale, grafica o mentale relativa all'oggetto della modellazione e delle condizioni sperimentali;
- identificazione delle grandezze di ingresso e di uscita di interesse e definizione di uno schema delle dipendenze tra le variabili coinvolte, ad esempio attraverso un diagramma a blocchi. Questa fase potrebbe introdurre variabili interne di cui non si ha misura diretta o disturbi casuali, ma è utile ad eliminare quelle relazioni matematiche tra ingressi e uscite ritenute trascurabili;
- modellizzazione matematica del sistema, in cui sono esplicitate le relazioni note tra le variabili, evidenziandone opportunamente la parametrizzazione, oppure sono scelte le strutture per le relazioni incognite, inclusi i disturbi. Se non si conosce il numero o il tipo di relazioni sufficienti a descrivere il modello è necessario creare diverse strutture ipotetiche a seconda del grado di dettaglio previsto;
- taratura del modello, che consente di individuare il modello più semplice possibile in grado di rispettare i dati sperimentali, entro il grado di confidenza prestabilito. Questa fase si divide in una prima parte di adattamento ai dati (fitting) e una seconda di verifica dell'affidabilità dei risultati previsti dal modello valutandone l'incertezza e la bontà. Nel caso in cui il modello ottenuto manifestasse lacune invalidanti potrebbe essere necessario tornare al passo precedente e riconsiderare le ipotesi di modellizzazione;
- validazione, a cui spetta il compito di esaminare il comportamento del modello su un insieme di dati indipendente rispetto ai dati di calibrazione. Se il modello calibrato dovesse risultare più complesso del dovuto, è necessario procedere con le opportune modifiche al fine di renderlo il più semplice possibile, nel rispetto di quella che si può definire *economia della modellizzazione*.

Come già accennato in precedenza, questo approccio, pur essendo maggiormente utilizzato con modelli di tipo a parametri concentrati, trova applicazione anche con modelli a parametri spazialmente distribuiti, nei quali la conoscenza a priori del fenomeno si traduce in modelli di equazioni differenziali alle derivate parziali (Partial Differential Equations - PDE). Un metodo molto comune per la calibrazione e la validazione dei modelli PDE prevede di eseguire la discretizzazione spaziale delle equazioni per ottenere un sistema di equazioni differenziali ordinarie (Ordinary Differential Equations - ODE). Ciò permette da un lato di semplificare le relazioni matematiche che legano tra loro le variabili, ma comporta un sacrificio in termini di informazioni relative al processo, che a volte può manifestarsi sotto forma di una falsa validazione del modello. Un esempio è quel che accade nella discretizzazione alle differenze finite che introduce fenomeni diffusivi artificiali nel modello ODE, che risulta poi impossibile distinguere dal processo fisico di diffusione modellizzato nella struttura PDE. Una possibile soluzione è quella di integrare la discretizzazione spaziale con la calibrazione e la validazione del modello ODE. Questa integrazione è resa possibile mediante la stima dell'errore di modello imposto dalla discretizzazione e formulando

semplici verifiche delle ipotesi riguardanti i parametri della griglia in funzione dell'errore stimato. Il metodo assicura l'assenza di interferenza tra gli errori di riduzione del modello e le discrepanze tra i risultati e i dati osservati. In generale, i modelli PDE non sono adatti per applicazioni real-time senza prima aver provveduto ad una discretizzazione spaziale. Tuttavia esistono approcci bidimensionali che permettono la realizzazione di modelli PDE real-time, i quali però presentano un'inevitabile perdita di dettaglio (sia interno che nelle relazioni ingresso-uscita) e richiedono dati sperimentali per identificare i parametri sconosciuti.

2.2.3 Modellizzazione ibrida

Grazie alla modellizzazione ibrida, le previsioni delle uscite sono ottenute dalla combinazione di un modello First-Principle con un modello Data-Driven. La logica potrebbe sembrare analoga a quella dei modelli FPDD ma è bene sottolineare le importanti differenze. Mentre i primi sfruttano le tecniche di identificazione dei modelli a scatola nera per adattare i parametri del modello a scatola bianca al sistema modellizzato, i modelli ibridi sono ricavati affiancando al modello FP, in grado di spiegare così come è formulato solo parte del comportamento del sistema, una modellizzazione del tipo DD a cui è richiesto di far luce laddove le equazioni di primo principio non riescono. Questo consente di combinare tra loro i vantaggi dei due approcci: la possibilità di avere un modello fisico adattabile alle varie condizioni operative, grazie all'aggiunta del sistema a *scatola nera*, permette di tenere costantemente sotto controllo i risultati in termini di affidabilità. Si può operare sostanzialmente in due modi: seguendo un *approccio in serie* o un *approccio in parallelo*.

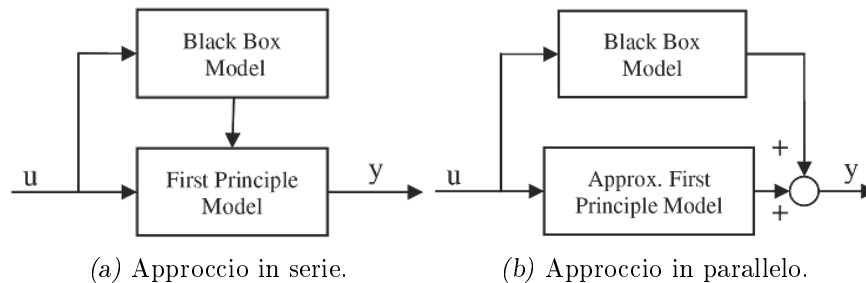


Fig. 2.2: Tipologie di modelli ibridi.

L'*approccio in serie* utilizza un modello basato sui dati per costruire gli ingressi mancanti o per prevedere i parametri di modelli del tipo FP, sfruttando metodi di identificazione di sistemi non-lineari. Il modello FP costituisce la modellizzazione vera e propria del sistema. È importante sottolineare come l'identificazione di tali parametri avvenga sia che essi siano ignoti, o non misurabili, o variabili nel tempo, o comunque incerti. Nell'*approccio in parallelo* è utilizzato un metodo di identificazione di sistemi non-lineari (ad esempio attraverso l'uso di *scatole nere* del tipo ANN - Artificial Neural Network) per predire i residui che il modello First-Principle non riesce a spiegare. Durante il funzionamento, tali valori sono sommati alle uscite del sistema FP, ottenendo così predizioni complessive molto più vicine ai dati reali.

Un innovativo e conveniente approccio alla creazione di modelli ibridi prevede lo sfruttamento di una struttura globalmente caratterizzata da leggi fisiche descrittive del fenomeno

e nella quale sono innestati localmente sistemi a *scatola nera* per identificare le non-linearità interne altrimenti non misurabili.

2.3 Formulazione del Modello FPDD

Il processo di formulazione di un modello First-Principle Data-Driven segue quanto visto per la modellizzazione *analitica* ed è suddiviso in tre fasi:

- formulazione della rappresentazione matematica delle leggi di primo principio;
- processo di adeguamento e taratura del modello;
- validazione del modello.

2.3.1 Definizione di un modello FPDD

Per derivare la rappresentazione matematica di primo principio del sistema reale bisogna tenere in considerazione tre aspetti:

- isolamento del sistema;
- selezione degli ingressi e delle uscite di interesse;
- economia di modellizzazione.

L'isolamento del sistema permette di riconoscere i vari tipi di interazione esistenti tra il sistema e l'ambiente che lo circonda. In questo modo è possibile selezionare e rappresentare le interazioni più rilevanti, scartando così quelle meno influenti. Seguendo i principi di isolamento e selezione, si riesce a semplificare al massimo il modello in relazione allo scopo prestabilito per la modellizzazione. Il numero di ingressi e di uscite è limitato da vincoli derivanti dalla logica di *economia di modellizzazione* perseguita, la quale impone di considerare il numero minimo di parametri e variabili di stato al fine di semplificare al massimo la struttura del modello.

Per la realizzazione di un modello FP è richiesto un linguaggio di modellizzazione e simulazione efficiente. In questa tesi i modelli sono stati ottenuti grazie all'uso del software MATLAB™, il quale fornisce la possibilità di usufruire di ambienti di simulazione dedicati come ad esempio l'ambiente SIMULINK®.

2.3.2 Filtraggio e riconciliazione dei dati

Per poter ottenere un modello affidabile è essenziale avere a disposizione dati altrettanto affidabili, prestando così attenzione alla logica del 'garbage in, garbage out'. Infatti, disporre di informazioni irrilevanti o ridondanti o di dati inaffidabili o caratterizzati da un eccessivo rumore, può compromettere la fase di taratura del modello, rendendola molto difficoltosa. Dall'altro lato, il processo di filtraggio e preparazione dei dati (in inglese 'Data pre-processing') richiede una rilevante quantità di tempo e si suddivide in diverse operazioni:

- *pulizia*: inserimento dei valori mancanti, riduzione del rumore, individuazione o rimozione dei valori anomali, risoluzione di problemi di inconsistenza tra i dati. In questa tesi, avendo a che fare con dispositivi reali che rispettano le leggi della fisica, la fase

di pulizia assume un ruolo fondamentale, soprattutto per determinare l'affidabilità dei dati in relazione ai principi primi che descrivono i fenomeni considerati;

- *integrazione*: consiste nell'integrare i dati provenienti da banche dati differenti;
- *trasformazione*: normalizzazione e aggregazione dei dati;
- *riduzione*: trasformazione di un dato multidimensionale in una rappresentazione significativa di dimensionalità ridotta;
- *discretizzazione*: raggruppamento in sottoinsiemi significativi dei valori di un insieme continuo di dati, in modo da limitare il numero di stati possibili.

2.3.3 Adeguamento e taratura del modello

La fase più importante nella formulazione di un modello è la calibrazione del medesimo. Questa consiste in:

- selezione degli insiemi di dati misurati e rappresentativi di una gamma sufficientemente ampia di funzionamento corretto del modello;
- taratura dei parametri del modello per adattare la risposta del modello ai dati.

Come già accennato precedentemente, i modelli FP sono frequentemente tarati con approcci del tipo a 'tentativo ed errore', attraverso la manipolazione dei valori dei parametri del modello come risultato di un'analisi di sensibilità. Tuttavia, tale metodo può condurre a risultati non ottimali e non ripetibili per mancanza di un approccio sistematico nella fase di variazione dei valori dei parametri. Al fine di evitare questi problemi, conviene affrontare la questione attraverso tecniche di ottimizzazione che fanno uso di un metodo matematico formalizzato. Questo consente di minimizzare l'errore di valutazione dei parametri rispetto alla soluzione di ottimo. Un aspetto molto importante dei sistemi FPDD è rappresentato dal numero di parametri del modello che devono essere aggiornati. Si ritiene, infatti, che operare con il minor numero possibile di tali parametri permetta di ottenere la migliore accuratezza di modello e la più rapida convergenza dell'algoritmo di ottimizzazione utilizzato per la taratura.

Ancora una volta è importante sottolineare le differenze tra questo approccio e la modellizzazione ibrida. Per quanto descritto infatti è possibile osservare che i modelli FPDD mantengono una struttura unicamente determinata dalle equazioni di primo principio descrittive del sistema e sfruttano le logiche Data-Driven solamente per adattare i parametri di tali equazioni al sistema modellizzato. Ben diverso è l'approccio dei modelli ibridi, i quali possono essere visti come la composizione in serie e/o in parallelo di modelli FP e modelli DD.

2.3.4 Validazione del modello

Le difficoltà maggiori, quando si tratta di costruire un modello, non giacciono tanto nella realizzazione dello stesso quanto nel riuscire a renderlo accurato e affidabile. Infatti affinché un modello sia utilizzabile è essenziale avere confidenza con i risultati e le previsioni che esso fornisce. A tal fine è indispensabile provvedere a verificare e validare il modello, generalmente attraverso un confronto con il comportamento del sistema e un'adeguata valutazione delle differenze. Il processo che porta a stabilire se un modello sia o meno valido è detto appunto *validazione del modello*.

Come validare un modello?

Ciascun modello ha un proprio *dominio di validità* che determina in che misura questo sia in grado di descrivere il comportamento del sistema. Alcuni modelli per esempio possono essere validi solo per predizioni qualitative e approssimate, mentre altri possono riuscire a descrivere il sistema in modo quantitativo e accurato. In questo caso il dominio di validità dipende dall'accuratezza richiesta al modello. Un altro significato che può essere attribuito al dominio di validità riguarda l'insieme di valori dei parametri e delle variabili del sistema per cui il modello può essere ritenuto attendibile.

È di primaria importanza determinare il dominio di validità di un modello per evitare di utilizzarlo al di fuori di esso senza esserne a conoscenza e per stabilire la bontà del modello stesso rispetto ad un altro. Pertanto la validazione del modello dev'essere direttamente legata alla costruzione del modello stesso e, poiché quest'ultimo dipende dagli scopi per cui questo viene realizzato, le fasi di verifica sono fortemente influenzate dal tipo di problema. Queste mantengono comunque una caratteristica comune rappresentata dal confronto tra le uscite del modello e quelle del sistema a partire dalle stesse condizioni di ingresso, che devono presentare differenze 'piccole' in relazione agli scopi per cui il modello è costruito e ai disturbi che influenzano le uscite che esso fornisce, figura 2.3. La fase di confronto può

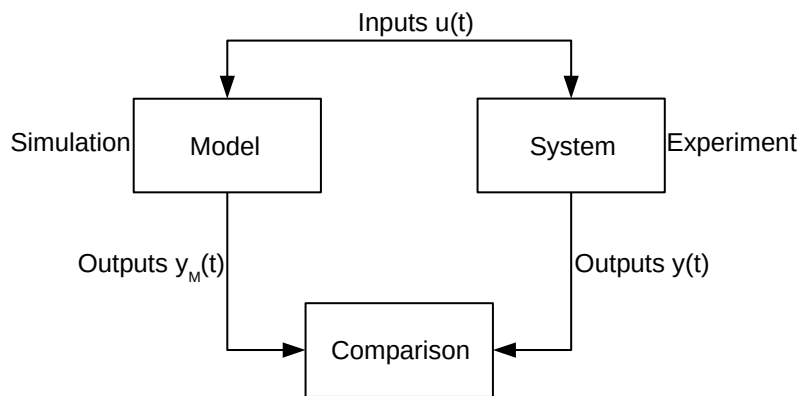


Fig. 2.3: Validazione di un modello.

risultare importante anche per verificare l'influenza sulle differenze osservate da parte di determinate approssimazioni del modello considerate e dei suoi parametri: si può pensare di variare il grado di approssimazione di un sottosistema e osservare come questo incida sulla bontà dei risultati o analogamente manipolare i valori di determinati parametri. Pertanto la costruzione e la validazione del modello devono essere condotte in modo coordinato che spesso si presenta come un vero e proprio processo di affinamento iterativo, figura 2.4.

Cross-validazione

La calibrazione e la validazione dei modelli a *scatola nera* e di quelli a *scatola grigia* che verranno presentati in seguito, sono ottenute attraverso la tecnica statistica nota come *cross-validazione* effettuata sugli insiemi di dati a disposizione, suddivisi in *calibration dataset*, costituito da un *training dataset* e un *validation dataset*, e *test dataset*. Insiemi contenenti dati molto diversi tra loro potrebbero pregiudicare la valutazione delle prestazioni dei modelli, pertanto la suddivisione dev'essere effettuata prestando attenzione alle

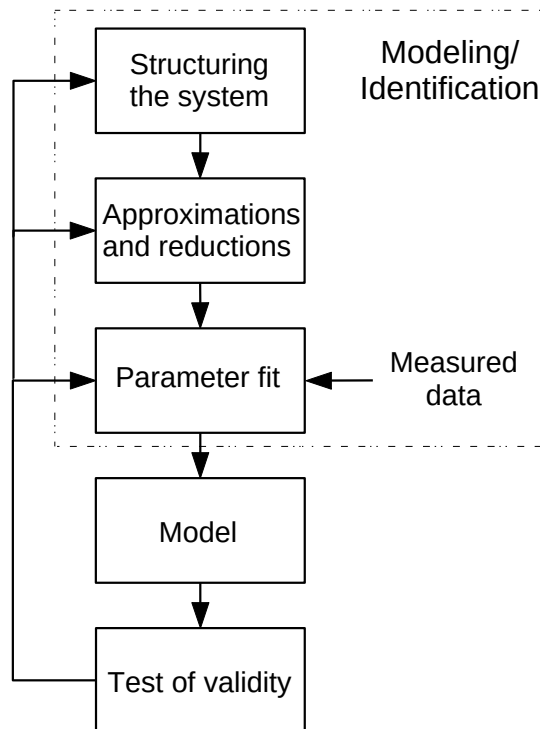


Fig. 2.4: Costruzione e validazione di un modello.

caratteristiche dei dati raggruppati nei vari insiemi. In questa tesi il procedimento di suddivisione è affrontato per mezzo della selezione casuale dei dati opportunamente filtrati e riconciliati in relazione al campo di applicazione dei singoli dispositivi. Per esempio, i dati a disposizione sui ventilatori sono riordinati per valori crescenti della portata e suddivisi in maniera casuale.

Le caratteristiche dei tre insiemi sono:

- il *training dataset* è un insieme di dati utilizzato per tarare i parametri del modello al fine di individuare i valori ottimali degli stessi in relazione al *test error* considerato;
- il *validation dataset* serve a confrontare le prestazioni di diversi modelli, permettendo così di scegliere quello più opportuno;
- il *test dataset* funge da insieme di valutazione delle prestazioni del modello ottimizzato precedentemente scelto e non interviene nella fase di taratura.

Il procedimento seguito per la *cross-validazione* si riferisce allo schema riportato in figura 2.5 e si articola come segue: la taratura dei parametri viene effettuata sul *training dataset* e consiste nel fissare i parametri del modello e ricavare il valore dell'errore di cross-validazione er_{tr}^{cv} considerato. Questo processo viene ripetuto più volte con diversi valori dei parametri finché non si trova l'insieme dei parametri a cui compete un minor errore di cross-validazione. In modo analogo per ciascun modello considerato è calcolato l'errore di cross-validazione er_{val}^{cv} sul *validation dataset*, ottenendo così un parametro utile per la scelta del modello più opportuno in relazione alla bontà richiesta allo stesso. Scelto il modello, l'errore di cross-validazione è calcolato sull'intero *calibration dataset* er_{cal}^{cv} ed, infine, sul *test dataset* er_{test}^{cv} , ricavando due indici rappresentativi delle prestazioni.

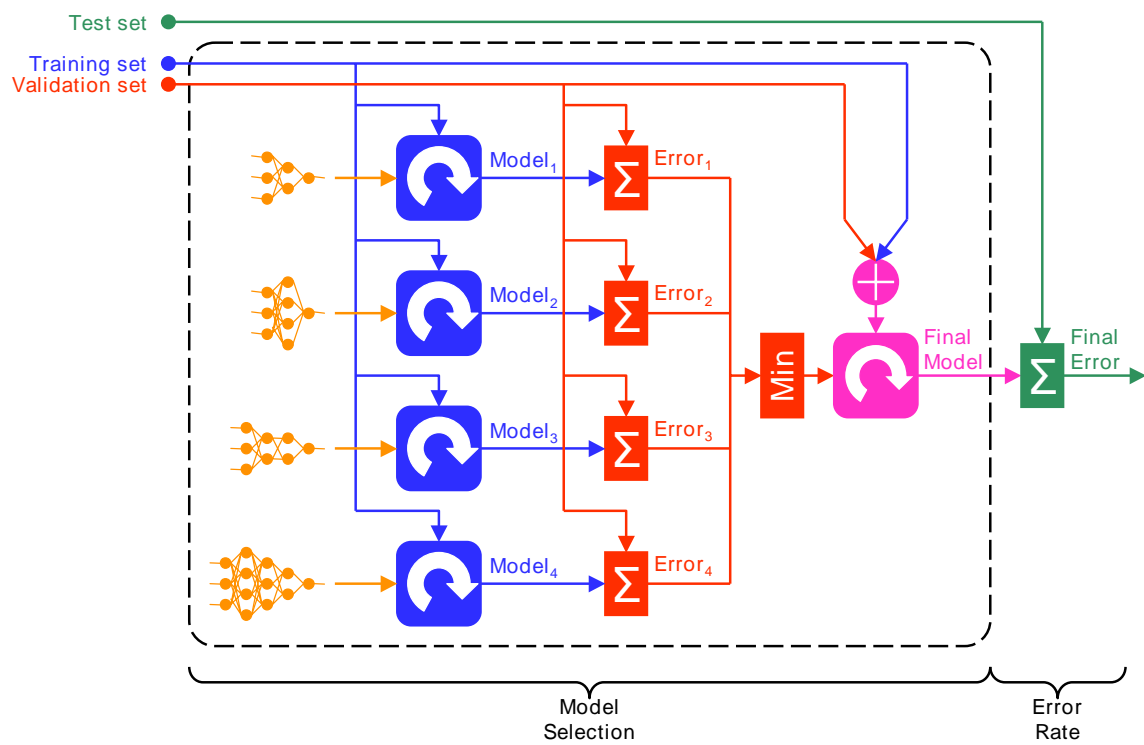


Fig. 2.5: Procedimento di cross-validazione.

Modellizzazione dei Componenti e Validazione

3.1 Introduzione

In questo capitolo sono illustrati i modelli dei componenti caratteristici dell'impianto e i risultati delle relative simulazioni. La distinzione principale riguarda il tipo di descrizione fornita dell'evoluzione temporale del fenomeno rappresentato. Per tale motivo, è consuetudine discernere tra modelli *dinamici*, che esprimono la variabilità o l'evoluzione nel tempo del comportamento di un sistema fisico, e modelli *statici*. Per gli scopi di questa tesi, è stato deciso di modellizzare la sala server (Computers Room) del Data Center come unico elemento *dinamico* dell'impianto, mentre gli altri componenti sono stati descritti come elementi *statici*. La ragione risiede nelle loro caratteristiche fisiche: la sala server può essere considerata come un elemento caratterizzato da dinamiche più lente rispetto agli altri componenti del sistema, per via delle inerzie termiche più elevate. Quindi, poiché i vari dispositivi dell'unità *CRAC* (*Computer Room Air Conditioning*) presentano una dinamica trascurabile e di fronte alla necessità di disporre di modelli semplici, è stato deciso di caratterizzarli solamente in modo *statico*, tabella 3.1.

Componente	Tipologia di modello
Umidificatore adiabatico	Statico
Scambiatore aria-aria compatto a piastre-alette a flussi incrociati	Statico
Ventilatori	Statico
Sala server	Dinamico
Carico termico del Data Center	Statico

Tab. 3.1: Componenti modellizzati.

3.2 Umidificatore Adiabatico

3.2.1 Introduzione

Negli impianti HVAC&R (*Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration*) al fine aumentare il grado di umidità dell'aria è possibile far uso di due diversi procedimenti:

- umidificazione isoterma (o isoterma);
- umidificazione adiabatica.

Nel processo di umidificazione isoterma, il vapore acqueo è disperso nell'ambiente dopo essere stato generato per ebollizione dell'acqua. Questo richiede una fonte esterna in grado di apportare l'energia necessaria per il cambiamento di stato dell'acqua. Poiché la temperatura del vapore è più elevata di quella dell'aria, la temperatura di quest'ultima tende ad aumentare. Il processo adiabatico non prevede apporto di energia termica dall'esterno: l'acqua è finemente nebulizzata e portata a contatto con l'aria. Il calore necessario per la trasformazione dell'acqua da liquido a vapore è fornito dall'aria stessa, che quindi diminuisce la propria temperatura. In genere, la massima riduzione possibile di temperatura a bulbo secco dell'aria dipende dalla differenza tra la temperatura a bulbo secco iniziale e la relativa temperatura a bulbo bagnato. Questo principio è sfruttato soprattutto nelle sale server¹, nei laboratori, nei musei e in tutti gli altri luoghi in cui si richiede un controllo ottimale del livello di umidità dell'aria per garantire la salute degli individui, per la conservazione dei materiali o per la produzione. Il modello proposto è relativo ad un umidificatore e raffreddatore evaporativo che atomizza l'acqua in goccioline finissime che, evaporando spontaneamente, sottraggono calore all'aria umidificata e raffreddata: il cambio di stato da liquido a vapore avviene a spese dell'energia dell'aria che di conseguenza si raffredda. L'acqua è pressurizzata da una pompa a palette che provvede ad inviarla ad un sistema di speciali ugelli che ne provocano l'atomizzazione. L'umidificatore è regolato da un sofisticato sistema di controllo che combina l'azione di un inverter, che regola la velocità e quindi la portata della pompa, con quella di due elettrovalvole che attivano solo gli ugelli necessari, consentendo al sistema di lavorare sempre alla pressione ottimale per atomizzare l'acqua, in un ampio intervallo di portata. Vi possono essere sostanzialmente tre tipologie di umidificatori adiabatici: dispositivi di raffreddamento evaporativi, dispositivi a matrice bagnata e dispositivi ad acqua nebulizzata. Il sistema reale, dunque, include in un'unica soluzione l'umidificazione e il raffreddamento evaporativo e può essere utilizzato per trattare l'aria in una UTA (Unità di Trattamento Aria). È possibile, infatti, sia umidificare l'aria in mandata (*Raffreddamento Adiabatico Diretto*) che raffreddare indirettamente² l'aria immessa in ambiente, ad esempio con un recuperatore a flussi incrociati, in modo da incrementare l'efficienza energetica della UTA.

3.2.2 Modello FPDD

Il modello illustrato di seguito è del tipo *statico a parametri concentrati*. Questa soluzione si adatta in modo efficace all'approccio FPDD, garantendo un sufficiente livello di dettaglio per gli scopi finali della modellizzazione. Il processo di umidificazione adiabatica

¹ Se in un centro di elaborazione dati l'umidità relativa (%UR) scende al di sotto del 40%, l'elettricità statica può accumularsi e causare scariche potenzialmente dannose per i server e le apparecchiature IT, comportando tempi di fermo e costi elevati per la sostituzione delle apparecchiature.

² *Raffreddamento Adiabatico Indiretto*.

è caratterizzato da variazioni trascurabili della temperatura a bulbo bagnato e di entalpia (idealmente costanti) tra le condizioni di ingresso e di uscita, figura 3.1. Analogamente

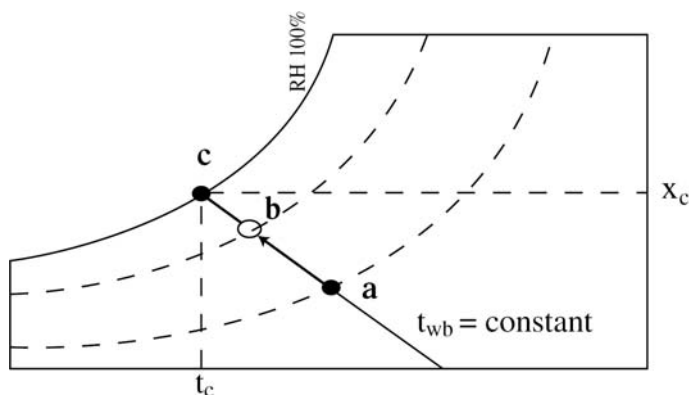


Fig. 3.1: Processo di umidificazione adiabatica: trasformazione nel diagramma psicrometrico.

agli altri processi di trasferimento di massa e di energia, è possibile caratterizzare il processo con una sua efficienza ‘bagnata’ (‘wet’), legata all’incremento di umidità specifica dal punto (a) al punto (b) causato al flusso d’aria elaborato rispetto all’incremento massimo ottenibile riferito alla condizione di saturazione (c):

$$\varepsilon_{wet} = \frac{x_b - x_a}{x_c - x_a}. \quad (3.1)$$

In prima approssimazione, le temperature a bulbo secco dell’aria immessa e di quella uscente dall’umidificatore possono essere usate per calcolarne l’efficienza ‘termica’ (‘hum’) come segue:

$$\varepsilon_{hum} = \frac{t_b - t_a}{t_c - t_a}. \quad (3.2)$$

Rappresentazione matematica del modello

Il modello realizzato fa riferimento a quello riportato da Fonseca e Cuevas³ in [3], opportunamente validato nel caso dispositivi in cui una determinata portata d’aria entra in contatto con una matrice bagnata o fluisce attraverso una nube d’acqua atomizzata. L’approccio usato permette di ricavare un modello semplificato di apparecchiature di raffreddamento per evaporazione (diretta o indiretta) attraverso un’analogia con il fenomeno di scambio termico che avviene all’interno di uno scambiatore di calore. L’umidificatore può essere considerato come uno scambiatore che opera con una miscela fluida fittizia caratterizzata da un calore specifico fittizio. Gli umidificatori adiabatici possono essere visti come un caso particolare di sistema di raffreddamento evaporativo a diretto contatto con acqua in condizioni quasi-isotermiche. Si tratta, dunque, di un modello adatto a dispositivi contraddistinti da un processo di scambio di calore e massa con acqua a temperatura costante e pari alla temperatura a bulbo umido dell’aria in ingresso, figura 3.2. Note le temperature a bulbo secco $t_{a,su,hum}$ e a bulbo bagnato $t_{wb,su,hum}$ di ingresso e l’efficienza

³ Rispetto al modello descritto dai due autori sono state apportate solamente alcune modifiche. La più rilevante, che vale la pena sottolineare, riguarda l’equazione del coefficiente fittizio di scambio termico globale.

‘termica’ ε_{hum} è possibile calcolare la temperatura dell’aria in uscita $t_{a,ex,hum}$ dall’umidificatore. Quest’ultima è ricavata con il metodo $\varepsilon - NTU$ considerando lo scambio tra aria, con una propria capacità termica di flusso \dot{C}_a , e l’acqua con capacità termica di flusso infinita:

$$t_{a,ex,hum} = t_{a,su,hum} + (t_{wb,su,hum} - t_{a,su,hum}) \varepsilon_{hum}, \quad (3.3)$$

dove:

$$\varepsilon_{hum} = 1 - \exp(-NTU), \quad (3.4)$$

$$NTU = \frac{AU}{\dot{C}_{min}}, \quad (3.5)$$

$$\dot{C}_{min} = \dot{C}_a, \quad (3.6)$$

$$\dot{C}_a = \dot{m}_a c_{p,a}. \quad (3.7)$$

Le grandezze delle equazioni precedenti sono:

- ε_{hum} , efficienza ‘termica’ dell’umidificatore;
- $t_{a,ex,hum}$, temperatura a bulbo secco dell’aria in uscita all’umidificatore (*exhaust air*), °C;
- $t_{a,su,hum}$, Temperatura a bulbo secco dell’aria in ingresso all’umidificatore (*supply air*), °C;
- $t_{wb,su,hum}$, temperatura a bulbo bagnato dell’aria in ingresso all’umidificatore, °C;
- NTU , numero di unità di trasporto fittizio;
- \dot{C}_{min} , capacità termica di flusso minima, W/K ;
- \dot{C}_a , capacità termica di flusso dell’aria in ingresso all’umidificatore, W/K ;
- \dot{m}_a , portata di massa d’aria secca in ingresso all’umidificatore, kg_{da}/s ;
- $c_{p,a}$, calore specifico dell’aria in ingresso all’umidificatore, $J/(kg_{da}K)$.

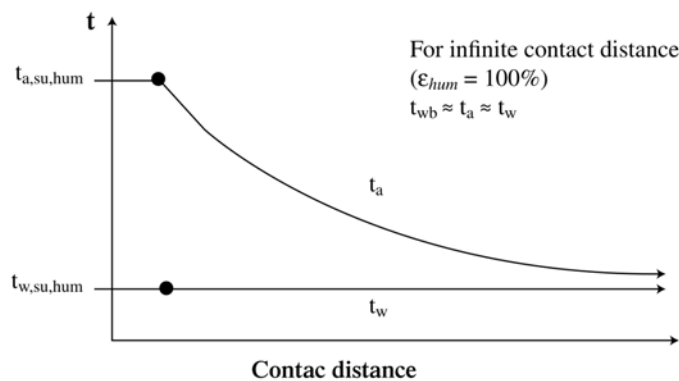


Fig. 3.2: Processo di umidificazione adiabatica.

Il coefficiente fittizio di scambio termico globale dell'umidificatore secondo Fonseca e Cuevas è descritto da:

$$AU = AU_n \left[\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,n}} \right]^p \left[\frac{SW}{SW_n} \right]^q. \quad (3.8)$$

Nel caso in esame è stato necessario modificare questa espressione aggiungendo un terzo fattore:

$$AU = AU_n \left[\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,n}} \right]^{p_1} \left[\frac{SW}{SW_n} \right]^{p_2} \left[\frac{\frac{t_{a,su,hum} + 273.15}{t_{dp,su,hum} + 273.15}}{\left(\frac{t_{a,su,hum} + 273.15}{t_{dp,su,hum} + 273.15} \right)_n} \right]^{p_3}. \quad (3.9)$$

Si osservi come l'equazione (3.9) è tale da rispettare l'assenza di scambio tra aria e acqua, quando una delle due portate sia nulla. Come condizioni nominali sono state prese in considerazione quelle relative al massimo coefficiente fittizio di scambio termico globale AU_n osservato:

- AU_n : coefficiente fittizio di scambio termico globale dell'umidificatore in condizioni nominali, W/K ;
- $\dot{m}_{a,n}$: portata di massa d'aria secca in ingresso all'umidificatore riferita alle condizioni nominali, kg_{da}/s ;
- SW_n : portata di massa d'acqua in ingresso all'umidificatore riferita alle condizioni nominali, kg/s ;
- $\left(\frac{t_{a,su,hum} + 273.15}{t_{dp,su,hum} + 273.15} \right)_n$: rapporto tra la temperatura a bulbo secco e la rispettiva temperatura di rugiada in condizioni nominali;
- p_1 , p_2 e p_3 : parametri del modello ricavati in fase di calibrazione al fine di ottenere una migliore aderenza dello stesso ai dati osservati.

I primi due rapporti dell'equazione (3.9) permettono di considerare l'influenza delle due portate entranti (d'aria e d'acqua) sulle prestazioni del dispositivo, mentre il terzo rapporto consente di caratterizzare il processo tenendo conto delle differenti condizioni iniziali dell'aria in ingresso. Riassumendo, le grandezze di ingresso sono:

- \dot{m}_a : portata di massa d'aria secca in ingresso all'umidificatore, kg_{da}/s ;
- $t_{a,su,hum}$: temperatura a bulbo secco dell'aria in ingresso all'umidificatore, $^{\circ}C$;
- $x_{a,su,hum}$: umidità specifica dell'aria in ingresso all'umidificatore, kg_{wv}/kg_{da} ;
- p_{atm} : pressione totale dell'aria in ingresso all'umidificatore, Pa ;
- SW : portata di massa d'acqua in ingresso all'umidificatore, kg/s .

Noti i valori dei parametri ricavati in fase di calibrazione, paragrafo (3.2.2), è possibile calcolare il valore di AU in funzione degli ingressi appena elencati. Successivamente è poi possibile ricavare il valore di NTU ed ε_{hum} a partire da (3.5) e (3.4). Pertanto, dalla (3.3)

si può ottenere la temperatura in uscita $t_{a,ex,hum}$ e da questa si può derivare l'umidità specifica dell'aria uscente $x_{a,ex,hum}$ dalla seguente equazione:

$$\frac{x_{a,ex,hum} - x_{a,su,hum}}{t_{a,ex,hum} - t_{a,su,hum}} = \frac{x_{wb,ex,hum} - x_{a,su,hum}}{t_{wb,ex,hum} - t_{a,su,hum}}. \quad (3.10)$$

Dal valore di $x_{a,ex,hum}$ si può stimare la portata di massa d'acqua evaporata EW e quella sprecata DW :

$$EW = \dot{m}_a (x_{a,ex,hum} - x_{a,su,hum}), \quad (3.11)$$

$$DW = SW - EW. \quad (3.12)$$

La figura 3.3 evidenzia le uscite e i parametri coinvolti.

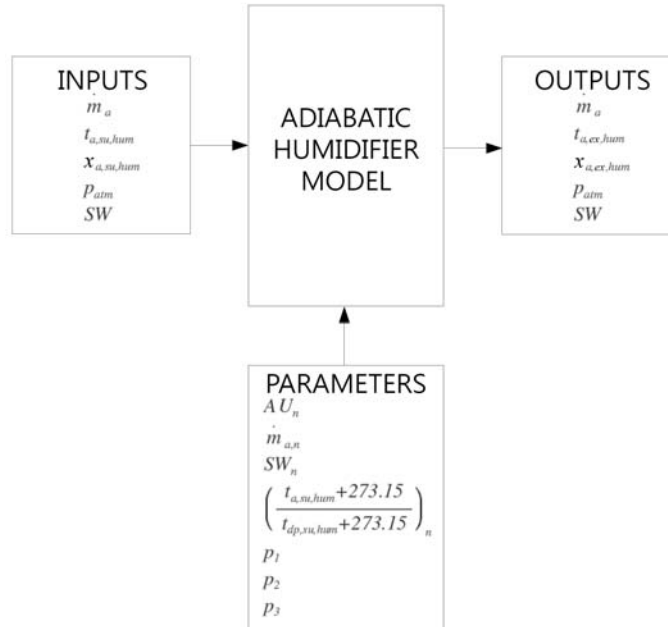


Fig. 3.3: Modello dell'umidificatore con ingressi, uscite e parametri.

Calibrazione e test

L'operazione di adattamento e calibrazione del modello, come già accennato, può essere affrontata alla stregua di un problema di ottimizzazione. Nel caso in esame essa non è effettuata direttamente sulle grandezze di ingresso-uscita, ma è eseguita ad un livello intermedio del modello, ovvero rispetto a grandezze ottenute indirettamente a partire dai dati di ingresso e di uscita. Questo è giustificato da un lato dalla possibilità di inferire dei parametri/coefficienti riassuntivi caratteristici del fenomeno in esame (e.g. coefficiente fittizio di scambio), dall'altro dalla possibilità di giovare di questi parametri/coefficienti caratteristici, insieme ai principi primi che regolano i fenomeni fisici, per derivare le grandezze di interesse.

Il campo di validità del modello è determinato dai valori minimi e massimi degli ingressi considerati, tabella 3.2.

Ingresso	min	max
$t_{a,su,hum}$	20°C	36°C
$x_{a,su,hum}$	$1.4 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$	$9.98 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$
\dot{m}_a	2.71 kg _{da} /s	18.40 kg _{da} /s
\dot{V}_a	8530.6 m ³ /h	55000 m ³ /h
SW	140.0 l/h	1 054.2 l/h

Tab. 3.2: Campo di validità del modello dell'umidificatore.

Calibrazione L'obiettivo è quello di determinare i valori dei parametri p_1 , p_2 e p_3 al fine di ottenere un adeguata rappresentazione dei dati osservati. A tale scopo, i dati disponibili sono stati prima validati e riconciliati e successivamente suddivisi in due insiemi disgiunti:

- DS_c (Calibration Dataset): è l'insieme dei dati di calibrazione per la taratura e la validazione del modello, di cardinalità $\#DS_c = n_1 = 2032$;
- DS_t (Validation Dataset): è l'insieme dei dati di riferimento per la successiva valutazione delle prestazioni del modello ottimizzato, di cardinalità $\#DS_t = n_2 = 964$.

$$DS_c \cap DS_t = \emptyset. \quad (3.13)$$

Per quanto concerne l'insieme DS_c , dopo aver individuato le grandezze relative alle condizioni nominali⁴ riportati in tabella 3.3, sono stati ricavati i valori delle grandezze di riferimento per il coefficiente:

$$\beta := \frac{AU}{AU_n}. \quad (3.14)$$

L'insieme dei valori di β costituisce l'insieme dei valori osservati, mentre l'insieme dei valori predetti $\hat{\beta}$ è fornito dal seguente modello:

$$\hat{\beta} := \left[\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,n}} \right]^{p_1} \left[\frac{SW}{SW_n} \right]^{p_2} \left[\frac{\frac{t_{a,su,hum} + 273.15}{t_{dp,su,hum} + 273.15}}{\left(\frac{t_{a,su,hum} + 273.15}{t_{dp,su,hum} + 273.15} \right)_n} \right]^{p_3}. \quad (3.15)$$

Il problema della calibrazione del suddetto modello è risolto in questa sede come un

AU_n	$6.56 \times 10^4 \text{ W/K}$
$\dot{m}_{a,n}$	18.27 kg _{da} /s
SW_n	1 054.2 l/h
$\left(\frac{t_{a,su,hum} + 273.15}{t_{dp,su,hum} + 273.15} \right)_n$	$\frac{295.15}{263.60}$

Tab. 3.3: Condizioni nominali riferite al DS_c .

⁴ $AU_n, \dot{m}_{a,n}, SW_n$, e $\left(\frac{t_{a,su,hum} + 273.15}{t_{dp,su,hum} + 273.15} \right)_n$.

problema di ottimizzazione. I parametri p_1 , p_2 e p_3 risultano dalla soluzione di:

$$\arg \max_{p_1, p_2, p_3} J = R_{adj}^2(\beta, \hat{\beta}) |_{DS_c}. \quad (3.16)$$

Il grado di valutazione associato ad una soluzione (funzione fitness) corrisponde in questo caso al coefficiente di determinazione aggiustato (R_{adj}^2) che rappresenta la frazione di varianza spiegata:

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{n-1}{n-k-1} \frac{RSS}{TSS} \quad \text{Adjusted } R^2, \quad (3.17)$$

$$RSS = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad \text{Residual Sum of Squares}, \quad (3.18)$$

$$TSS = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad \text{Total Sum of Squares}. \quad (3.19)$$

Se il valore del coefficiente di determinazione aggiustato corretto è prossimo a 1 significa che i k regressori predicono in maniera accurata il valore della variabile dipendente y in campione. Pertanto, maggiore è il coefficiente di determinazione aggiustato e minore risulta essere l'errore commesso.

Il problema di ottimizzazione (3.16) è stato risolto con l'ausilio di una tecnica di ottimizzazione euristica-stocastica che attraverso un processo iterativo seleziona via via la soluzione più appropriata tra quelle ottenute a ciascun passo. Si è optato per un approccio di questo tipo non avendo a priori informazioni sulla regolarità della funzione fitness. Nello specifico sono stati impiegati gli algoritmi genetici, GAs (appendice A).

In 3.4 sono riportati i parametri dell'algoritmo genetico dopo aver condotto una opportuna fase di sintonizzazione:

Numero di individui	90
Numero massimo di generazioni	100
Range iniziale di p_1 , p_2 e p_3	$[-7; 7]$, $[-7; 7]$, $[-7; 7]$
Numero di regressori	3
Numero di dati osservati	2032

Tab. 3.4: Parametri per la soluzione del problema di calibrazione con GA.

L'algoritmo genetico fornisce la seguente soluzione relativa ai parametri p_1 , p_2 e p_3 :

p_1	-0.1967
p_2	1.1180
p_3	4.5694

Tab. 3.5: Parametri del modello calibrato.

Test Noti i valori dei parametri di calibrazione si calcolano i corrispondenti $\hat{\beta}$ previsti dal modello sia per l'insieme di calibrazione DS_c che per quello di test DS_t . In figura 3.4 sono riportati i grafici relativi al confronto tra i dati osservati β (in ascissa, 'Target') e quelli predetti $\hat{\beta}$ (in ordinata, 'Output'), per entrambi gli insiemi di dati.

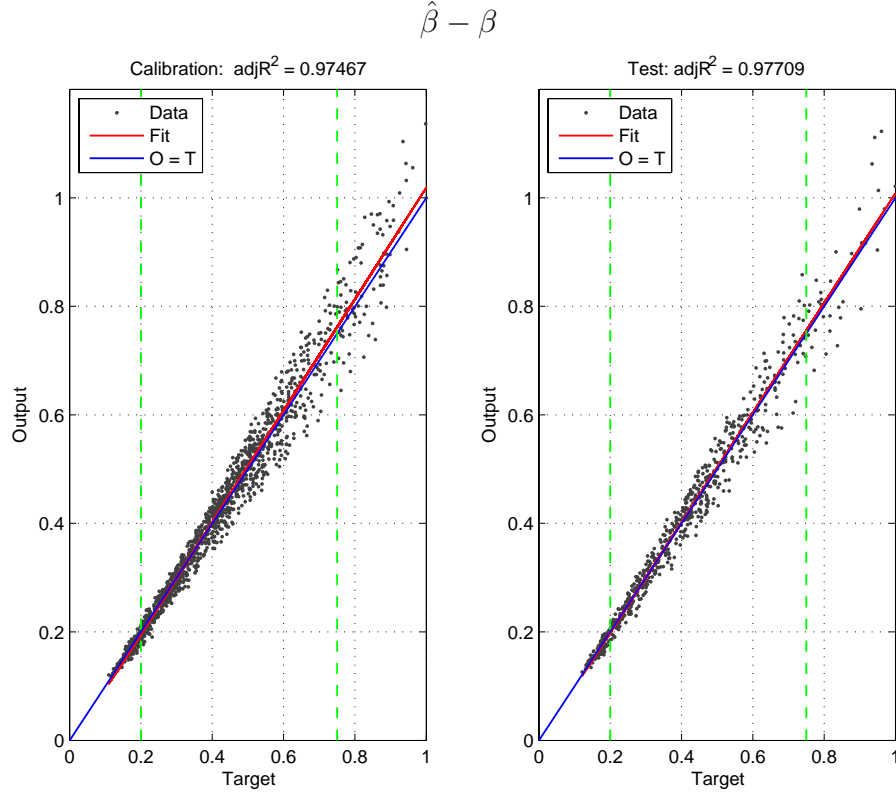


Fig. 3.4: Confronto tra le previsioni relative ai parametri di calibrazione del modello e i dati osservati.

La bisettrice di colore blu corrispondente alla condizione ideale di perfetta coincidenza tra dati osservati e quelli previsti, la retta di color rosso è ottenuta attraverso una interpolazione lineare dei dati predetti e fornisce informazioni sulla prestazione del modello. In entrambe i casi di calibrazione e test, si evince che le prestazioni dei modelli sono soddisfacenti. Questo fatto è avallato anche dai valori del coefficiente R_{adj}^2 che risulta prossimo all'unità. Inoltre, sono riportate le due rette tratteggiate verticali di colore verde corrispondenti ai vincoli di portata d'acqua di alimentazione SW minima e massima che si prevede di imporre in fase di utilizzo, Tab. 3.6.

Si è quindi impiegato il modello relativo al coefficiente di scambio insieme alle leggi del

$$\begin{array}{l|l} SW_{min} & 160 \text{ l/h} \\ SW_{max} & 576 \text{ l/h} \end{array}$$

Tab. 3.6: Portata d'acqua di alimentazione minima e massima dell'umidificatore.

primo principio relativo al fenomeno in esame per valutare le previsioni delle grandezze di uscita: i valori osservati e quelli previsti sono relativi all'insieme di test DS_t . Le grandezze di interesse in uscita sono:

- temperatura a bulbo secco T_{out} , °C;
- umidità specifica x_E , g_{wv}/kg_{da} ;
- portata d'acqua evaporata EW , kg/s ;
- portata d'acqua sprecata DW , kg/s .

In maniera analoga a quanto visto sopra si riportano in figura 3.5 i risultati ottenuti relativamente alle grandezze considerate. Si può osservare che la radice dell'errore quadratico medio (RMSE) è piccola, prossima a zero, in tutti i casi. A titolo d'esempio, nel diagramma psicrometrico (i.e. diagramma di Carrier) di figura 3.6, si riportano alcuni esempi di quattro trasformazioni subite dall'aria dovute alla azione dell'umidificatore e calcolate con l'ausilio del modello sviluppato. I pallini rossi indicano le condizioni iniziali, mentre i pallini blu quelle finali. L'effetto dell'umidificatore è quello di determinare una diminuzione della temperatura a bulbo secco nonché un aumento dell'umidità della miscela d'aria.

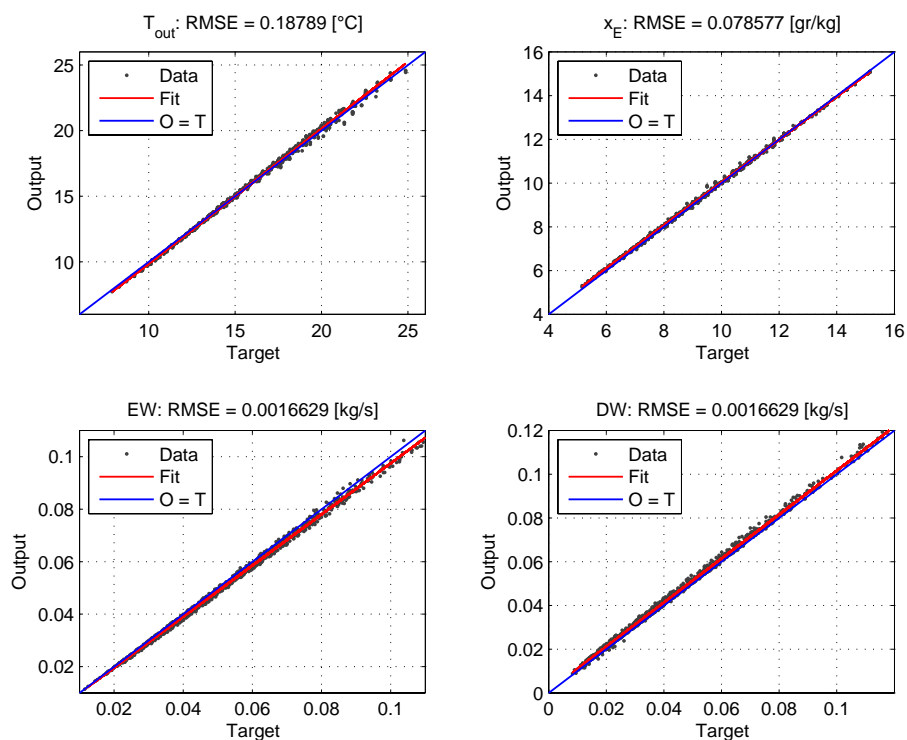


Fig. 3.5: Confronto tra le previsioni relative alle uscite del modello e le uscite osservate del dataset DS_t .

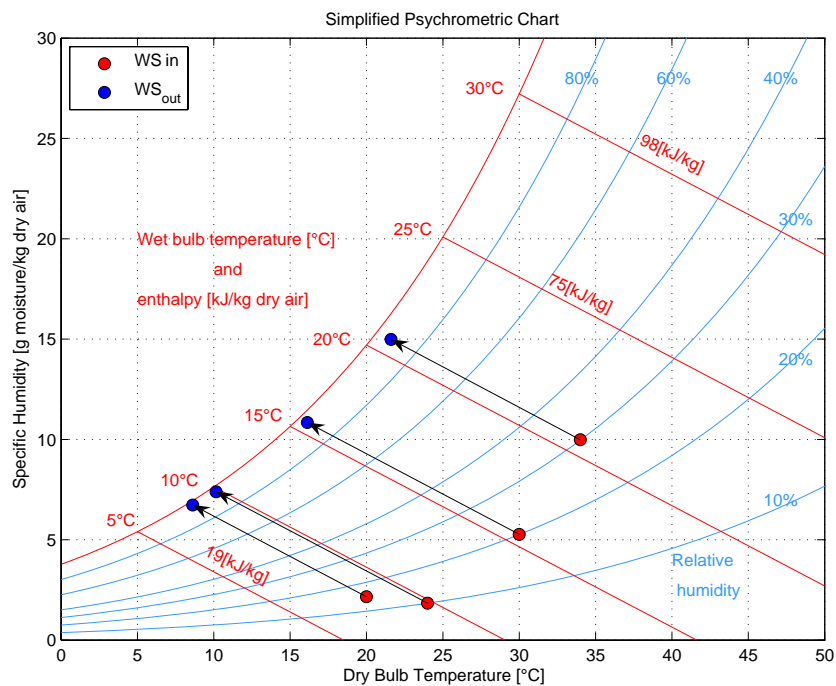


Fig. 3.6: Saturazione adiabatica relativa al modello.

3.3 Scambiatore Aria-Aria Compatto a Piastre-Alette a Flussi Incrociati

3.3.1 Introduzione

La forma più diffusa di scambiatore di calore a flussi incrociati è quella degli *scambiatori compatti aria-aria a piastre-alette*, i quali combinano il vantaggio di poter ridurre gli ingombri con la possibilità di realizzare elevate aree della superficie di scambio (fino a $6000 \text{ m}^2/\text{m}^3$). La matrice può essere di alluminio, d'acciaio inossidabile, di ceramica o, in alcuni casi, di carta impregnata. I due fluidi passano in canali alterni, scambiando calore attraverso i piatti di separazione. Questi apparecchi possono essere utilizzati come scambiatori gas-liquido o come condensatori/evaporatori, ma sono particolarmente indicati come scambiatori gas-gas, in quanto realizzano elevate aree di scambio per unità di volume e buoni coefficienti di scambio grazie all'uso di passaggi a piccolo diametro idraulico ed alette disegnate appositamente. Si possono avere passaggi con alette piane, ondulate o con intagli rialzati per incrementare la turbolenza, e possono essere continue o interrotte e sfalsate se si desidera rompere lo strato limite. I canali realizzati possono avere sezione rettangolare o triangolare. I coefficienti di scambio e i fattori di attrito che si realizzano sono ottenuti generalmente da apposita sperimentazione. Si possono ottenere soluzioni teoriche solo per deflusso laminare completamente sviluppato in canali lunghi, lisci, non interrotti. Un esempio schematico di scambiatore aria-aria compatto a piastre-alette con alette continue e completamente lisce è riportato in figura 3.7.

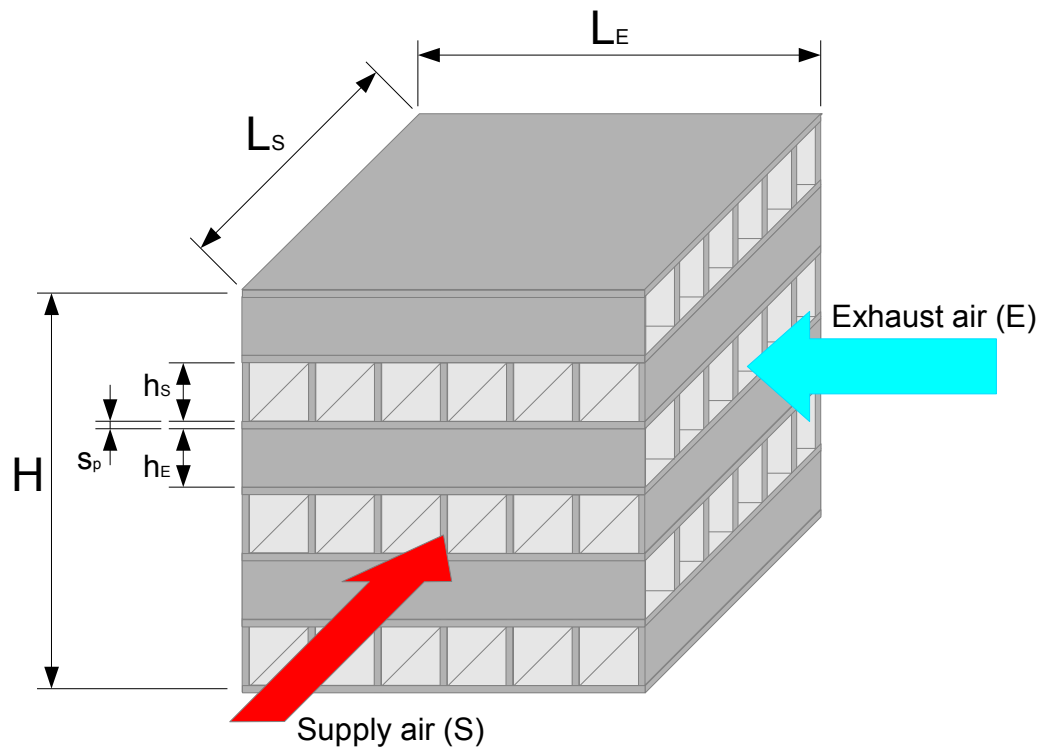
3.3.2 Modello FPDD

La funzione dello scambiatore di calore a piastre-alette a flussi incrociati inserito nel sistema *CRAC* è quella di ricevere l'aria di ritorno dalla sala server, raffreddarla con l'aria prelevata dall'esterno eventualmente trattata dall'umidificatore e restituirla alla stanza ad una temperatura inferiore, tale da consentire l'estrazione del calore prodotto dalle apparecchiature in essa collocate.

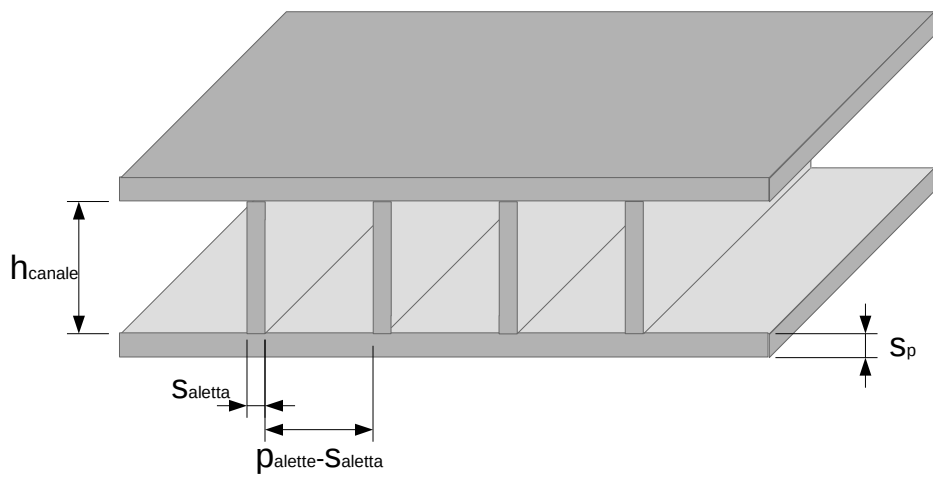
Il processo di scambio termico è governato dalla differenza di temperatura tra i fluidi coinvolti e dalle condizioni del moto relativo mediato dalle superfici di separazione. Le correlazioni usate in questo tipo di scambiatore sono riferite alla convezione termica forzata che si instaura al passaggio dei fluidi all'interno dei canali. Queste dipendono dai diversi fenomeni che intervengono in funzione delle condizioni termofluidodinamiche locali. Infatti, essendo l'aria una miscela di gas incondensabili e vapore acqueo, a seconda delle capacità di scambio termico del dispositivo e delle condizioni termofluidodinamiche e di moto all'ingresso dei due flussi, vi può essere la presenza di solo scambio di calore *sensibile*, allorché le correnti di aria calda e fredda evolvono ad umidità specifica costante, oppure vi può essere la combinazione tra lo scambio di calore *sensibile* e lo scambio di calore *latente*⁵ nel caso in cui si verifichi la formazione di condensa in una parte del dispositivo.

A differenza dello scambio di calore *sensibile*, legato al solo trasferimento di energia, la condensazione coinvolge anche meccanismi di trasporto di massa del vapore acqueo e si instaura quando la corrente più calda ed umida, che lambisce le superfici delle piastre, entra a contatto con una zona a temperatura inferiore rispetto alla propria temperatura di rugiada. Nei canali del fluido caldo, questo comporta la formazione di goccioline d'acqua sulla superficie solida e, con l'intensificarsi del fenomeno, di un vero e proprio film liquido

⁵ La somma tra lo scambio di calore *sensibile* e lo scambio di calore *latente* definisce lo scambio di calore *totale*.



(a) Geometria complessiva.



(b) Canali rettangolari con alette piane continue.

Fig. 3.7: Configurazione semplificata della geometria dello scambiatore aria-aria compatto a piastre-alette a flussi incrociati.

in grado di alterare sensibilmente le prestazioni di scambio termico del dispositivo. Dunque, vi possono essere tre condizioni di funzionamento dello scambiatore:

- con *aletta asciutta (dry-fin)*, in cui i canali sono completamente asciutti e vi è solo scambio di calore *sensibile*;
- con *aletta bagnata (wet-fin)*, se la condensazione avviene lungo tutti i canali dell'aria più calda e quindi tutto lo scambiatore è interessato dallo scambio di calore *totale*;
- *situazione mista Wet-Dry*, in cui parte dello scambiatore lavora con canali completamente asciutti e parte invece è caratterizzato dalla formazione di condensa.

A fronte di queste possibili condizioni operative, è stato necessario suddividere il modello complessivo dello scambiatore in due sotto-modelli. Il primo, relativo al solo scambio *sensibile* e denominato *Sotto-modello Dry*, è del tipo a *scatola grigia* ed è pertanto caratterizzato da una parametrizzazione che dev'essere calibrata sui dati misurati. Il secondo, che caratterizza lo scambio *totale* e denominato *Sotto-modello Wet*, è un modello completamente a *scatola bianca* e ciò è dovuto al fatto che la modellizzazione a *parametri concentrati* riportata in letteratura, e considerata per prevedere gli effetti della condensazione, è descritta da equazioni che hanno come variabili indipendenti le caratteristiche di scambio convettivo ricavate in ipotesi di solo scambio di calore *sensibile*. Pertanto il *Sotto-modello Wet* deriva univocamente dal *Sotto-modello Dry* calibrato. Si osservi che in condizioni di funzionamento *dry-fin* il processo è descritto interamente dal *Sotto-modello Dry*, così come in condizioni *wet-fin* il flusso termico è calcolato attraverso i risultati ottenuti dal *Sotto-modello Wet*⁶. Nella *situazione mista Wet-Dry* invece le uscite del modello complessivo sono ottenute come combinazione delle uscite restituite dai due sotto-modelli. Riassumendo, si opera nel modo seguente:

- sono valutate le prestazioni del *Sotto-modello Dry* ipotizzando che sia presente solamente lo scambio di calore *sensibile*;
- è accertata la presenza delle condizioni necessarie alla formazione di condensa attraverso un criterio che verrà illustrato in seguito;
- nel caso in cui non si verifichi la condensazione si considerano come uscite del modello complessivo quelle del *Sotto-modello Dry*;
- se è accertato il verificarsi della condensazione anche solamente su una porzione dello scambiatore, si procede a valutarne le prestazioni attraverso il *Sotto-modello Wet* ipotizzando che tutto il dispositivo sia interessato dallo scambio di calore *totale*. Dopodiché, si ricava il flusso termico *totale* come somma pesata dei contributi dei due sotto-modelli, sfruttando un prestabilito sistema di associazione di pesi. Chiaramente, se si stabilisce che l'intero scambiatore è interessato dagli effetti della condensazione della corrente d'aria calda, il peso relativo al flusso termico valutato con il *Sotto-modello Dry* è nullo.

In figura 3.8 è riportata, a titolo di esempio, una rappresentazione schematica bidimensionale della distribuzione di temperature che si può verificare nello scambiatore a flussi incrociati. Si può notare come, in prima approssimazione, l'eventuale condensazione ha

⁶ Il *Sotto-modello Wet* mantiene comunque la propria dipendenza dal *Sotto-modello Dry*, ma, come sarà chiarito in seguito, in funzionamento completamente *wet* si considereranno come uscite del modello complessivo quelle del solo *Sotto-modello Wet*.

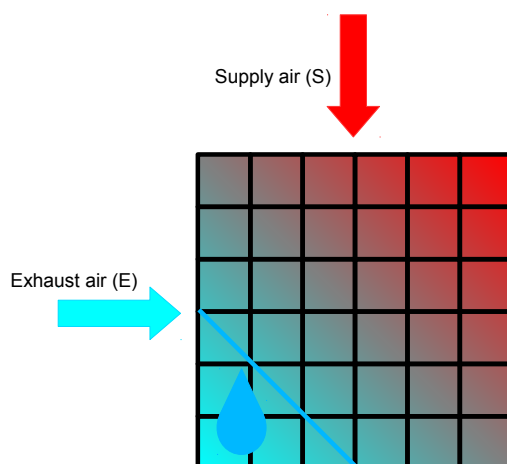


Fig. 3.8: Distribuzione ideale delle temperature nello scambiatore a flussi incrociati.

inizio nel vertice in basso a sinistra, dove l'aria fredda in ingresso raffredda l'aria calda che ha già ceduto buona parte del proprio calore, determinando quindi una zona a più bassa temperatura superficiale delle piastre.

Sia per il *Sotto-modello Dry* che per il *Sotto-modello Wet*, la parte First-Principle dei modelli è del tipo a *parametri concentrati*. L'approccio scelto per l'analisi dei fenomeni è di tipo monodimensionale con conseguente perdita di dettaglio nei confronti della tridimensionalità del problema, tale però da non comprometterne la bontà ai fini preposti per la modellizzazione.

Per semplicità nella costruzione del modello, per entrambe le direzioni di deflusso sono stati considerati canali con sezione di attraversamento rettangolare, aventi piastre e alette continue. Le caratteristiche geometriche e fisiche principali sono elencate nella tabella 3.7. Con S è indicata la portata d'aria primaria (o *supply air* o *product air*) prelevata e reimpressa nella stanza, mentre con E si fa riferimento alla portata d'aria secondaria⁷ (o *aria di processo* o *exhaust air* o *process air*) presa e rigettata all'esterno. L'aria secondaria in condizioni nominali serve a raffreddare la *primaria*: in questa situazione, mentre il flusso E può modificare solo la propria temperatura e non il contenuto di umidità specifica, la portata lato S può essere soggetta, in base a quanto detto prima, anche alla diminuzione di umidità specifica in caso si verifichi la condensazione.

Per l'identificazione delle grandezze geometriche si fa riferimento alle figure 3.7a e 3.7b. In tabella 3.8 sono riportate le definizioni dei parametri geometrici significativi ricavati per caratterizzare queste superfici compatte.

⁷ Corrisponde alla portata d'aria che attraversa l'umidificatore.

Geometria	H - Altezza totale	1.98 m
	L_S - Lunghezza del canale lato S	1.81 m
	L_E - Lunghezza del canale lato E	1.81 m
	h_S - Altezza del canale lato S	7.14×10^{-3} m
	h_E - Altezza del canale lato E	7.14×10^{-3} m
	p_{alette} - Passo alette (uguale per entrambe le direzioni di flusso)	0.1 m
	s_{aletta} - Spessore aletta (uguale per entrambe le direzioni di flusso)	3×10^{-4} m
	$s_{piastre}$ - Spessore delle piastre	1.5×10^{-4} m
Materiale - Alluminio	λ_m - Conducibilità termica	230 W/m K

Tab. 3.7: Caratteristiche geometriche e fisiche dello scambiatore.

V - Volume dello scambiatore	$L_S L_E H$	5.60 m^3
$A_{piastre}$ - Area della superficie lorda totale di scambio delle piastre	$\frac{2V}{h_S + h_E + 2s_{piastre}}$	889.80 m^2
A_S - Area della superficie di scambio lato S	$\frac{2V[h_S + (p_{alette} - s_{aletta})]}{p_{alette}(h_S + h_E + 2s_{piastre})}$	950.67 m^2
A_E - Area della superficie di scambio lato E	$\frac{2V[h_E + (p_{alette} - s_{aletta})]}{p_{alette}(h_S + h_E + 2s_{piastre})}$	950.67 m^2
$A_{alettata,S}$ - Area della superficie alettata lato S	$\frac{2Vh_S}{p_{alette}(h_S + h_E + 2s_{piastre})}$	63.53 m^2
$A_{alettata,E}$ - Area della superficie alettata lato E	$\frac{2Vh_E}{p_{alette}(h_S + h_E + 2s_{piastre})}$	63.53 m^2
$A_{front,S}$ - Area della superficie frontale lato S	$L_E H$	3.58 m^2
$A_{front,E}$ - Area della superficie frontale lato E	$L_S H$	3.58 m^2
σ_S - Area di deflusso (netta) lato S /Area della superficie frontale lato S	$\frac{h_S(p_{alette} - s_{aletta})}{p_{alette}(h_S + h_E + 2s_{piastre})}$	0.488
σ_E - Area di deflusso (netta) lato E /Area della superficie frontale lato E	$\frac{h_E(p_{alette} - s_{aletta})}{p_{alette}(h_S + h_E + 2s_{piastre})}$	0.488
$d_{h,S}$ - Diametro idraulico del canale lato S	$\frac{4h_S(p_{alette} - s_{aletta})}{2[h_S + (p_{alette} - s_{aletta})]}$	0.0133 m
$d_{h,E}$ - Diametro idraulico del canale lato E	$\frac{4h_E(p_{alette} - s_{aletta})}{2[h_E + (p_{alette} - s_{aletta})]}$	0.0133 m

Tab. 3.8: Caratteristiche geometriche e fisiche dello scambiatore.

Rappresentazione matematica del modello

Come accennato in precedenza, la prima fase corrisponde all'analisi del processo convettivo che regola il solo scambio di calore *sensibile*, a cui segue la modellizzazione dei fenomeni coinvolti nello scambio di calore *totale*.

Sotto-modello Dry In condizioni di funzionamento *dry*, in merito alla formulazione del fattore d'attrito di Fanning e del numero di Nusselt, le equazioni descrittive del fenomeno prendono spunto dai risultati riportati da Polley e Abu-Khader in [13]. I due autori sfruttano le possibilità messe a disposizione dalle correlazioni asintotiche, che sono costruite valutando la radice n-esima della somma delle potenze n-esime dei termini contenenti la variabile indipendente. A tal riguardo e relativamente al fattore d'attrito in tubi rettilinei, Churchill in [14] propone:

$$f^n = f_{lam}^n + f_{tran+turb}^n \quad (3.20)$$

Il primo termine considera le condizioni in regime di flusso laminare, mentre il secondo è a sua volta una correlazione asintotica del fattore d'attrito in condizioni idrodinamiche di transizione e quello in regime turbolento completamente sviluppato:

$$f_{tran+turb}^n = f_{tran}^n + f_{turb}^n \quad (3.21)$$

Constatando la mancanza di una transizione netta tra il regime laminare e quello turbolento nel caso di superfici piane alettate, Polley e Abu-Khader suggeriscono di trascurare il termine f_{tran} . Inoltre individuano un valore pari a 3 per l'esponente n per ottenere un buon riscontro tra i dati previsti e quelli osservati da loro considerati, [15]. In questo modo si ottiene la seguente correlazione valida in ogni condizione di regime di flusso:

$$f^3 = f_{lam}^3 + f_{turb}^3 \quad (3.22)$$

Sfruttando poi quanto proposto da Hewitt *et al.* in [16], Polley e Abu-Khader al fine di predire i fattori d'attrito delle superfici piane alettate utilizzano le correlazioni per tubi rettilinei, considerando il diametro idraulico come parametro geometrico di riferimento nel calcolo del numero di Reynolds:

$$f_{lam} = \frac{16}{Re}, \quad (3.23)$$

$$f_{turb} = \frac{0.078}{Re^{0.25}}. \quad (3.24)$$

Per ricavare il numero di Nusselt, invece, fanno riferimento a una correlazione asintotica proposta da Churchill in [17]:

$$Nu^{10} = Nu_{lam}^{10} + \left(\frac{1}{Nu_{tran}^2} + \frac{1}{Nu_{turb}^2} \right)^{-5}. \quad (3.25)$$

Il termine Nu_{tran} in (3.25) descrive il fenomeno di scambio termico convettivo nella zona di transizione ed è ricavato attraverso un'interpolazione tra le equazioni teoriche del trasferimento di calore in flusso laminare e quello in flusso turbolento:

$$Nu_{tran} = Nu_{lam}|_{Re=2200} \exp\left(\frac{Re - 2200}{730}\right). \quad (3.26)$$

Il termine laminare è a sua volta ottenuto da due correlazioni raccomandate dall'ESDU (Engineering Sciences Data Unit) [18]. La prima riguarda il trasferimento di calore in condizioni di flusso laminare con profilo termico non completamente sviluppato e profilo idrodinamico completamente sviluppato:

$$Nu_{lam} = \left[3.66^3 + 0.7^3 + (1.77 Gz^{\frac{1}{3}} - 0.7)^3 \right]^{\frac{1}{3}}. \quad (3.27)$$

La seconda riguarda il trasferimento di calore in condizioni di flusso laminare con entrambi i profili non completamente sviluppati:

$$Nu_{lam} = \left[3.66^3 + 0.7^3 + (1.77 Gz^{\frac{1}{3}} - 0.7)^3 + \left(\frac{4}{\pi} \left(\frac{2}{1 + 22 Pr} \right)^{\frac{1}{6}} Gz^{\frac{1}{2}} \right)^3 \right]^{\frac{1}{3}}. \quad (3.28)$$

Il numero di Graetz Gz è ottenuto in funzione del diametro idraulico della sezione di passaggio e della lunghezza caratteristica dell'aletta:

$$Gz = Re Pr \frac{d_h}{l} \quad (3.29)$$

Infine, il termine turbolento è rappresentato da una correlazione per tubi rettilinei, la cui forma è proposta sempre da Churchill in [14]:

$$Nu_{turb} = C \sqrt{f} Re Pr^{\frac{1}{3}}. \quad (3.30)$$

Tenendo presente la necessità di parametrizzare le equazioni descrittive del modello per permetterne la taratura sui dati misurati e nell'ottica di limitare il più possibile il numero di parametri di calibrazione, si è scelto di mantenere inalterato il termine per il fattore d'attrito in condizioni idrodinamiche di flusso laminare e di modificare il termine (3.24) in regime turbolento completamente sviluppato. La forma della correlazione del fattore d'attrito complessivo è analoga alla (3.22):

$$f = \left[\left(\frac{16}{Re} \right)^3 + (p_1 Re^{p_2})^3 \right]^{\frac{1}{3}}. \quad (3.31)$$

Per quanto concerne il numero di Nusselt le modifiche hanno riguardato sia il termine turbolento che quello laminare:

$$Nu_{turb} = p_3 \sqrt{f} Re^{p_4} Pr^{p_5}, \quad (3.32)$$

$$Nu_{lam} = [p_6^3 + p_7^3 + (p_8 Gz^{p_9} - p_7)^3]^{\frac{1}{3}}. \quad (3.33)$$

Altresì, il termine interpolante relativo alla zona di transizione laminare-turbolento è stato trascurato all'interno della correlazione asintotica e l'esponente n è stato parametrizzato e sarà stabilito in fase di calibrazione. La forma di tale correlazione diventa quindi:

$$Nu = (Nu_{turb}^{p_{10}} + Nu_{lam}^{p_{10}})^{\frac{1}{p_{10}}}. \quad (3.34)$$

Per poter procedere al calcolo del fattore d'attrito di Fanning e del numero di Nusselt è necessario conoscere il numero di Reynolds e di Prandtl di ciascun flusso, insieme alle caratteristiche geometriche dello scambiatore. Per comodità, questi coefficienti adimensionali si riferiscono alle condizioni di ingresso delle due correnti:

- \dot{m}_S : portata di massa d'aria secca in ingresso lato S , kg_{da}/s ;
- $t_{S,i}$: temperatura a bulbo secco dell'aria in ingresso lato S , $^{\circ}C$;
- $x_{S,i}$: umidità specifica dell'aria in ingresso lato S , kg_{wv}/kg_{da} ;
- $p_{S,i}$: pressione totale dell'aria in ingresso lato S , Pa ;
- \dot{m}_E : portata di massa d'aria secca in ingresso lato E , kg_{da}/s ;
- $t_{E,i}$: temperatura a bulbo secco dell'aria in ingresso lato E , $^{\circ}C$;
- $x_{E,i}$: umidità specifica dell'aria in ingresso lato E , kg_{wv}/kg_{da} ;
- $p_{E,i}$: pressione totale dell'aria in ingresso lato E , Pa .

Giovanandosi delle funzioni per il calcolo delle proprietà dell'aria umida indicate da Tsilingiris⁸ in [19], si ricavano:

- $c_{p,S,i}$: calore specifico della miscela aria umida riferito alla portata d'aria secca e valutato rispetto alle condizioni di ingresso lato S , $J/kg_{da} K$;
- $c_{p,E,i}$: calore specifico della miscela aria umida riferito alla portata d'aria secca e valutato rispetto alle condizioni di ingresso lato E , $J/kg_{da} K$;
- $h_{S,i}$: entalpia specifica della miscela aria umida riferita alla portata d'aria secca e valutato rispetto alle condizioni di ingresso lato S , J/kg_{da} ;
- $h_{E,i}$: entalpia specifica della miscela aria umida riferita alla portata d'aria secca e valutato rispetto alle condizioni di ingresso lato E , J/kg_{da} ;
- $\lambda_{S,i}$: conducibilità termica della miscela aria umida in ingresso lato S , $W/m K$;
- $\lambda_{E,i}$: conducibilità termica della miscela aria umida in ingresso lato E , $W/m K$;
- $\mu_{S,i}$: viscosità dinamica della miscela aria umida riferita alla portata d'aria secca e valutata rispetto alle condizioni di ingresso lato S , $kg_{da}/m s$;
- $\mu_{E,i}$: viscosità dinamica della miscela aria umida riferita alla portata d'aria secca e valutata rispetto alle condizioni di ingresso lato E , $kg_{da}/m s$;
- $\rho_{da,S,i}$: densità dell'aria in ingresso riferita alla portata d'aria secca lato S , kg_{da}/m^3 ;
- $\rho_{da,E,i}$: densità dell'aria in ingresso riferita alla portata d'aria secca lato E , kg_{da}/m^3 .

È possibile quindi ottenere i numeri di Reynolds Re_i e di Prandtl Pr_i , riferiti alle condizioni dell'aria in ingresso, da utilizzare nelle correlazioni (3.31)-(3.33):

$$Re_i = \frac{G d_h}{\mu_i}, \quad (3.35)$$

$$Pr_i = \frac{c_{p,i} \mu_i}{\lambda_i}, \quad (3.36)$$

⁸ Queste funzioni hanno un campo di validità della temperatura a bulbo secco dell'aria compreso tra 0 e 100 $^{\circ}C$.

G è la portata di massa specifica definita come:

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{front}}. \quad (3.37)$$

Una volta stabiliti i parametri p_1, p_2, \dots, p_{10} , sarà possibile derivare il coefficiente di scambio termico convettivo, in condizioni di trasferimento di calore *sensibile*, α_{dry} , per ciascuna corrente fluida che entra nello scambiatore:

$$\alpha_{dry} = \frac{\lambda_i Nu}{d_h}. \quad (3.38)$$

Dai valori di $\alpha_{dry,S}$ e $\alpha_{dry,E}$ è possibile ricavare le rispettive efficienze della *superficie alettata asciutta*, $\Omega_{dry,S}$ e $\Omega_{dry,E}$, utilizzando la seguente equazione:

$$\Omega_{dry} = 1 - \frac{A_{alettata}}{A} (1 - \Omega_{aletta,dry}), \quad (3.39)$$

dove l'efficienza della singola aletta $\Omega_{aletta,dry}$ si ottiene da:

$$\Omega_{aletta,dry} = \frac{\tanh(m_{dry} L)}{m_{dry} L}, \quad (3.40)$$

con L la lunghezza dell'aletta (nel caso in esame, rispettivamente pari alle lunghezze dei canali L_S e L_E) e m_{dry} è dato da:

$$m_{dry} = \sqrt{\frac{\alpha_{dry}}{\lambda_m \delta_{aletta}}}, \quad (3.41)$$

$$\delta_{aletta} = \frac{s_{aletta}}{2}. \quad (3.42)$$

Il coefficiente globale di scambio termico K_{dry} nel caso di *aletta asciutta* risulta:

$$K_{dry} = \left(\frac{A_{piastra}}{A_S \alpha_{dry,S} \Omega_{dry,S}} + \frac{A_{piastra}}{A_E \alpha_{dry,E} \Omega_{dry,E}} + \frac{s_{piastra}}{\lambda_m} \right)^{-1}. \quad (3.43)$$

Le uscite di interesse del sotto-modello relativo al solo scambio di calore *sensibile* sono:

- $t_{S,o}$: temperatura a bulbo secco dell'aria in uscita lato S , °C;
- $x_{S,o}$: umidità specifica dell'aria in uscita lato S , kg_{wv}/kg_{da} ;
- $t_{E,o}$: temperatura a bulbo secco dell'aria in uscita lato E , °C;
- $x_{E,o}$: umidità specifica dell'aria in uscita lato E , kg_{wv}/kg_{da} ;
- q_{dry} : flusso di calore valutato nel caso di *aletta asciutta*, W .

Le uscite sono ottenute applicando il metodo P-NTU: note le condizioni delle correnti in ingresso ai due lati dello scambiatore, questo metodo permette di riferire indistintamente il

calcolo alle grandezze di uno o dell'altro fluido, [20]. Di seguito sono riportate le rispettive capacità termiche di flusso:

$$\dot{C}_S = \dot{m}_S c_{p,S,i}, \quad (3.44)$$

$$\dot{C}_E = \dot{m}_E c_{p,E,i}. \quad (3.45)$$

In relazione al flusso E , il rapporto tra le capacità termiche di flusso è:

$$R_E = \frac{\dot{C}_E}{\dot{C}_S} = \frac{\dot{m}_E c_{p,E,i}}{\dot{m}_S c_{p,S,i}}. \quad (3.46)$$

Noto il coefficiente globale di scambio termico K_{dry} è possibile ricavare il numero di unità di scambio termico:

$$NTU_E = \frac{K_{dry} A_{piastre}}{\dot{C}_E} = \frac{\dot{C}_S}{\dot{C}_E} \frac{K_{dry} A_{piastre}}{\dot{C}_S} = \frac{NTU_S}{R_E}. \quad (3.47)$$

Lo scambiatore a flussi incrociati in questione ha una configurazione a singolo passaggio con flusso simmetrico ed entrambi i fluidi non miscelati. Utilizzando un'equazione approssimata, l'efficienza termica⁹ del dispositivo valutata rispetto al lato E è data da:

$$P_E = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU_E^{0.22}}{R_E} [\exp(-R_E NTU_E^{0.78}) - 1] \right\} = \frac{t_{E,o} - t_{E,i}}{t_{S,i} - t_{E,i}}. \quad (3.49)$$

Dalla equazione (3.49) si possono ottenere la temperatura in uscita del fluido E e il flusso termico scambiato q_{dry} :

$$t_{E,o} = t_{E,i} + P_E (t_{S,i} - t_{E,i}), \quad (3.50)$$

$$q_{dry} = P_E \dot{C}_E (t_{S,i} - t_{E,i}). \quad (3.51)$$

Infine, sfruttando il Primo Principio della Termodinamica si ha la temperatura in uscita lato S risulta:

$$t_{S,o} = t_{S,i} - \frac{q_{dry}}{\dot{C}_S}. \quad (3.52)$$

Si osservi che, in assenza di condensazione, l'umidità specifica in uscita per le due correnti fluide si mantiene inalterata:

$$x_{E,o} = x_{E,i}, \quad (3.53)$$

$$x_{S,o} = x_{S,i}. \quad (3.54)$$

Le equazioni (3.31)-(3.54) rappresentano il sotto-modello relativo al solo scambio di calore *sensibile*. La eventuale presenza del fenomeno di condensazione è stabilita attraverso il seguente criterio.

Criterio per stabilire la presenza/assenza di condensazione Ai fini della verifica della presenza di condizioni in grado di causare la condensazione del flusso d'aria più caldo sulla superficie delle piastre dello scambiatore, si fa riferimento a un modello monodimensionale costruito come analogia tra la configurazione a flussi incrociati e quella

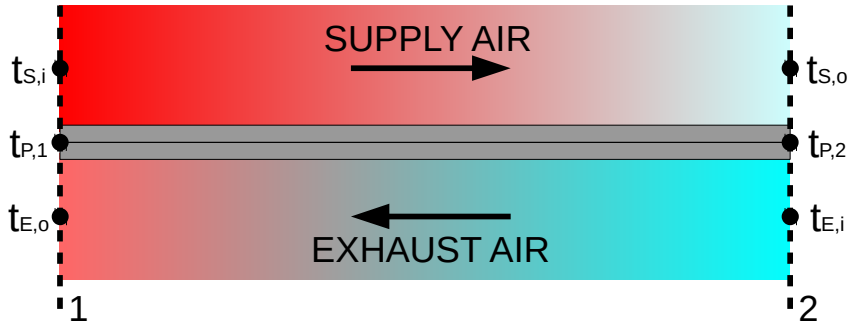


Fig. 3.9: Analogia con la configurazione a flussi in controcorrente.

in controcorrente, figura 3.9. Come si può notare, in corrispondenza della sezione 1 le temperature delle due portate sono $t_{S,i}$ e $t_{E,o}$, mentre alla sezione 2 le temperature dei due flussi sono $t_{E,i}$ e $t_{S,o}$ ¹⁰. Noti i coefficienti di scambio termico convettivo $\alpha_{dry,S}$ e $\alpha_{dry,E}$ e la resistenza termica delle piastre si ottengono i coefficienti di trasmissione termica in condizioni di aletta asciutta:

$$K_{dry_S} = \left(\frac{A_{piastre}}{A_S \alpha_{dry,S} \Omega_{dry,S}} + \frac{\frac{S_{piastre}}{2}}{\lambda_m} \right)^{-1}, \quad (3.55)$$

$$K_{dry_E} = \left(\frac{A_{piastre}}{A_E \alpha_{dry,E} \Omega_{dry,E}} + \frac{\frac{S_{piastre}}{2}}{\lambda_m} \right)^{-1}. \quad (3.56)$$

Le temperature di parete sono calcolate come media pesata delle temperature dei fluidi in corrispondenza della sezione 1 e della sezione 2¹¹:

$$t_{p,1} = \frac{K_{dry_S} t_{S,i} + K_{dry_E} t_{E,o}}{K_{dry_S} + K_{dry_E}}, \quad (3.57)$$

$$t_{p,2} = \frac{K_{dry_S} t_{S,o} + K_{dry_E} t_{E,i}}{K_{dry_S} + K_{dry_E}}. \quad (3.58)$$

La condensazione si verifica nel flusso d'aria che si sta raffreddando quando lambisce una superficie a temperatura inferiore alla propria temperatura di rugiada. Per stabilire la porzione di superficie relativa al modello monodimensionale interessata dallo scambio di calore *totale*, si confrontano le temperature $t_{p,1}$ e $t_{p,2}$ con la temperatura di rugiada $t_{rug,S,i}$ relativa alle condizioni di ingresso dell'aria più calda¹² e si ricava il valore della coordinata

⁹ Formulazione generale:

$$P_E = \phi_E (NTU_E, R_E, Geometria\ dello\ scambiatore). \quad (3.48)$$

¹⁰ $t_{S,o}$ e $t_{E,o}$ sono le temperature ottenute impiegando il *Sotto-modello Dry*.

¹¹ Per via dell'esigua resistenza termica del materiale che le compone, è possibile considerare la temperatura superficiale di parete uguale a quella del nodo posizionato a metà dello spessore delle piastre.

¹² Si osservi che in raffreddamento con solo scambio di calore *sensibile*, il flusso *primario* si raffredda senza modificare il contenuto di umidità specifica e, quindi, a temperatura di rugiada costante e pari a quella in

adimensionale x_{cond} di un sistema di riferimento parallelo ai canali dello scambiatore la cui origine cade in corrispondenza della sezione 1:

$$x_{cond} = \frac{t_{p,1} - t_{rug,S,i}}{t_{p,1} - t_{p,2}}. \quad (3.59)$$

In funzione della coordinata x_{cond} si definiscono i pesi w_{dry} e w_{wet} , a somma unitaria, da associare rispettivamente ai contributi del flusso di calore calcolati con il *Sotto-modello Dry* e il *Sotto-modello Wet* per ottenere il flusso di calore scambiato complessivamente. In altre parole, x_{cond} può esser vista come la distanza, rispetto alla sezione di ingresso del flusso d'aria più caldo, in cui ha inizio la condensazione e può essere sfruttata per identificare, riferendosi al modello di figura 3.9, l'estensione delle porzioni del dispositivo interessate dai due diversi fenomeni.

In prima approssimazione si può pensare di utilizzare un sistema di pesi ricavato come funzione lineare della coordinata x_{cond} e definito nella seguente maniera:

- se $x_{cond} \geq 1$, allora

$$\begin{cases} w_{dry} = 1 \\ w_{wet} = 0 \end{cases} \quad (3.60)$$

- se $x_{cond} \leq 0$, allora

$$\begin{cases} w_{dry} = 0 \\ w_{wet} = 1 \end{cases} \quad (3.61)$$

- se $0 < x_{cond} < 1$, allora

$$\begin{cases} w_{dry} = 1 - w_{wet} \\ w_{wet} = 1 - x_{cond} \end{cases} \quad (3.62)$$

Tuttavia, in fase di validazione questa logica di associazione dei pesi si è dimostrata eccessivamente conservativa. Ciò dipende dalle approssimazioni introdotte dal modello monodimensionale costruito in analogia con la configurazione in controcorrente. Infatti, il sistema di definizione dei pesi (3.60)-(3.62) stabilisce che per x_{cond} pari a 1 è presente solo scambio di calore *sensibile*, mentre per x_{cond} uguale a 0, tutto lo scambiatore è soggetto agli effetti della condensazione. Questo è vero solo se la configurazione dello scambiatore è realmente in controcorrente e le temperature di parete, calcolate in funzione delle temperature medie di ingresso e di uscita dei due flussi, risultano idealmente coincidenti con quelle del dispositivo. Nel caso dello scambiatore a flussi incrociati il profilo di temperatura in uscita da entrambe i lati è tale da comportare temperature di parete sensibilmente diverse da quelle valutate sulle condizioni medie in uscita. Se per esempio si considera la sezione 1, la temperatura di parete dipende dai valori di $t_{S,i}$ e $t_{E,o}$. Quest'ultima corrisponde al valore medio in grado di soddisfare il bilancio entalpico attraverso lo scambiatore, ma come è noto il profilo della temperatura non è il medesimo per tutti i canali del dispositivo e questo significa che alcuni canali lato *E* (quelli in alto nella figura 3.8) restituiscono in uscita l'aria a temperatura maggiore della media considerata. Ipotizzando che le portate in ingresso siano caratterizzate da temperature uniformi, la temperatura di parete in ingresso lato *S* si può calcolare come media tra $t_{S,i}$ e il profilo di temperatura tra ingresso e

ingresso; in caso intervenga la condensazione già a partire dalla sezione 1, il parametro di riferimento resta sempre quello relativo all'ingresso.

uscita della portata lato E che attraversa i canali più vicini all'ingresso lato S . In questo modo non si può escludere che il profilo di temperatura della parete sia non consistente con quello predetto dal modello, evidenziando per x_{cond} pari a 0, delle zone dei canali lato S non interessate dalla condensazione. Considerazioni analoghe possono essere fatte per x_{cond} uguale a 1.

Per ovviare a questo tipo di inconvenienti sarebbe necessario fare riferimento a un grado di dettaglio maggiore ricorrendo all'impiego di modelli più complicati a *parametri distribuiti*. Tuttavia, in questa tesi si vogliono applicare adeguati modelli a *parametri concentrati* con un compromesso tra accuratezza e complessità. Per questo motivo si è individuata una pesatura che assicuri al modello in esame delle prestazioni soddisfacenti. Attraverso varie prove è stato possibile individuare una logica fondata su un nuovo intervallo di x_{cond} e una funzione quadratica per la definizione di w_{wet} ¹³:

- se $x_{cond} \geq 1$, allora

$$\begin{cases} w_{dry} = 1 \\ w_{wet} = 0 \end{cases} \quad (3.63)$$

- se $x_{cond} \leq -0.6$, allora

$$\begin{cases} w_{dry} = 0 \\ w_{wet} = 1 \end{cases} \quad (3.64)$$

- se $-0.6 < x_{cond} < 1$, allora

$$\begin{cases} w_{dry} = 1 - w_{wet} \\ w_{wet} = -0.4167 x_{cond}^2 - 0.4583 x_{cond} + 0.8750 \end{cases} \quad (3.65)$$

Stabiliti i pesi opportuni per i contributi in termini di flusso di calore di ciascun sotto-modello e avendo ricavato il flusso termico q_{dry} del *Sotto-modello Dry*, per $w_{wet} \neq 0$ si calcola il flusso di calore q_{wet} del *Sotto-modello Wet*. Infine, noto che quest'ultimo è dato dalla somma di un termine *sensibile*, $q_{wet,sens}$, e un termine *latente*, $q_{wet,lat}$, è possibile ottenere il flusso termico *sensibile* totale q_{sens} , il flusso di calore *latente* totale q_{lat} e il flusso di calore *totale* q_{tot} :

$$q_{sens} = w_{dry} q_{dry} + w_{wet} q_{wet,sens}, \quad (3.66)$$

$$q_{lat} = w_{wet} q_{wet,lat}, \quad (3.67)$$

$$q_{tot} = q_{sens} + q_{lat}, \quad (3.68)$$

dove:

$$q_{wet} = q_{wet,sens} + q_{wet,lat}. \quad (3.69)$$

¹³ Come compromesso tra complessità e accuratezza, sono state esaminate varie funzioni attraverso prove a 'tentativo ed errore' (*trial and error*).

Sotto-modello Wet L'eventuale fenomeno di condensazione nello scambiatore è modellizzato considerando la presenza di scambio di calore latente.

Il modello considerato deriva dalle equazioni riportate da Threlkeld *et al.* in [4], riadattate per il caso di uno scambiatore aria-aria. Gli autori ipotizzano la formazione di un film liquido che ricopre completamente le superfici di una batteria alettata lambite da aria calda (nel caso qui considerato corrisponde ai canali lato S), il quale è capace di trasmettere calore solo in direzione trasversale rispetto alla direzione del film stesso. Gli ingressi del modello comprendono quelli del *Sotto-modello Dry* ai quali sono aggiunti i coefficienti convettivi di scambio termico $\alpha_{dry,S}$ e $\alpha_{dry,E}$ e le uscite del sotto-modello appena citato. Questo consente di ricavare un coefficiente globale di scambio di calore per le condizioni di funzionamento in condensazione, semplicemente modificando le equazioni viste in precedenza. A partire dal valore di $\alpha_{dry,S}$ si calcola il nuovo coefficiente di scambio in condizioni di *aletta bagnata*:

$$\alpha_{wet,S} = \alpha_{dry,S} \frac{b_w}{c_{p,S,i}}, \quad (3.70)$$

con b_w corrispondente alla derivata rispetto alla temperatura della curva di entalpia specifica di saturazione, valutata alla temperatura media della superficie di separazione tra l'aria e il film liquido. Trascurando in prima approssimazione la resistenza termica del film liquido, questa temperatura coincide con la temperatura di parete. Come valore per la temperatura di parete di riferimento è stato scelto il valore medio tra la temperatura di parete alla sezione 1 e quella alla sezione 2 del modello costruito in analogia con la configurazione a flussi in controcorrente:

$$b_w = \left. \frac{dh_{sat}}{dt} \right|_{\frac{t_{p,1}+t_{p,2}}{2}}. \quad (3.71)$$

Il parametro caratteristico della correlazione per il calcolo dell'efficienza dell'aletta:

$$m_{wet,S} = \sqrt{\frac{\alpha_{wet,S}}{\lambda_m \delta_{aletta}}}, \quad (3.72)$$

$$\delta_{aletta} = \frac{s_{aletta}}{2}, \quad (3.73)$$

da cui si ricava l'efficienza della singola *aletta bagnata*:

$$\Omega_{aletta,wet,S} = \frac{\tanh(m_{wet,S} L_S)}{m_{wet,S} L_S}. \quad (3.74)$$

Noto (3.74) è possibile ricavare l'efficienza della *superficie alettata bagnata*:

$$\Omega_{wet,S} = 1 - \frac{A_{alettata}}{A} (1 - \Omega_{aletta,wet,S}). \quad (3.75)$$

Infine, si ottiene il coefficiente globale di scambio di calore K_{wet} nel caso di *aletta bagnata*:

$$K_{wet} = \left(\frac{b_w A_{piastre}}{A_S \alpha_{wet,S} \Omega_{wet,S}} + \frac{b_E A_{piastre}}{A_E \alpha_{dry,E} \Omega_{dry,E}} + \frac{b_w s_{piastre}}{\lambda_m} \right)^{-1}. \quad (3.76)$$

Per comodità¹⁴, il coefficiente b_E è stato definito come rapporto tra la differenza delle entalpie specifiche di saturazione, valutate alla temperatura media di parete e alla temperatura

¹⁴ In realtà la teoria di Threlkeld suggerisce di calcolare b_E ponendo a numeratore una differenza di entalpie fittizie di saturazione.

media del flusso E^{15} , e la differenza tra queste temperature:

$$b_E = \frac{h_{sat}|_{\frac{t_{p,1}+t_{p,2}}{2}} - h_{sat}|_{\frac{t_{E,i}+t_{E,o}}{2}}}{\frac{t_{p,1} + t_{p,2}}{2} - \frac{t_{E,i} + t_{E,o}}{2}}. \quad (3.77)$$

Le uscite di interesse di questo sotto-modello sono:

- $t_{S,o}$: temperatura a bulbo secco dell'aria in uscita lato S , °C;
- $x_{S,o}$: umidità specifica dell'aria in uscita lato S , kg_{wv}/kg_{da} ;
- $t_{E,o}$: temperatura a bulbo secco dell'aria in uscita lato E , °C;
- $x_{E,o}$: umidità specifica dell'aria in uscita lato E , kg_{wv}/kg_{da} ;
- q_{wet} : flusso di calore valutato nel caso di *aletta bagnata*, W ;
- $q_{wet,sens}$: flusso di calore *sensibile* valutato nel caso di *aletta bagnata*, W ;
- $q_{wet,lat}$: flusso di calore *latente* valutato nel caso di *aletta bagnata*, W ;
- WC : portata di condensa raccolta, kg/s o l/h .

Le uscite sono ottenute anche in questo caso attraverso il metodo P-NTU, modificato opportunamente per essere applicato allo scambio di calore *totale*. Facendo riferimento al flusso S , più caldo e soggetto alla condensazione, si ricava:

$$R_{wet,S} = \frac{\dot{m}_S}{\frac{\dot{m}_E c_{p,E,i}}{\frac{dh_{sat}}{dt}|_{t_{E,i}}}}. \quad (3.78)$$

Inoltre, noto il coefficiente globale di scambio di calore K_{wet} si ottiene:

$$NTU_{wet,S} = \frac{K_{wet} A_{piastre}}{\dot{m}_S}. \quad (3.79)$$

Utilizzando la stessa equazione approssimata (3.49) vista per il *Sotto-modello Dry*, l'efficienza *entalpica* del dispositivo valutata rispetto al lato S risulta:

$$P_{wet,S} = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU_{wet,S}^{0.22}}{R_{wet,S}} [\exp(-R_{wet,S} NTU_{wet,S}^{0.78}) - 1] \right\} = \frac{h_{S,i} - h_{S,o}}{h_{S,i} - h_{sat,E,i}}, \quad (3.80)$$

$h_{sat,E,i}$ è l'entalpia specifica in condizioni di saturazione dell'aria umida lato E alla temperatura di ingresso $t_{E,i}$.

L'entalpia specifica dell'aria umida in uscita dal lato S e il flusso di calore scambiato:

$$h_{S,o} = h_{S,i} - P_{wet,S} (h_{S,i} - h_{sat,E,i}), \quad (3.81)$$

$$q_{wet} = P_{wet,S} \dot{m}_S (h_{S,i} - h_{sat,E,i}). \quad (3.82)$$

¹⁵ Ottenuta considerando come temperatura in uscita quella restituita dal *Sotto-modello Dry*.

Infine, sfruttando il primo principio della termodinamica si calcola l'entalpia specifica in uscita lato E :

$$h_{E,o} = h_{E,i} + \frac{q_{wet}}{\dot{m}_E}. \quad (3.83)$$

Le grandezze in uscita di interesse si possono ottenere dalle seguenti considerazioni. Per prima cosa è necessario calcolare i contributi di scambio di calore sensibile $q_{wet,sens}$ e scambio di calore latente $q_{wet,lat}$. A tale scopo si assuma che la trasformazione tra ingresso e uscita lato S avvenga in modo lineare e che il salto entalpico massimo coincida con la differenza tra l'entalpia specifica $h_{S,i}$ di ingresso al lato S e l'entalpia specifica in condizioni di saturazione $h_{sat,E,i}$ alla temperatura di ingresso del flusso E , figura 3.10. Detta $x_{sat,E,i}$ l'umidità specifica in condizioni di saturazione a $t_{E,i}$, è possibile determinare l'umidità specifica in uscita del flusso S del *Sotto-modello Wet*:

$$x_{S,o} = x_{S,i} - \frac{(h_{S,i} - h_{S,o})}{(h_{S,i} - h_{sat,E,i})} (x_{S,i} - x_{sat,E,i}). \quad (3.84)$$

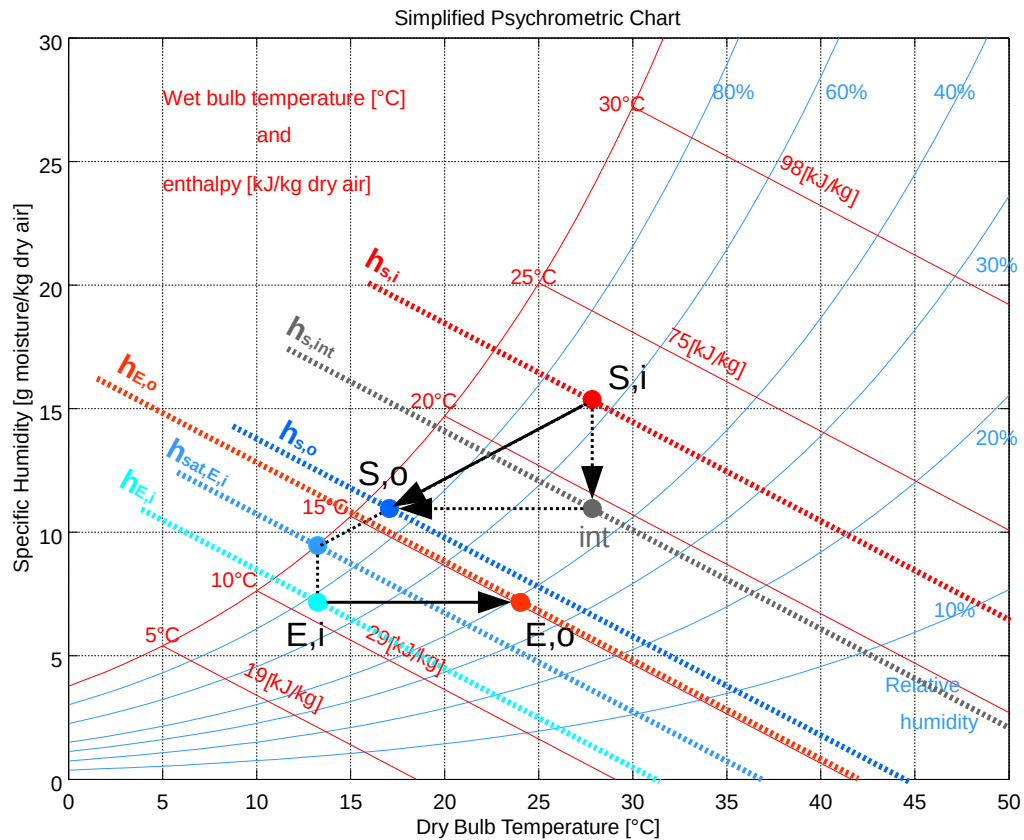


Fig. 3.10: Diagramma psicrometrico: esempio di trasformazioni in presenza di condensazione.

Si ipotizza poi di suddividere la trasformazione lineare subita da S in due trasformazioni successive: la prima a temperatura costante e pari a $t_{S,i}$ con diminuzione di umidità specifica da $x_{S,i}$ a $x_{S,o}$ e corrispondente al flusso di calore *latente* $q_{wet,lat}$; la seconda a umidità specifica costante e pari a $x_{S,o}$ con diminuzione di umidità specifica da $t_{S,i}$ a $t_{S,o}$ e

corrispondente al flusso termico *sensibile* $q_{wet,sens}$. Noti $x_{S,o}$ e $t_{S,i}$ è possibile individuare il punto '*int*' che separa le due trasformazioni e descritto dall'entalpia specifica $h_{S,int}$. È possibile quindi calcolare il flusso di calore latente e quello di calore sensibile:

$$q_{wet,lat} = \dot{m}_S (h_{S,i} - h_{S,int}), \quad (3.85)$$

$$q_{wet,sens} = q_{wet} - q_{wet,lat}. \quad (3.86)$$

Le restanti uscite del *Sotto-modello Wet* sono ottenute come segue. La trasformazione subita dal flusso d'aria umida E si verifica a umidità specifica costante e pari a:

$$x_{E,o} = x_{E,i}. \quad (3.87)$$

La temperatura in uscita risulta:

$$t_{E,o} = t_{E,i} + \frac{q_{wet}}{\dot{C}_E}. \quad (3.88)$$

In alternativa, sfruttando le potenzialità del calcolatore nella soluzione di funzioni implicite, è possibile individuare la temperatura $t_{E,o}$ per la quale¹⁶:

$$h(t, x)|_{t=t_{E,o}, x=x_{E,o}} - h_{E,o} = 0. \quad (3.91)$$

Per quanto riguarda invece la temperatura in uscita del flusso S , essa è pari a:

$$t_{S,o} = t_{S,i} - \frac{q_{wet,sens}}{\dot{C}_S}, \quad (3.92)$$

oppure può essere ottenuta risolvendo la funzione implicita:

$$h(t, x)|_{t=t_{S,o}, x=x_{S,o}} - h_{S,o} = 0. \quad (3.93)$$

Infine, la stima della portata di vapore acqueo condensato risulta:

$$WC = \dot{m}_S (x_{S,i} - x_{S,o}). \quad (3.94)$$

Situazione mista Sotto-modello Wet-Sotto-modello Dry Le uscite del modello complessivo corrispondono a quelle fornite dal solo *Sotto-modello Dry* e dal solo *Sotto-modello Wet* quando i pesi presentano rispettivamente le combinazioni (3.63) e (3.64), ovvero quando lo scambiatore lavora completamente *asciutto* o completamente *bagnato*. Nel primo caso si ha:

$$q_{sens} = q_{dry}, \quad (3.95)$$

$$q_{lat} = 0, \quad (3.96)$$

$$q_{tot} = q_{sens} = q_{dry}, \quad (3.97)$$

¹⁶ L'entalpia specifica della miscela aria umida è funzione della temperatura e dell'umidità specifica del punto in cui è valutata:

$$h = h(t, x). \quad (3.89)$$

In alternativa può essere espressa anche in funzione di temperatura ed umidità relativa UR :

$$h = h(t, UR). \quad (3.90)$$

Le proprietà dell'aria necessarie al calcolo di h sono ricavate anche in questo caso con le equazioni suggerite da Tsilingiris [19].

mentre nel secondo caso:

$$q_{sens} = q_{wet,sens}, \quad (3.98)$$

$$q_{lat} = q_{wet,lat}, \quad (3.99)$$

$$q_{tot} = q_{sens} + q_{lat} = q_{wet}. \quad (3.100)$$

Quando invece vi è solo una porzione dello scambiatore soggetta alla formazione di condensa si ricade nel caso descritto dalle equazioni (3.65). In questa situazione è necessario operare come segue.

Ricavati i valori di dei flussi di calore sensibile q_{dry} e $q_{wet,sens}$ e del flusso di calore latente $q_{wet,lat}$, applicando le equazioni (3.66)-(3.68), si possono calcolare il flussi di calore sensibile q_{sens} , latente q_{lat} e totale q_{tot} complessivamente scambiati, da cui:

$$t_{S,o} = t_{S,i} - \frac{q_{sens}}{\dot{C}_S}, \quad (3.101)$$

$$t_{E,o} = t_{E,i} + \frac{q_{tot}}{\dot{C}_E}. \quad (3.102)$$

Per comodità si faccia ancora riferimento alla figura 3.10.

La trasformazione del flusso E avviene sempre ad umidità specifica costante, quindi è ancora valida l'uguaglianza (3.87).

Per la trasformazione subita dal flusso S , ipotizzando come prima di dividerla in due parti (deumidificazione a temperatura costante e raffreddamento a umidità specifica costante), risulta conveniente ricavare anche in questo caso il valore dell'entalpia specifica del punto 'int':

$$h_{S,int} = h_{S,i} - \frac{q_{lat}}{\dot{m}_S}. \quad (3.103)$$

La (3.103) permette di calcolare il valore dell'umidità specifica in uscita lato S , sfruttando la funzione implicita:

$$h(t, x)|_{t=t_{S,i}, x=x_{S,o}} - h_{S,int} = 0. \quad (3.104)$$

Infine, ricavata $x_{S,o}$ si applica la (3.94) per stimare la portata di vapore acqueo condensato WC .

Zona della nebbia I risultati ottenuti con il modello complessivo devono rispettare i vincoli fisici relativi alla natura delle trasformazioni. In relazione a questo particolare, per quanto riguarda i fenomeni che caratterizzano il flusso d'aria primaria lato S , è necessario accertare che i valori di $t_{S,o}$ e $x_{S,o}$ rispettino il vincolo di umidità relativa UR inferiore o uguale al 100%. Se così non fosse, nel diagramma psicrometrico si avrebbe l'attraversamento della curva di saturazione da parte della trasformazione subita dal flusso d'aria. La verifica è eseguita confrontando la temperatura $t_{S,o}$ con la temperatura di rugiada corrispondente all'umidità specifica $x_{S,o}$. Quest'ultima può essere vista come la temperatura di rugiada relativa al punto 'int' e per questo è denominata $t_{rug,S,int}$. Nel caso la temperatura calcolata in uscita dal lato S sia minore della temperatura di rugiada $t_{rug,S,int}$ è necessario modificare le grandezze di uscita. A tale scopo si calcola il valore dell'entalpia specifica $h_{S,o}$:

$$h_{S,o} = h_{S,i} - \frac{q_{tot}}{\dot{m}_S}. \quad (3.105)$$

In accordo con il primo principio della termodinamica, si fissa il punto finale della trasformazione in corrispondenza della curva di saturazione sul diagramma psicrometrico e si

calcolano i valori di temperatura e umidità specifica. La temperatura $t_{S,o}$ si può ottenere dalla relazione di entalpia specifica (3.90) espressa in funzione di temperatura e umidità relativa:

$$h(t, UR)|_{t=t_{S,o}, UR=100\%} - h_{S,o} = 0. \quad (3.106)$$

Nota che la curva di saturazione rappresenta la condizione di umidità relativa pari al 100% si ricava facilmente l'umidità specifica $x_{S,o}$.

Aver spostato il punto finale della trasformazione del flusso S non modifica il valore del flusso complessivo di calore ma altera la proporzione tra il flusso termico *sensibile* e il flusso di calore *latente*. Nel caso in esame è stato deciso di calcolare il nuovo valore di entalpia specifica $h_{S,int}$ del punto 'int' è calcolato come:

$$h_{S,int} = h(t, x)|_{t=t_{S,i}, x=x_{S,o}}. \quad (3.107)$$

I termini di calore sensibile q_{sens} e di calore latente q_{lat} risultano:

$$q_{sens} = \dot{m}_S (h_{S,int} - h_{S,o}) = \dot{C}_S (t_{S,i} - t_{S,o}), \quad (3.108)$$

$$q_{lat} = \dot{m}_S (h_{S,i} - h_{S,int}). \quad (3.109)$$

Perdite di carico Le perdite di carico che si verificano attraverso lo scambiatore sono date dal contributo dei seguenti termini [15]:

- Δp_S : perdite di carico lato S , Pa ;
- Δp_E : perdite di carico lato E , Pa .

La variazione di pressione totale che si verifica nei canali per ciascuno dei due flussi rappresenta la somma del termine dovuto alle perdite per attrito Δp_f , di quelli legati alle perdite di imbocco e sbocco Δp_i e Δp_o e del termine legato alla variazione di quantità di moto associata a variazioni di densità tra ingresso e uscita Δp_m ¹⁷:

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_i + \Delta p_o + \Delta p_m, \quad (3.110)$$

$$\Delta p_f = \frac{G^2 4f L}{2 d_h \rho_{da,m}}, \quad (3.111)$$

$$\Delta p_i + \Delta p_o = \frac{G^2}{2} \left[\frac{k_c + 1 - \sigma^2}{\rho_{da,i}} - \frac{1 - \sigma^2 - k_e}{\rho_{da,o}} \right], \quad (3.112)$$

$$\Delta p_m = G^2 \left(\frac{1}{\rho_{da,o}} - \frac{1}{\rho_{da,i}} \right). \quad (3.113)$$

In prima approssimazione:

$$\rho_{da,m} = \frac{\rho_{da,i} + \rho_{da,o}}{2}. \quad (3.114)$$

Per quanto concerne i coefficienti di contrazione k_c ed espansione k_e della vena fluida, essi sono approssimati con le correlazioni seguenti, [21]:

$$k_c = 0.42 (1 - \sigma^2)^2, \quad (3.115)$$

$$k_e = (1 - \sigma^2). \quad (3.116)$$

¹⁷ I valori di densità sono riferiti alla portata d'aria secca.

3.3.3 Calibrazione e test

La calibrazione del modello corrisponde al tuning dei parametri p_1, p_2, \dots, p_{10} delle equazioni (3.31) e (3.32)-(3.34) al fine di ottenere una buona predizione dei dati. A tale scopo si è applicato lo stesso approccio descritto nel paragrafo (3.2.2) per l'umidificatore, risolvendo il problema di calibrazione come un problema di ottimizzazione attraverso l'ausilio degli algoritmi genetici (appendice (A)).

I dati di ingresso e uscita sono stati preventivamente filtrati, validati e riconciliati. Come sottolineato precedentemente, la fase di calibrazione ha riguardato esclusivamente il *Sotto-modello Dry* e più precisamente è stata svolta aggiustando i parametri liberi delle correlazioni dei parametri interni che descrivono il comportamento dello scambiatore in termini di scambio termico e perdite di carico, relative al fattore d'attrito e al numero di Nusselt. Inoltre, è stato necessario suddividere le operazioni in due fasi interconnesse tra loro: in un primo momento sono stati determinati i parametri p_1 e p_2 relativi alla correlazione del fattore d'attrito (*Fase 1*) e successivamente è stato possibile individuare i restanti parametri delle correlazioni del numero di Nusselt (*Fase 2*).

Vale la pena osservare che:

- gli ingressi corrispondono ai valori di pressione, portata, temperatura e umidità specifica di ingresso delle due correnti;
- le uscite sono i valori delle perdite di carico attraverso lo scambiatore e le temperature e umidità specifiche delle due correnti in uscita;
- i valori di pressione in ingresso sono stati fatti coincidere con la pressione atmosferica;
- i vincoli sulla temperatura hanno riguardato solo la temperatura minima considerata in ingresso dell'*aria secondaria* al lato E posta uguale a 0°C .

L'insieme di dati osservati è stato suddiviso in tre sottoinsiemi disgiunti:

- il primo rappresenta l'insieme dei dati calibrazione DS_c per la taratura e la validazione del *Sotto-modello Dry*, di cardinalità $\#DS_c = n_1 = 2657$, ed è ottenuto in condizioni di funzionamento con *aletta asciutta*;
- il secondo rappresenta l'insieme dei dati test $DS_{t,1}$ per il *Sotto-modello Dry*, di cardinalità $\#DS_{t,1} = n_2 = 1485$, e riguarda le condizioni di funzionamento con *aletta asciutta*;
- il terzo rappresenta l'insieme dei dati test $DS_{t,2}$ per il *Sotto-modello Wet*, di cardinalità $\#DS_{t,2} = n_3 = 3540$, e riguarda le condizioni di funzionamento con *aletta bagnata*.

$$\begin{cases} DS_c \cap DS_{t,1} = \emptyset \\ DS_c \cap DS_{t,2} = \emptyset \\ DS_{t,1} \cap DS_{t,2} = \emptyset \end{cases} \quad (3.117)$$

Il campo di validità del modello è determinato dai valori minimi e massimi degli ingressi considerati, tabella 3.9.

Ingresso	min	max
$t_{S,i}$	20 °C	35 °C
$t_{E,i}$	0 °C	30 °C
$x_{S,i}$	$4.3 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$	$25.2 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$
$x_{E,i}$	$3.4 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$	$24.4 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$
\dot{m}_S	6.05 kg _{da} /s	16.39 kg _{da} /s
\dot{m}_E	1.81 kg _{da} /s	19.75 kg _{da} /s
\dot{V}_S	19000 m ³ /h	49000 m ³ /h
\dot{V}_E	5500 m ³ /h	55000 m ³ /h

Tab. 3.9: Campo di validità del modello dello scambiatore.

Fase 1

Calibrazione La taratura della correlazione del fattore d'attrito è eseguita sulle grandezze di uscita, confrontando direttamente le perdite di carico $\Delta\hat{p}_{SUE}$, predette dal modello a partire dall'equazione (3.110), con le perdite di carico osservate Δp_{SUE} dell'insieme DS_c . Poiché entrambi i lati dello scambiatore presentano la stessa geometria e sono attraversati da aria umida, l'insieme di calibrazione è stato costruito unendo gli ingressi e le uscite dei due flussi.

I valori dei parametri corrispondono alla soluzione del seguente problema di ottimizzazione:

$$\arg \max_{p_1, p_2} J = R_{adj}^2 \left(\Delta P_{EUS}, \Delta \hat{P}_{EUS} \right) |_{DS_c}. \quad (3.118)$$

I parametri caratteristici dell'algoritmo genetico sono riportati in tabella 3.10:

Numero di individui	40
Range iniziale di p_1 e p_2	[0.01; 0.1], [-1; 0]
Numero di generazioni	200
Numero di regressori	4
Numero di dati osservati	5314

Tab. 3.10: Parametri GA Fase 1.

I risultati restituiti dal GA relativi ai valori dei parametri p_1 e p_2 sono riportati in tabella 3.11:

p_1	0.1000
p_2	-0.1748

Tab. 3.11: Parametri del modello calibrato.

Test Noti p_1 e p_2 è possibile calcolare i corrispondenti valori previsti dal modello di $\Delta\hat{p}_S$ e $\Delta\hat{p}_E$ sia per l'insieme di calibrazione DS_c che per quelli di test $DS_{t,1}$ e $DS_{t,2}$. Si osservi che per la valutazione delle prestazioni della correlazione del fattore d'attrito gli insiemi di

test sono stati uniti ottenendo un unico insieme DS_t di cardinalità $\#DS_t = 10050$. Questa scelta è motivata dal fatto che è necessario considerare l'effetto della condensazione sulle perdite di carico: da un lato questo significa poter disporre in fase di test anche delle perdite di carico dell'insieme $DS_{t,2}$, dall'altro impone la validità del modello esclusivamente per il funzionamento dello scambiatore in assenza di condensazione¹⁸. In figura 3.11 sono riportati i grafici, relativi al confronto tra i dati osservati Δp_S (in ascissa, 'Target') e i $\Delta \hat{p}_S$ (in ordinata, 'Output'), per l'insieme di calibrazione ('Calibration') e l'insieme ottenuto dall'unione dei due insiemi di test ('Test'). Analogamente, in figura 3.12 è riportato il confronto tra $\Delta \hat{p}_E$ e Δp_E . La retta di colore blu corrisponde alla condizione di coincidenza tra dati osservati e previsti. La retta di colore rosso identifica la prestazione del modello, il quale, in entrambi i casi, evidenzia un comportamento soddisfacente. Ciò è confermato anche dai valori di R_{adj}^2 .

Fase 2

Calibrazione La calibrazione delle correlazioni che restituiscono il numero di Nusselt (3.32)-(3.34) a differenza della precedente è stata svolta in relazione al coefficiente globale di scambio termico K_{dry} , il quale costituisce un parametro interno dello scambiatore ed è rappresentativo delle sue caratteristiche di scambio termico. I valori di K_{dry} osservati sono stati estrapolati dai dati disponibili: noti gli ingressi e le uscite, il coefficiente globale di scambio termico si ricava a partire dalla (3.47), noto il numero di unità di trasporto NTU_E dall'equazione (3.49).

La taratura è stata eseguita confrontando i valori \hat{K}_{dry} previsti dal modello attraverso l'equazione (3.43) con quelli K_{dry} dell'insieme DS_c . I parametri p_3, p_4, \dots, p_{10} sono ottenuti come soluzione del seguente problema di ottimizzazione:

$$\arg \max_{p_3, \dots, p_{10}} J = R_{adj}^2 (K_{dry}, \hat{K}_{dry}) |_{DS_c}. \quad (3.119)$$

I parametri caratteristici dell'algoritmo genetico sono riportati in tabella 3.12.

Numero di individui	160
Range iniziale di p_3, p_4, \dots, p_{10}	[0.01; 0.08], [0.8; 1.2], [0.8; 1.2], [3; 5], [0.5; 1.5], [1; 3], [0.1; 0.8], [2; 12]
Numero di regressori	6
Numero di dati osservati	2657

Tab. 3.12: Parametri GA Fase 2.

I parametri p_3, p_4, \dots, p_{10} restituiti dal GA sono riportati in tabella 3.13.

Test Noti i parametri p_3, p_4, \dots, p_{10} è possibile calcolare i corrispondenti valori \hat{K}_{dry} previsti dal modello sia per l'insieme di calibrazione DS_c che per quello di test $DS_{t,1}$. In figura 3.13 sono riportati i grafici, relativi al confronto tra i dati osservati K_{dry} (in ascissa, 'Target') e i \hat{K}_{dry} (in ordinata, 'Output'), per l'insieme di calibrazione ('Calibration') e

¹⁸ In prima approssimazione si può considerare validato il modello anche per il funzionamento con *alette bagnate*, ma è meglio tener presente che le variazioni provocate dalla presenza del film liquido nei canali sulle perdite di carico potrebbero essere di entità non trascurabile.

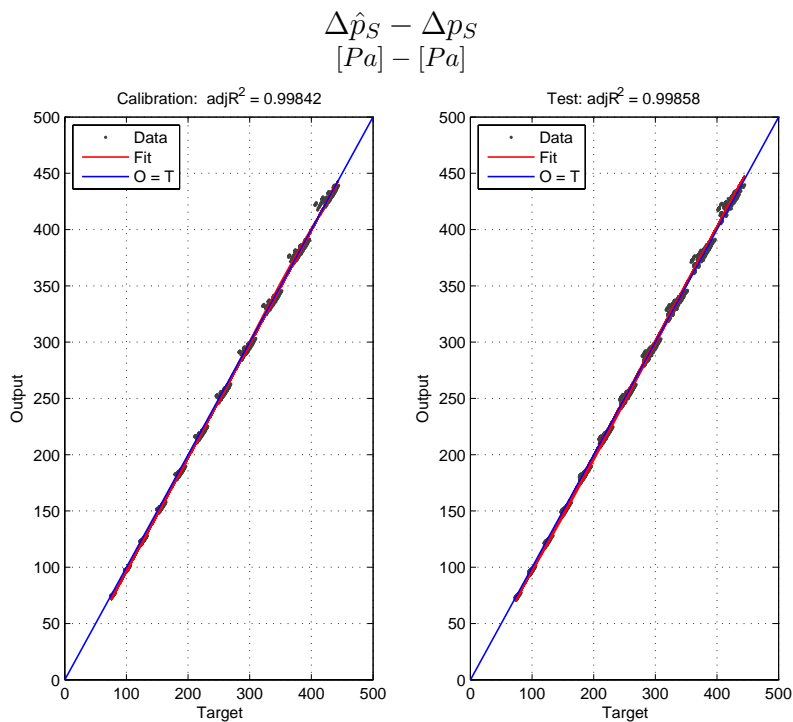


Fig. 3.11: Confronto tra le previsioni relative ai parametri di calibrazione del modello e i dati osservati.

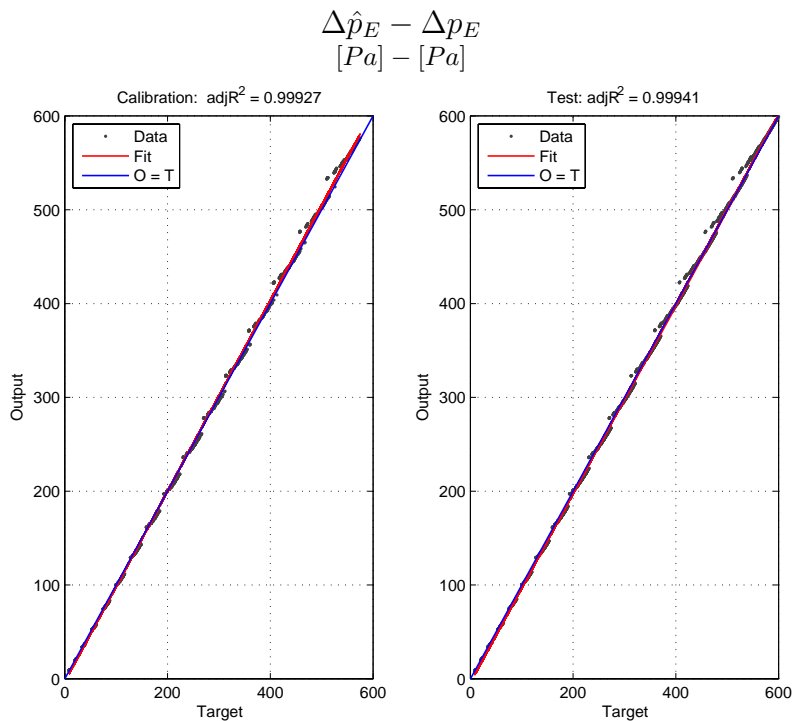


Fig. 3.12: Confronto tra le previsioni relative ai parametri di calibrazione del modello e i dati osservati.

p_3	0.0800
p_4	0.9944
p_5	1.1831
p_6	5.0000
p_7	0.5000
p_8	2.9999
p_9	0.6945
p_{10}	2.0000

Tab. 3.13: Parametri del modello calibrato.

l'insieme di test ('Test'). La retta di colore blu rappresenta la condizione di coincidenza tra dati previsti e dati osservati. La retta di colore rosso, ottenuta per interpolazione lineare dei dati previsti, fornisce la prestazione del modello. In alto i valori di R_{adj}^2 .

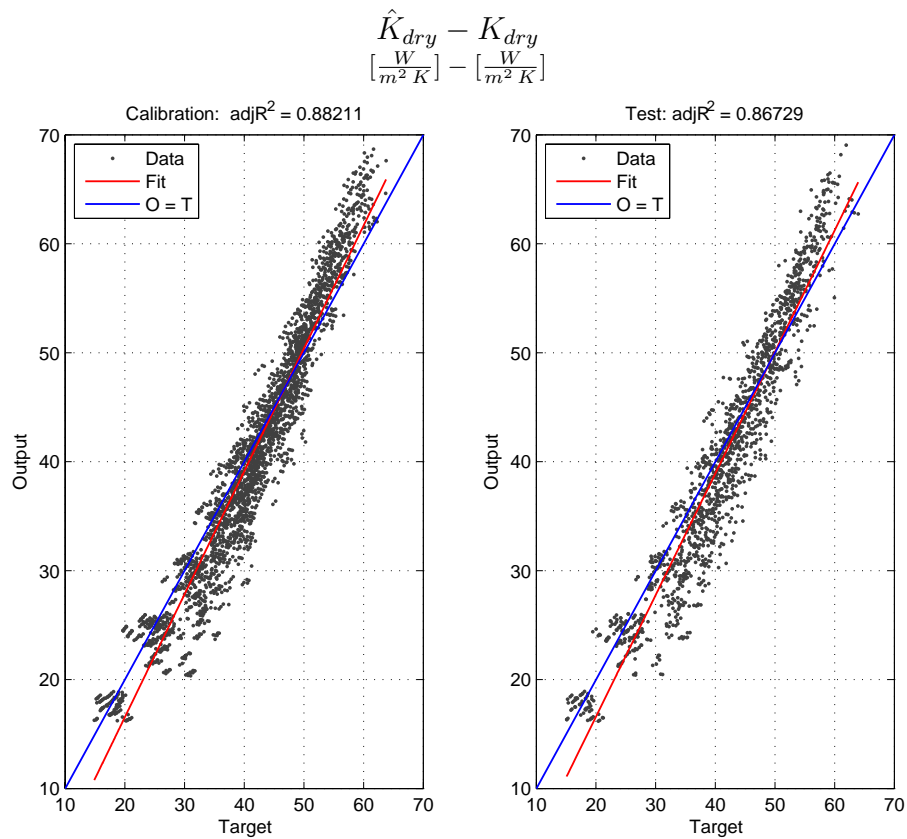


Fig. 3.13: Confronto tra le previsioni relative ai parametri di calibrazione del modello e i dati osservati.

Si riportano di seguito i test sul *Sotto-modello Dry* (*Test 1*) e sul *Sotto-modello Wet* (*Test 2*) relativamente alle previsioni sulle grandezze di uscita.

Test 1 La verifica è stata svolta confrontando le uscite relative al funzionamento con *aletta asciutta*, legate esclusivamente al *Sotto-modello Dry*, e le uscite osservate dell'insieme $DS_{t,1}$ a partire dagli stessi dati di ingresso. Il confronto è valutato in termini di *Radice dell'Errore Quadratico Medio (Root Mean Square Error-RMSE)*.

Le uscite osservate sono:

- $t_{S,o}$: temperatura a bulbo secco dell'aria in uscita lato S , °C;
- $x_{S,o}$: umidità specifica dell'aria in uscita lato S , kg_{wv}/kg_{da} ;
- $t_{E,o}$: temperatura a bulbo secco dell'aria in uscita lato E , °C;
- $x_{E,o}$: umidità specifica dell'aria in uscita lato E , kg_{wv}/kg_{da} ;
- q_{tot} : flusso di calore *totale* complessivamente trasferito nello scambiatore, W ;
- WC : portata di condensa raccolta nello scambiatore, l/h .

In figura 3.14 sono riportate le uscite confrontate e un istogramma che evidenzia la capacità del modello di predire i casi in cui si ha formazione di condensa. I dati dell'insieme $DS_{t,1}$ sono tutti riferiti a condizioni di funzionamento con *aletta asciutta* e per le stesse condizioni operative il modello prevede per un numero di casi inferiore al 2% un funzionamento con *aletta bagnata*.

A titolo d'esempio, in figura 3.15 sono riportate le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dai due flussi d'aria nel loro passaggio attraverso lo scambiatore in condizioni di *aletta asciutta*. I pallini rossi indicano le condizioni iniziali, mentre i pallini blu quelle finali.

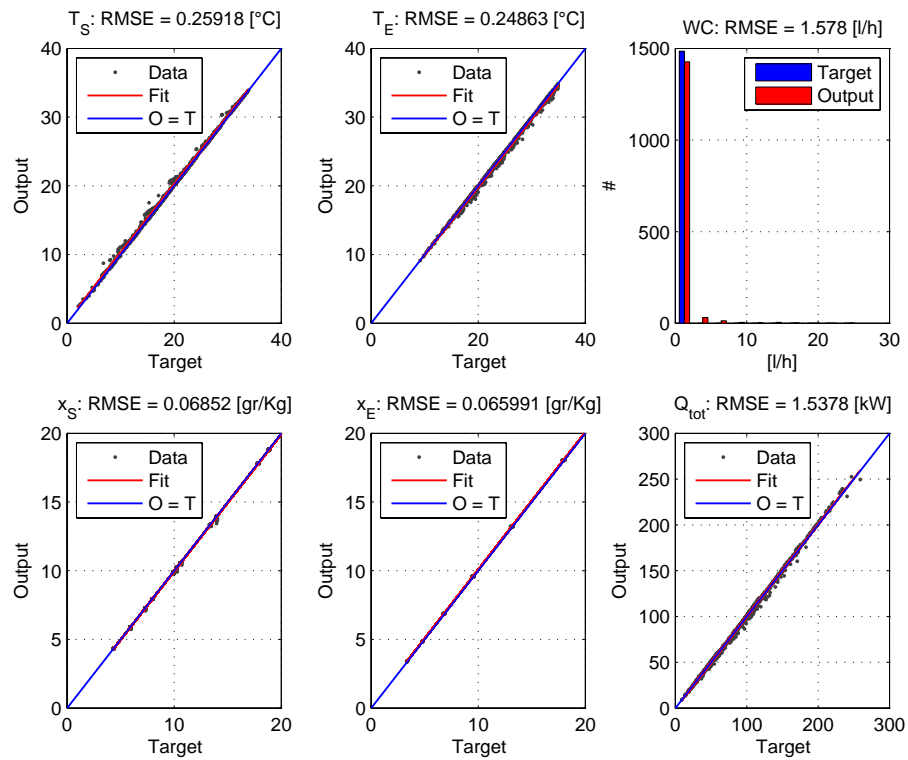


Fig. 3.14: Confronto tra le uscite del modello e i dati osservati in condizioni di *aletta asciutta*.

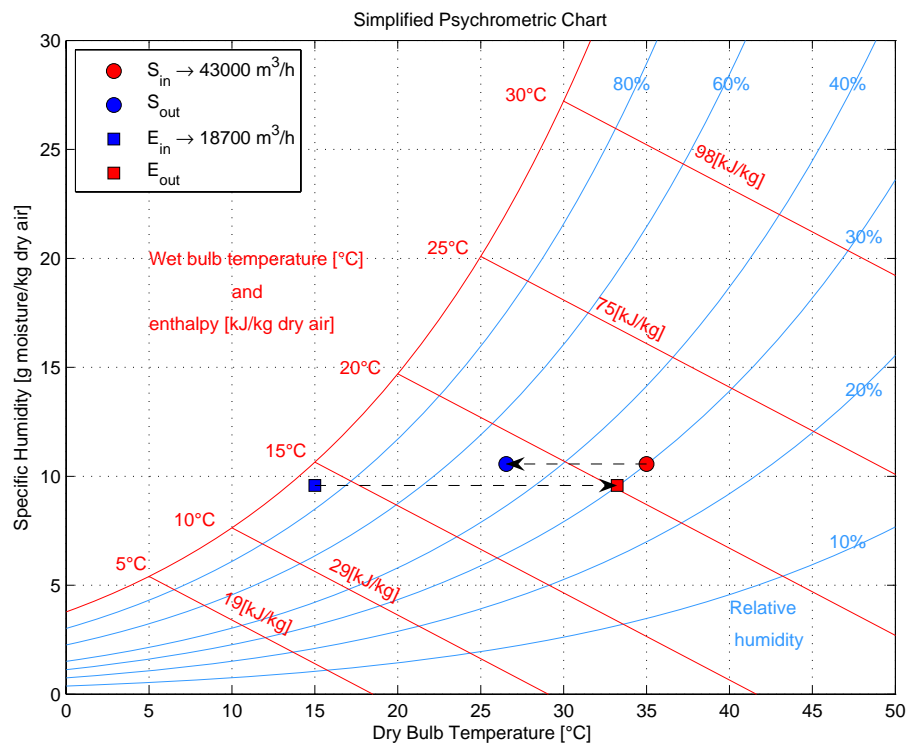


Fig. 3.15: Trasformazioni dei flussi d'aria in condizioni di *aletta asciutta*.

Test 2 In figura 3.16 si confrontano le uscite del modello complessivo con i dati dell'insieme $DS_{t,2}$ riferiti al funzionamento con *aletta bagnata*, questo permette di valutare la validità delle ipotesi fatte in fase di modellizzazione del *Sotto-modello Wet* e della scelta del criterio di verifica di presenza/assenza del fenomeno di condensazione.

Anche in questo caso sono riportate le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dai due flussi d'aria nel loro passaggio attraverso lo scambiatore, questa volta in condizioni di *aletta bagnata*, in figura 3.17.

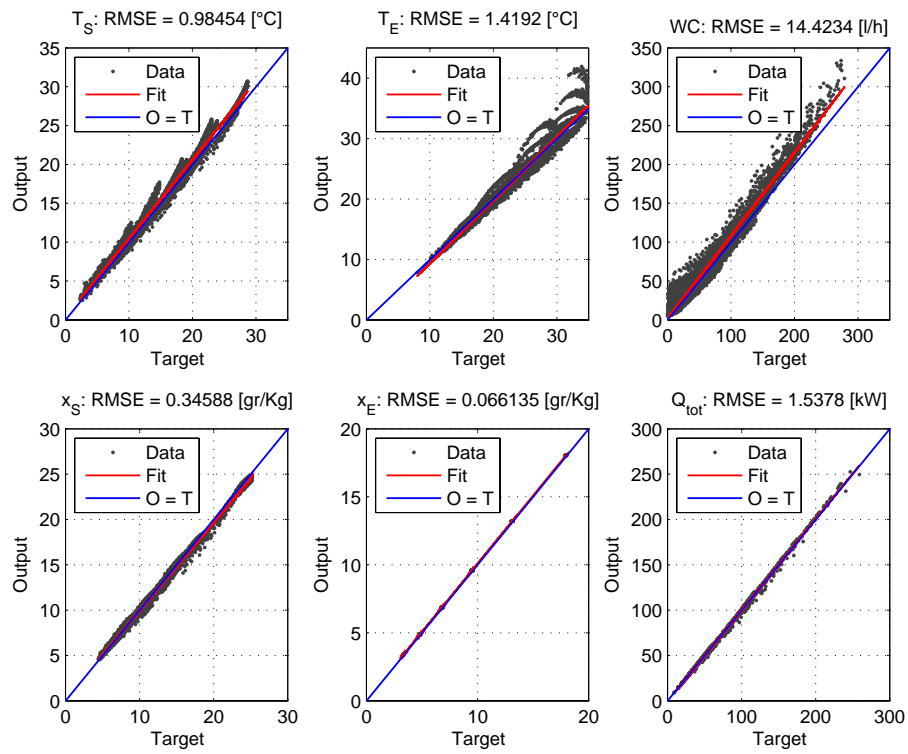


Fig. 3.16: Confronto tra le uscite del modello e i dati osservati in condizioni di *aletta bagnata*.

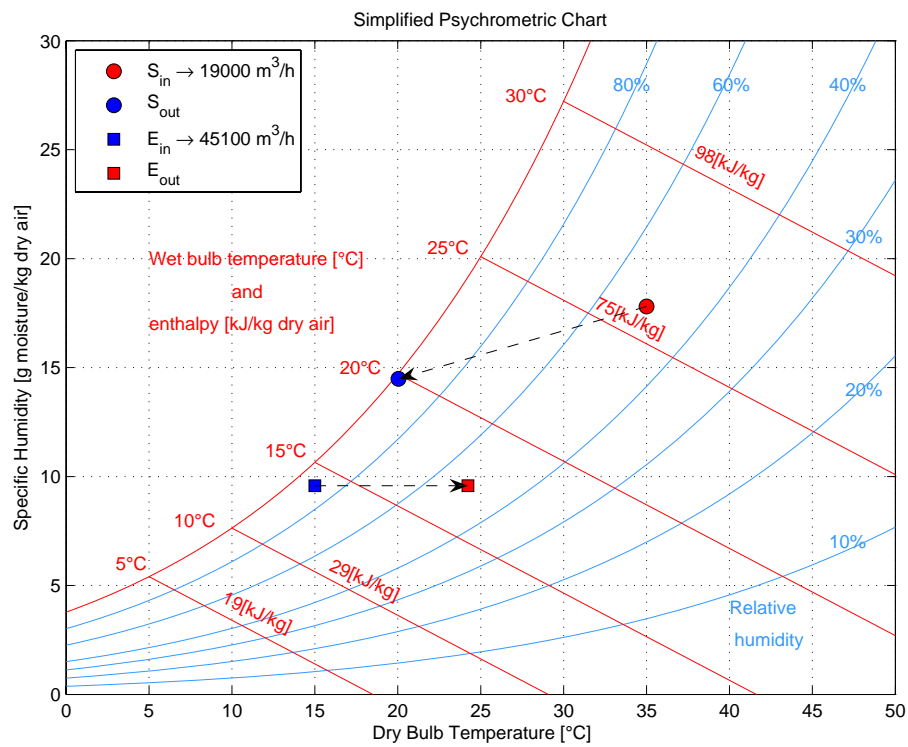


Fig. 3.17: Trasformazioni dei flussi d'aria in condizioni di *aletta bagnata*.

3.4 Ventilatori

3.4.1 Introduzione

Il ventilatore è uno dei componenti chiave di un impianto di climatizzazione ed è generalmente azionato da un motore elettrico¹⁹.

Il compito del ventilatore è quello di trasmettere all'aria l'energia sufficiente per vincere tutte le perdite di carico, distribuite e concentrate, del circuito aeraulico. Tale energia viene trasferita all'aria in termini di pressione e si compone di due aliquote:

- energia di *pressione statica* p_s ;
- energia di *pressione dinamica* p_d ;

che sommate tra di loro danno la pressione generata detta *pressione totale* p , normalmente espressa in Pa . Per capire meglio cosa vogliono dire i vari termini si consideri un condotto di ventilazione. La pressione statica è la forza per unità di superficie esercitata sulle pareti del condotto in tutte le direzioni, indipendentemente dalla direzione della velocità; la pressione dinamica è la forza per unità di superficie equivalente alla trasformazione dell'energia cinetica in energia di pressione. Nel caso in cui vi sia necessità di una maggiore quantità di pressione statica è possibile convertire la pressione dinamica in pressione statica facendo passare il flusso attraverso condotti modellati con una forma opportuna e viceversa se necessario. I dispositivi che forniscono all'aria un'energia per unità di massa inferiore a $25 kJ/kg$ sono classificati come ventilatori; altrimenti si etichettano come turbocompressori. I ventilatori sono caratterizzati da un basso rapporto di compressione²⁰, pertanto l'aria o, in generale, il gas che li attraversa subisce trascurabili variazioni di massa volumica. È lecito quindi trascurare i fenomeni termodinamici associati alla compressione e considerare il flusso come incomprimibile.

Di seguito sono illustrati i parametri/grandezze del funzionamento di un ventilatore:

- *velocità di rotazione* n in min^{-1} oppure ω in rad/s ;
- *portata* V (in m^3/h): si intende quella volumetrica riferita alle condizioni del fluido all'aspirazione del ventilatore;
- *pressione totale* p , in Pa : è l'incremento di pressione totale del flusso fra la sezione (1) di aspirazione e la sezione (2) di mandata,

$$p = p_2 - p_1; \quad (3.120)$$

- *pressione dinamica* p_d (in Pa): convenzionalmente è calcolata in riferimento alla velocità media nella sezione (2) di mandata del ventilatore,

$$p_d = \frac{1}{2} \rho_2 c_2^2; \quad (3.121)$$

¹⁹ L'elemento motore può essere calettato direttamente sull'albero del dispositivo o può fornire la coppia motrice mediante un sistema di distribuzione a cinghia. Nel caso di elevate potenze richieste il motore elettrico può essere sostituito da un motore a combustione interna o da una turbina a vapore.

²⁰ Il rapporto tra la pressione totale in mandata e la pressione totale del flusso in aspirazione è inferiore a 1.2.

- *pressione statica* p_s (in Pa): è la differenza tra la *pressione totale* e la *pressione dinamica* del ventilatore,

$$p_s = p - p_d; \quad (3.122)$$

- *potenza aeraulica* P_{aer} (in W): è la potenza utile fornita al fluido,

$$P_{aer} = \frac{p \dot{V}}{3600}; \quad (3.123)$$

- *potenza meccanica* P_m (in W): è la potenza misurata all'albero,

$$P_m = M \omega, \quad (3.124)$$

M è la coppia motrice fornita all'albero (in Nm) e ω è la velocità di rotazione della girante (in $\frac{rad}{s}$):

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}; \quad (3.125)$$

- *potenza dissipata* P_d (in W): è la potenza dispersa dai cuscinetti, sulle tenute, etc.;
- *potenza interna* P_i (in W): è la potenza scambiata con il fluido,

$$P_i = P_m - P_d; \quad (3.126)$$

- *potenza elettrica* P (in W): è la potenza dell'impianto di alimentazione del motore elettrico (considerando la presenza di un inverter);
- *rendimento volumetrico* η_v : è il rapporto tra la portata volumetrica \dot{V} e quella effettivamente transitata attraverso la girante al netto dei trafiletti \dot{V}' ,

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V}'}; \quad (3.127)$$

- *rendimento aeraulico* η_{aer} : è il rapporto tra la pressione totale p e la pressione totale che il ventilatore dovrebbe teoricamente fornire p^{th} ,

$$\eta_{aer} = \frac{p}{p^{th}}; \quad (3.128)$$

- *rendimento interno* η_i : è il rapporto tra la potenza utile e la potenza scambiata con il fluido,

$$\eta_i = \frac{P_{aer}}{P_i}; \quad (3.129)$$

- *rendimento meccanico* η_m : è il rapporto tra la potenza scambiata con il fluido e la potenza meccanica fornita alla girante,

$$\eta_m = \frac{P_i}{P_m}; \quad (3.130)$$

- *rendimento elettrico* η_e : è il rapporto tra la potenza meccanica fornita alla girante e la potenza elettrica,

$$\eta_e = \frac{P_m}{P}; \quad (3.131)$$

- *rendimento totale* η_t : è il rapporto tra la potenza utile fornita al fluido e la potenza fornita all'impianto di alimentazione del motore elettrico,

$$\eta_t = \frac{P_{aer}}{P} = \eta_i \eta_m \eta_e; \quad (3.132)$$

- *rendimento statico* η_s : è il rapporto tra la potenza utile fornita al fluido in termini di pressione statica e la potenza meccanica fornita alla girante,

$$\eta_s = \frac{p_s \dot{V}}{3600 P_m}. \quad (3.133)$$

Considerando come diametro caratteristico il diametro esterno D della girante e facendo riferimento alla densità dell'aria in corrispondenza della sezione di aspirazione ρ , si possono definire le seguenti cifre caratteristiche:

- *cifra di flusso*,

$$\phi = \frac{\dot{V}}{\omega D^3}, \quad (3.134)$$

oppure,

$$\phi = \frac{\dot{V}}{n D^3}; \quad (3.135)$$

- *cifra di pressione totale*,

$$\psi = \frac{p}{\rho \omega^2 D^2}, \quad (3.136)$$

oppure,

$$\psi = \frac{p}{\rho n^2 D^2}; \quad (3.137)$$

- *cifra di pressione statica*,

$$\psi_s = \frac{p_s}{\rho \omega^2 D^2}, \quad (3.138)$$

oppure,

$$\psi_s = \frac{p_s}{\rho n^2 D^2}; \quad (3.139)$$

- *numero caratteristico di macchina*.

$$k = \frac{\omega \sqrt{\dot{V}}}{\left(\frac{p}{\rho}\right)^{0.75}} = \phi^{0.5} \psi^{-0.75}, \quad (3.140)$$

oppure,

$$k = \frac{n \sqrt{\dot{V}}}{\left(\frac{p}{\rho}\right)^{0.75}} = \phi^{0.5} \psi^{-0.75}. \quad (3.141)$$

Nel caso in esame le cifre caratteristiche sono ricavate in funzione della *velocità di rotazione* n espressa in min^{-1} .

Le prestazioni dei ventilatori sono riportate in diagrammi pressione-portata, $p - \dot{V}$, e potenza-portata, $P - \dot{V}$, detti *curve caratteristiche* e di forma diversa a seconda del tipo di dispositivo.

Sebbene vi siano vari modi per classificare i ventilatori, essi possono essere suddivisi in due categorie in base alla modalità con cui si sviluppa il flusso:

- ventilatori assiali;
- ventilatori centrifughi.

La differenza tra queste due categorie si manifesta nella modalità di attraversamento della palettatura del ventilatore da parte dell'aria: mentre nei dispositivi assiali il flusso è parallelo all'asse di rotazione del ventilatore, in quelli centrifughi si mantiene in direzione radiale (perpendicolare all'asse della girante).

Tutti i ventilatori incrementano la pressione e/o la velocità del flusso che li attraversa. Questo è ottenuto per mezzo dell'azione della girante che trasmette la propria energia cinetica alla corrente fluida alterandone il vettore di velocità. I ventilatori assiali operano variando le componenti assiali e tangenziali del flusso, mentre i ventilatori centrifughi agiscono sulle componenti tangenziali e radiali.

Le giranti dei *ventilatori assiali* producono un incremento di pressione principalmente variando la velocità della corrente che attraversa i profili aerodinamici delle pale, senza intervento di forze centrifughe. Le prestazioni sono adatte per portate elevate o medie e per pressioni medie o basse (rapporto di compressione fino a 1.5). Generalmente il flusso di scarico contiene una componente significativa di rotazione che riduce il rendimento della macchina. Per recuperare questa componente e aumentare il rendimento si inserisce un raddrizzatore palettato a valle della girante. È possibile installare anche un predistributore che ha il compito di conferire al vettore delle velocità del flusso la migliore direzione rispetto all'angolo di ingresso della palettatura. Nelle applicazioni più comuni si trova installato un solo palettaggio statorico (predistributore o raddrizzatore), mentre nelle configurazioni più semplici è presente solo la girante. È possibile anche l'installazione di due giranti controrotanti.

Le curve caratteristiche dei ventilatori assiali hanno un andamento che dipende dal tipo di palettatura e al di sotto di un certo valore della *cifra di flusso* ϕ si manifestano fenomeni di instabilità (stallo e pompaggio) dovuti al distacco della vena fluida dai profili palari della girante, figura 3.18. All'interno di questa categoria si possono individuare tre tipi di ventilatori:

- *ventilatori elicoidali* (o *ad elica*): costituiti dalla sola girante con pale in lamiera stampata e collegata direttamente all'albero del motore elettrico. Tra i ventilatori a elica il più semplice è il comune ventilatore presente nelle abitazioni e negli uffici. La sua principale caratteristica è la capacità di produrre elevate portate d'aria; tuttavia non trovano impiego nelle applicazioni in cui sono presenti rilevanti resistenze al flusso: la quantità di aria che riesce a elaborare si riduce notevolmente al crescere se la pressione statica richiesta supera i 125 Pa;
- *ventilatori intubati assiali*: sono ventilatori elicoidali introdotti in un condotto e sono caratterizzati da un'alta efficienza poiché l'intercapedine tra le estremità delle pale e

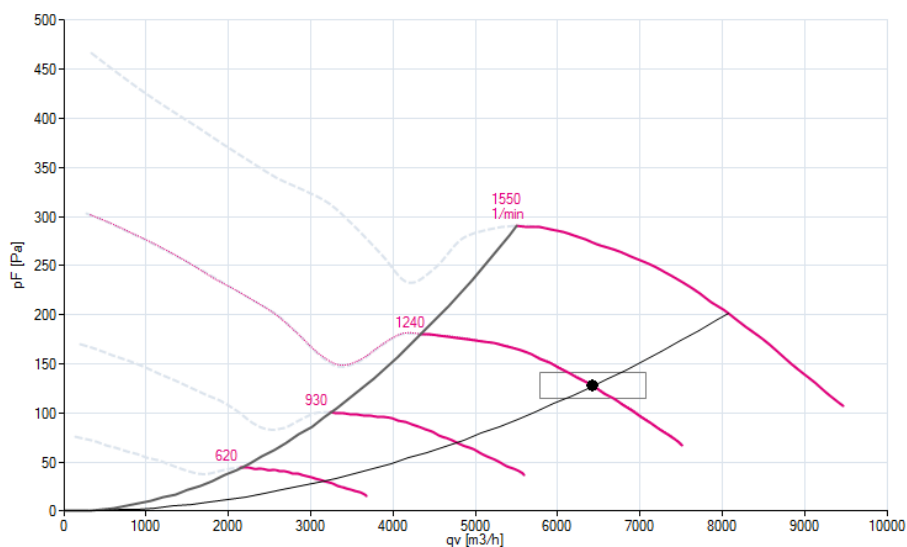


Fig. 3.18: Curva caratteristica pressione totale-portata di un ventilatore assiale.

la superficie della tubazione è molto ridotta. Sono altresì in grado di produrre una pressione statica più elevata rispetto a ventilatori elicoidali e presentano un campo di applicazione compreso tra 0 Pa e 750 Pa;

- *ventilatori a palettatura assiale*: nei ventilatori assiali il rapporto tra il diametro di mozzo e il diametro esterno della girante varia tra 0.3 e 0.7 e diminuisce all'aumentare del numero caratteristico di macchina k . Le pale risultano quindi molto allungate e necessitano di una forte svergolatura. I rendimenti sono tipicamente dell'ordine di 0.75 per ventilatori assiali senza palettaggi fissi, fino a raggiungere valori massimi nell'intorno di $0.85 \div 0.9$ per grossi ventilatori con pale profilate e predistributore o raddrizzatore. I ventilatori a elica hanno rendimenti massimi solitamente inferiori a 0.6. La palettatura supplementare serve a deviare il flusso d'aria con lo scopo di ridurre la turbolenza; perciò essa contribuisce all'aumento di efficienza e permette di sviluppare una pressione statica sensibilmente più elevata rispetto ai casi precedenti. Questi ventilatori trovano applicazione quando sono richieste pressioni statiche fino a 2500 Pa e quando l'aria movimentata è relativamente pulita. Dato che questa categoria di ventilatori comporta costi maggiori rispetto ai corrispondenti centrifughi trova scarsa applicazione in campo industriale, mentre è tipico soprattutto nei sistemi in cui lo spazio a disposizione è limitato.

A differenza dei ventilatori assiali, i *ventilatori centrifughi* sviluppano portate d'aria moderate con una pressione statica media o alta. Hanno un ingombro limitato in senso radiale e possono essere realizzati con elevati rapporti tra lunghezza assiale e diametro della girante. Quasi tutti i componenti (voluta, disco-corona, pale, etc.) sono realizzati in lamiera stampata per semplicità ed economicità di realizzazione. La girante può essere calettata direttamente al motore oppure a un supporto per la trasmissione con cinghie. I *ventilatori centrifughi* si possono suddividere in tre tipologie, in base alle prestazioni e al campo di applicazione, caratterizzate da una diversa forma della ventola:

- *ventilatori a pale radiali*: sono i più semplici e a differenza di altri tipi di ventilatori le pale possono essere facilmente sostituite o sovradimensionate; per questo motivo trovano frequente applicazione in presenza di gas ricchi di polveri o di sostanze corrosive che potenzialmente dannose per la palettatura. Tuttavia queste peculiarità determinano un'efficienza minore e un costo maggiore rispetto agli altri ventilatori centrifughi;
- *ventilatori a pale radiali curve in avanti*: hanno le pale a cucchiaio che permettono di fornire alta velocità all'aria senza utilizzare alte velocità di rotazione della girante. Per questo tipo di ventilatori la girante e le palette sono realizzate a partire da lamine di acciaio tramite saldatura a punti, ottenendo un notevole risparmio dei costi e una riduzione sensibile del peso del dispositivo rispetto agli altri ventilatori centrifughi; sono usati quando sono richieste elevate portate d'aria e basse pressioni statiche. Essi presentano un'efficienza operativa ridotta e non sono in grado di fornire pressioni statiche elevate, nonché sono vulnerabili alla corrosione e all'erosione. Rispetto al caso di pale rivolte all'indietro si hanno rendimenti minori, larghezza pale più elevata, pale più corte e più numerose ($40 \div 60$). Il *numero caratteristico di macchina* k varia 0.8 e 2.4, mentre il rapporto di compressione è compreso nell'intervallo $1.01 \div 1.04$;
- *ventilatori a pale radiali rovesce (o curve all'indietro)*: sono più efficienti rispetto agli altri ventilatori centrifughi e quindi permettono una riduzione dei costi di esercizio. Trova applicazione frequente in sistemi in cui il fluido movimentato è esente da polveri oppure, in presenza di polveri, se a monte del ventilatore è posto un dispositivo per l'abbattimento del particolato. Questi sono caratterizzati da velocità di rotazione più elevate e questo comporta un incremento delle sollecitazioni meccaniche nel ventilatore. Il numero delle pale è normalmente compreso tra 6 e 16. La sezione delle pale può assumere la forma di un profilo aerodinamico o può essere a spessore costante; inoltre le pale possono essere curve o rettilinee. Il rendimento varia generalmente tra 0.6 e 0.75 ma può arrivare fino a 0.9 nei grandi ventilatori con pale profilate. Il *numero caratteristico di macchina* k è compreso tra 0.2 e 0.8 mentre il rapporto di compressione varia nell'intervallo $1.04 \div 1.2$.

Nelle applicazioni pratiche risulta spesso necessario regolare la portata d'aria elaborata dal ventilatore inserito nel circuito. Il punto di funzionamento del dispositivo è stabilito dall'intersezione della curva caratteristica del ventilatore con quella resistente del circuito, come mostrato in figura 3.18. La regolazione può essere eseguita alterando la caratteristica del circuito oppure variando la caratteristica del ventilatore, in funzione del costo del sistema di regolazione confrontato con il risparmio di potenza assorbita ottenibile. Le soluzioni di regolazione disponibili sono:

- regolazione della resistenza del circuito: normalmente avviene tramite serranda nella tubazione di mandata. Possono esserci problemi di rumore, soprattutto per portate elevate;
- regolazione della velocità del ventilatore: dal punto di vista energetico è la soluzione più efficiente, poiché garantisce la possibilità di mantenere costante il rendimento della macchina. Tuttavia richiede l'utilizzo di un motore a corrente continua o di un inverter (che comportano un costo superiore);

- regolatore con parzializzatore assiale all'aspirazione (nei ventilatori centrifughi): all'aspirazione può essere installato un regolatore a palette orientabili che modifica il flusso all'ingresso della macchina modificandone le prestazioni;
- regolazione del calettaggio delle pale (nei ventilatori assiali): soluzione molto efficiente ma si utilizza solo per ventilatori di grosse dimensioni poiché molto costosa e complicata.

3.4.2 Modello a scatola nera

La configurazione considerata è provvista di ventilatori nel condotto dell'*aria primaria* e di ventilatori nel condotto dell'*aria secondaria*²¹. Sono stati presi in considerazione due diversi modelli di ventilatore centrifugo con girante a sei pale curve indietro e profilo tridimensionale, aventi diametro della girante $D = 0.5\text{ m}$: si identifica con *Ventilatore 1* il tipo di dispositivo inserito nel canale dell'*aria primaria*, mentre con *Ventilatore 2* è indicato il modello inserito nel condotto dell'*aria secondaria*. Il *Ventilatore 1* elabora la portata d'aria prelevata dalla stanza e reimpressa nella stessa dopo averla spinta attraverso lo scambiatore di calore; il *Ventilatore 2* cattura l'aria dall'esterno facendola passare attraverso l'umidificatore e lo scambiatore di calore e rigettandola esausta all'esterno.

Le caratteristiche nominali dei due dispositivi sono riportate nella tabella seguente:

Ventilatore	Portata massima	Potenza elettrica nominale	Velocità di rotazione massima	Rendimento complessivo statico
1	13650 m^3/h	3.5 kW	1860 min^{-1}	67.2 %
2	15500 m^3/h	5.4 kW	2135 min^{-1}	66.5 %

Tab. 3.14: Dati nominali dei ventilatori.

Le curve caratteristiche dei due modelli sono riportate nelle figure 3.19, 3.20 e 3.21.

²¹ I motori elettrici di entrambi i ventilatori sono alimentati in trifase attraverso un inverter che permette la regolazione della loro velocità di rotazione.

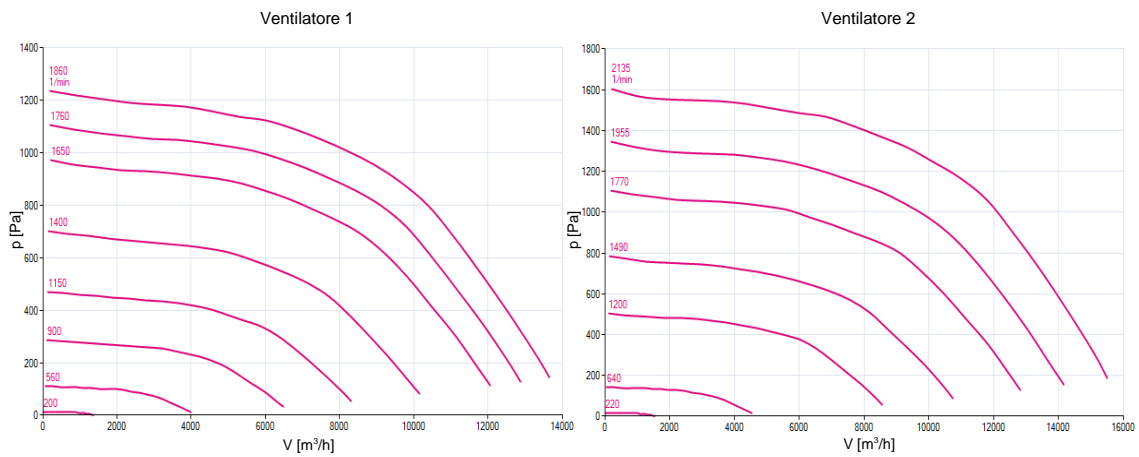


Fig. 3.19: Curve caratteristiche pressione totale-portata dei ventilatori.

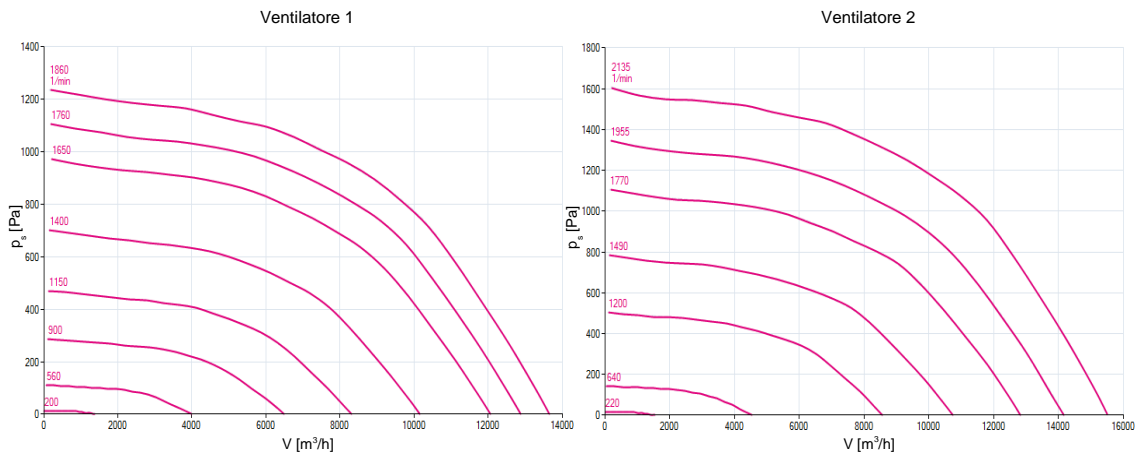


Fig. 3.20: Curve caratteristiche pressione statica-portata dei ventilatori.

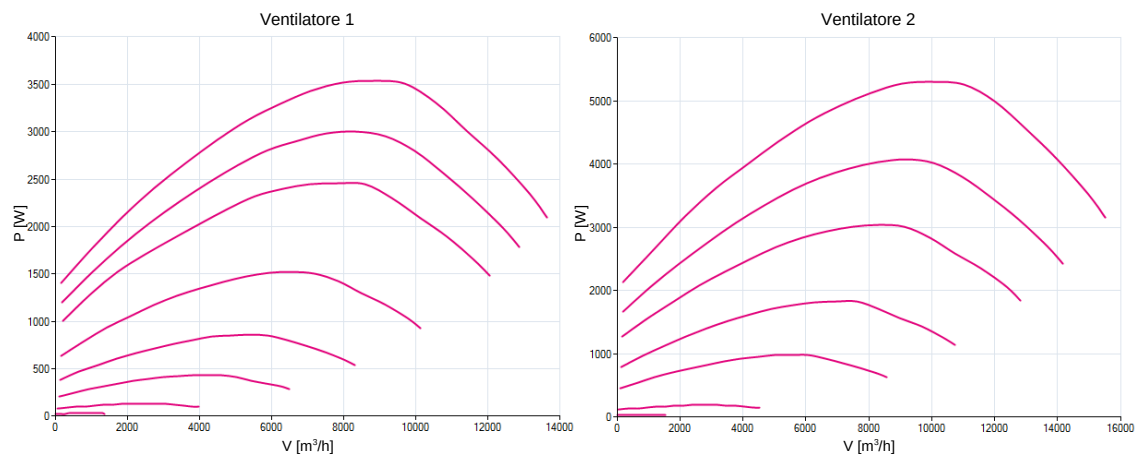


Fig. 3.21: Curve caratteristiche potenza-portata dei ventilatori.

Polinomi di regressione

Per entrambi i ventilatori il modello sviluppato fa riferimento al modello proposto da Wang *et al.* in [22].

Il contributo energetico di pressione è modellizzato con una regressione polinomiale a partire dai dati sperimentali, basata sulle cifre caratteristiche precedentemente introdotte:

$$\psi = a_0 + a_1 \phi + a_2 \phi^2 + a_3 \phi^3 + a_4 \phi^4, \quad (3.142)$$

$$\psi_s = b_0 + b_1 \phi + b_2 \phi^2 + b_3 \phi^3 + b_4 \phi^4. \quad (3.143)$$

Per gli scopi di questo lavoro è sufficiente ottenere un modello della potenza elettrica consumata durante il funzionamento, tenendo presente che le tipologie di ventilatore considerate permettono di modulare con continuità la velocità di rotazione:

$$\begin{aligned} P = & p_{00} + p_{10} \phi + p_{01} \frac{n}{n_{nom}} + p_{11} \phi \frac{n}{n_{nom}} + p_{20} \phi^2 + p_{02} \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^2 + p_{21} \phi^2 \frac{n}{n_{nom}} + \\ & p_{12} \phi \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^2 + p_{22} \phi^2 \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^2 + p_{30} \phi^3 + p_{03} \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^3 + \\ & p_{31} \phi^3 \frac{n}{n_{nom}} + p_{13} \phi \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^3 + p_{04} \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^4. \end{aligned} \quad (3.144)$$

Calibrazione e test

I dati a disposizione riguardano le curve di *pressione totale* p , *pressione statica* p_s e *potenza* P , figure 3.19, 3.20 e 3.21, e sono riferiti alla densità dell'aria in aspirazione misurata con boccaglio standard su installazione tipo A²² in accordo con la ISO5801 e pari a $\rho = 1.16 \text{ kg/m}^3$.

Il campo di validità per i polinomi considerati è determinato dai valori massimi e minimi degli ingressi considerati, tabella 3.15.

	Polinomio	Cifra di flusso minima	Cifra di flusso massima	Velocità di rotazione minima	Velocità di rotazione massima
		ϕ_{min}	ϕ_{max}	n_{min} [1/min]	n_{max} [1/min]
<i>Ventilatore 1</i>	ψ	0.0162	0.9774	—	—
	ψ_s	0.0162	0.9774	—	—
	P [W]	0.0142	0.9760	200	1860
<i>Ventilatore 2</i>	ψ	0.0160	0.9671	—	—
	ψ_s	0.0160	0.9679	—	—
	P [W]	0.0142	0.9665	220	2135

Tab. 3.15: Campo di validità dei modelli dei ventilatori.

²² Installazione con aspirazione e mandata libera.

Calibrazione La calibrazione del modello è stata effettuata per determinare i valori dei parametri riportati nelle equazioni (3.142)-(3.144). Per ciascun ventilatore gli insiemi di dati osservati è stato suddiviso in due sottoinsiemi disgiunti:

- l'insieme dei dati calibrazione $DS_{p,c,1}$ relativo alla *pressione totale* fornita dal *Ventilatore 1*, di cardinalità $\#DS_{p,c,1} = n_{p,1} = 369$;
- l'insieme dei dati test $DS_{p,t,1}$ relativo alla *pressione totale* fornita dal *Ventilatore 1*, di cardinalità $\#DS_{p,t,1} = n_{p,1} = 185$;

$$DS_{p,c,1} \cap DS_{p,t,1} = \emptyset; \quad (3.145)$$

- l'insieme dei dati calibrazione $DS_{p_s,c,1}$ relativo alla *pressione statica* fornita dal *Ventilatore 1*, di cardinalità $\#DS_{p_s,c,1} = n_{p_s,1} = 374$;
- l'insieme dei dati test $DS_{p_s,t,1}$ relativo alla *pressione statica* fornita dal *Ventilatore 1*, di cardinalità $\#DS_{p_s,t,1} = n_{p_s,1} = 188$;

$$DS_{p_s,c,1} \cap DS_{p_s,t,1} = \emptyset; \quad (3.146)$$

- l'insieme dei dati calibrazione $DS_{P,c,1}$ relativo alla *potenza elettrica assorbita* fornita dal *Ventilatore 1*, di cardinalità $\#DS_{P,c,1} = n_{P,1} = 299$;
- l'insieme dei dati test $DS_{P,t,1}$ relativo alla *potenza elettrica assorbita* fornita dal *Ventilatore 1*, di cardinalità $\#DS_{P,t,1} = n_{P,1} = 150$;

$$DS_{P,c,1} \cap DS_{P,t,1} = \emptyset; \quad (3.147)$$

- l'insieme dei dati calibrazione $DS_{p,c,2}$ relativo alla *pressione totale* fornita dal *Ventilatore 2*, di cardinalità $\#DS_{p,c,2} = n_{p,2} = 320$;
- l'insieme dei dati test $DS_{p,t,2}$ relativo alla *pressione totale* fornita dal *Ventilatore 2*, di cardinalità $\#DS_{p,t,2} = n_{p,2} = 160$;

$$DS_{p,c,2} \cap DS_{p,t,2} = \emptyset; \quad (3.148)$$

- l'insieme dei dati calibrazione $DS_{p_s,c,2}$ relativo alla *pressione statica* fornita dal *Ventilatore 2*, di cardinalità $\#DS_{p_s,c,2} = n_{p_s,2} = 323$;
- l'insieme dei dati test $DS_{p_s,t,2}$ relativo alla *pressione statica* fornita dal *Ventilatore 2*, di cardinalità $\#DS_{p_s,t,2} = n_{p_s,2} = 162$;

$$DS_{p_s,c,2} \cap DS_{p_s,t,2} = \emptyset; \quad (3.149)$$

- l'insieme dei dati calibrazione $DS_{P,c,2}$ relativo alla *potenza elettrica assorbita* fornita dal *Ventilatore 2*, di cardinalità $\#DS_{P,c,2} = n_{P,2} = 260$;
- l'insieme dei dati test $DS_{P,t,2}$ relativo alla *potenza elettrica assorbita* fornita dal *Ventilatore 2*, di cardinalità $\#DS_{P,t,2} = n_{P,2} = 130$;

$$DS_{P,c,2} \cap DS_{P,t,2} = \emptyset. \quad (3.150)$$

Si indichino con $\hat{\psi}$, $\hat{\psi}_s$ e \hat{P} i valori delle uscite previste dai modelli e, come visto, ψ , ψ_s e P i valori delle uscite osservate. Relativamente ai due modelli di ventilatori, la taratura dei polinomi è affrontata come un problema ai minimi quadrati.

I parametri ricavati dalla regressione ai minimi quadrati relativi ai polinomi delle equazioni (3.142)-(3.144) sono riportati rispettivamente nelle tabelle 3.16, 3.17 e 3.18.

Il risultato della taratura è rappresentato dalle curve di regressione polinomiali dei dati osservati ψ e ψ_s e dalla superficie di regressione dei valori di P , relativi rispettivamente agli insiemi di dati $DS_{p,c}$, $DS_{p_s,c}$ e $DS_{P,c}$, riportate nelle figure 3.22, 3.23 e 3.24. La bontà dei risultati è espressa in termini di R_{adj}^2 .

	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
<i>Ventilatore 1</i>	4.465	-2.106	6.832	-10.92	1.832
<i>Ventilatore 2</i>	4.377	-1.499	4.441	-7.017	-0.3796

Tab. 3.16: Parametri dei polinomi di regressione della cifra di pressione totale.

	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4
<i>Ventilatore 1</i>	4.500	-2.513	7.858	-13.09	2.821
<i>Ventilatore 2</i>	4.387	-1.659	4.634	-8.364	0.4513

Tab. 3.17: Parametri dei polinomi di regressione della cifra di pressione statica.

	<i>Ventilatore 1</i>	<i>Ventilatore 2</i>
p_{00}	-111.3	-208.7
p_{10}	2523	4461
p_{01}	327.7	739.2
p_{11}	-10060	-17010
p_{20}	5384	-9473
p_{02}	978.6	954.4
p_{21}	17860	29560
p_{12}	10640	17570
p_{22}	-12970	-20620
p_{30}	3019	5294
p_{03}	-970.1	-956.1
p_{31}	-7487	-12230
p_{13}	2351	3085
p_{04}	1161	1567

Tab. 3.18: Parametri dei polinomi di regressione della potenza elettrica.

Test Noti i valori dei parametri dei polinomi si calcolano i corrispondenti $\hat{\psi}$, $\hat{\psi}_s$ e \hat{P} sia per gli insiemi di calibrazione che per quelli di test. In figura 3.25 sono riportati i grafici relativi al confronto tra i dati osservati $\hat{\psi}$ (in ascissa, ‘Target’) e i valori ψ (in ordinata, ‘Output’), per l’insieme di calibrazione (‘Calibration’) e l’insieme di test (‘Test’). La retta di colore blu rappresenta la condizione di coincidenza tra dati previsti e dati osservati. La retta di colore rosso indica la prestazione del modello. In alto i valori di R_{adj}^2 . Gli stessi confronti sono effettuati per i valori ψ_s e P e sono riportati nelle figure 3.26 e 3.27.

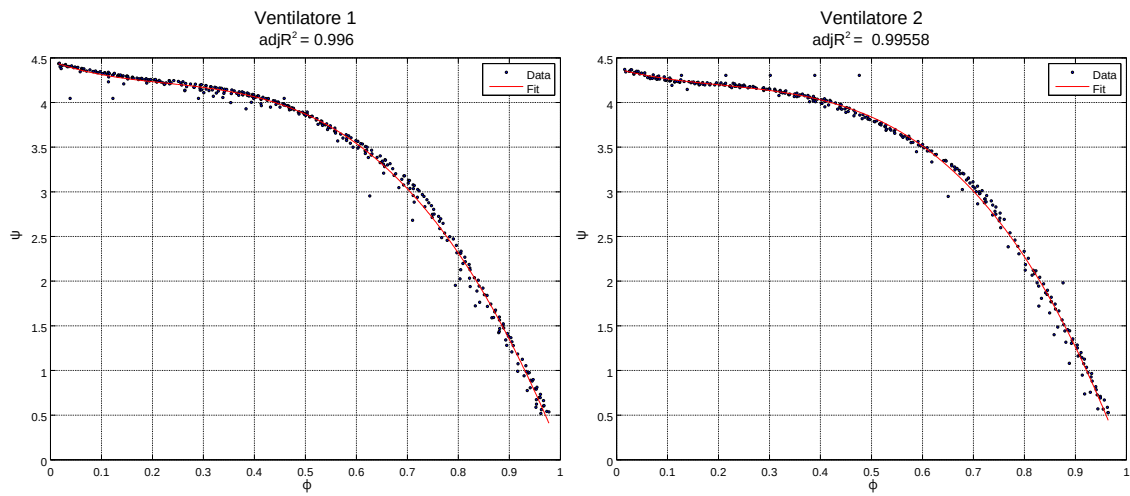


Fig. 3.22: Curva di regressione polinomiale della cifra di pressione totale.

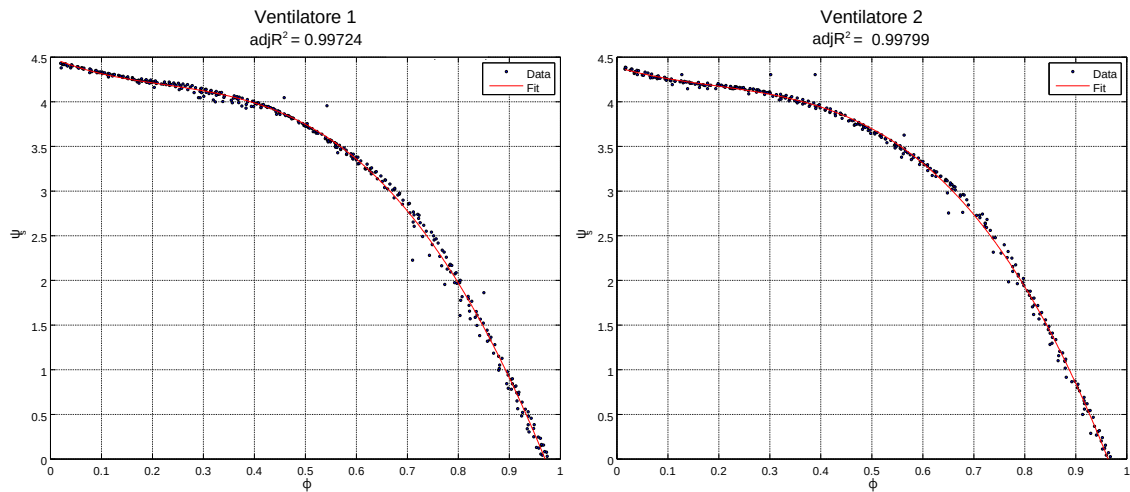


Fig. 3.23: Curva di regressione polinomiale della cifra di pressione statica.

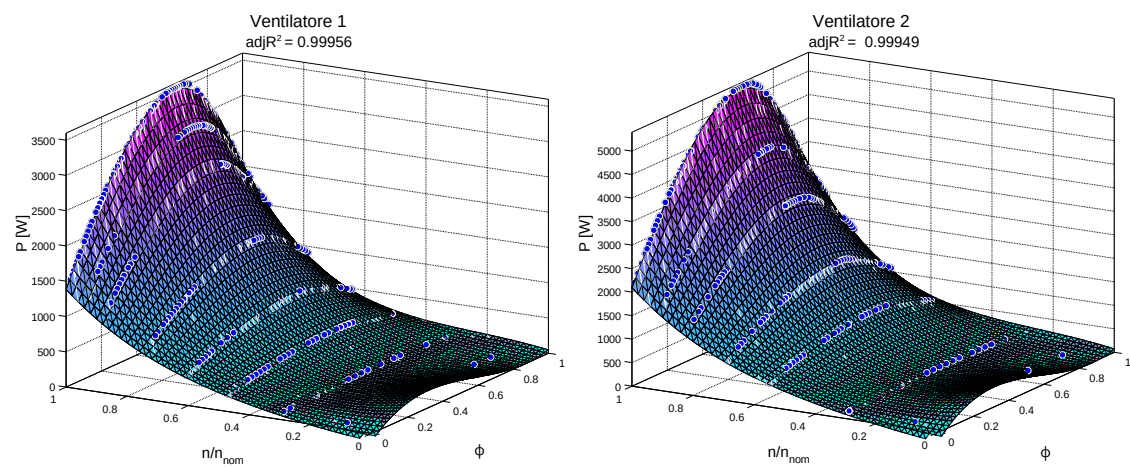


Fig. 3.24: Superficie di regressione polinomiale della potenza elettrica.

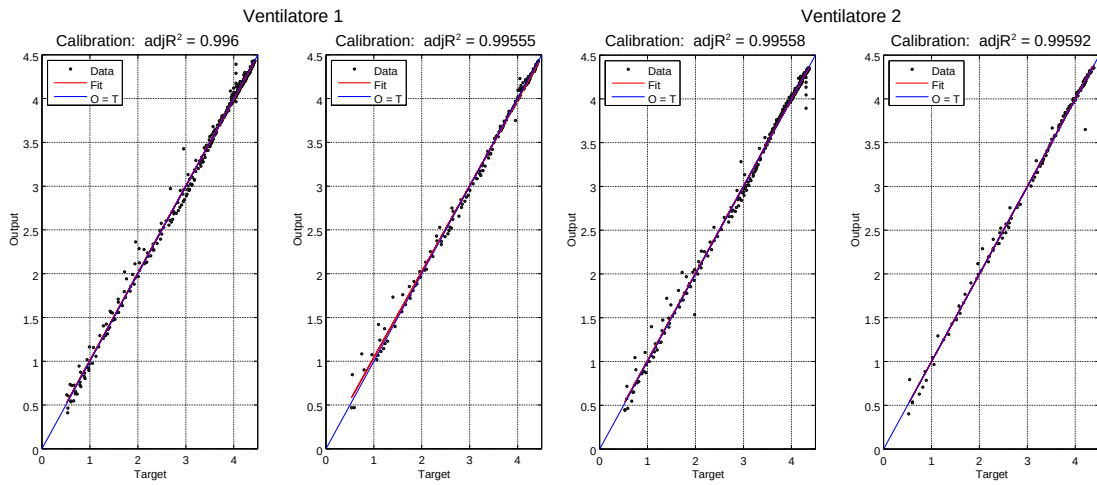


Fig. 3.25: Confronto tra la cifra di pressione totale prevista dal modello e i dati osservati.

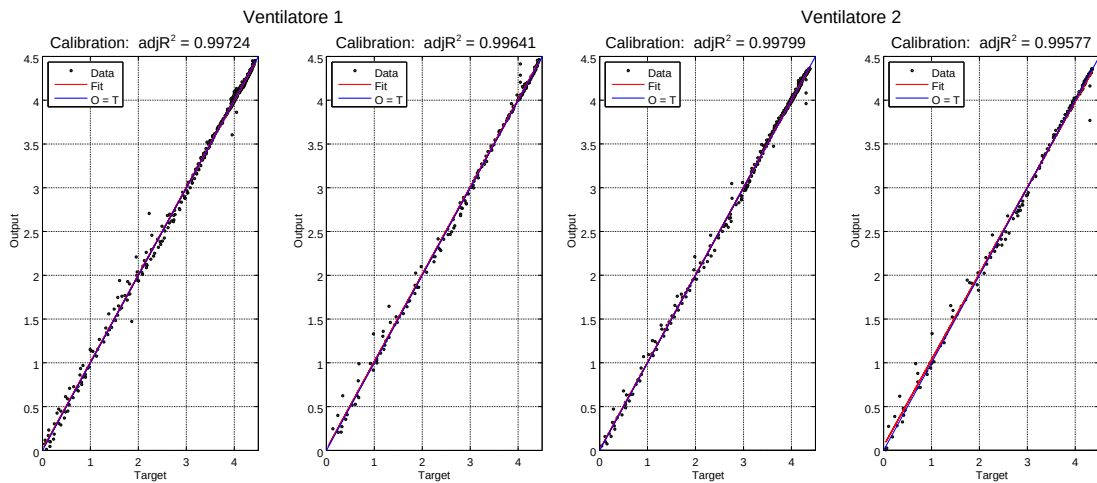


Fig. 3.26: Confronto tra la cifra di pressione statica prevista dal modello e i dati osservati.

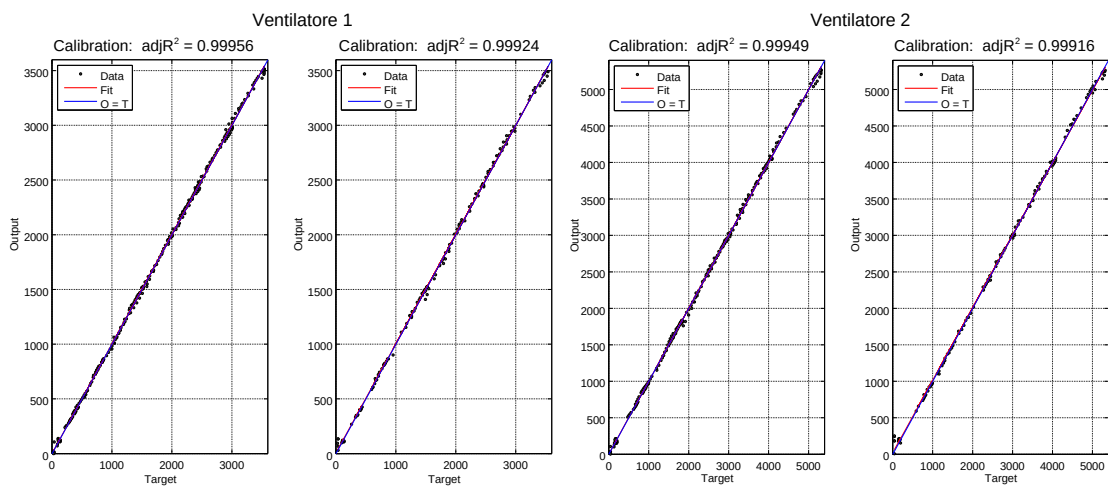


Fig. 3.27: Confronto tra la cifra di potenza elettrica prevista dal modello e i dati osservati.

3.5 Modello a Scatola Bianca della Sala Server

Il modello termico della sala *CED* è di tipo *dinamico a parametri concentrati* ed è stato derivato giovandosi dell'analogia elettro-termica. Le variabili di maggior interesse sono le temperature e l'umidità della sala *CED* nonché le temperature operative dei dispositivi elettronici: i carichi termici interni ed esterni sono considerati come disturbi. Gli ingressi sono rappresentati dalle condizioni termogrometriche dell'aria di processo.

Il modello elettrico impiegato è di tipo RC (Resistenze-Capacità) in cui le resistenze elettriche rappresentano le resistenze termiche al flusso di calore tra i nodi, mentre le capacità elettriche rappresentano le capacità termiche associate ai nodi stessi. Dai loro valori dipendono le inerzie termiche della struttura. I nodi rappresentano le masse che costituiscono il sistema. In figura 3.28 è raffigurata schematicamente la sala server corrispondente al modello e sono evidenziati i nodi e i fenomeni di scambio termico presi in considerazione.

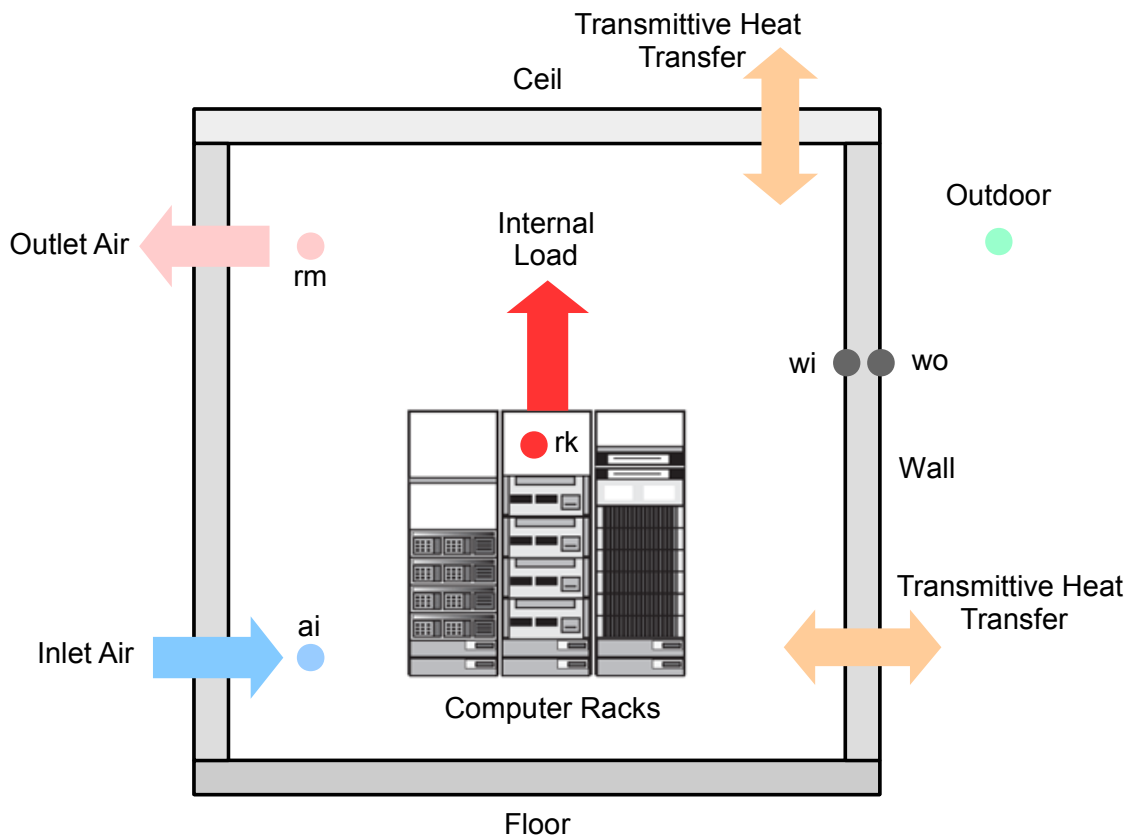


Fig. 3.28: Rappresentazione schematica della sala server.

I nodi considerati sono:

- **Inlet Air-ai**, rappresenta la portata d'aria in ingresso al *Data Center*;
- **Outlet Air-rm**, rappresenta la massa d'aria della sala, il cui stato è considerato rappresentativo anche della portata massica d'aria riportata all'unità *CRAC*;
- **Computer Racks-rk**, rappresenta tutte le apparecchiature *IT* contenute nei rack;

- w_i , rappresenta le condizioni della superficie interna della parete equivalente²³. A questo nodo viene associata metà della capacità termica della parete equivalente;
- w_o , rappresenta le condizioni della superficie esterna della parete equivalente e ad esso viene associata l'altra metà della capacità termica della parete equivalente;
- **Outdoor**, rappresenta le condizioni dell'aria ambientale esterna, avente capacità termica infinita.

Invece, i fenomeni di scambio termico considerati sono:

- scambio termico per convezione forzata tra l'aria della sala (nodo **Outlet Air-rm**) ed il materiale elettronico contenuto nei rack (nodo **Computer Racks-rk**);
- scambio termico convettivo tra l'aria della sala (nodo **Outlet Air-rm**) e la superficie interna della parete equivalente (nodo w_i);
- scambio termico conduttivo tra la superficie interna (nodo w_i) e la superficie esterna della parete equivalente (nodo w_o);
- scambio termico convettivo tra la superficie esterna della parete equivalente (nodo w_o) e l'aria ambientale esterna (nodo **Outdoor**).

Pertanto, in prima approssimazione non sono considerati gli scambi termici con il pavimento, gli scambi termici dovuti alla radiazione solare incidente sull'involucro esterno dell'edificio e gli scambi termici per irraggiamento tra la superficie esterna dei rack e la superficie interna della parete equivalente.

Il modello RC equivalente è riportato in figura 3.29.

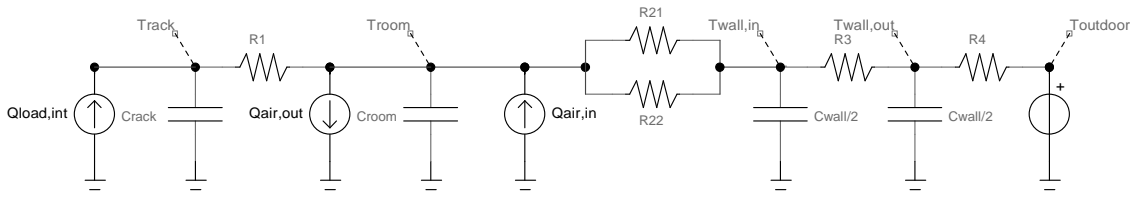


Fig. 3.29: Modello RC equivalente della sala server.

Per quanto riguarda la variazione di umidità dell'aria, questa è considerata in corrispondenza di carichi termici interni positivi²⁴. I dispositivi informatici contenuti nei rack tendono infatti a produrre calore e hanno quindi bisogno di essere raffreddati con aria che viene riscaldata subendo una trasformazione a umidità specifica costante. Facendo riferimento agli intervalli consigliati dall'*ASHRAE* e dall'*ETSI*, 1.5, e dato che le superfici lambite dall'aria sono generalmente a temperatura più elevata, è possibile non considerare almeno in prima approssimazione i fenomeni di scambio di massa legati alla condensazione che interesserebbe l'aria se questa lambisse superfici a temperatura inferiore alla propria

²³ La trasmittanza termica complessiva delle superfici perimetrali viene combinata con la trasmittanza termica complessiva del soffitto, ottenendo una trasmittanza termica complessiva di una parete equivalente. La capacità termica di questa parete è la somma della capacità termica del soffitto e quella delle superfici perimetrali dell'involucro.

²⁴ Con carichi termici positivi si indicano i flussi termici in ingresso all'ambiente.

temperatura di rugiada. Perciò, il modello proposto non prevede la formazione di condensa in ambiente, ma tiene comunque in considerazione la dinamica del contenuto di umidità specifica relativa al nodo **Outlet Air-rm**. Questo è dovuto alle caratteristiche del modello dello scambiatore compatto aria-aria, paragrafo (3.3), inserito nel modello complessivo del sistema (ventilatori, umidificatore, scambiatore e sala server), il quale contempla la possibilità che il flusso d'aria caldo e umido proveniente dalla sala server possa condensare al suo interno scambiando calore totale con il flusso d'aria freddo prelevato dall'esterno ed eventualmente trattato nell'umidificatore. Allorché tale condizione di funzionamento si verifica, l'aria in uscita dallo scambiatore ritorna alla sala server con un contenuto di vapore acqueo inferiore e si miscela con l'aria già presente. Poiché questo fenomeno influenza la resa dello scambiatore ed è tanto più probabile quanto più elevato è il contenuto di vapore acqueo dell'aria calda prelevata dalla sala, è opportuno tenere presente l'evoluzione temporale dell'umidità specifica del nodo **Outlet Air-rm**. Si ipotizzi ad esempio che la temperatura dell'aria fredda in ingresso allo scambiatore sia fissata e che a un certo istante i valori di umidità e temperatura dell'aria della sala siano tali da far innescare la condensazione nel dispositivo, modificandone le caratteristiche di scambio. L'aria in uscita da questo e in ingresso alla sala si trova a temperatura e umidità specifiche inferiori e si miscela con l'aria presente nell'ambiente. Si supponga che il carico termico in ambiente sia tale da riportare la temperatura dell'aria ad un valore pari all'istante precedente. In questo caso l'aria tornerebbe allo scambiatore con la stessa temperatura di prima ma con un contenuto di umidità specifica inferiore. In queste nuove condizioni non è detto che nello scambiatore si verifichi nuovamente la condensazione del flusso caldo e anche se questo accadesse il potenziale che governa il processo di scambio latente risulterebbe modificato rispetto alle condizioni precedenti. È facilmente intuibile l'importanza di considerare l'evoluzione dinamica dello stato di umidità specifica relativo al nodo dell'aria della sala server.

3.5.1 Equazioni di stato

Il sistema *dinamico* considerato è un sistema di equazioni differenziali, dette equazioni di stato. Queste equazioni descrivono le trasformazioni degli stati del sistema sotto l'azione dei vari ingressi e disturbi a partire dall'istante iniziale considerato.

Le equazioni di stato del modello sono:

$$\frac{dT_{rack}}{d\tau} = \frac{1}{C_{rack}} \left[Q_{load,int} - \frac{1}{R_1} (T_{rack} - T_{room}) \right], \quad (3.151)$$

$$\frac{dT_{room}}{d\tau} = \frac{1}{C_{room}} \left[\dot{m}_{air} (h_{room,in} - h_{room,out}) - \frac{1}{R_1} (T_{room} - T_{rack}) + \right. \quad (3.152)$$

$$\left. - \frac{1}{R_2} (T_{room} - T_{wall,in}) \right], \quad (3.153)$$

$$\frac{dT_{wall,in}}{d\tau} = \frac{1}{\frac{C_{wall}}{2}} \left[-\frac{1}{R_2} (T_{wall,in} - T_{room}) - \frac{1}{R_3} (T_{wall,in} - T_{wall,out}) \right], \quad (3.154)$$

$$\frac{dT_{wall,out}}{d\tau} = \frac{1}{\frac{C_{wall}}{2}} \left[-\frac{1}{R_3} (T_{wall,out} - T_{wall,in}) - \frac{1}{R_4} (T_{wall,out} - T_{outdoor}) \right], \quad (3.155)$$

$$\frac{dx_{room,out}}{d\tau} = \frac{\dot{m}_{air}}{M_{air,room}} (x_{room,in} - x_{room,out}). \quad (3.156)$$

Si osservi che il flusso termico trasportato alle unità *CRAC* dall'aria uscente dalla sala è espresso come flusso entalpico $\dot{m}_{air} h_{room,out}$ relativo alla portata d'aria \dot{m}_{air} (in kg_{da}/s) elaborata dal sistema di condizionamento e all'entalpia specifica $h_{room,out}$ (in J/kg_{da}) dell'aria. Quest'ultima è funzione della temperatura della massa d'aria della sala T_{room} e della sua umidità specifica $x_{room,out}$:

$$h_{room,out} = h(T_{room}, x_{room,out}). \quad (3.157)$$

I parametri presenti nelle equazioni di stato sono:

- C_{rack} , capacità termica complessiva dei rack e delle apparecchiature elettroniche in essi contenute, misurata in W/K e data da:

$$C_{rack} = M_{rack} c_{rack}, \quad (3.158)$$

dove:

- M_{rack} , è la massa totale in kg dei componenti dei server (dispositivi IT, cablaggio, rack, etc.), data da:

$$M_{rack} = N_{rack} m_{rack}, \quad (3.159)$$

in cui:

- * m_{rack} è la massa di ciascun rack (compreso il suo contenuto), $kg/rack$;
- * N_{rack} è il numero di rack presenti;
- c_{rack} , è il calore specifico medio dei componenti dei server, $J/(kg K)$;
- C_{room} , capacità termica della massa d'aria della stanza, in W/K :

$$C_{room} = M_{air,room} c_{p,room}, \quad (3.160)$$

dove:

- $M_{air,room}$, è la massa totale in kg del volume d'aria $V_{air,room}$ contenuto nella sala server:

$$M_{air,room} = \rho_{air,room} V_{air,room}. \quad (3.161)$$

La densità $\rho_{air,room}$ dell'aria nella stanza è considerata costante e pari a $1.2250 kg/m^3$.

Il volume d'aria $V_{air,room}$ in m^3 è ottenuto sottraendo il volume totale dei rack V_{rack} al volume della stanza $V_{CED,room}$;

- $c_{p,room}$, è il calore specifico a pressione costante dell'aria contenuta nella sala server, misurato in $J/(kg K)$ e ricavato da:

$$c_{p,room} = c_{pa,room} + x_{room,out} c_{pv,room}. \quad (3.162)$$

Si osservi che questo parametro non è costante ma dipende dal livello di umidità specifica dell'aria nella sala.

Le grandezze $c_{pa,room}$ e $c_{pv,room}$ che compaiono nell'equazione sono:

- * $c_{pa,room}$ è il calore specifico a pressione costante della massa d'aria secca contenuta nella miscela d'aria umida, considerato costante e pari a $1005 J/(kg_{da} K)$;

* $c_{pv,room}$ è il calore specifico a pressione costante della massa di vapore acqueo contenuta nella miscela d'aria umida, considerato costante e pari a $1875 J/(kg_{wv} K)$;

- C_{wall} , capacità termica in W/K della parete equivalente, ottenuta sommando tra loro le capacità termiche dei volumi dei diversi materiali che costituiscono le pareti e il soffitto della sala;
- R_1 , è la resistenza in K/W al flusso termico convettivo tra i dispositivi elettronici (nodo **Computer Racks-rk**) e l'aria della sala (nodo **Outlet Air-rm**). Questo parametro è ottenuto dalla equazione:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1 A_{air,rack}}, \quad (3.163)$$

dove:

- α_1 è il coefficiente di scambio convettivo tra l'aria e i dispositivi *IT*, espresso in $W/(m^2 K)$;
- $A_{air,rack}$ è l'area in m^2 della superficie di scambio tra l'aria e i dispositivi *IT*. In prima approssimazione è posta uguale alla somma rispetto a tutti i rack presenti delle aree delle superfici dell'involucro di ciascun rack lambite dall'aria;
- R_2 , è la resistenza in K/W al flusso termico convettivo tra l'aria della sala (nodo **Outlet Air-rm**) e la superficie interna della parete equivalente (nodo *wi*). Essa è calcolata come resistenza termica convettiva equivalente del parallelo tra la resistenza termica convettiva R_{21} tra l'aria e la superficie interna del soffitto e la resistenza termica convettiva R_{22} tra l'aria e la superficie interna delle pareti laterali:

$$R_{21} = \frac{1}{\alpha_{21} A_{wall,inceil}}, \quad (3.164)$$

$$R_{22} = \frac{1}{\alpha_{22} A_{wall,inlateral}}. \quad (3.165)$$

dove:

- α_{21} è il coefficiente di scambio convettivo tra l'aria della sala e il soffitto in $W/(m^2 K)$ e ripreso dalla norma UNI EN ISO 6946;
- α_{22} è il coefficiente di scambio convettivo tra l'aria della sala e le pareti laterali in $W/(m^2 K)$ e ripreso dalla norma UNI EN ISO 6946;
- $A_{wall,inceil}$ è l'area in m^2 della superficie di scambio tra l'aria e il lato interno del soffitto;
- $A_{wall,inlateral}$ è l'area in m^2 della superficie di scambio tra l'aria e il lato interno delle pareti laterali.

Pertanto R_2 risulta:

$$R_2 = \frac{R_{21} R_{22}}{R_{21} + R_{22}}; \quad (3.166)$$

- R_3 , è la resistenza conduttiva in K/W al flusso termico tra la superficie interna (nodo \mathbf{wi}) e la superficie esterna della parete equivalente (nodo \mathbf{wo}). Ipotizzando di avere una parete e un soffitto multistrato di n strati e aventi la stessa composizione e gli stessi spessori, si ricava la resistenza termica specifica \bar{R}_3 in $(m^2 K)/W$ sommando tra loro le resistenze termiche specifiche di ciascuno strato:

$$\bar{R}_3 = \sum_{k=1}^n \frac{s_k}{\lambda_k}, \quad (3.167)$$

in cui gli s_k sono gli spessori di ciascuno strato e λ_k i coefficienti di conducibilità termica dei materiali.

Infine si ha:

$$R_3 = \frac{\bar{R}_3}{A_{wall}}, \quad (3.168)$$

dove A_{wall} è l'area della superficie della parete equivalente ottenuta come media tra l'area della superficie esterna dell'involucro $A_{wall,out}$ e quella della superficie interna $A_{wall,in}$. Quest'ultima è ricavata da:

$$A_{wall,in} = A_{wall,in_{ceil}} + A_{wall,in_{lateral}}, \quad (3.169)$$

A_{wall} si ottiene come:

$$A_{wall} = \frac{A_{wall,in} + A_{wall,out}}{2}; \quad (3.170)$$

- R_4 , è la resistenza in K/W al flusso termico convettivo tra la superficie esterna della parete equivalente (nodo \mathbf{wo}) e l'aria ambientale esterna (nodo **Outdoor**), ottenuta come:

$$R_4 = \frac{1}{\alpha_4 A_{wall,out}}, \quad (3.171)$$

dove:

- α_4 è il coefficiente di scambio convettivo tra l'aria e la superficie esterna della parete equivalente, espresso in $W/(m^2 K)$ e ripreso dalla norma UNI EN ISO 6946;
- $A_{wall,out}$ è l'area in m^2 della superficie di scambio tra l'aria e la superficie esterna della parete equivalente.

I valori dei parametri appena elencati sono riportati nella tabella 3.19.

Le variabili esogene di ingresso del modello sono:

- $Q_{load,int}$, carico termico prodotto dal materiale elettronico distribuito nella sala all'interno dei rack (considerato come un disturbo), $[W]$;
- $\dot{m}_{air} h_{room,in}$, flusso entalpico dell'aria in ingresso alla sala proveniente dalle unità CRAC (in W), relativo alla portata d'aria \dot{m}_{air} elaborata dal sistema di condizionamento e all'entalpia specifica $h_{room,in}$ (in J/kg_{da}) dell'aria. Quest'ultima è funzione della temperatura della massa d'aria in ingresso alla sala $T_{room,in}$ e della sua umidità specifica $x_{room,in}$:

$$h_{room,in} = h(T_{room,in}, x_{room,in}); \quad (3.172)$$

Massa di ciascun rack m_{rack} [23] [$kg/rack$]	113
Numero di rack N_{rack}	15
Massa totale dei rack M_{rack} [kg]	1695
Calore specifico medio dei rack c_{rack} [23] [$J/(kg K)$]	500
Capacità termica complessiva dei rack C_{rack} [W/K]	847500
Densità dell'aria nella sala server $\rho_{air,room}$ [kg/m^3]	1.225
Volume della sala server $V_{CED,room}$ [m^3]	137.5
Volume totale dei rack V_{rack} [m^3]	21.4
Volume d'aria nella sala server $V_{air,room}$ [m^3]	116.1
Massa totale d'aria contenuta nella sala server $M_{air,room}$ [kg]	116.03
Capacità termica della parete equivalente C_{wall} [W/K]	3.8582×10^7
Coefficiente di scambio convettivo aria-rack α_1 [$W/(m^2 K)$]	100
Area della superficie di scambio aria-rack $A_{air,rack}$ [m^2]	117.72
Resistenza al flusso termico convettivo R_1 [K/W]	8.4947×10^{-5}
Coefficiente di scambio convettivo aria-soffitto α_{21} [$W/(m^2 K)$]	7.69
Area della superficie di scambio aria-soffitto $A_{wall,in\,ceil}$ [m^2]	38.70
Coefficiente di scambio convettivo aria-pareti laterali α_{22} [$W/(m^2 K)$]	10
Area della superficie di scambio aria-pareti laterali $A_{wall,in\,lateral}$ [m^2]	74.65
Resistenza al flusso termico convettivo aria-parete equivalente R_2 [K/W]	9.5767×10^{-4}
Area della superficie interna dell'involucro $A_{wall,in}$ [m^2]	113.35
Area della superficie esterna dell'involucro $A_{wall,out}$ [m^2]	128.58
Area della superficie della parete equivalente A_{wall} [m^2]	120.96
Resistenza al flusso termico conduttivo superficie interna-esterna R_3 [K/W]	0.0110
Coefficiente di scambio convettivo aria esterna-superficie della parete equivalente esterna α_4 [$W/(m^2 K)$]	25
Resistenza al flusso termico convettivo aria esterna-superficie della parete equivalente esterna R_4 [K/W]	3.1108×10^{-4}

Tab. 3.19: Parametri delle equazioni di stato.

- $T_{outdoor}$, temperatura dell'aria ambientale esterna, °C. In funzione di questa si ha il carico termico dovuto alle condizioni ambientali esterne in cui è realizzato il *CED*.

Le variabili esogene di uscita invece sono:

- T_{rack} , è la temperatura dei rack disposti nel *Data Center*, °C;
- T_{room} , è la temperatura della massa d'aria della sala, e rappresenta anche la temperatura della portata massica d'aria riportata all'unità *CRAC*, °C;
- $T_{wall,in}$, è la temperatura della superficie interna della parete equivalente, °C;
- $T_{wall,out}$, è la temperatura della superficie esterna della parete equivalente, °C;
- $x_{room,out}$, è l'umidità specifica della portata massica d'aria riportata all'unità *CRAC* coincidente con l'umidità specifica della massa d'aria della sala server, kg_{wv}/kg_{da} .

3.5.2 Modello a scatola bianca delle perdite di carico in ingresso alla sala server

La maggior parte dei *Data Center* presentano una configurazione con un pavimento rialzato al di sotto del quale è collocato un plenum per l'aria da immettere nella sala server proveniente dalle unità *CRAC*. L'immissione avviene attraverso delle piastrelle opportunamente perforate per consentire il passaggio dell'aria. L'aria le attraversa grazie alla spinta dei ventilatori che conferiscono al flusso la pressione statica sufficiente a vincere le perdite di carico provocate dalla variazione di sezione. Per stimare queste perdite si fa riferimento al modello proposto da Karki *et al.*, [24].

La caduta di pressione Δp_{tile} attraverso le piastrelle è data da:

$$\Delta p_{tile} = R \dot{V}_{air,tile} |\dot{V}_{air,tile}| = R \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{room,in,tile}} \left| \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{room,in,tile}} \right|, \quad (3.173)$$

dove:

- R è il fattore di resistenza, ottenuto da:

$$R = \frac{1}{2} \frac{\rho_{room,in,tile}}{A^2} K, \quad (3.174)$$

con K coefficiente di perdita ricavato dalla formulazione empirica fornita da Idel'chik, [25]:

$$K = \frac{1}{f_{tile}^2} \left(1 + 0.5 (1 - f_{tile})^{0.75} + \sqrt{2} (1 - f_{tile})^{0.375} \right), \quad (3.175)$$

dove f_{tile} è il coefficiente di porosità delle piastrelle e rappresenta il rapporto tra l'area della superficie forata e l'area della superficie della piastrella, mentre A è la superficie totale del pavimento occupata dalle piastrelle. I valori di queste due grandezze sono riportate in tabella 3.20;

Coefficiente di porosità delle piastrelle f_{tile}	0.5
Superficie totale occupata dalle piastrelle A [m^2]	2.88

Tab. 3.20: Parametri del modello delle perdite di carico del *Data Center*.

- \dot{V}_{air} è la portata volumetrica d'aria a monte delle piastrelle, [m^3/s];
- $\rho_{room,in,tile}$ è la densità dell'aria a monte delle piastrelle, [kg_{da}/m^3]. In prima approssimazione può essere considerata uguale alla densità dell'aria in uscita allo scambiatore aria-aria e in ingresso al *Data Center*.

3.5.3 Test

Per validare qualitativamente il modello testé presentato si sollecita il sistema agendo sulle variabili di ingresso esogene e si simula l'evoluzione temporale delle variabili di uscita. Tutte le simulazioni sono effettuate a partire dalle stesse condizioni iniziali di temperatura e umidità specifica, tabella 3.21, per una durata complessiva di 60 *min*.

T_{rack} [$^{\circ}C$]	30
T_{room} [$^{\circ}C$]	30
$x_{room,out}$ [kg_{wv}/kg_{da}]	10×10^{-3}
$T_{wall,in}$ [$^{\circ}C$]	30
$T_{wall,out}$ [$^{\circ}C$]	30

Tab. 3.21: Condizioni iniziali delle variabili di uscita.

I test sono svolti per condizioni di temperatura dell'aria ambientale esterna $T_{outdoor}$ pari a $30^{\circ}C$ e carico termico interno $Q_{load,int}$ nullo. L'unica variabile di ingresso manipolata è il flusso entalpico $\dot{m}_{air} h_{room,in}$. Ciò si ottiene mantenendo la portata d'aria \dot{m}_{air} che entra ed esce dalla sala ad un valore costante e pari a $10 kg_{da}/s$ e variando i valori della temperatura di ingresso $T_{room,in}$ e di umidità specifica $x_{room,in}$:

- **Test 1:** il flusso entalpico $\dot{m}_{air} h_{room,in}$ è fatto variare agendo sul valore della temperatura $T_{room,in}$. Nel **Test 1a** la temperatura è aumentata, mentre nel **Test 1b** $T_{room,in}$ è diminuita. Il valore di umidità specifica $x_{room,in}$ è mantenuto costante.
- **Test 2:** il flusso entalpico $\dot{m}_{air} h_{room,in}$ è fatto variare agendo sul valore dell'umidità specifica $x_{room,in}$. Nel **Test 2a** l'umidità specifica è aumentata, mentre nel **Test 2b** $x_{room,in}$ è diminuita. Il valore di temperatura $t_{room,in}$ è mantenuto costante.
- **Test 3:** il flusso entalpico $\dot{m}_{air} h_{room,in}$ è fatto variare agendo contemporaneamente sul valore della temperatura $T_{room,in}$ e dell'umidità specifica $x_{room,in}$.

Le simulazioni hanno inizio all'istante 0 *min* e non mostrano alcuna variazione degli stati del sistema fino al raggiungimento dei 10 *min* dall'inizio della simulazione, in cui avvengono le variazioni appena descritte delle variabili di ingresso.

Di seguito, per ciascuna prova sono illustrati i grafici relativi gli andamenti della temperatura dell'aria della sala e ottenuti nelle diverse condizioni operative: le figure in alto, 3.30a, 3.31a, 3.32a, 3.33a, 3.34a, 3.35a, 3.36a e 3.37a, riportano gli andamenti della temperatura $T_{room,in}$ e dell'umidità specifica $x_{room,in}$ in ingresso e la temperatura dei rack T_{rack} , la temperatura T_{room} e l'umidità specifica $x_{room,out}$ in uscita; le figure in basso, 3.30b, 3.31b, 3.32b, 3.33b, 3.34b, 3.35b, 3.36b e 3.37b, mostrano le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dalla temperatura T_{room} e dall'umidità specifica $x_{room,out}$ dell'aria

della sala a seguito delle variazioni imposte alla temperatura $T_{room,in}$ e all'umidità specifica $x_{room,in}$ dell'aria in ingresso. La linea di colore magenta indica l'evoluzione nel tempo dell'aria della sala e unisce i punti rappresentativi degli stati iniziali e finali, mentre la freccia evidenzia la direzione della trasformazione. I quadratini verdi, invece, rappresentano le condizioni dell'aria in ingresso prima e dopo le variazioni imposte.

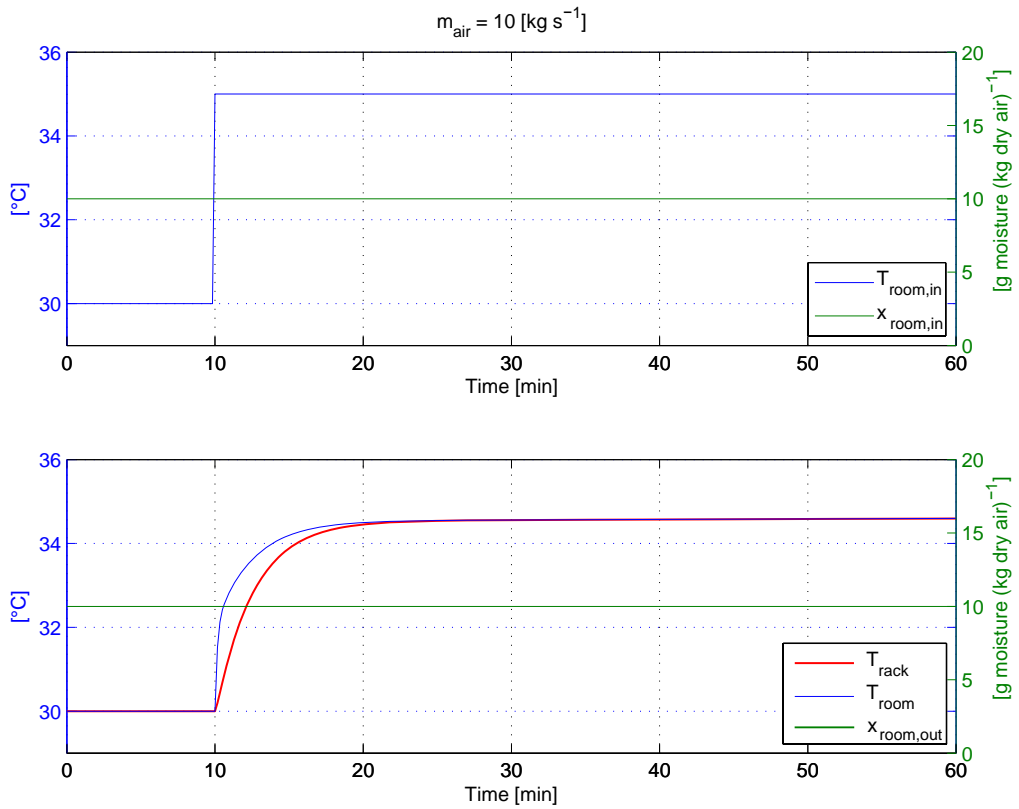
I parametri delle simulazioni dinamiche sono riportati in tabella 3.22.

Tempo totale di simulazione [<i>min</i>]	60
Tempo di campionamento [<i>s</i>]	10

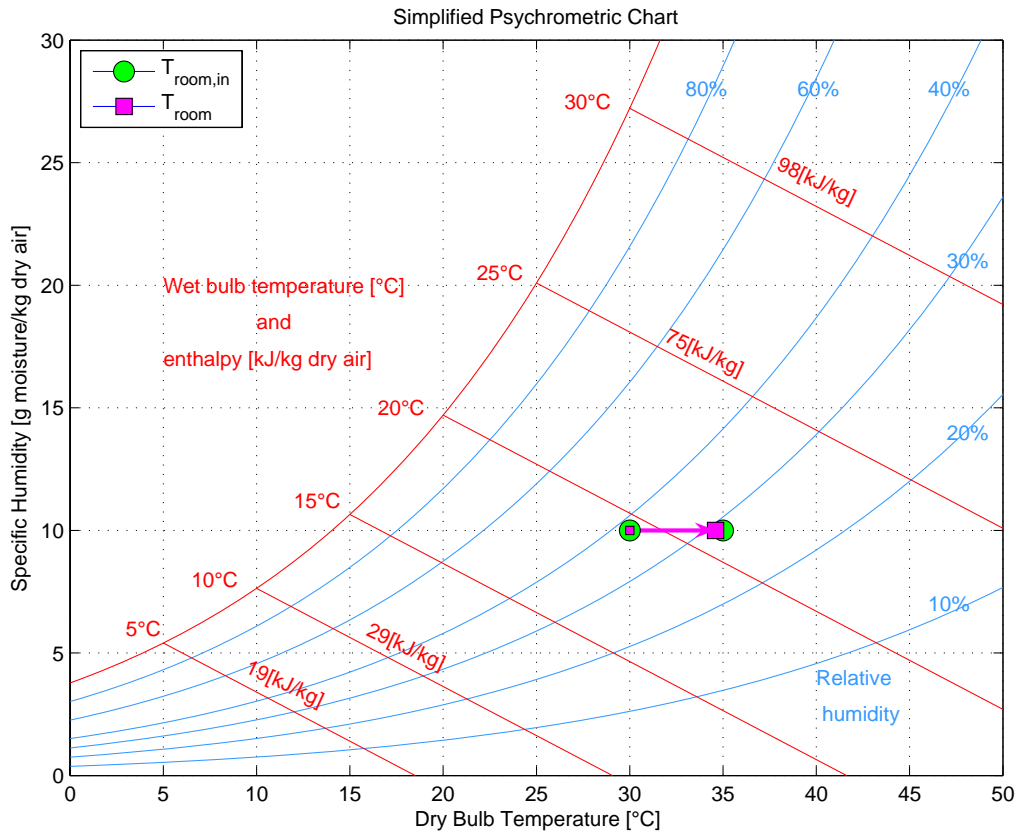
Tab. 3.22: Parametri delle simulazioni.

Test 1a La temperatura di ingresso $T_{room,in}$ è aumentata da 30°C a 35°C mentre l'umidità specifica $x_{room,in}$ rimane costante e pari a $10 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$.

Il grafico in alto in figura 3.30a evidenzia la variazione a gradino impressa alla temperatura dell'aria in ingresso alla sala dopo 10 min dall'inizio della simulazione, a cui consegue l'instaurarsi di fenomeni di scambio termico. L'evoluzione nel tempo delle temperature T_{room} e T_{rack} , relative rispettivamente al nodo dell'aria della stanza e a quello dei rack, evidenzia una dinamica più veloce della prima rispetto alla seconda. Questo è dovuto alla caratteristica ipotizzata di resistenza termica tra i due nodi, che descrive il fenomeno di scambio convettivo che avviene nel sistema fisico modellizzato tra l'aria immessa in ambiente e i rack. A transitorio esaurito entrambe le variabili raggiungono la stessa temperatura finale di circa 35°C . Il transitorio si esaurisce completamente in circa 10 min ed è influenzato dalle inerzie del sistema, da cui dipendono i valori delle costanti di tempo in gioco. L'umidità specifica invece non subisce alcuna variazione e quindi non si verifica alcuna cessione di vapore acqueo dall'aria in ingresso all'aria della sala e viceversa. Pertanto le trasformazioni nel diagramma psicrometrico mostrato in figura 3.31a avvengono a umidità specifica costante.



(a) Temperature e umidità specifica di ingresso e uscita.



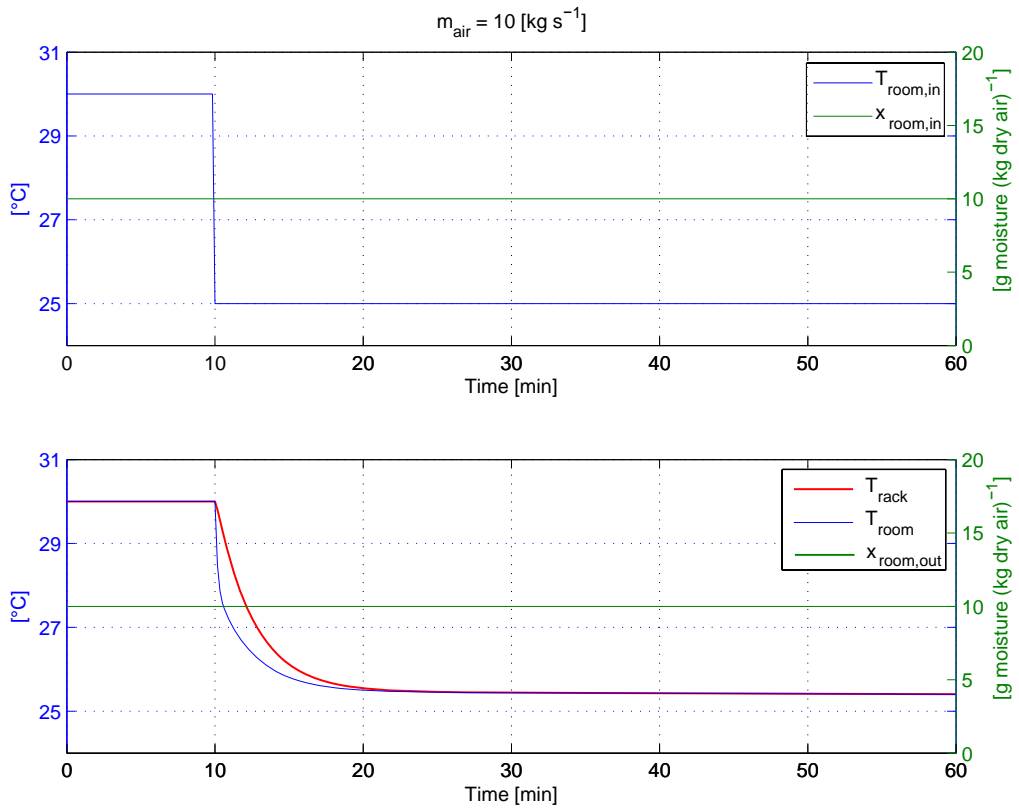
(b) Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

Fig. 3.30: Risultati della simulazione.

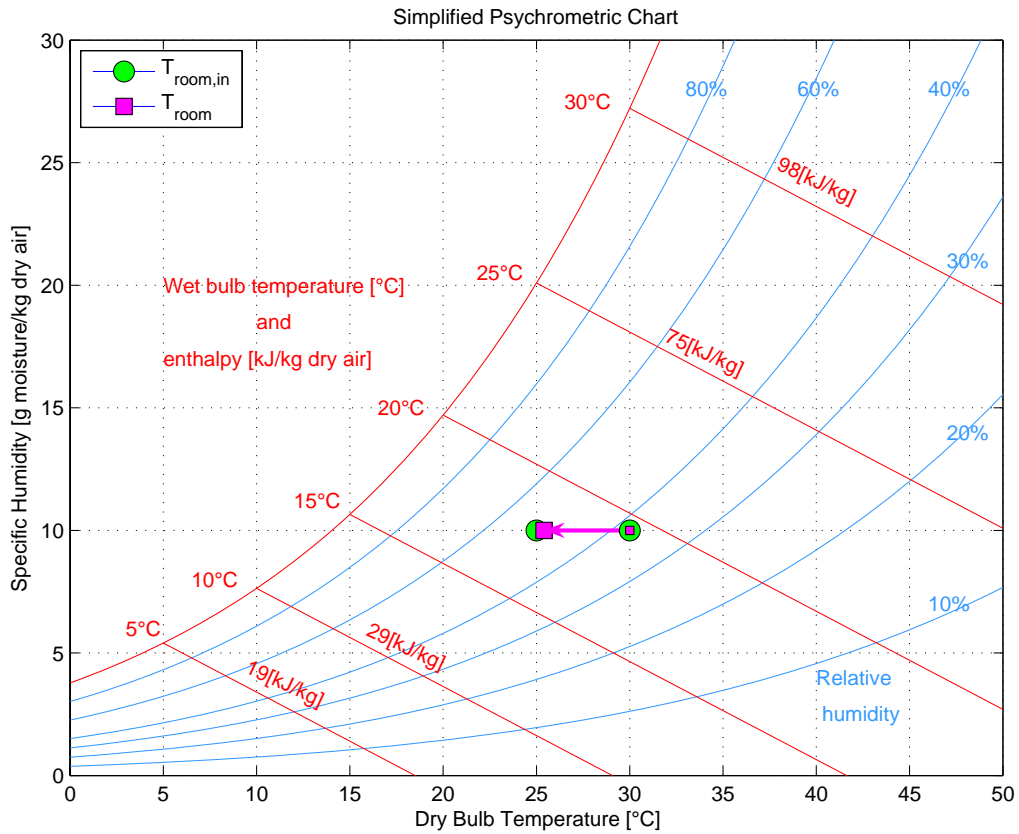
Test 1b La temperatura di ingresso $T_{room,in}$ è diminuita da $30^{\circ}C$ a $25^{\circ}C$ mentre l'umidità specifica $x_{room,in}$ rimane costante e pari a $10 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$.

In questo caso valgono le stesse considerazioni della prova precedente. La variazione a gradino imposta dopo 10 min dall'inizio della simulazione alla temperatura dell'aria in ingresso alla sala determina una rapida riduzione della temperatura T_{room} dell'aria della stanza e T_{rack} del nodo dei rack. Il transitorio di T_{rack} , caratterizzato dalla dinamica più lenta, si esaurisce completamente in circa 10 min .

Le trasformazioni nel diagramma psicrometrico in figura 3.31b avvengono ancora in condizioni di umidità specifica costante.



(a) Temperature e umidità specifica di ingresso e uscita.



(b) Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

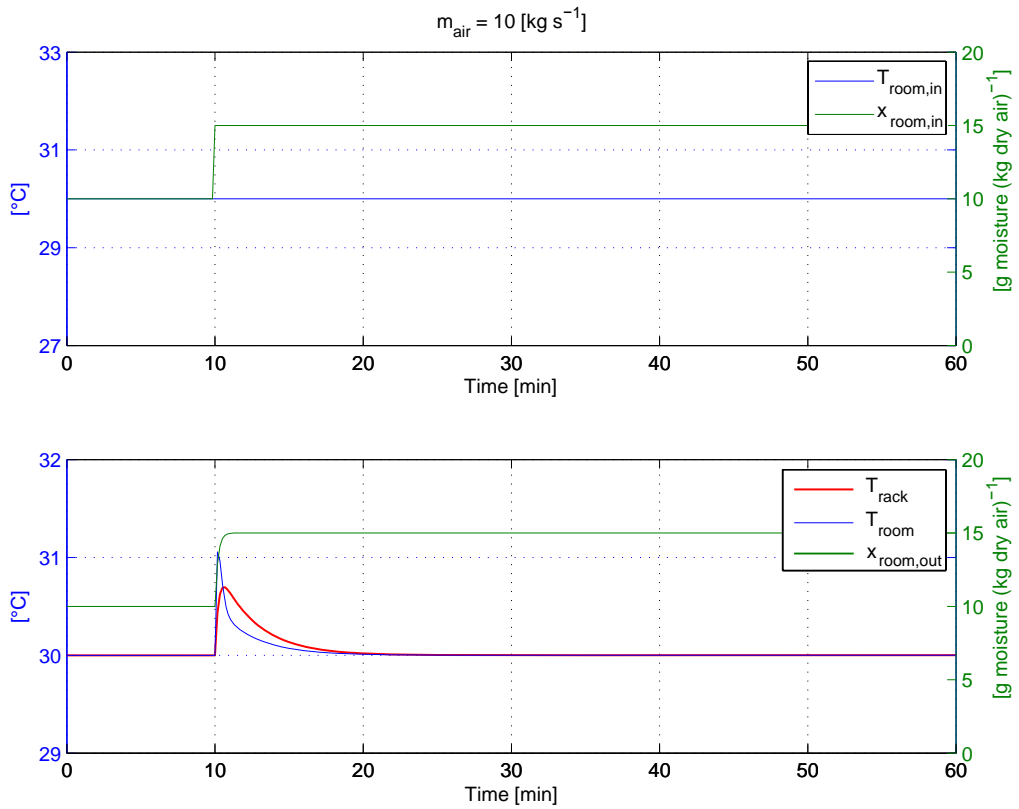
Fig. 3.31: Risultati della simulazione.

Test 2a L'umidità specifica $x_{room,in}$ è aumentata da $10 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$ a $15 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$ mentre la temperatura di ingresso $T_{room,in}$ è mantenuta costante e pari a 30°C .

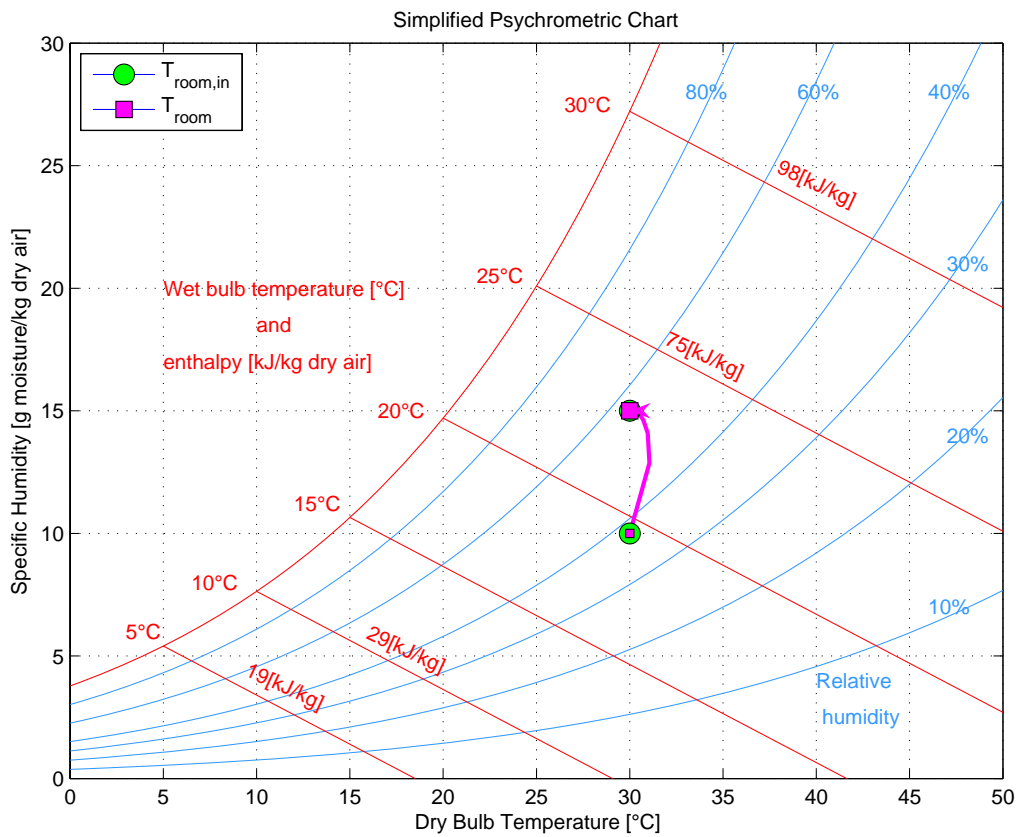
A differenza dei test precedenti il gradino all'istante 10 min è imposto all'umidità specifica dell'aria in ingresso alla sala. In figura 3.32a si possono osservare gli andamenti della temperatura T_{room} e dell'umidità specifica $x_{room,out}$ dell'aria della stanza e della temperatura T_{rack} dei rack.

Le temperature T_{room} e T_{rack} esibiscono un transitorio veloce caratterizzato da un tempo di salita piccolo. Questo fenomeno è dovuto all'aumento repentino del contenuto di vapore acqueo dell'aria immessa in ambiente: prima del gradino i termini al secondo membro delle equazioni (3.151)-(3.156) sono tutti nulli, mentre, negli istanti successivi, l'incremento di $x_{room,in}$ provoca delle variazioni di segno positivo dei termini a primo membro nell'equazione (3.156) e (3.153), influenzando il flusso entalpico $\dot{m}_{air} h_{room,in}$ (3.172) e determinando un aumento della temperatura T_{room} che, di conseguenza, provoca l'aumento anche delle altre temperature. Man mano che si esaurisce il transitorio dell'umidità specifica dell'aria della sala $x_{room,out}$, che a regime si porta a $x_{room,in}$, i termini a primo membro delle equazioni (3.151)-(3.155) tendono, dopo aver raggiunto valore nullo corrispondente ai picchi che si osservano negli istanti iniziali, ad assumere valori negativi riportando le temperature ai valori iniziali. Infatti, la rapida e progressiva riduzione della differenza tra $x_{room,in}$ e $x_{room,out}$ e l'iniziale aumento di T_{room} elidono molto velocemente la differenza tra $h_{room,in}$ e $h_{room,out}$ che compare a secondo membro nella (3.153), mentre le differenze $(T_{room}-T_{rack})$ e $(T_{room}-T_{wall,in})$ restano positive. Questo corrisponde a un processo di cessione di calore da parte dell'aria della sala ai rack e alle pareti della stanza. L'aria della sala si raffredda velocemente cedendo calore anche all'esterno e iniziando a raffreddare anche i rack. Per scarti $(x_{room,in} - x_{room,out})$ trascurabili, i termini a secondo membro delle equazioni tendono ad annullarsi nuovamente, raggiungendo valore zero a regime. In questa situazione si ristabiliscono le condizioni di temperatura e scambio termico iniziali.

La variabile che esibisce la dinamica più veloce è l'umidità specifica dell'aria della sala $x_{room,out}$ e ciò è dovuto alle masse e portate d'aria in gioco che favoriscono una rapida diffusione del vapore acqueo in ambiente. In ordine seguono le dinamiche della temperatura T_{room} dell'aria della sala e T_{rack} dei rack, che risultano le più lente. In figura 3.32b sono riportate le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dell'aria in ingresso e dall'aria in uscita della sala.



(a) Temperature e umidità specifica di ingresso e uscita.



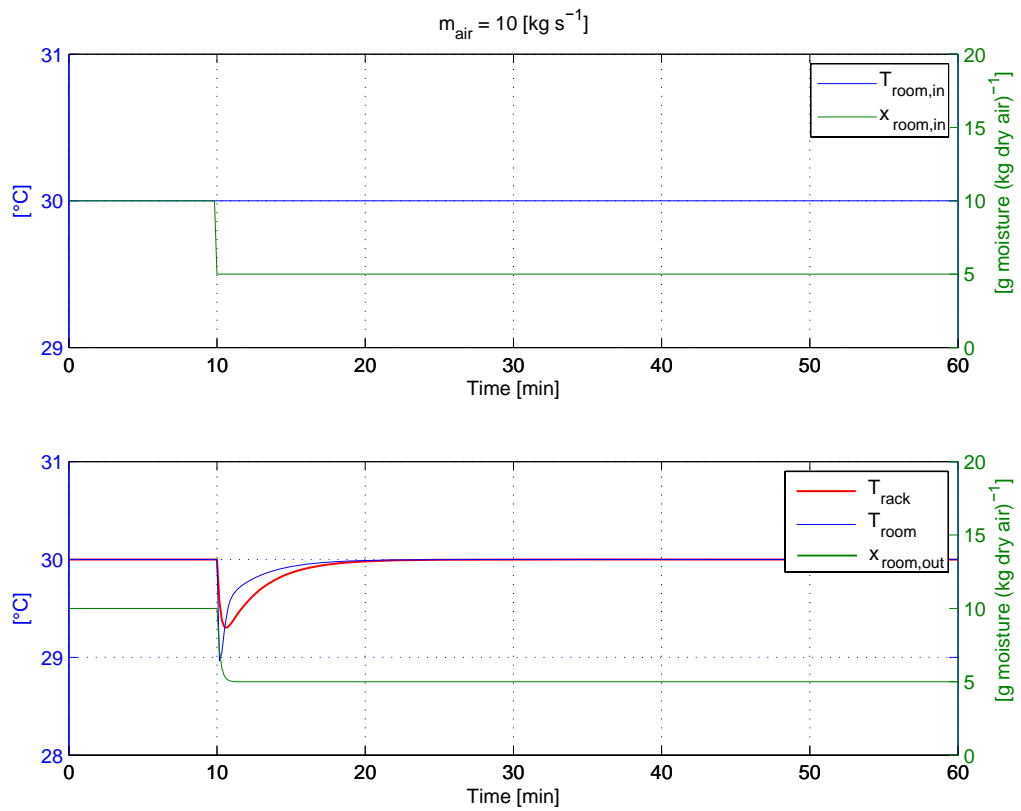
(b) Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

Fig. 3.32: Risultati della simulazione.

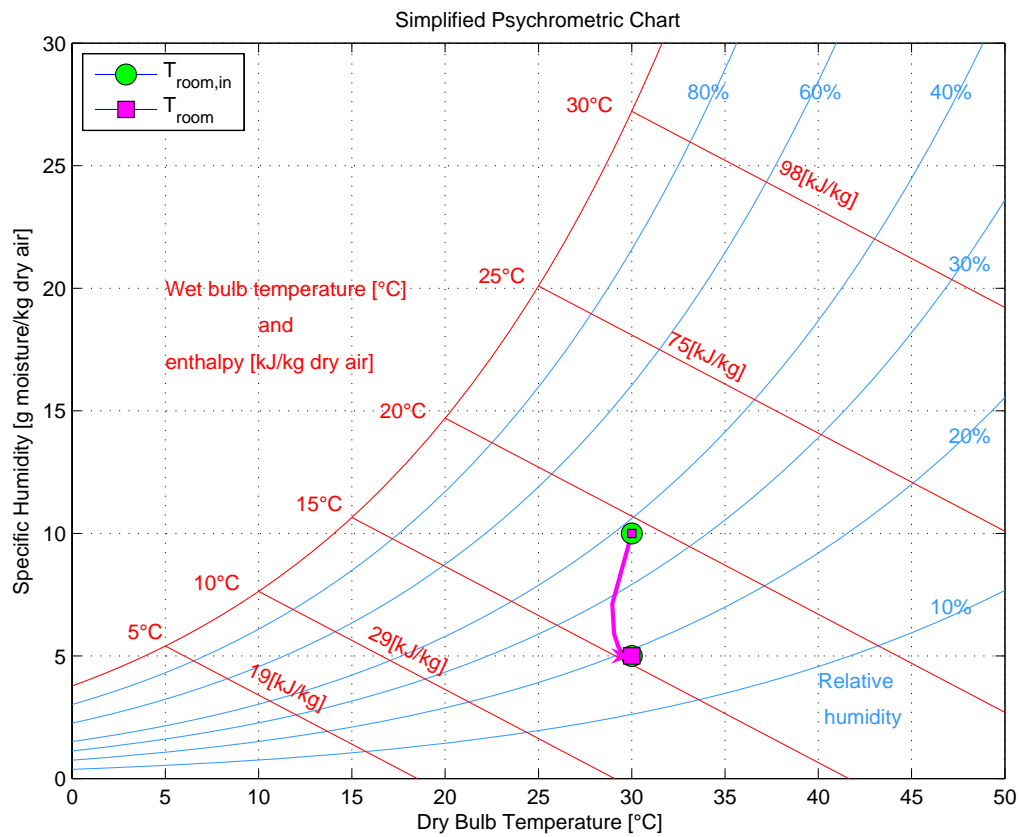
Test 2b L'umidità specifica $x_{room,in}$ è diminuita da $10 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$ a $5 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$ mentre la temperatura di ingresso $T_{room,in}$ è mantenuta costante e pari a 30°C .

L'immissione di aria alla stessa temperatura, ma con un contenuto di vapore acqueo inferiore rispetto all'aria ambiente, provoca una variazione delle temperature del sistema, i cui transitori si esauriscono completamente in circa 10 min . Dopo un'iniziale diminuzione della temperatura dell'aria della sala T_{room} , dovuta alla riduzione del flusso entalpico $\dot{m}_{air} h_{room,in}$ (3.172), segue un calo delle temperature degli altri nodi del modello che a regime si riportano ai valori iniziali. Le cause che determinano la dinamica degli stati del sistema, possono essere individuate attraverso deduzioni analoghe a quelle ricavate nella prova precedente.

In figura 3.33b sono riportate le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dell'aria in ingresso e dall'aria della sala.



(a) Temperature e umidità specifica di ingresso e uscita.



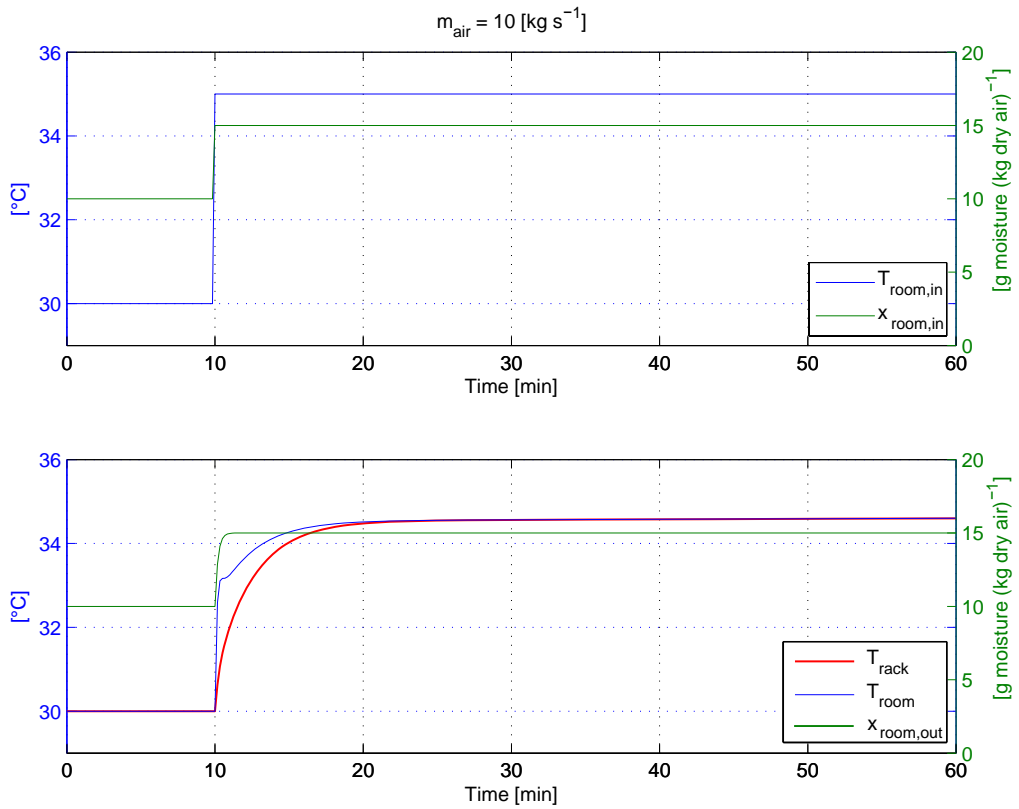
(b) Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

Fig. 3.33: Risultati della simulazione.

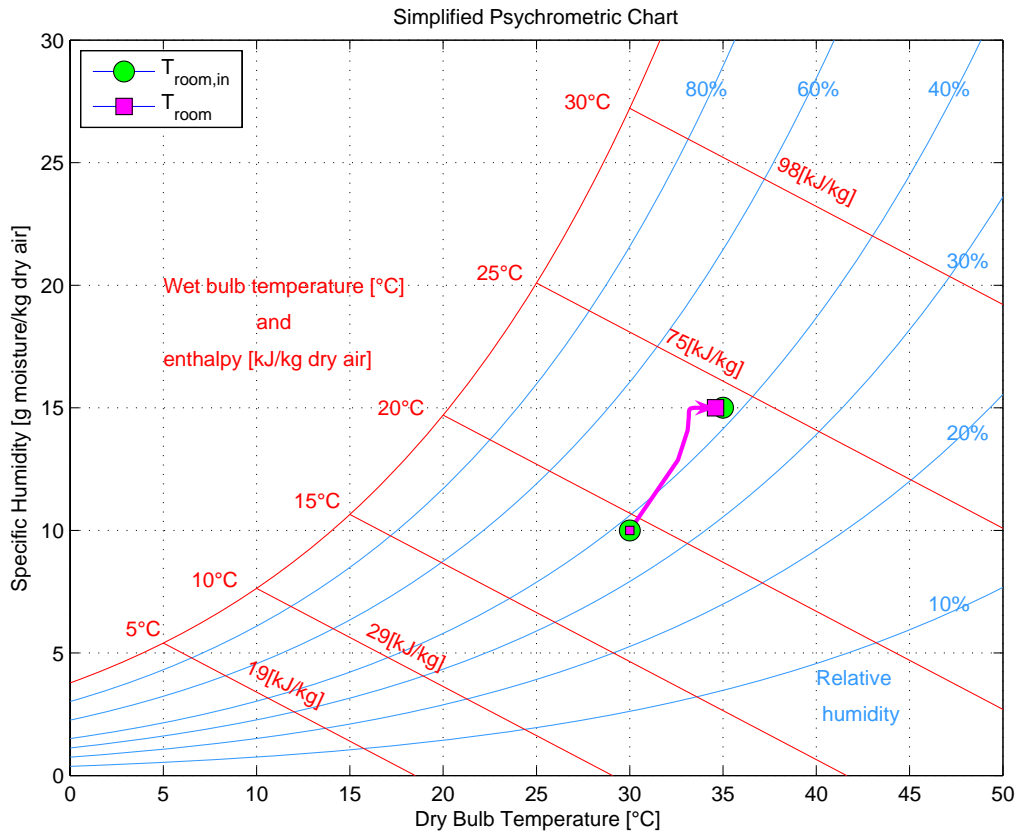
Test 3a La temperatura di ingresso $T_{room,in}$ è aumentata da $30^{\circ}C$ a $35^{\circ}C$ e l'umidità specifica $x_{room,in}$ è aumentata da $10 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$ a $15 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$.

In figura 3.34a sono riportate le risposte del sistema alle sollecitazioni a gradino imposte simultaneamente. Il risultato è una combinazione delle risposte osservate con il **Test 1a** e il **Test 2a**. La temperatura T_{room} dell'aria della sala subisce un rapido incremento esaurendo il proprio transitorio più celermente della temperatura T_{rack} dei rack, il quale presenta una durata di circa 10 min .

In figura 3.34b sono riportate le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dell'aria in ingresso e dall'aria della sala.



(a) Temperature e umidità specifica di ingresso e uscita.



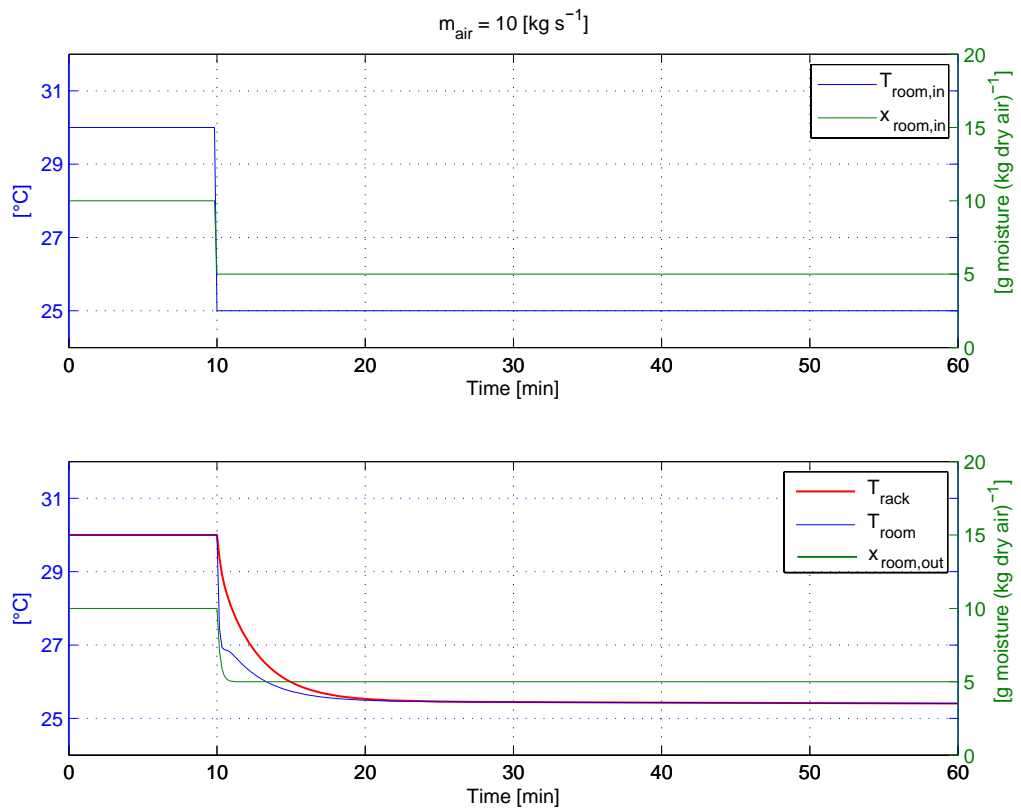
(b) Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

Fig. 3.34: Risultati della simulazione.

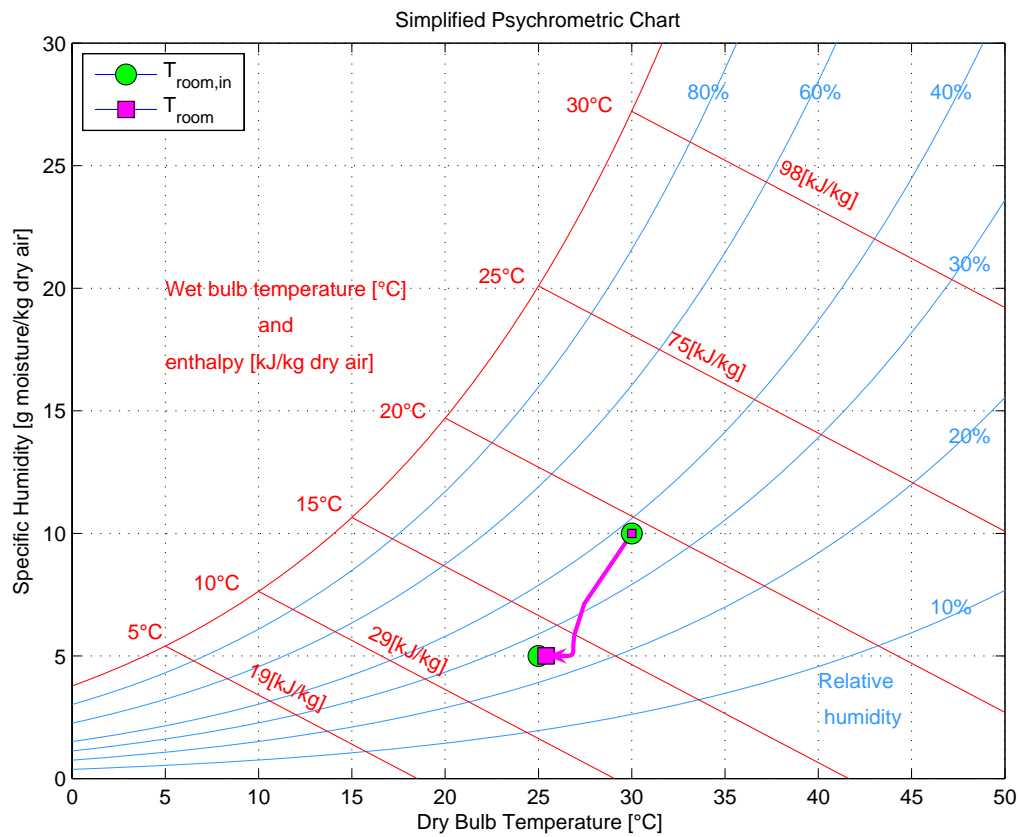
Test 3b La temperatura di ingresso $T_{room,in}$ è diminuita da 30°C a 25°C e l'umidità specifica $x_{room,in}$ è diminuita da $10 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$ a $5 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$.

I due gradini a 10 min dall'inizio della simulazione determinano la riduzione istantanea della temperatura e umidità specifica in ingresso. Pertanto valgono considerazioni analoghe a quelle del **Test 3a**, osservando che il caso in esame è la risultante della combinazione tra la risposta evidenziata nel **Test 1b** e quella relativa al **Test 2b**.

In figura 3.35b sono riportate le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dell'aria in ingresso e dall'aria della sala.



(a) Temperature e umidità specifica di ingresso e uscita.



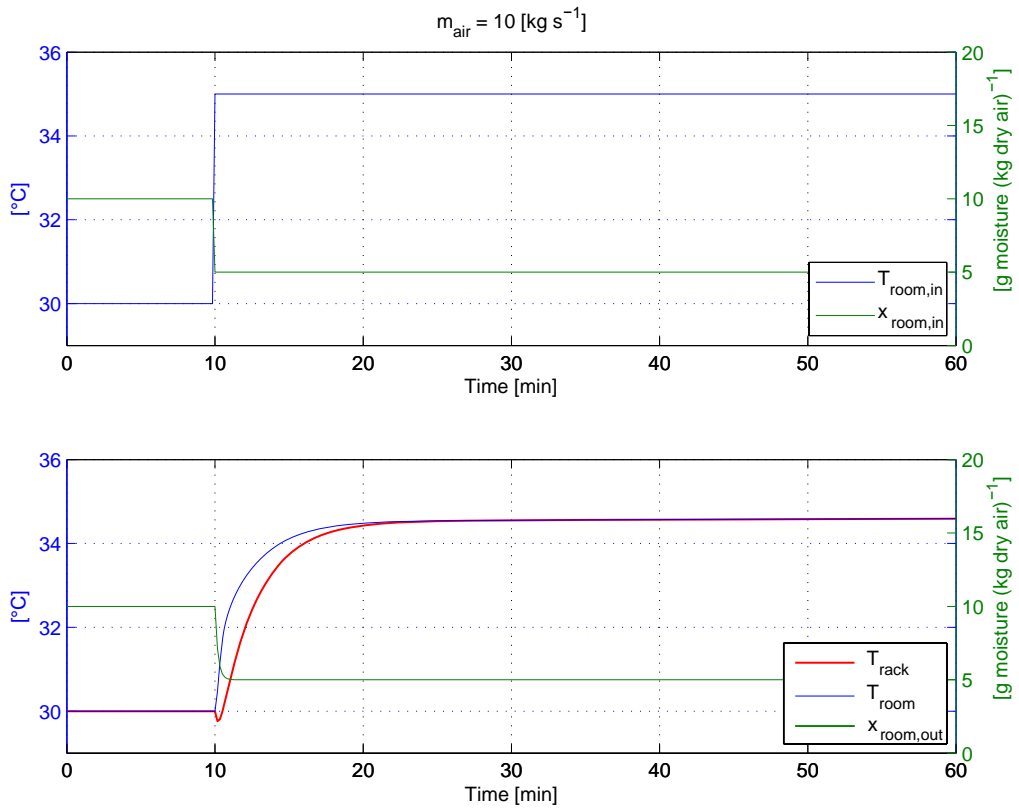
(b) Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

Fig. 3.35: Risultati della simulazione.

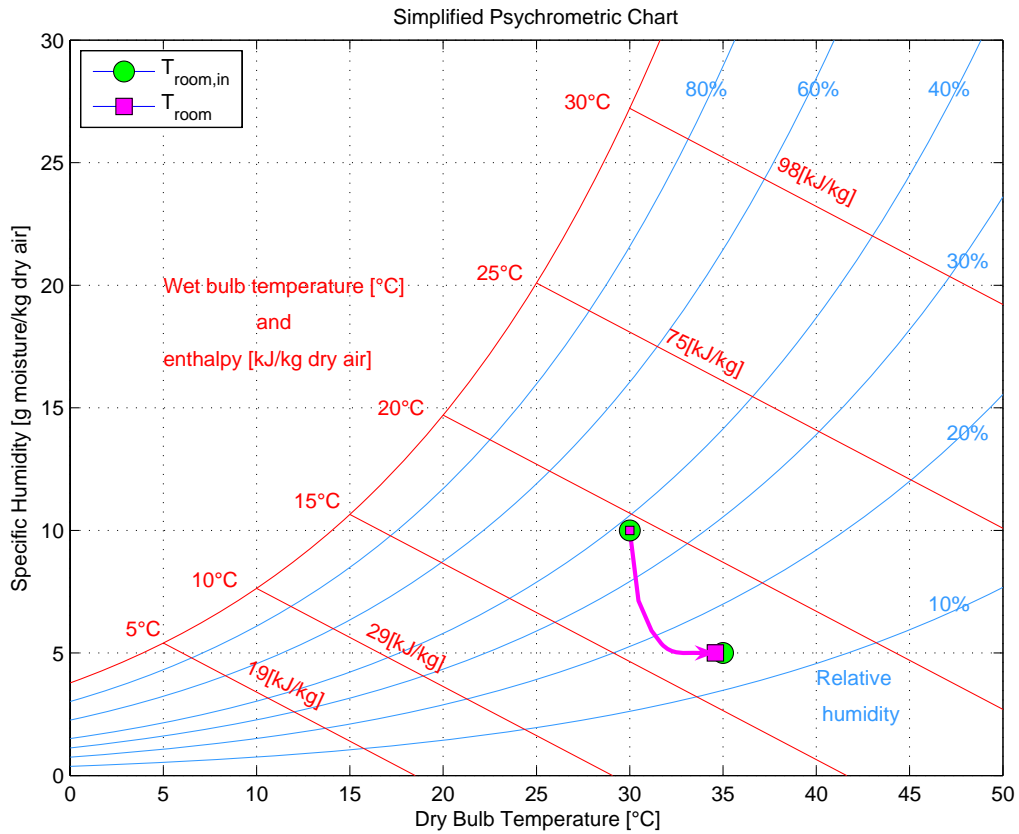
Test 3c La temperatura di ingresso $T_{room,in}$ è aumentata da 30°C a 35°C e l'umidità specifica $x_{room,in}$ è diminuita da $10 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$ a $5 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$.

La risposta è ottenuta come combinazione tra la risposta del **Test 1a** e del **Test 2b**. È possibile osservare che l'effetto della variazione di umidità specifica si manifesta solamente nella parte iniziale del transitorio ed è trascurabile rispetto alla variazione della temperatura.

In figura 3.36b sono riportate le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dell'aria in ingresso e dall'aria della sala.



(a) Temperature e umidità specifica di ingresso e uscita.



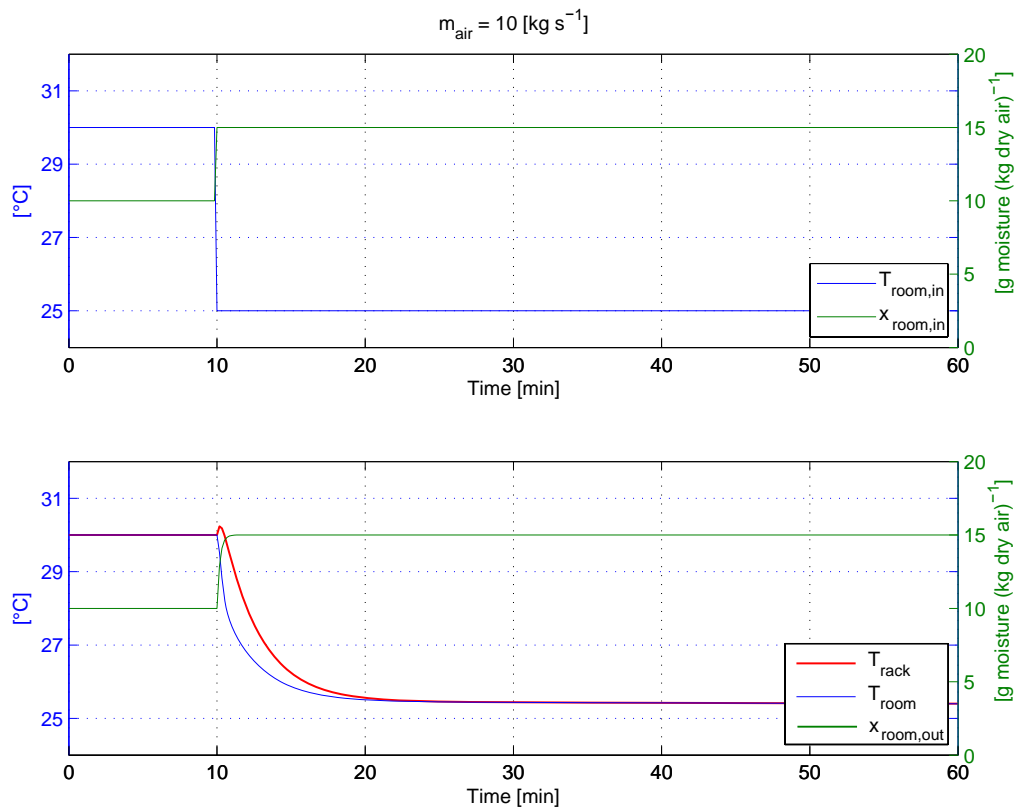
(b) Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

Fig. 3.36: Risultati della simulazione.

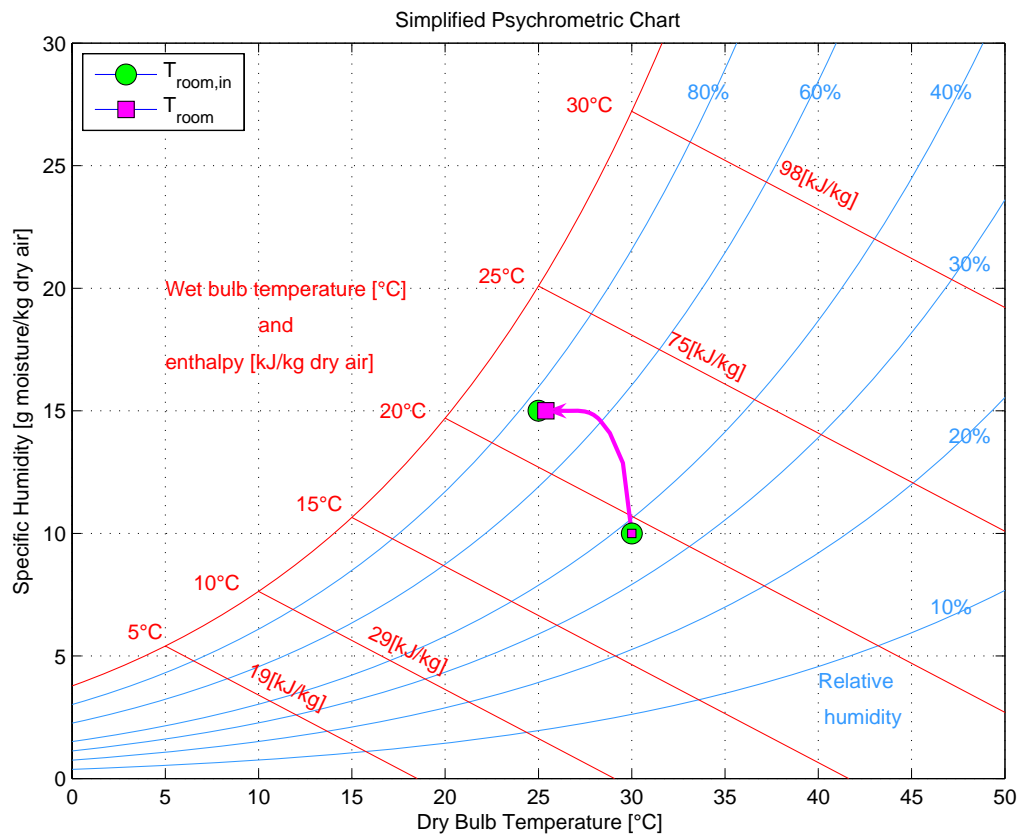
Test 3d La temperatura di ingresso $T_{room,in}$ è diminuita da 30°C a 35°C e l'umidità specifica $x_{room,in}$ è aumentata da $10 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$ a $15 \times 10^{-3} \text{ kg}_{wv}/\text{kg}_{da}$.

Analogamente a quanto visto per il **Test 3c**, anche in questo caso si ha la combinazione tra le risposte del **Test 1b** e del **Test 2a**.

In figura 3.37b sono riportate le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dell'aria in ingresso e dall'aria della sala.



(a) Temperatura e umidità specifica di ingresso e uscita.



(b) Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

Fig. 3.37: Risultati della simulazione.

3.5.4 Modello a scatola bianca del carico termico della sala server

Tutti i componenti di un *Data Center* producono calore che deve essere rimosso per evitare che la temperatura cresca fino a valori in grado di compromettere il loro buon funzionamento. Poiché la potenza trasmessa dai server nelle linee dati è trascurabile, si può assumere che la potenza assorbita dalla rete di alimentazione *AC* sia completamente convertita in calore. Al fine di simulare il comportamento *dinamico* del modello della sala server in condizioni di utilizzo tipiche, è possibile far riferimento a un modello in grado di descrivere le condizioni di carico termico in funzione dei consumi elettrici dei componenti del *Data Center*. Il modello scelto è quello relativo ai consumi energetici riportato da Pelley *et al.*, [26], e permette di stimare la capacità di raffreddamento richiesta alle unità *CRAC*.

La produzione totale di calore è la somma della produzione di calore delle singole apparecchiature dislocate nell'ambiente di elaborazione dati. Tenendo conto dei contributi di ciascuna apparecchiatura si può suddividere il calore totale prodotto e osservare che il termine dominante è quello legato ai dispositivi *IT*, i quali sono responsabili della produzione di circa il 70% del calore dissipato complessivo, figura 3.38. In prima approssimazione è

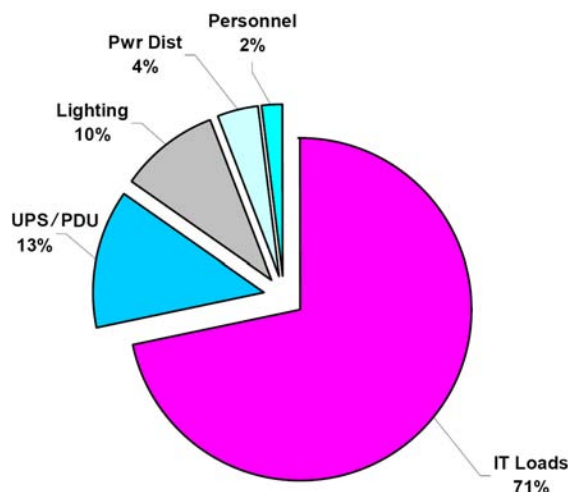


Fig. 3.38: Contributi relativi alla potenza termica totale di un *Data Center* tipico, [27].

possibile considerare solamente i tre contributi principali:

- carico termico P_{Srv} prodotto da ciascun server: la potenza consumata, e quindi dissipata dal singolo dispositivo *IT*, è la somma di due contributi. Il primo costante e relativo alla condizione di stand-by $P_{SrvIdle}$, generalmente pari a circa la metà della carico di picco $P_{SrvPeak}$. Il secondo in prima approssimazione varia linearmente con il fattore di utilizzo u_{Srv} del server ed è proporzionale alla differenza tra il carico di picco e la potenza assorbita in condizioni di inattività. Pertanto:

$$P_{Srv} = P_{SrvIdle} + (P_{SrvPeak} - P_{SrvIdle}) u_{Srv}. \quad (3.176)$$

In realtà la relazione tra la potenza richiesta e l'utilizzo del server non è lineare, ma assume diverse forme a seconda del componente considerato. Nel caso vi sia la necessità di un calcolo più accurato è possibile considerare una relazione quadratica o una funzione lineare a tratti. Inoltre la potenza in stand-by $P_{SrvIdle}$ può essere ricavata

noti i valori del numero complessivo di core²⁵ N_{core} , il numero di core $N_{core_{default}}$ e la potenza di stand-by $P_{SrvIdle_{default}}$ in assenza di macchine virtuali, e il numero di macchine virtuali N_{VM} :

$$P_{SrvIdle} = P_{SrvIdle_{default}} + a(N_{core_{default}} - N_{core}) + bN_{VM}. \quad (3.177)$$

I coefficienti a e b dipendono dal tipo di server considerati.

Il fattore di utilizzo u_{Srv} del singolo server può essere calcolato a partire dal fattore di utilizzo U dell'intero *Data Center* e di un coefficiente di bilanciamento del carico l relativo alle operazioni consolidamento²⁶ effettuate (entrambi variabili tra 0 e 1):

$$u_{Srv} = \frac{U}{U + (1 - U)l}. \quad (3.178)$$

Il valore di u_{Srv} ha significato solamente per i server attivi (non in *Idle*). Definendo con N_{Srv} il numero totale di server, i server attivi sono in numero pari a:

$$N_{Srv_{Non-Idle}} = N_{Srv}(U + (1 - U)l). \quad (3.179)$$

La condizione $l = 0$ corrisponde ad una situazione di perfetto consolidamento, per la quale il carico del *Data Center* è affidato al minor numero possibile di server, i quali presentano quindi un fattore di utilizzo $u_{Srv} = 1$. La condizione $l = 1$ invece rappresenta la situazione perfettamente opposta di carico perfettamente bilanciato, in cui tutti i server sono attivi e presentano un fattore di utilizzo $u_{Srv} = U$. Si osservi che per un insieme omogeneo di server vale:

$$U = \sum_{Servers} u_{Srv}. \quad (3.180)$$

Il fattore di utilizzo u_{Srv} può essere stimato a partire dal carico di lavoro del server W_{server} attraverso la correlazione [28]:

$$u_{Srv} = c + dW_{server}. \quad (3.181)$$

Le costanti c e d dipendono dal tipo di server impiegati;

- carico termico $P_{PDU_{loss}}$ dovuto alle unità di distribuzione dell'alimentazione: i *Data Center* richiedono una consistente infrastruttura per garantire la stabilità e la continuità di approvvigionamento dell'energia elettrica. Le *PDU* sono dispositivi con uscite multiple progettati per distribuire la potenza elettrica all'interno della sala *CED*. Questi dispositivi sono soggetti a un consumo di potenza che può essere rappresentato attraverso una relazione costituita da un termine costante $P_{PDU_{Idle}}$, dovuto al funzionamento in condizioni di inattività, e da un termine proporzionale al quadrato del carico totale dei server:

$$P_{PDU_{loss}} = P_{PDU_{Idle}} + \pi_{PDU} \sum_{Servers} P_{Srv} \quad (3.182)$$

²⁵ Con il termine *core* in informatica si intende tipicamente il 'nucleo elaborativo' di un microprocessore.

²⁶ In generale, per consolidamento si intende un processo di ottimizzazione e riorganizzazione delle risorse all'interno di una struttura informatica.

Il termine π_{PDU} rappresenta il coefficiente di perdita di potenza della *PDU*, generalmente pari al 3% della potenza in ingresso. Inoltre, poiché la pratica odierna impone di mantenere attive tutte le *PDU* anche in *Idle*, la gamma di potenza dinamica totale delle *PDU* per un determinato utilizzo del *Data Center* è piccola rispetto alla potenza totale dello stesso. Per questo motivo si assume un perfetto bilanciamento del carico su tutte le *PDU*;

- carico termico $P_{UPS_{loss}}$ dovuto al consumo di potenza elettrica da parte dei gruppi di continuità: questi dispositivi assicurano la fornitura temporanea di potenza elettrica durante le situazioni di emergenza (e.g. guasti). Generalmente sono posizionati tra i dispositivi di fornitura dell'energia elettrica e le *PDU* attraverso un collegamento in serie e contribuiscono ad aumentare la spesa di potenza anche quando l'alimentazione arriva direttamente dalla rete elettrica. La potenza richiesta dai gruppi di continuità è data da:

$$P_{UPS_{loss}} = P_{UPS_{Idle}} + \pi_{UPS} \sum_{PDU_s} P_{PDU} \quad (3.183)$$

Il termine π_{UPS} rappresenta il coefficiente di perdita di potenza del gruppo di continuità, generalmente pari al 9% della potenza in ingresso a pieno carico.

Test Si consideri il modello del *CED* descritto nel paragrafo (3.5) e si supponga che le unità di elaborazione dati siano caratterizzate da un fattore di utilizzo settimanale u_{srv} come quello riportato in basso in figura 3.39 e in condizioni di perfetto bilanciamento del carico ($l = 1$). Stabilito il carico massimo in condizioni di $u_{srv} = 1$, si ottengono gli andamenti delle potenze termiche dissipate dai vari dispositivi, relativi a una settimana tipo di funzionamento del *Data Center*, riportati in alto in figura 3.39. Sommando tra loro tutti i contributi si ottiene l'andamento del carico termico totale che dev'essere smaltito dal sistema di condizionamento.

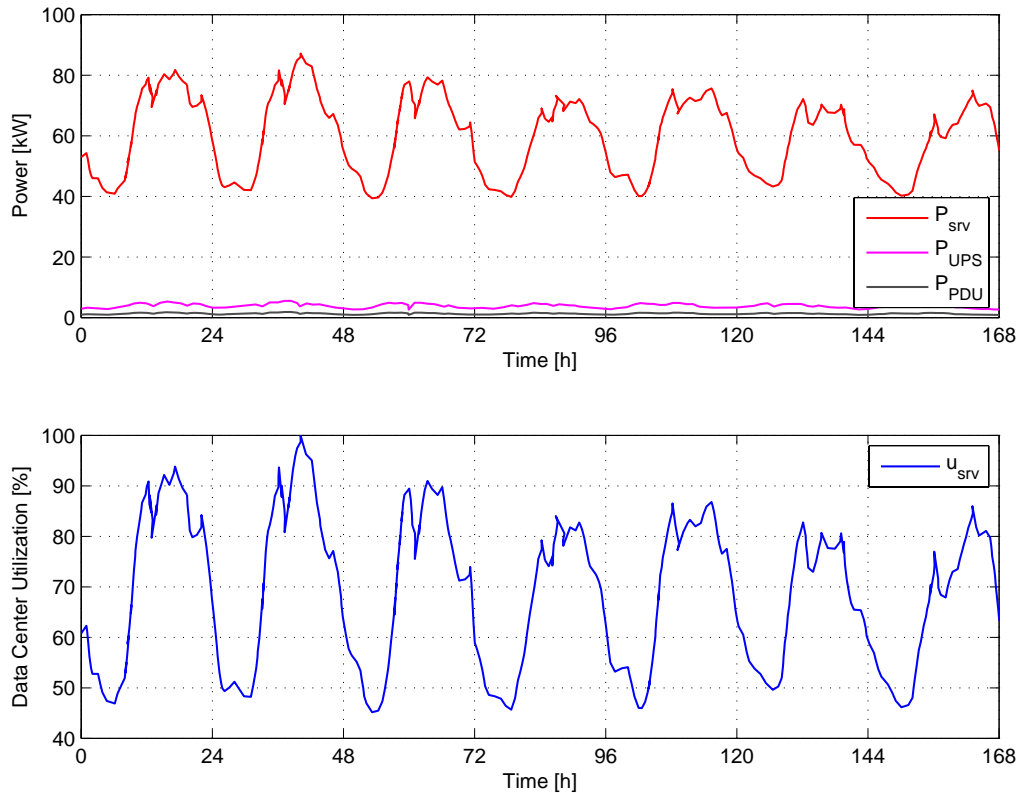


Fig. 3.39: Carichi termici dei singoli dispositivi e fattore di utilizzo in una settimana tipo di funzionamento del *Data Center*.

Le condizioni iniziali di temperatura per i nodi T_{rack} , T_{room} , $T_{wall,in}$, $T_{wall,out}$ e $T_{outdoor}$ sono pari a 25°C e l'umidità specifica $x_{room,out}$ vale $10 \text{ g}_{\text{wv}}/\text{kg}_{\text{da}}$. Infine si ipotizza di immettere una portata d'aria fredda m_{air} pari a $10 \text{ kg}_{\text{da}}/\text{s}$ con temperatura in ingresso $T_{room,in}$ costantemente a 25°C e umidità specifica $x_{room,in}$ pari a $10 \text{ kg}_{\text{da}}/\text{s}$. In figura 3.40 è illustrato il grafico relativo alla risposta del modello della sala server al carico termico totale $Q_{load,int}$ nella settimana tipo di funzionamento (riportato in basso). Come si può vedere, le temperature T_{rack} e T_{room} seguono l'andamento della curva del carico termico ed evidenziano una dinamica simile tra loro (con un ritardo trascurabile, in relazione ai tempi considerati). Diverso è l'andamento delle temperature $T_{wall,in}$ e $T_{wall,out}$: la prima esibisce una certa dipendenza dal carico ed è caratterizzata da una dinamica più lenta rispetto al nodo dell'aria della sala e a quello dei rack; la seconda è caratterizzata da una dinamica ancora più lenta legata alle resistenze al flusso termico e alle inerzie termiche ipotizzate nel modello e ciò, in combinazione con la caratteristica di variabilità del carico termico,

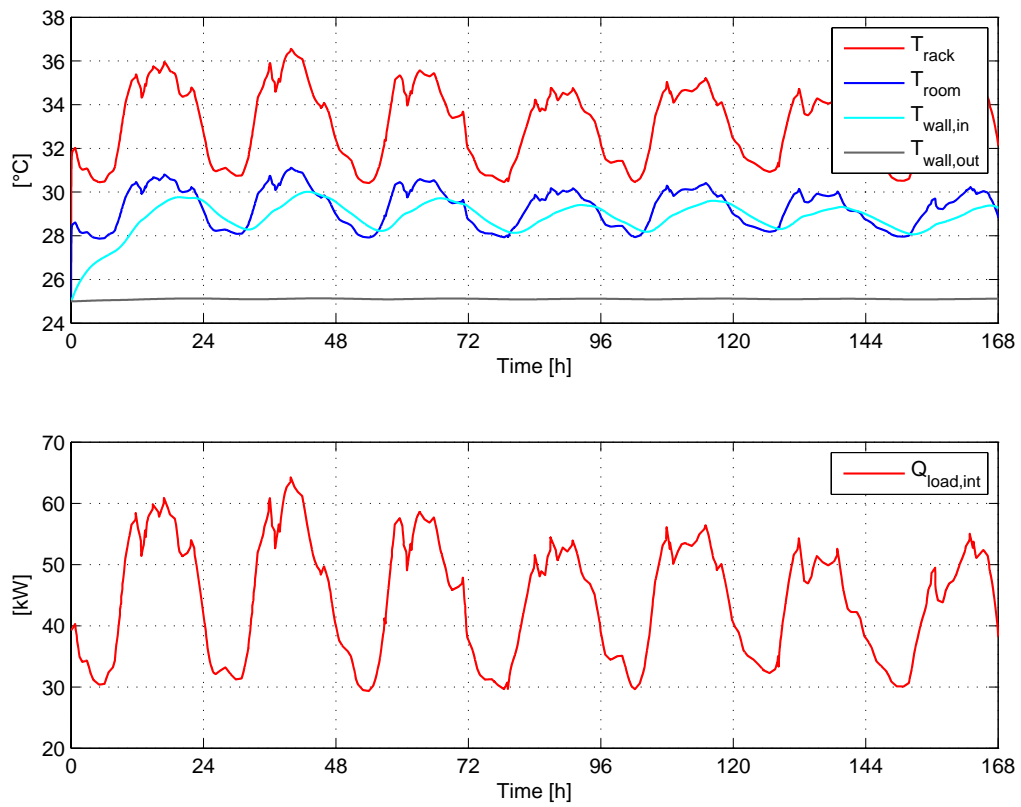


Fig. 3.40: Risposta del modello della sala server al carico termico totale.

determina un andamento nel tempo quasi piatto.

Modello del Sistema CRAC Complessivo

4.1 Costruzione del Modello

Il modello complessivo del sistema *CRAC* è composto dai modelli finora descritti ed è schematicamente rappresentato in 4.1.

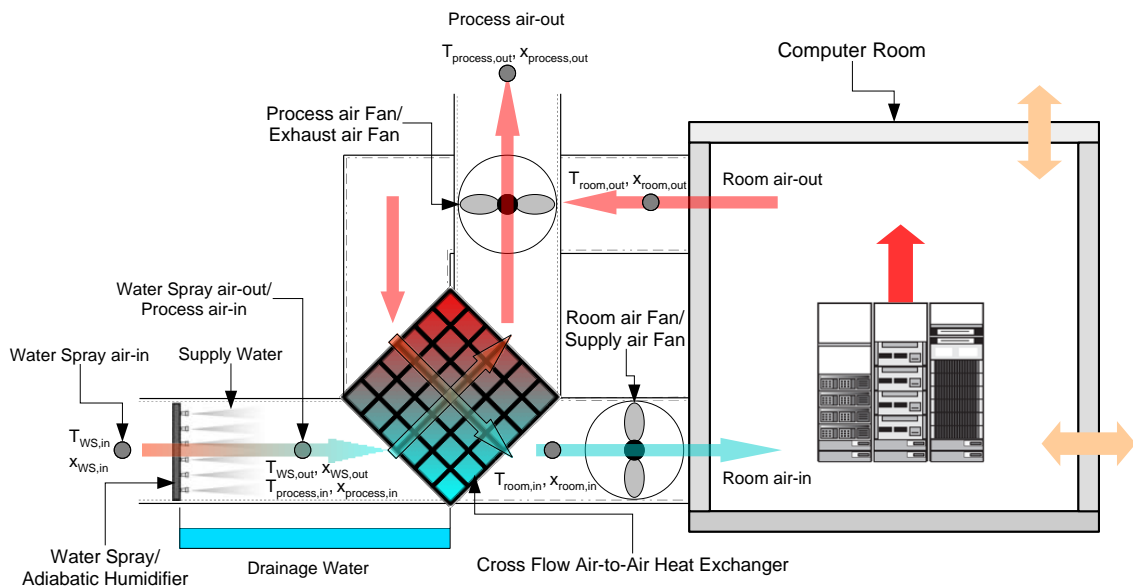


Fig. 4.1: Rappresentazione schematica.

Lungo il condotto dell'aria di processo (*Process air* o *Water Spray air* o *Exhaust air*) sono alloggiati:

- l'umidificatore adiabatico (*Water Spray* o *Adiabatic Humidifier*) modellizzato e descritto nel paragrafo (3.2.2);
- lo scambiatore di calore aria-aria compatto a piastre-alette a flussi incrociati (*Cross Flow Air-to-Air Heat Exchanger*) descritto in 3.3.2;

- sei ventilatori in parallelo del tipo *Ventilatore 2* (Process air Fan o Exhaust air Fan), riportato nel paragrafo (3.4.2). Per semplicità, si ipotizza di suddividere equamente la portata complessiva, pertanto ciascuno di essi deve fornire la stessa prevalenza ed elaborare la stessa portata.

Invece, nel condotto dell'*aria della sala* (*Room air* o *Supply air*) sono sistemati:

- la sala server (Computer Room) modellizzata secondo le equazioni di stato illustrate in 3.5.1;
- lo scambiatore di calore aria-aria compatto a piastre-alette a flussi incrociati, di cui sopra;
- sei ventilatori in parallelo del tipo *Ventilatore 1* (Room air Fan o Supply air Fan), riportato nel paragrafo (3.4.2). Come prima, si ipotizza di suddividere equamente la portata complessiva, pertanto ciascuno di essi deve fornire la stessa prevalenza ed elaborare la stessa portata.

In fase di funzionamento del *Data Center*, i dispositivi collocati nella sala server producono una considerevole quantità di calore che deve essere smaltita dalle unità di condizionamento. Pertanto, l'aria immessa dall'esterno (*Water Spray air-in*) passa attraverso l'umidificatore che, de necessario, la raffredda per mezzo di un processo di saturazione adiabatica. L'aria in uscita (*Water Spray air-out/Process air-in*) entra nello scambiatore di calore e assorbe il calore ceduto dall'aria calda proveniente dalla sala (*Room air-out*). Lungo il passaggio nei canali dello scambiatore l'*aria di processo* si riscalda (*Process air-out*) attraverso un processo ad umidità specifica costante e è rigettata all'ambiente esterno, per contro l'*aria della sala* si raffredda¹ e all'uscita dello scambiatore viene immessa nella sala server (*Room air-in*).

I ventilatori assolvono la funzione di movimentare l'aria all'interno dei condotti, vincendo le perdite di carico che ostacolano il flusso. Nel modello in questione i ventilatori inseriti nel condotto dell'*aria di processo* devono vincere le perdite attraverso lo scambiatore, mentre i ventilatori del condotto dell'*aria della sala* devono compensare anche le perdite di carico attraverso le piastrelle forate dalle quali viene immessa l'aria nella stanza.

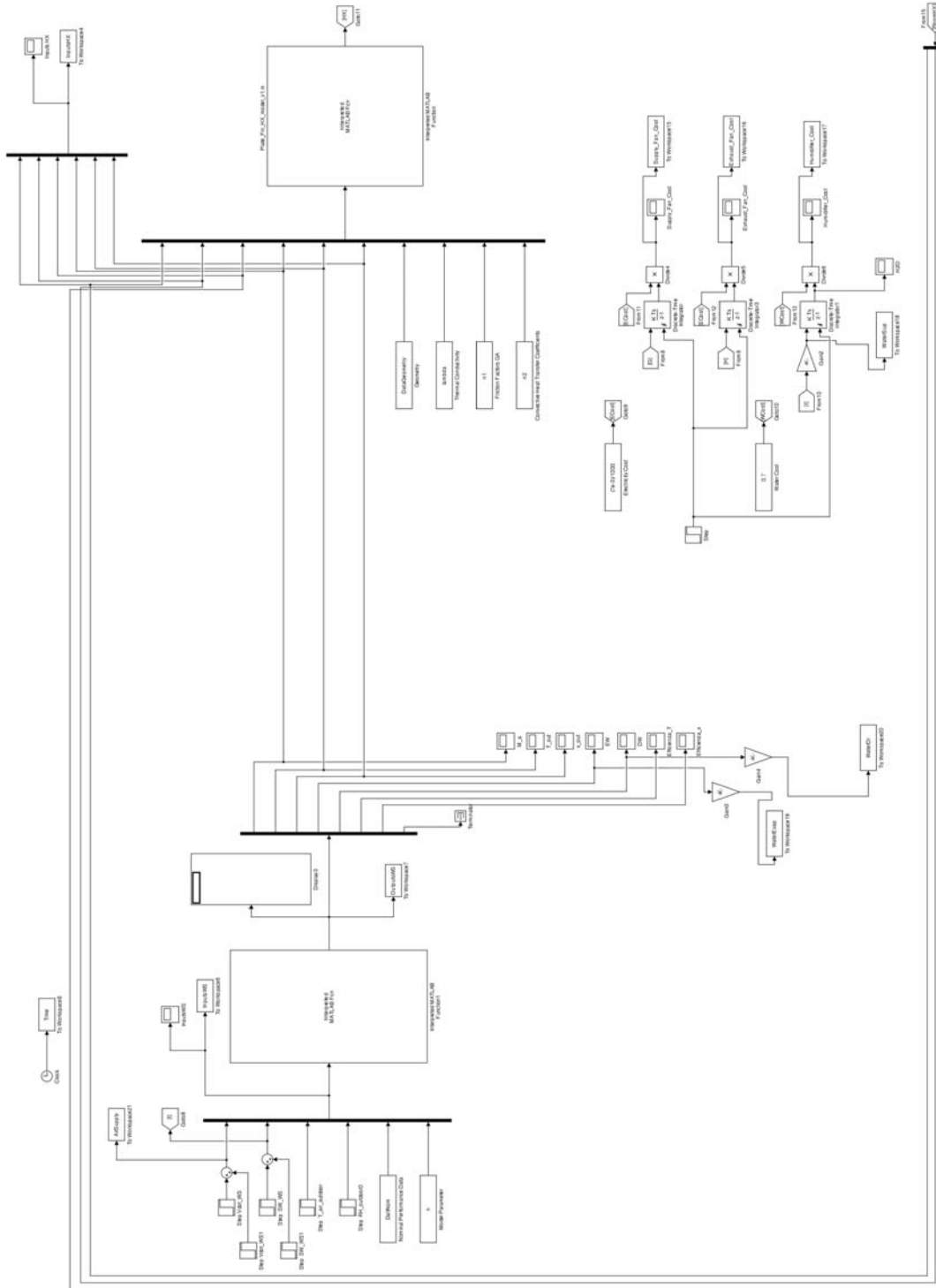
Le immagini di figura 4.2 mostrano lo schema a blocchi del modello complessivo realizzato in SIMULINK®.

4.2 Test

Per testare il modello complessivo del sistema *CRAC* e dei vari componenti accoppiati tra loro, si procede determinando delle variazioni delle variabili di ingresso a partire da una situazione di stazionarietà e osservando l'evoluzione nel tempo delle variabili di interesse. La sala server è l'unico componente di cui è stato realizzato un modello *dinamico*, consentendo quindi di monitorare l'evoluzione delle corrispondenti variabili nel tempo. Pertanto la dinamica del modello complessivo è univocamente legata alla dinamica del modello della sala server.

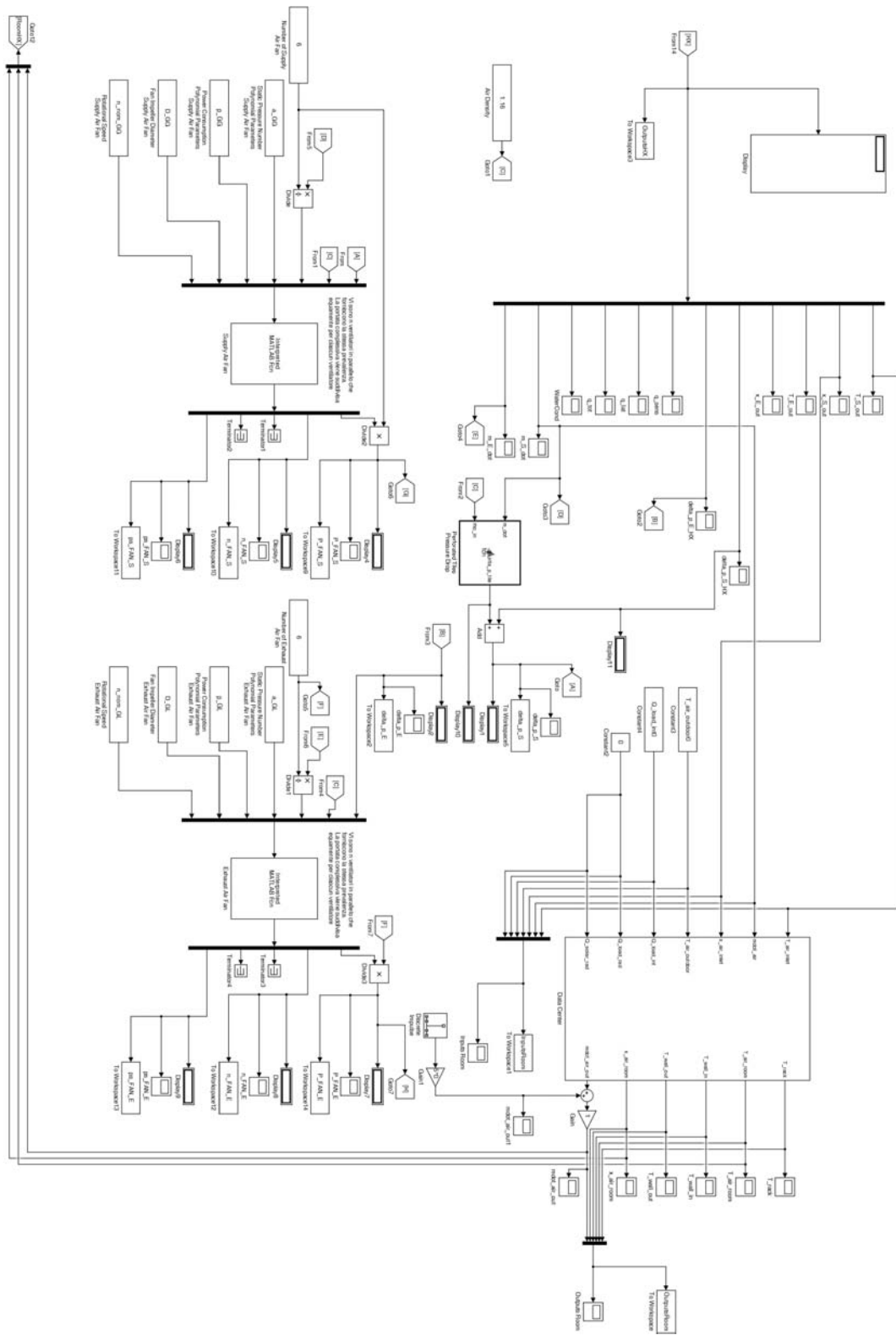
I parametri considerati nelle equazioni dei vari modelli sono gli stessi visti in precedenza nei capitoli di presentazione dei singoli componenti.

¹ Il modello dello scambiatore di calore è in grado di prevedere anche la variazione di umidità specifica tra ingresso e uscita, dovuto all'instaurarsi del fenomeno della condensazione, paragrafo (3.3.2).



(a)

Fig. 4.2: Schema SIMULINK® del modello complessivo.



(b)

Gli ingressi del modello complessivo sono:

- SW , portata d'acqua in ingresso all'umidificatore, $[l/h]$.
- $T_{WS,in}$, temperatura dell'aria di processo in ingresso all'umidificatore, $[^{\circ}C]$. Coincide con la temperatura dell'aria dell'ambiente esterno alla sala server;
- $x_{WS,in}$, umidità specifica dell'aria di processo in ingresso all'umidificatore, $[kg_{wv}/kg_{da}]$. Coincide con l'umidità specifica dell'aria dell'ambiente esterno alla sala server;
- $\dot{V}_{process}$, portata volumetrica dell'aria di processo riferita alle condizioni di temperatura $T_{WS,in}$ e umidità specifica $x_{WS,in}$ in ingresso all'umidificatore, $[m^3/h]$. A $\dot{V}_{process}$ corrisponde la portata di massa $\dot{m}_{process}$, $[kg_{da}/s]$;
- \dot{V}_{room} , portata volumetrica dell'aria della sala riferita alle condizioni di temperatura $T_{room,in}$ e umidità specifica $x_{room,in}$ in ingresso all'umidificatore, $[m^3/h]$. A \dot{V}_{room} corrisponde la portata di massa \dot{m}_{room} , $[kg_{da}/s]$.

Le variabili monitorate sono:

- $T_{WS,out} \equiv T_{process,in}$, temperatura dell'aria di processo in uscita dall'umidificatore e in ingresso allo scambiatore di calore, $[^{\circ}C]$;
- $x_{WS,out} \equiv x_{process,in}$, umidità specifica dell'aria di processo in uscita dall'umidificatore e in ingresso allo scambiatore di calore, $[kg_{wv}/kg_{da}]$;
- $T_{process,out}$, temperatura dell'aria di processo in uscita dallo scambiatore di calore, $[^{\circ}C]$;
- $x_{process,out}$, umidità specifica dell'aria di processo in uscita dallo scambiatore di calore, $[kg_{wv}/kg_{da}]$;
- $T_{room,in}$, temperatura dell'aria della sala in uscita dallo scambiatore di calore e in ingresso alla stanza, $[^{\circ}C]$;
- $x_{room,in}$, umidità specifica dell'aria della sala in uscita dallo scambiatore di calore e in ingresso alla stanza, $[kg_{wv}/kg_{da}]$;
- $T_{room,out}$, temperatura dell'aria della sala in uscita dalla stanza e in ingresso allo scambiatore di calore, $[^{\circ}C]$;
- $x_{room,out}$, umidità specifica dell'aria della sala in uscita dalla stanza e in ingresso allo scambiatore di calore, $[kg_{wv}/kg_{da}]$.

Il disturbo è rappresentato dal carico termico prodotto all'interno della sala $Q_{load,int}$, $[W]$.

I test sono svolti ipotizzando le condizioni iniziali di temperatura e umidità specifica delle variabili appena presentate, tabella 4.1.

$T_{WS,out} \equiv T_{process,in} [^{\circ}C]$	35
$x_{WS,out} \equiv x_{process,in} [kg_{wv}/kg_{da}]$	5×10^{-3}
$T_{process,out} [^{\circ}C]$	35
$x_{process,out} [kg_{wv}/kg_{da}]$	5×10^{-3}
$T_{room,in} [^{\circ}C]$	35
$x_{room,in} [kg_{wv}/kg_{da}]$	20×10^{-3}
$T_{room,out} [^{\circ}C]$	35
$x_{room,out} [kg_{wv}/kg_{da}]$	20×10^{-3}

Tab. 4.1: Condizioni iniziali delle variabili osservate.

Per quanto riguarda le variabili di ingresso sono fissate le condizioni al contorno riportate in tabella 4.2.

$T_{WS,in} [^{\circ}C]$	35
$x_{WS,in} [kg_{wv}/kg_{da}]$	5×10^{-3}

Tab. 4.2: Condizioni al contorno.

Invece, le condizioni iniziali delle variabili di ingresso che si intende manipolare sono riportate in tabella 4.3.

$\dot{m}_{room} [kg_{da}/s]$	10
$\dot{m}_{process} [kg_{da}/s]$	10
$SW [l/h]$	0

Tab. 4.3: Condizioni iniziali delle variabili di ingresso manipolate.

Il carico termico interno $Q_{load,int}$ è pari a 0 W.

Le prove sono effettuate per un tempo totale di simulazione di 60 min e un tempo di campionamento di 10 s.

I test effettuati sono:

- **Test 1:** i valori delle portate di massa \dot{m}_{room} e $\dot{m}_{process}$ sono mantenuti costanti e pari a $\dot{m}_{room} = \dot{m}_{process} = 10 \text{ kg}_{da}/s$ ($\dot{V}_{room} = \dot{V}_{process} \approx 31422 \text{ m}^3/h$). Pertanto la prova viene svolta imponendo due gradini alla portata d'acqua SW inviata all'umidificatore in due istanti diversi della simulazione, 10 min e 30 min.
- **Test 2:** in questo caso è fatta variare la portata d'acqua SW a 10 min dall'inizio della simulazione e poi è mantenuta costante. In corrispondenza dei 30 min viene variata la portata d'aria di processo $\dot{m}_{process}$ in ingresso all'umidificatore e riferita alle condizioni di temperatura $T_{WS,in}$ e umidità specifica $x_{WS,in}$. Il valore portata d'aria della sala \dot{m}_{room} è mantenuto costante.
- **Test 3:** come prima a 10 min dall'inizio della simulazione è fatta variare la portata d'acqua SW e poi è mantenuta costante. In corrispondenza dei 30 min viene variata la portata d'aria della sala \dot{V}_{room} e riferita alle condizioni di temperatura e umidità specifica dell'aria in ingresso alla sala in quell'istante. Il valore di portata d'aria $\dot{V}_{process}$ è mantenuto costante.

Test 1 La portata d'acqua fornita all'umidificatore è nulla e gli andamenti delle variabili riportati nelle figure 4.3 e 4.4 evidenziano la stazionarietà delle condizioni operative fino a 10 *min* dall'inizio della simulazione, in cui la portata d'acqua *SW* viene aumentata fino a 70 *l/h*. L'alterazione di questo ingresso provoca una variazione istantanea delle grandezze dell'*aria di processo* in uscita all'umidificatore. La temperatura $T_{WS,out}$ ($T_{process,in}$) diminuisce e l'umidità specifica $x_{WS,out}$ ($x_{process,in}$) aumenta a seguito del processo di saturazione adiabatica, pertanto l'*aria di processo* inizia ad asportare calore dall'*aria della sala*. La temperatura $T_{room,in}$ dell'*aria della sala* in uscita dallo scambiatore inizia a diminuire passando attraverso lo scambiatore per effetto di un processo di scambio di calore sensibile, entrando nella sala server e raffreddandola. La temperatura $T_{room,out}$ in uscita dalla stanza tende man mano a portarsi a valori prossimi alla temperatura $T_{process,in}$, in relazione alla capacità di scambio dello scambiatore di calore. L'evoluzione nel tempo delle grandezze dall'*aria della sala* è caratterizzata da una dinamica vincolata ai processi dinamici di scambio termico che avvengono nella sala server. In figura 4.2 sono riportate le trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dall'*aria di processo* e dall'*aria della sala* ed è possibile osservare come a seguito della variazione della portata d'acqua *SW* il sistema tenda a spostarsi verso una nuova condizione di regime, in cui i salti di temperatura attraverso lo scambiatore restano all'incirca costanti per entrambi i flussi d'aria.

Dopo 30 *min* dall'inizio della simulazione viene imposto un nuovo aumento della portata d'acqua *SW* fino a 420 *l/h*. Quindi a partire dalle condizioni stazionarie precedentemente raggiunte, si ottiene un ulteriore abbassamento di $T_{WS,out}$ ($T_{process,in}$) che determina un incremento nel flusso di calore nello scambiatore, tale da far intervenire il fenomeno della condensazione. Questo provoca la diminuzione dell'umidità specifica dell'*aria della sala* in uscita dallo scambiatore e in ingresso alla stanza, determinando l'instaurarsi di un processo di trasposto di massa nella sala server: l'aria che torna allo scambiatore è caratterizzata da un valore di umidità specifica $x_{room,out}$ più basso rispetto alle condizioni iniziali ma più elevato rispetto all'aria in ingresso nella sala. Durante il transitorio la differenza ($x_{room,out} - x_{room,out}$) si mantiene positiva per il combinarsi degli effetti della condensazione e della dinamica del processo di scambio di massa in ambiente. Avvicinandosi alle condizioni di regime, al ridursi del salto termico ($T_{room,out} - T_{process,in}$) tende ad annullarsi anche l'effetto della condensazione e con esso si estingue anche il transitorio legato al contenuto di vapore acqueo dell'aria della sala.

Le linee continue in figura 4.2 sono riferite alle evoluzioni dinamiche delle variabili osservate, mentre le linee tratteggiate riguardano le variazioni subite dall'*aria di processo* a seguito dei gradini imposti al valore di portata d'acqua di alimentazione dell'umidificatore. I simboli di colore rosso si riferiscono alla situazione stazionaria iniziale, quelli di colore verde riguardano la condizione di regime raggiunta dopo il primo gradino di portata d'acqua e quelli di colore blu sono relativi alla situazione di regime raggiunta a seguito del secondo gradino di portata d'acqua.

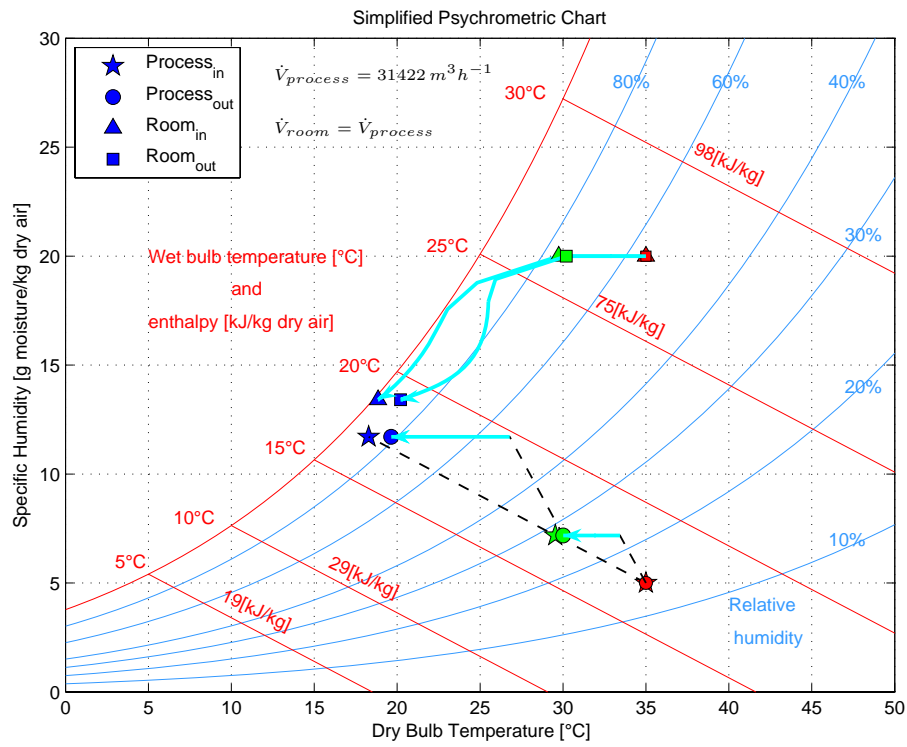


Fig. 4.2: Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

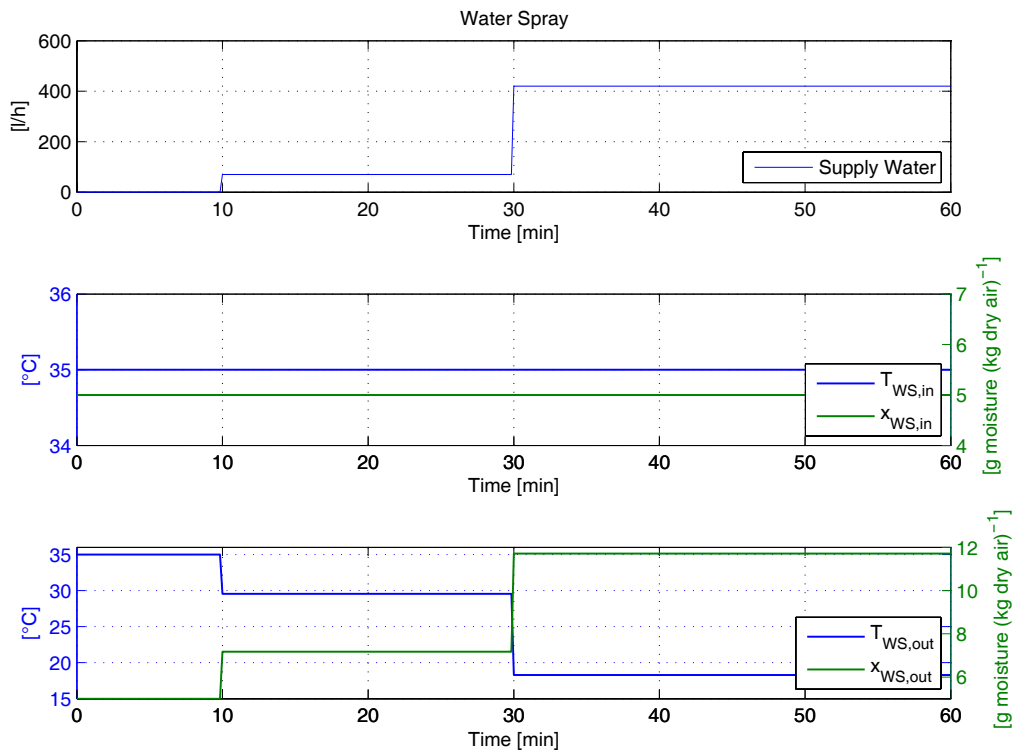
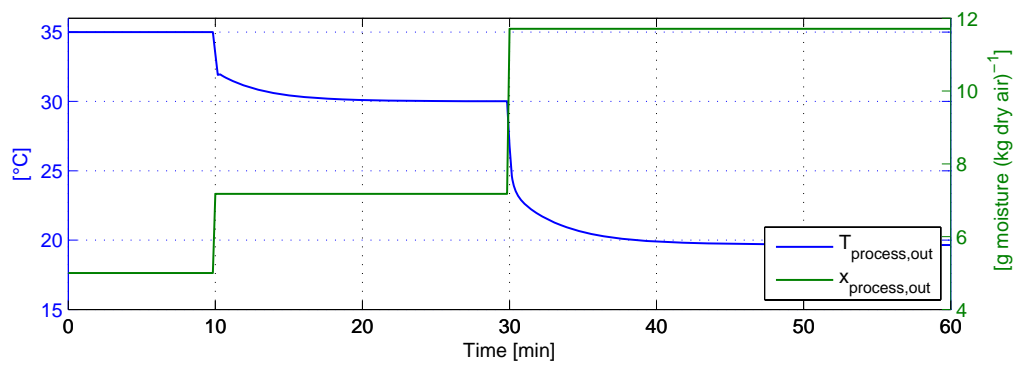
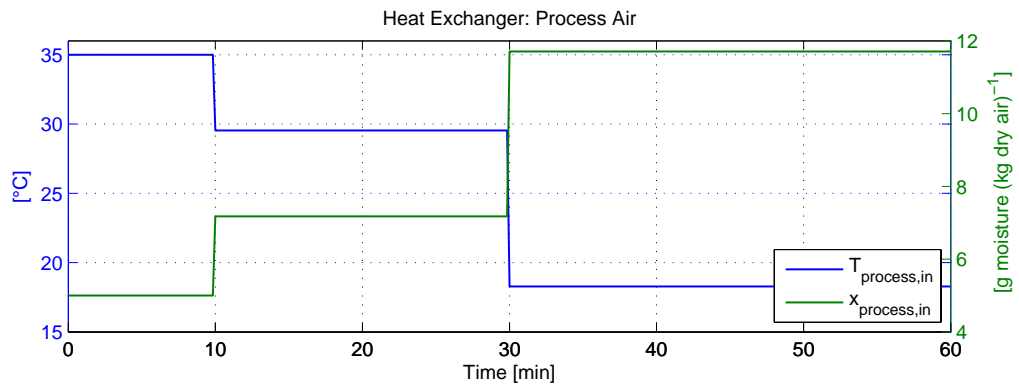
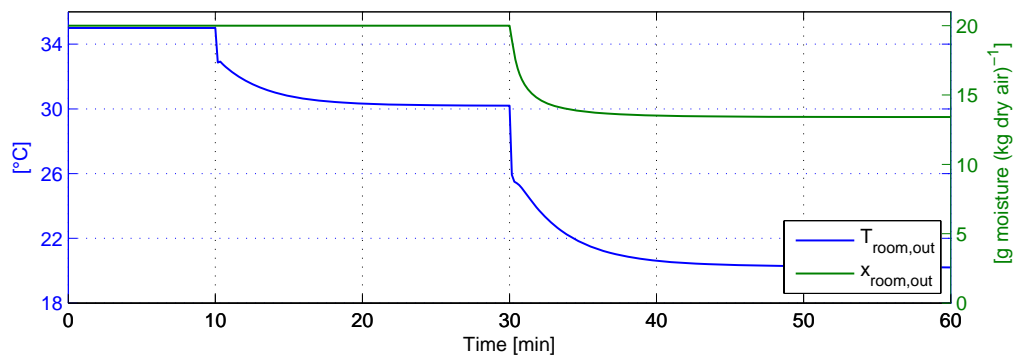
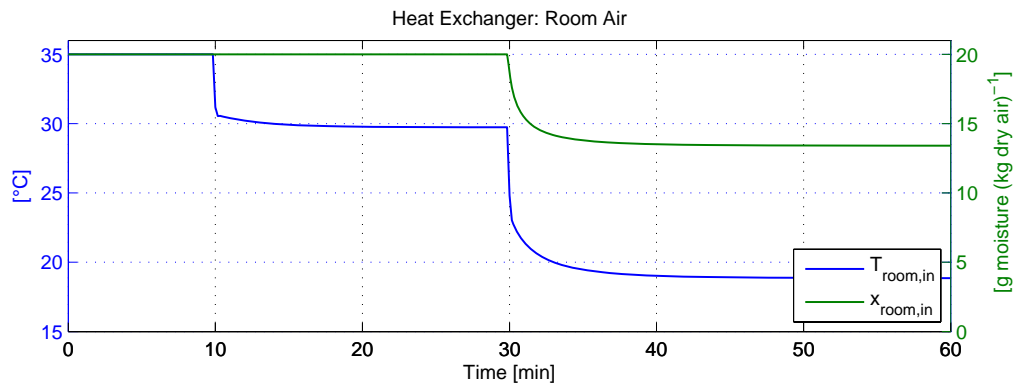


Fig. 4.3: Ingressi e uscite dell'umidificatore.



(a) Lato aria di processo.



(b) Lato aria della sala.

Fig. 4.4: Ingressi e uscite dello scambiatore.

Test 2 In questo caso il primo gradino è imposto come prima alla portata d'acqua *SW* di alimentazione dell'umidificatore, portata al valore di 70 l/h dopo 10 min dall'inizio della simulazione. Le considerazioni relative alle trasformazioni in questa fase sono le stesse ricavate in precedenza.

Raggiunte le nuove condizioni di regime, a 30 min dall'inizio della simulazione si incrementa la portata d'aria di processo $\dot{m}_{process}$ ($\dot{V}_{process}$) da 10 kgda/s ($\approx 31422 \text{ m}^3/h$) a 11 kgda/s ($\approx 34564 \text{ m}^3/h$). A parità di acqua di alimentazione dell'umidificatore risulta penalizzato il processo di saturazione adiabatica, provocando un aumento della temperatura $T_{process,out}$ dell'aria di processo che, in relazione ai valori di temperatura $T_{room,out}$ dell'aria della sala in ingresso allo scambiatore, determina una cessione di calore a quest'ultima. Pertanto, la temperatura $T_{room,in}$ dell'aria in ingresso alla sala presenta una temperatura maggiore rispetto a quella in ambiente, mentre il contenuto di vapore acqueo non viene alterato. Il risultato è rappresentato da un aumento delle temperature $T_{room,out}$, $T_{room,in}$ e $T_{process,out}$ e dalle loro evoluzioni dinamiche verso una nuova situazione di regime, riportate in figura 4.7 e legate alle inerzie termiche della stanza.

Anche in questo caso le linee continue evidenziate nel diagramma psicrometrico di figura 4.5 sono riferite alle evoluzioni dinamiche delle variabili osservate, mentre le linee tratteggiate riguardano le variazioni subite dall'aria di processo a seguito dei gradini imposti alla portata d'acqua di alimentazione dell'umidificatore e successivamente alla portata d'aria di processo. I simboli di colore rosso si riferiscono alla situazione stazionaria iniziale, quelli di colore verde riguardano la condizione di regime raggiunta dopo il primo gradino di portata d'acqua e quelli di colore blu sono relativi alla situazione di regime raggiunta a seguito del secondo gradino imposto alla portata d'aria.

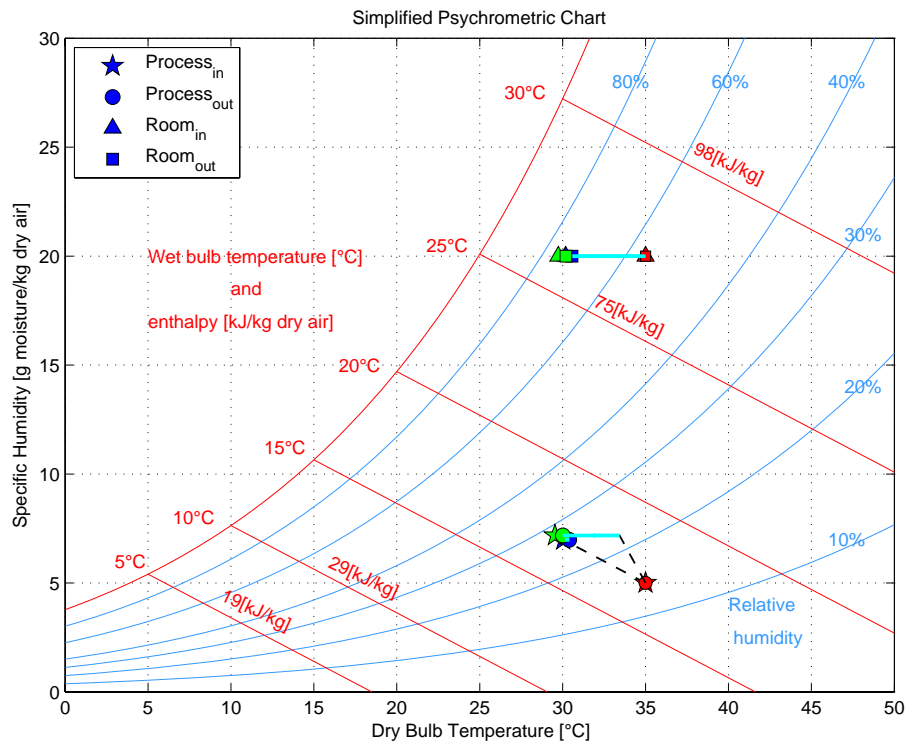


Fig. 4.5: Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

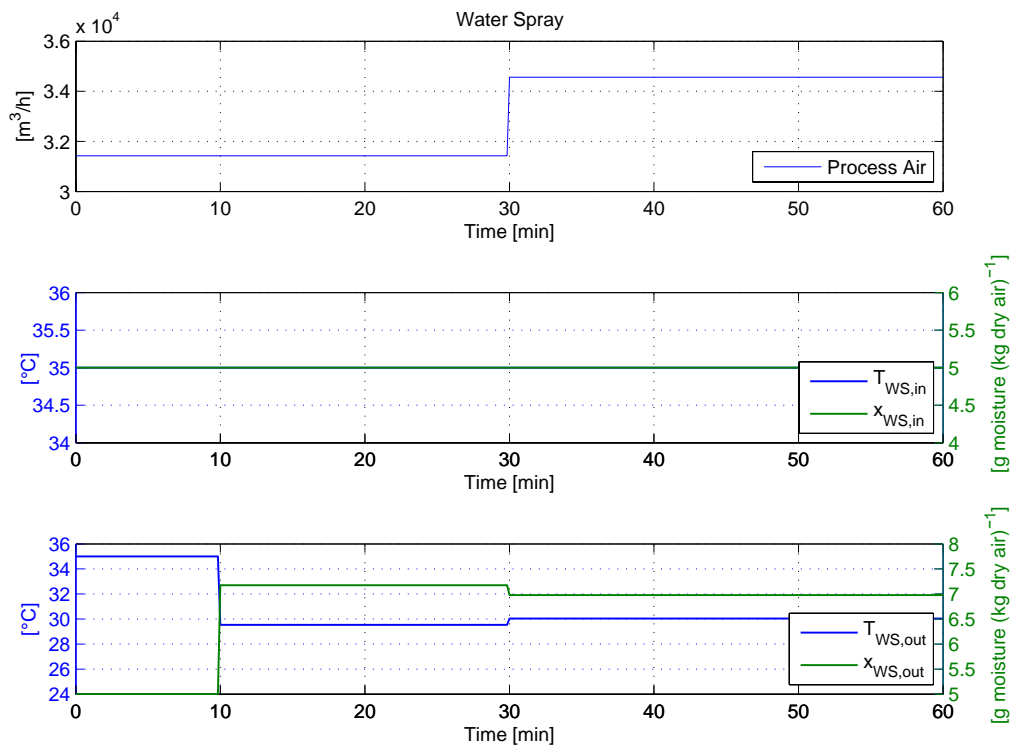
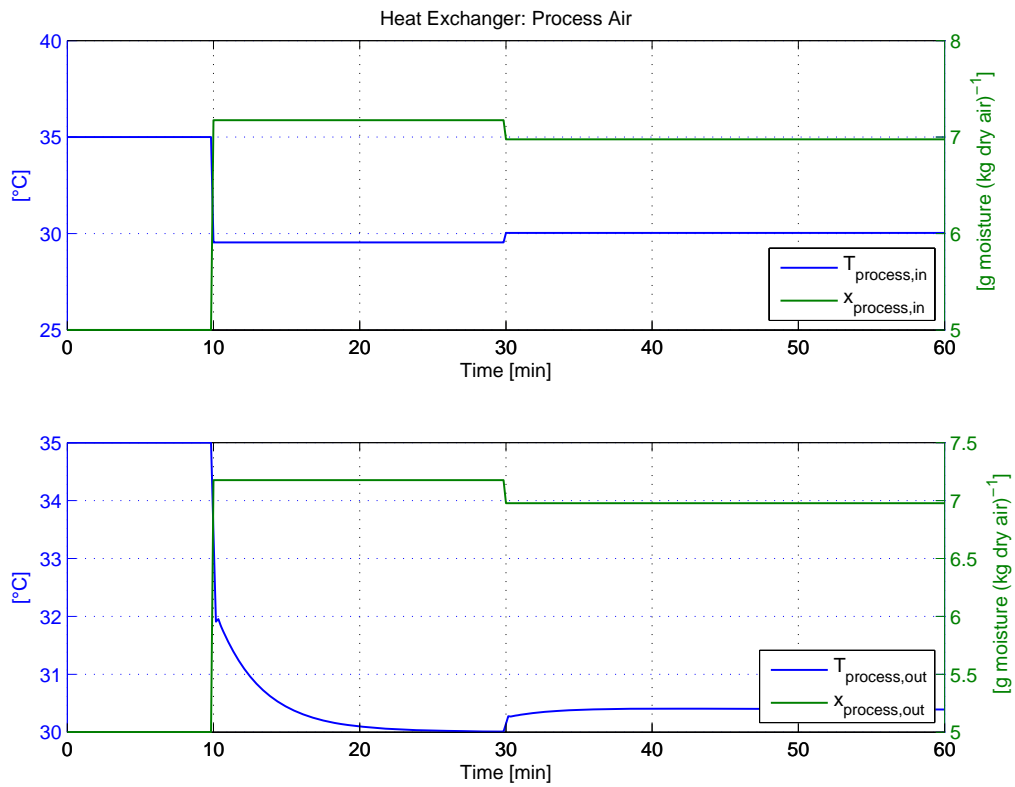
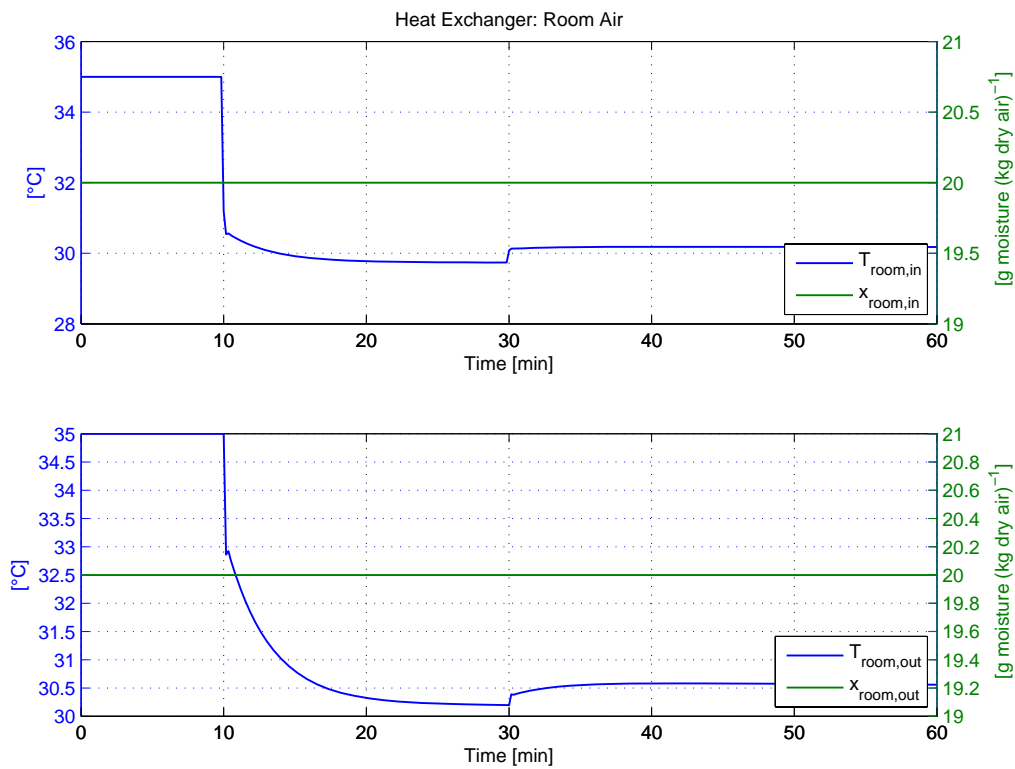


Fig. 4.6: Ingressi e uscite dell'umidificatore.



(a) Lato aria di processo.



(b) Lato aria della sala.

Fig. 4.7: Ingressi e uscite dello scambiatore.

Test 3 Questa simulazione è eseguita imponendo, come nei casi precedenti, la prima variazione a gradino alla portata d'acqua SW di alimentazione dell'umidificatore, portandola al valore di 70 l/h dopo 10 min . Le considerazioni relative alle trasformazioni in questa fase sono le stesse ricavate in precedenza.

A partire dalle nuove condizioni di regime, a 30 min dall'inizio della simulazione è imposta la seconda variazione a gradino aumentando la portata \dot{m}_{room} d'aria della sala da 10 kgda/s a 15 kgda/s . Gli andamenti delle variabili di temperatura $T_{room,out}$, $T_{room,in}$ e $T_{process,out}$, in figura 4.10, mostrano come gli effetti ottenuti con l'imposizione del secondo gradino siano di entità trascurabile.

Le linee continue evidenziate nel diagramma psicrometrico di figura 4.8 sono riferite alle evoluzioni dinamiche delle variabili osservate, mentre le linee tratteggiate riguardano le variazioni subite dall'aria di processo a seguito dei gradini imposti alla portata d'acqua di alimentazione dell'umidificatore e successivamente alla portata d'aria della sala. I simboli di colore rosso si riferiscono alla situazione stazionaria iniziale, quelli di colore verde riguardano la condizione di regime raggiunta dopo il primo gradino di portata d'acqua e quelli di colore blu sono relativi alla situazione di regime raggiunta a seguito del secondo gradino imposto alla portata d'aria.

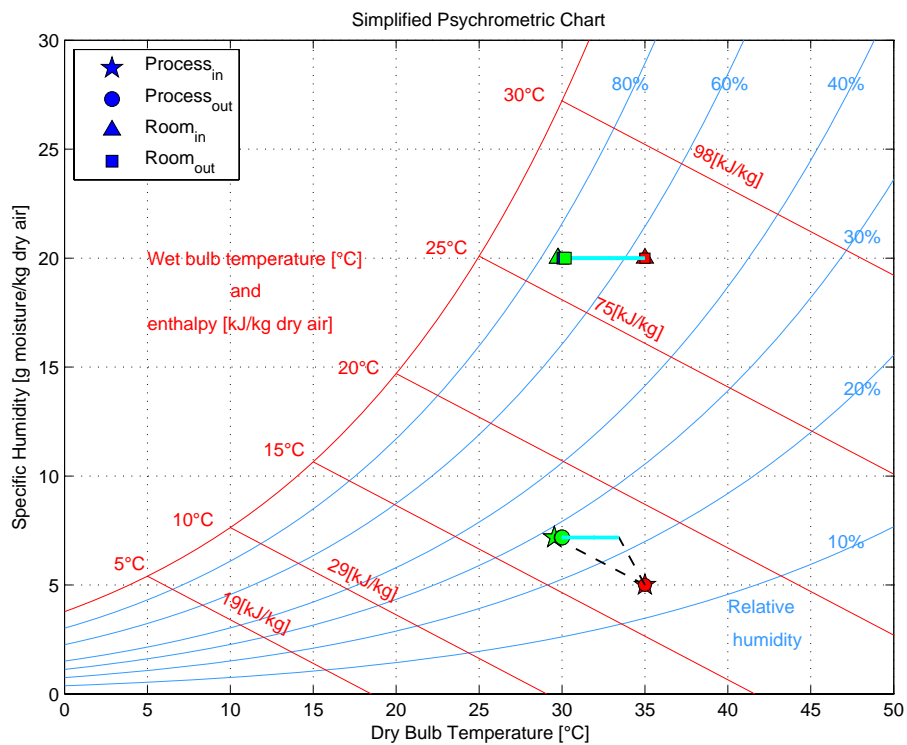


Fig. 4.8: Trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

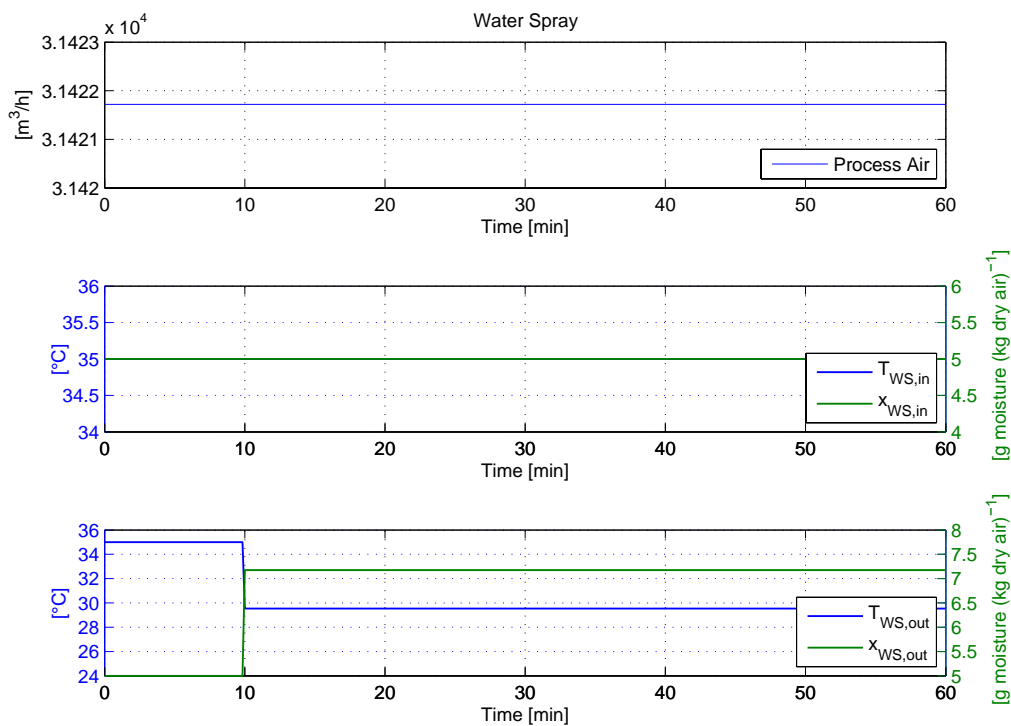
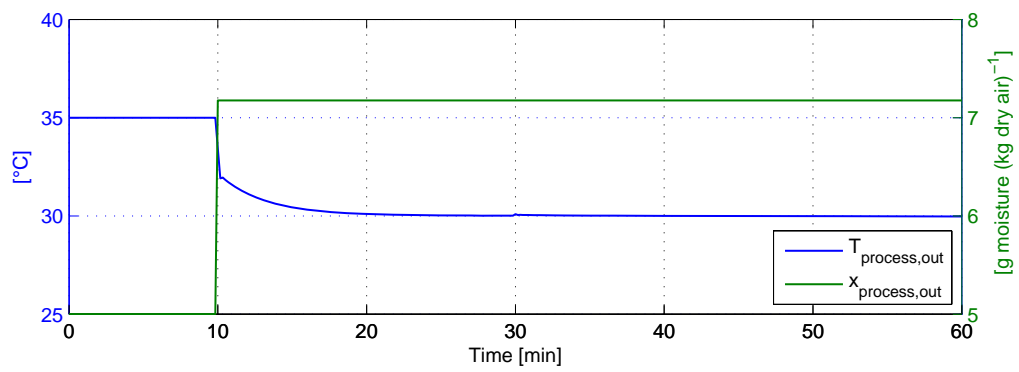
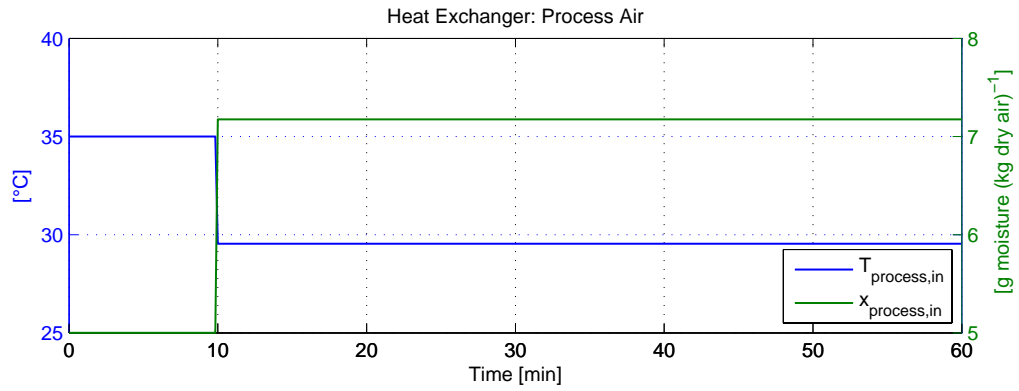
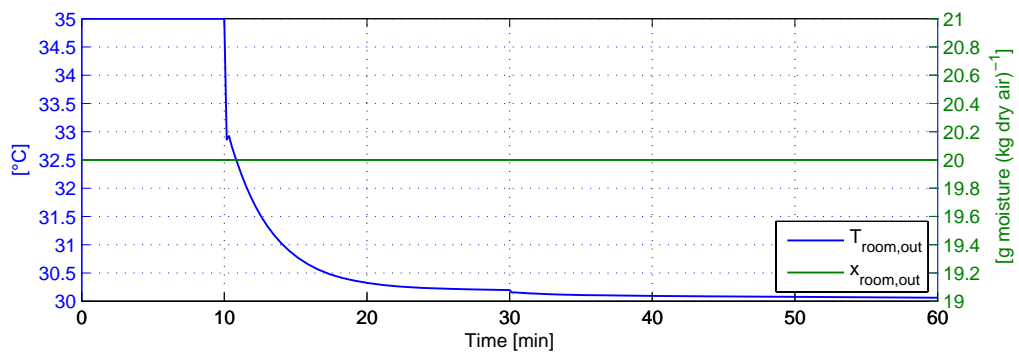
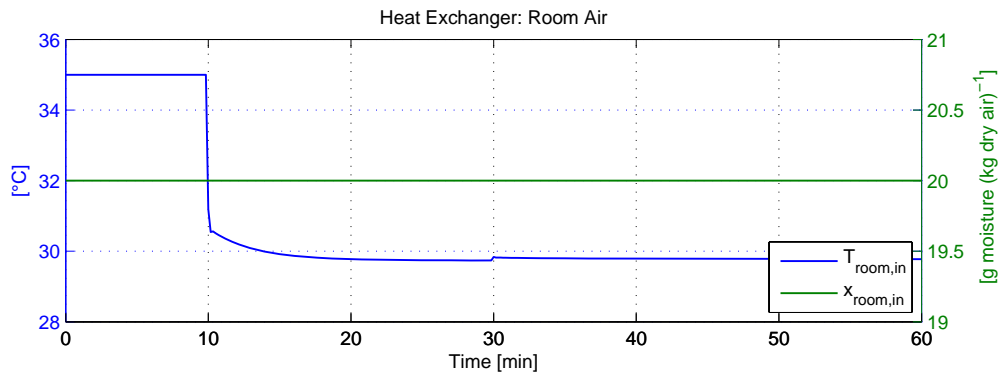


Fig. 4.9: Ingressi e uscite dell'umidificatore.



(a) Lato aria di processo.



(b) Lato aria della sala.

Fig. 4.10: Ingressi e uscite dello scambiatore.

4.3 Architetture di controllo dei sistemi HVAC nei CED

Negli ultimi anni, l'attenzione dei gestori si è spostata in modo deciso sulla necessità di minimizzare il consumo di energetico ed i costi di gestione dei *Data Center* e, al fine di perseguire questi risultati, si stanno concentrando gli sforzi maggiori nell'ambito dell'implementazione di algoritmi di controllo automatico.

L'importanza delle tecniche di controllo automatico può essere compresa analizzando le operazioni che queste sono in grado di svolgere. Generalmente, gli algoritmi di controllo assolvono un ruolo fondamentale nella risposta al soddisfacimento del comfort in ambiente, al mantenimento delle condizioni ottimali per lo svolgimento delle attività degli occupanti, alla gestione efficiente di ciascun sistema e alla necessità di interfacciare più sistemi diversi tra loro. Come illustrato precedentemente, aspetti come l'eterogeneità delle operazioni svolte nei centri di elaborazione dati e il numero considerevole di sottosistemi che lo compongono, hanno favorito l'integrazione di sistemi di controllo automatico su più livelli, al fine di soddisfare le esigenze di funzionamento garantendo la massima efficienza del *Data Center*. In generale, nell'ambito della gestione energetica degli edifici, i sistemi di controllo utilizzati si innestano su tre diversi livelli, come illustrato in figura 4.11, ciascuno dei quali si prende in carica l'assolvimento di compiti specifici.

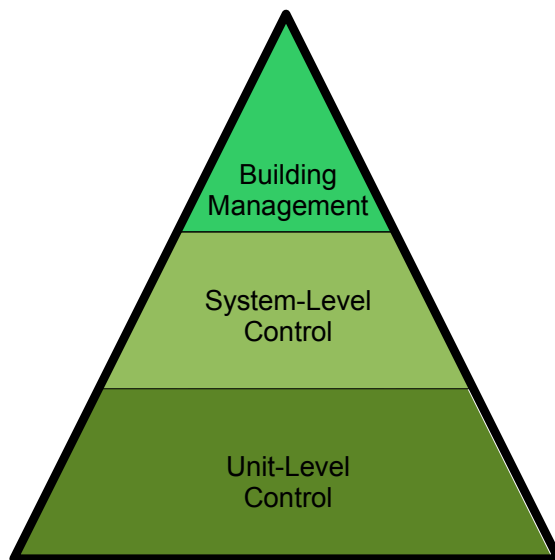


Fig. 4.11: Livelli di gestione degli edifici.

Il livello più basso è costituito dal *controllo a livello di unità* (*Unit-Level Control*) ovvero da tutti quei sistemi di controllo addetti alla regolazione dei singoli componenti dei vari sottosistemi, come per esempio i sistemi di controllo addetti alla regolazione dei ventilatori e, nel caso in esame, degli umidificatori. Oltre al controllo questi sistemi possono provvedere anche a proteggere il dispositivo da eventuali danni. La possibilità di dotare ciascun elemento di una propria scheda elettronica che provvede al controllo automatico presenta diversi vantaggi, tra cui: maggior affidabilità del sistema, poiché il controllo a livello di unità permette di controllare e proteggere il dispositivo anche in assenza momentanea di comunicazione con il *controllo a livello di sistema*. Questa tipologia di controllo può essere

installata e testata direttamente in fabbrica; facilità ed economicità di fornire sistemi di sicurezza, allarme e diagnostica integrati.

Al livello intermedio sono collocate le logiche di *controllo a livello di sistema*, le quali provvedono al controllo coordinato e intelligente dei singoli dispositivi che costituiscono un determinato sottosistema, al fine di consentire il miglior accoppiamento tra le varie parti in termini di prestazioni e/o efficienza dell'impianto. Per ottenere questo è indispensabile provvedere allo svolgimento di operazioni di *ottimizzazione del sistema di controllo*, che consistono nell'individuazione della struttura e delle logiche di controllo di sistema che permettono di soddisfare nel miglior modo possibile gli obiettivi preposti (minor costo di funzionamento, minor consumo di energia, migliori prestazioni, etc.). Le funzioni di questa tipologia di controllo possono essere assolte sia utilizzando un hardware dedicato a cui vengono collegati tutti i controllori di unità, sia sfruttando l'hardware dei controllori delle singole unità, come accade nei sistemi più semplici.

Generalmente, gli impianti di condizionamento dell'aria sono caratterizzati dai primi due livelli di figura 4.11. Tuttavia, sempre più frequentemente è richiesta la possibilità di monitorare l'edificio nel suo complesso, di integrare le unità di raffreddamento con gli altri sottosistemi e di disporre di un sistema centrale in grado di provvedere alla diagnostica e alla ricezione delle segnalazioni dei guasti (allarmi). Queste operazioni sono svolte dal sistema di *gestione dell'edificio* che rappresenta la cima della piramide.

In questo contesto, poter disporre di un approccio basato sull'utilizzo di modelli matematici dei vari componenti del sistema assume un ruolo determinante al fine di simulare le condizioni operative di ciascun dispositivo e, soprattutto, del sistema complessivo. In riferimento a ciò, i modelli proposti in questa tesi possono essere usati per simulare il funzionamento dell'impianto di raffreddamento di un *Data Center*, al fine di verificarne le prestazioni in relazione ai vincoli operativi imposti.

L'esempio illustrato di seguito si propone di dimostrare l'utilità dei modelli sviluppati e le potenzialità offerte in una eventuale fase di implementazione di un *controllo a livello di sistema* per l'efficientamento energetico dell'impianto di condizionamento dell'aria di un centro di calcolo.

4.3.1 Esempio di applicazione del modello complessivo per scopi di risparmio energetico

Si vuole impiegare il modello complessivo del sistema *CRAC* per valutarne le prestazioni in condizioni nominali realistiche. Fissate le condizioni al contorno e le condizioni iniziali, si assegna un vincolo per la temperatura della sala server. L'obiettivo è quello di determinare quale sia la combinazione delle variabili manipolate (in questo caso la portata d'aria $\dot{V}_{process}$ e la portata d'acqua SW) che soddisfano il vincolo assicurando il minor consumo di energia. A tale scopo si eseguono una serie di test.

I test sono svolti per un tempo totale di simulazione di 60 *min* e un tempo di campionamento di 10 *s*.

Le condizioni iniziali di temperatura e umidità specifica delle variabili osservate del modello sono riportate in tabella 4.4.

$T_{WS,out} \equiv T_{process,in} [^{\circ}C]$	25
$x_{WS,out} \equiv x_{process,in} [kg_{wv}/kg_{da}]$	8×10^{-3}
$T_{process,out} [^{\circ}C]$	25
$x_{process,out} [kg_{wv}/kg_{da}]$	8×10^{-3}
$T_{room,in} [^{\circ}C]$	25
$x_{room,in} [kg_{wv}/kg_{da}]$	8×10^{-3}
$T_{room,out} [^{\circ}C]$	25
$x_{room,out} [kg_{wv}/kg_{da}]$	8×10^{-3}

Tab. 4.4: Condizioni iniziali delle variabili osservate.

Per comodità si ipotizza di mantenere costante la portata d'aria della sala. Le condizioni al contorno scelte sono riportate in tabella 4.5.

$\dot{m}_{room} [kg_{da}/s]$	13.33
$T_{WS,in} \equiv T_{outdoor} [^{\circ}C]$	25
$x_{WS,in} \equiv x_{outdoor} [kg_{wv}/kg_{da}]$	8×10^{-3}

Tab. 4.5: Condizioni al contorno.

Il disturbo rappresentato dal carico termico interno² $Q_{load,int}$ è pari a 75 kW.

Le condizioni iniziali delle variabili di ingresso che si intende manipolare sono riportate in tabella 4.6.

$\dot{V}_{process} [m^3/h]$	15000
$SW [l/h]$	100

Tab. 4.6: Condizioni iniziali delle variabili di ingresso manipolate.

Intervalli in cui vengono fatti variare gli ingressi sono forniti in tabella 4.7.

	min	step	max
$\dot{V}_{process} [m^3/h]$	15000	1750	50000
$SW [l/h]$	100	25	600

Tab. 4.7: Intervalli di variazione degli ingressi.

In virtù dei valori sopra elencati, tutte le prove esibiscono sostanzialmente lo stesso transitorio e raggiungono le medesime condizioni di regime. Raggiunti i 1000 s di simulazione è imposta una variazione a gradino alla portata d'aria $\dot{V}_{process}$ e alla portata d'acqua SW in ingresso all'umidificatore di entità pari ai valori che ricadono nei range di tabella 4.7. I risultati ottenuti sono relativi alle 441 combinazioni possibili e si riferiscono alla trasformazione subita dalle variabili di stato del modello complessivo nel passaggio da una condizione di stazionarietà all'altra. La variabile di interesse in questo caso è la temperatura $T_{room,out}$ dell'aria della sala, che costituisce la grandezza di riferimento per

² Corrispondenti a 5000 W/rack per un numero di rack $N_{rack} = 15$.

il riconoscimento delle prestazioni dell'impianto di condizionamento. Dai risultati ottenuti dai test precedenti si è potuto osservare come la variazione degli ingressi determini per l'appunto il passaggio da una condizione di regime all'altra. Noto ciò, è possibile confrontare le prestazioni del modello riferendosi alla spesa energetica richiesta per passare dalla condizione di regime della temperatura $T_{room,out}$ di partenza ad una condizione prossima alla situazione di regime finale, corrispondente al valore di temperatura raggiunto in un intervallo di tempo $\Delta \tau_{settling}$ pari al tempo di assestamento³. Nel caso in esame si considera il tempo che impiega la temperatura $T_{room,out}$ a entrare in una fascia compresa tra $\pm 0.2^\circ C$ del valore di regime. Le prove svolte hanno evidenziato un valore medio del tempo di assestamento di circa 1000 s.

In figura 4.12a si riportano le curve di livello della temperatura della *computers room* in funzione delle variabili manipolate. Si osservi che tali andamenti sono relativi alle condizioni al contorno riportate in precedenza. Il confronto tra le spese energetiche dev'essere eseguito a parità di condizione finale a regime. A tal fine si sceglie confrontare l'energia consumata dall'impianto per portare la temperatura $T_{room,out}$ dell'aria della sala a valori di $26 \pm 0.18^\circ C$ a regime. L'energia è calcolata sommando il consumo in *kWh* dei sei ventilatori in parallelo (tipo *Ventilatore 2*) collocati nel condotto dell'aria di processo e dalla pompa di alimentazione dell'umidificatore. In riferimento a quest'ultima si considera il consumo dovuto ad un valore di potenza media per litro di portata d'acqua elaborata pari a $6 W/(l/h)$. Poiché le simulazioni sono eseguite in ipotesi di portata di massa \dot{m}_{room} elaborata dai ventilatori dell'aria della sala costante, il loro consumo si mantiene pressoché inalterato al variare dei due ingressi $\dot{V}_{process}$ e *SW* e quindi tale contributo può essere trascurato.

I risultati relativi alle condizioni operative in grado di soddisfare il vincolo imposto a $T_{room,out}$ sono contraddistinti dai simboli a forma di stella nel grafico di figura 4.12b e riguardano i valori riportati in tabella 4.8. Come si può vedere dal grafico, i punti giacciono

<i>SW</i> [l/h]	$\dot{V}_{process}$ [m ³ /h]	<i>Energy</i> [kWh]
300	32500	1.442
350	29000	1.272
400	29000	1.355
275	34250	1.546
275	37750	1.876
275	41250	2.263
275	44750	2.711
275	48250	3.227
325	30750	1.351
425	27250	1.288
475	27250	1.371
525	27250	1.454
575	27250	1.537

Tab. 4.8: Variazioni degli ingressi che soddisfano il vincolo di $T_{room,out} = 26 \pm 0.18^\circ C$ a regime.

in prossimità della superficie di interpolazione ricavata dai risultati di ciascuna prova. Il punto raffigurato con una stella di colore verde indica la condizione in grado di soddisfare il

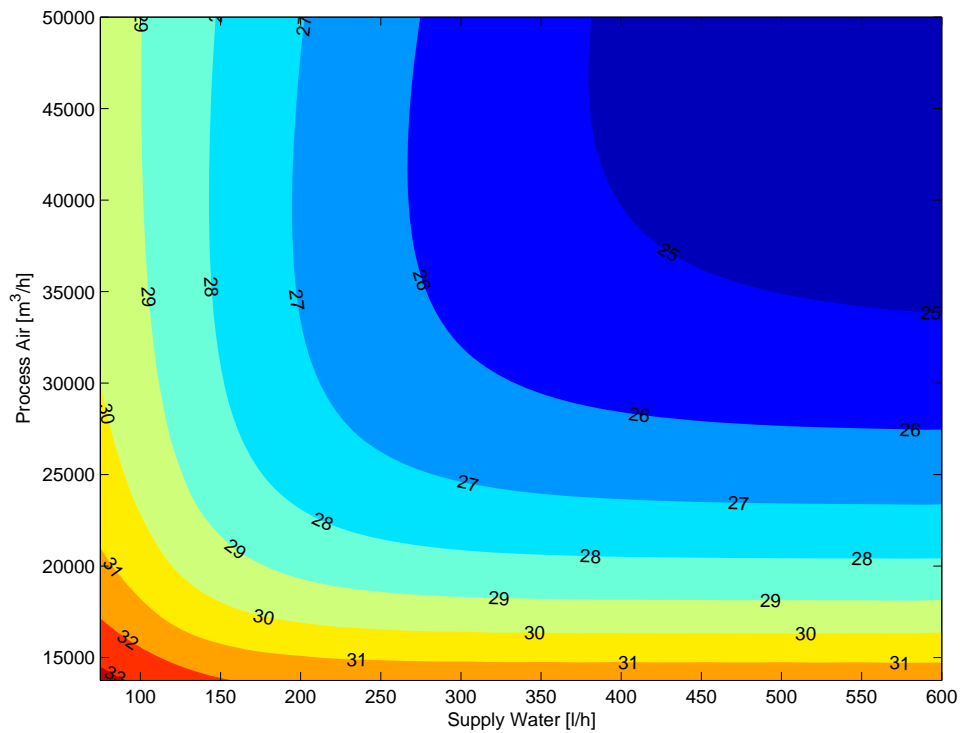
³ Il tempo di assestamento di un sistema *dinamico* è il tempo che impiega la risposta del sistema a entrare definitivamente in una fascia compresa tra $\pm \epsilon$ del valore di regime.

vincolo in modo ottimale, che per il criterio scelto corrisponde alla minore spesa energetica (i.e. maggior efficienza). È importante evidenziare che anche in questo caso il grafico è riferito alle condizioni al contorno precedentemente illustrate.

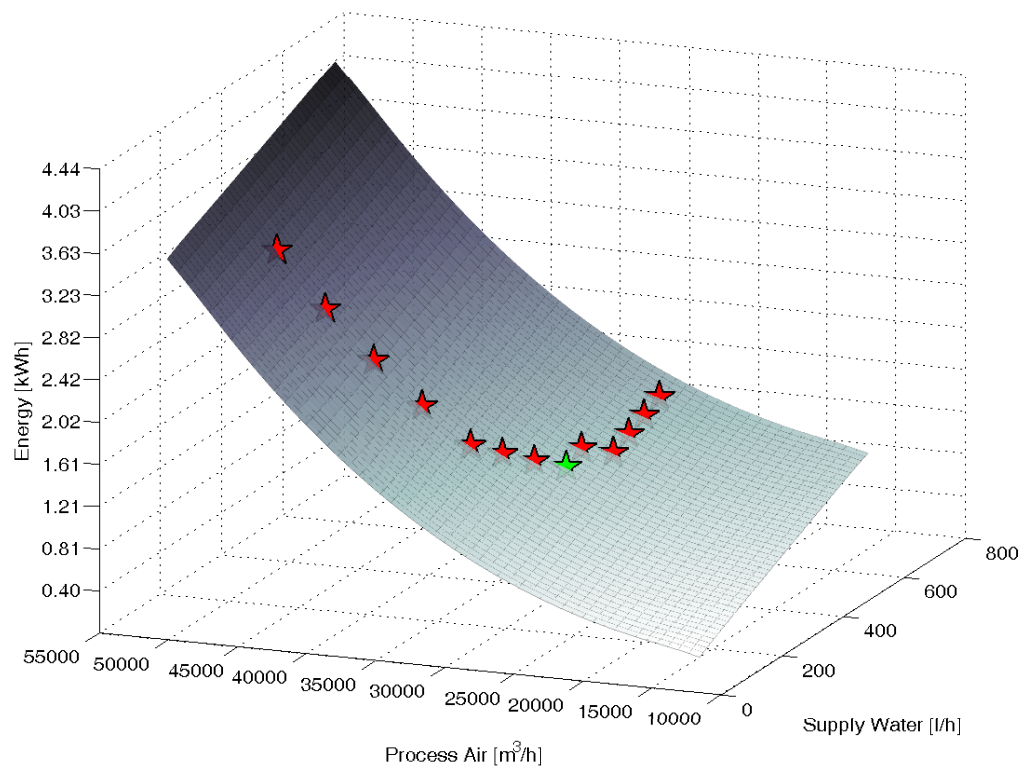
In alto nella figura 4.13a si può osservare l'evoluzione temporale della temperatura $T_{room,opt}$ che dev'essere rispettato in condizioni di regime e dell'umidità specifica $x_{room,opt}$ dell'aria della sala per le condizioni ottimali di funzionamento a partire dall'istante in cui vengono imposti i gradini agli ingressi. Il grafico riportato in basso invece confronta tra loro gli andamenti nel tempo di tutte le combinazioni degli ingressi che garantiscono il soddisfacimento del vincolo. Il confronto è eseguito a partire dall'istante in cui vengono imposti i gradini ai due ingressi.

L'immagine in figura 4.13b riporta il diagramma psicrometrico con le trasformazioni subite dal flusso dell'*aria di processo* e quello dell'*aria della sala* in condizioni ottimali di funzionamento del sistema nel passaggio da una condizione di regime all'altra. Il simbolo a forma di rombo di color magenta identifica le condizioni di temperatura $T_{WS,in}$ e umidità specifica $x_{WS,in}$ dell'aria esterna in ingresso all'umidificatore che costituisce una condizione al contorno per il problema. La linea tratteggiata rappresenta la trasformazione subita dall'*aria di processo* nel passaggio attraverso l'umidificatore dopo l'imposizione dei gradini agli ingressi, pertanto il simbolo a forma di stella di colore blu rappresenta le condizioni in ingresso allo scambiatore di calore. Il cerchio rosso indica le condizioni di regime iniziali dell'*aria di processo*, mentre il cerchio blu rappresenta le condizioni di regime finali. In modo analogo, i simboli a forma quadrata e quelli a forma triangolare rappresentano rispettivamente le condizioni in uscita e in ingresso dell'*aria della sala*. Le linee di colore ciano indicano le dinamiche delle variabili descrittive dei due flussi e la freccia indica la direzione di queste trasformazioni. Il fatto che vi siano consumi energetici differenti al variare degli ingressi, a parità di condizioni stazionarie iniziali e finali, permette già di intuire quali siano le potenzialità offerte dall'uso di determinati modelli matematici ai fini dell'analisi del funzionamento dell'impianto e in fase di definizione delle logiche di controllo a livello di sistema.

Il grafico di figura 4.14a evidenzia le diverse combinazioni ottimali degli ingressi al variare del vincolo di temperatura $T_{room,opt}$ relativo alle condizioni di regime finale. Per le condizioni al contorno ipotizzate in questo esempio, al variare del vincolo i risultati sembrerebbero mostrare l'esistenza di un legame funzionale tra gli ingressi e i minimi relativi del consumo energetico richiesto. Inoltre in figura 4.14b si può notare come a valori decrescenti del vincolo di temperatura corrispondano condizioni di ottimo con valori più elevati di energia consumata, come peraltro intuibile se si osserva che un vincolo più stringente sulla temperatura della sala CEd significa richiedere maggior capacità di raffreddamento all'impianto di condizionamento e di conseguenza maggiori consumi.

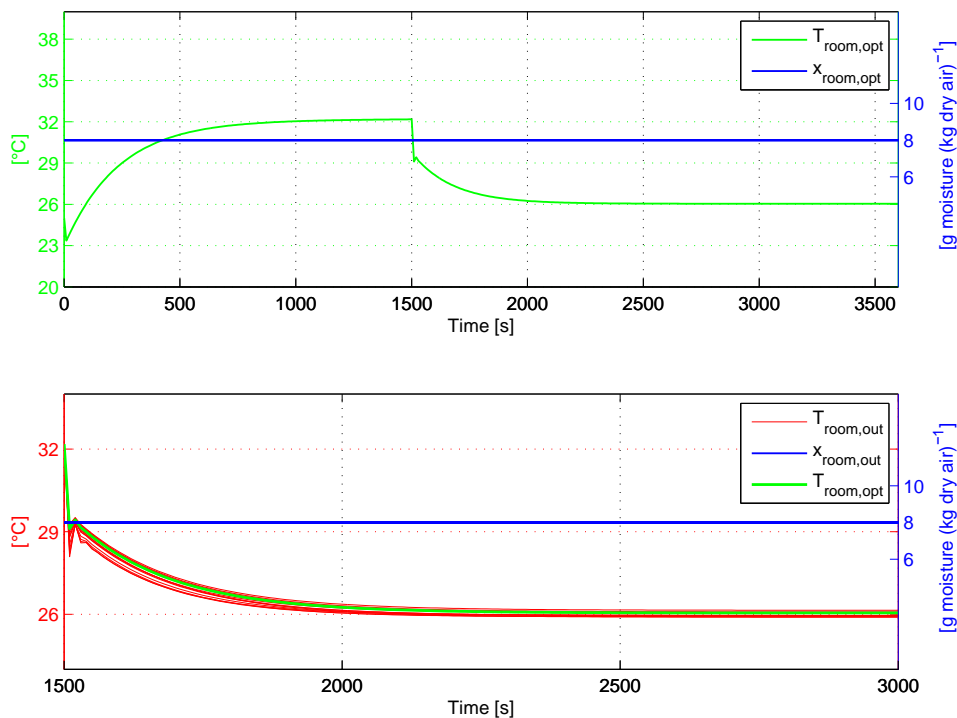


(a) Curve di livello della temperatura finale della sala CED.

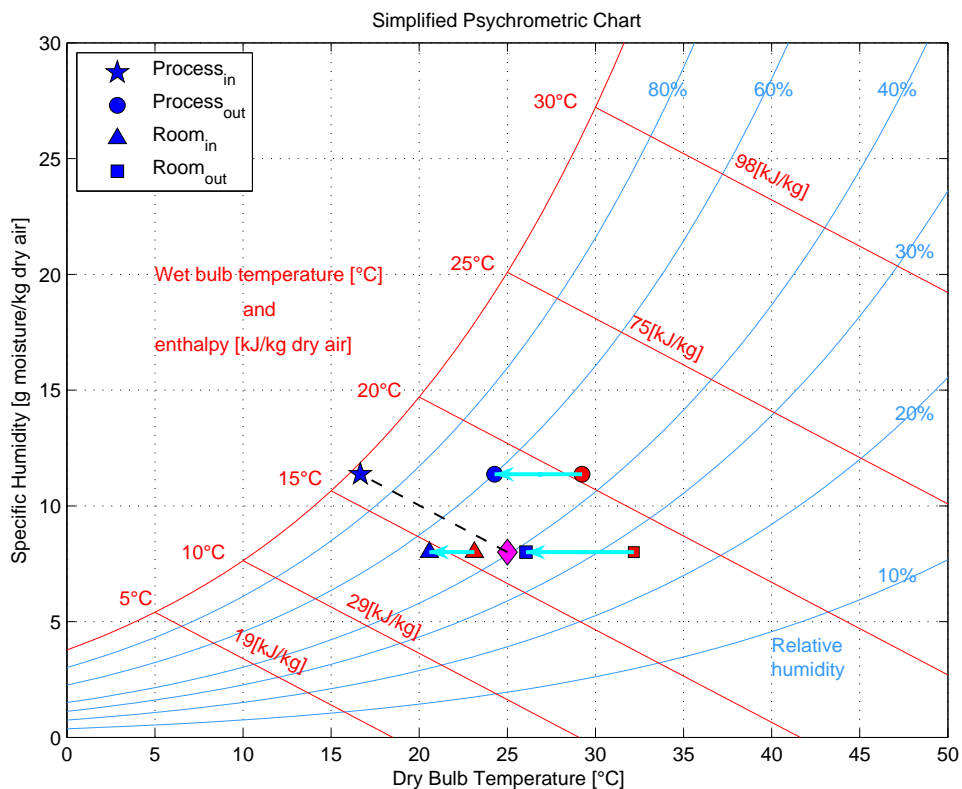


(b) Andamento della spesa energetica al variare delle condizioni di ingresso.
 Punto di ottimo per vincolo di $T_{room,out} = 26 \pm 0.18^\circ\text{C}$: $SW = 350 \text{ l/h}$, $\dot{V}_{process} = 29000 \text{ m}^3/\text{h}$, $Energy = 1.272 \text{ kWh}$.

Fig. 4.12: Risultati delle simulazioni.

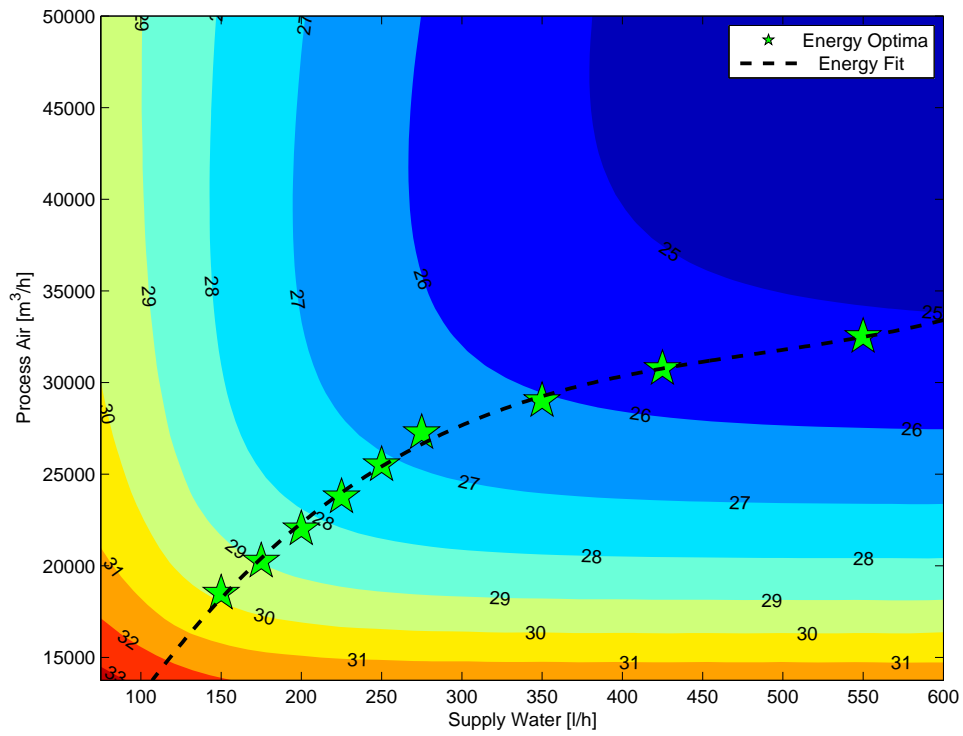


(a) Evoluzione temporale di temperatura e umidità specifica dell'aria della sala.

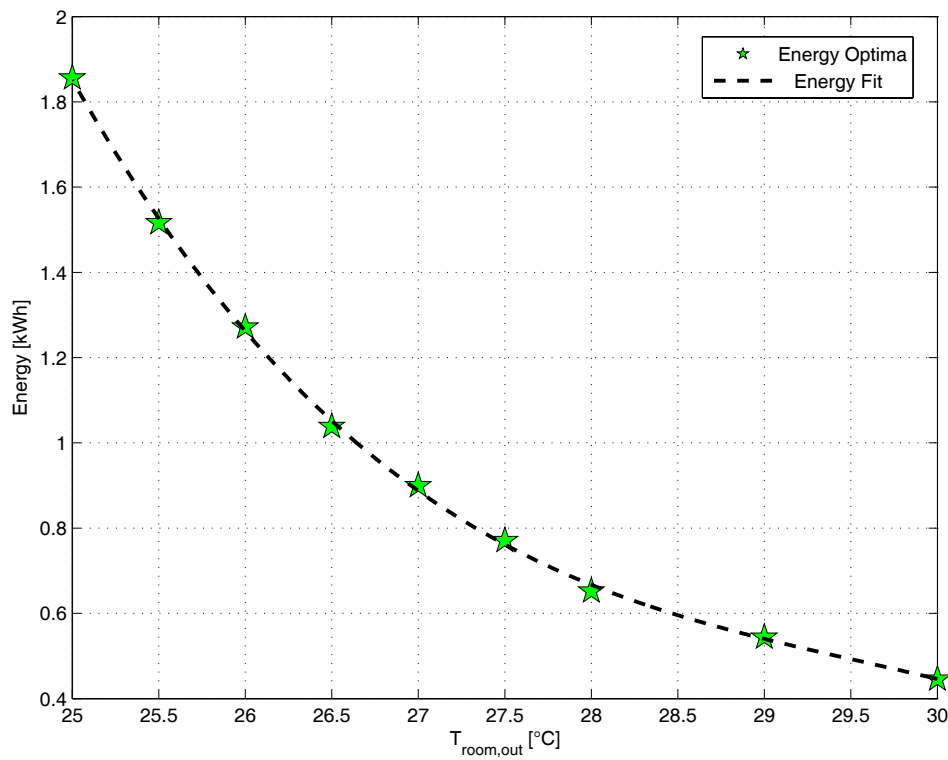


(b) Trasformazioni nel diagramma psicrometrico subite dai due flussi d'aria nel passaggio da una condizione di regime all'altra e relative alla condizione ottimale di funzionamento.

Fig. 4.13: Risultati delle simulazioni riferiti alle combinazioni degli ingressi per il vincolo di $T_{room,out} = 26 \pm 0.18^\circ\text{C}$ a regime.



(a) Temperature a regime.



(b) Consumo energetico.

Fig. 4.14: Condizioni ottimali di funzionamento al variare del vincolo di temperatura $T_{room,out}$.

Conclusioni e Sviluppi Futuri

In questa tesi è stato affrontato il problema della modellizzazione di un sistema *CRAC* preposto al condizionamento dell'aria nei *CED*, che comprende un sistema di *Raffreddamento Adiabatico Indiretto* e la sala server. Il modello del sistema *CRAC* è di tipo *dinamico a parametri concentrati* ed è stato implementato in un ambiente di simulazione MATLAB[™]/SIMULINK[®].

Il sistema di *Raffreddamento Adiabatico Indiretto* è costituito da un umidificatore adiabatico, da uno scambiatore aria-aria compatto a piastre-alette a flussi incrociati e dai ventilatori centrifughi di movimentazione dell'aria della sala server e quelli che elaborano l'aria prelevata dall'esterno. Il modello dell'umidificatore è stato derivato con un'analogia tra i processi di scambio di massa caratteristici di questo tipo di dispositivi e i processi che regolano lo scambio termico negli scambiatori di calore. Il modello ottenuto è di tipo First-Principle Data-Driven, *statico a parametri concentrati*. Il modello dello scambiatore è anch'esso di tipo FPDD, *statico a parametri concentrati*, ed è costruito combinando due sotto-modelli: il primo è un modello a *scatola grigia*, relativo ai fenomeni di scambio di calore sensibile, mentre il secondo è un modello a *scatola bianca* e descrive lo scambio di calore totale (sensibile e latente) che si verifica in presenza di eventuali fenomeni di condensazione dell'aria umida. La fase di calibrazione dei parametri incogniti dei modelli relativi all'umidificatore e allo scambiatore è stata affrontata, a partire da dati reali di funzionamento, come un problema di ottimizzazione ed è stato risolto con l'ausilio di tecniche di ottimizzazione euristica (e.g. algoritmi genetici, appendice A). Per quanto concerne i ventilatori centrifughi è stato derivato un modello a *scatola nera* di tipo polinomiale, *statico a parametri concentrati*; in questo caso la calibrazione dei modelli è stata affrontata come un problema di minimizzazione ai minimi quadrati.

Il modello della sala *CED* è di tipo a *scatola bianca*, *dinamico a parametri concentrati*, ed è stato derivato giovandosi dell'analogia elettro-termica. Questo modello è stato validato attraverso una valutazione qualitativa del suo comportamento (e.g. condizioni termoigrometriche della *computers room*) al variare delle condizioni al contorno (e.g. temperatura e umidità dell'aria esterna) e dei disturbi (e.g. carichi interni). Si sono altresì derivati i modelli relativi alle perdite di carico, dovute all'immissione dell'aria nella sala, e al carico termico in funzione dell'utilizzo dei componenti *IT* presenti nel *Data Center*. La fase di validazione del modello *CRAC* complessivo è stata affrontata in maniera qualitativa verificando la consistenza dell'interazione tra i vari componenti, in funzione delle variazioni imposte alle grandezze in ingresso e alle condizioni al contorno; i risultati ottenuti sono stati soddisfacenti.

Come esempio di utilizzo dell'ambiente di simulazione per applicazioni di risparmio energetico si è risolto il seguente problema: fissate le condizioni al contorno, il carico termico da smaltire, i vincoli sulle condizioni di funzionamento a regime (e.g. temperatura interna della *computers room*), si sono individuati i valori per i comandi delle grandezze manipolate tali da soddisfare le specifiche con l'obiettivo di minimizzare al tempo stesso il consumo energetico del sistema *CRAC*. L'esempio illustrato evidenzia le potenzialità offerte dall'ambiente di simulazione.

Dato che il sistema di condizionamento rappresenta una significativa opportunità di aumentare l'efficienza dei *CED*, la possibilità di sfruttare la modellistica matematica e il calcolo scientifico per simulare l'impiego di nuove tecnologie di refrigerazione e progettare strategie di controllo efficienti risulta molto utile. Vale la pena osservare che l'ambiente di simulazione offre una notevole flessibilità ed evita l'assemblaggio di costosi prototipi e l'allestimento di test-rig per l'esecuzione di prove sperimentali.

Tra gli sviluppi futuri si annoverano la possibilità di usare per alcuni componenti peculiari del sistema *CRAC* (e.g. lo scambiatore aria-aria) dei modelli più accurati (e.g. Modelli a Volumi Finiti (*FVM*) per descrivere con maggior dettaglio i fenomeni di condensazione) nonché il progetto di strategie di controllo ottimo.

Appendice: Algoritmi Genetici

Gli algoritmi genetici rientrano nello studio dell'intelligenza artificiale e più in particolare nella branca della computazione evolutiva, vengono studiati e sviluppati all'interno del campo dell'intelligenza artificiale e delle tecniche di soft computing, [29].

A.1 Rappresentazione della Popolazione e Inizializzazione

Gli algoritmi genetici lavorano su un insieme di potenziali soluzioni (popolazione) sotto forma di variabili codificate. Una popolazione è composta generalmente da un numero di individui che varia tipicamente da 30 a 100, con possibili eccezioni nel caso di particolari problemi (e.g. quando il numero delle variabili è elevato).

Il metodo di rappresentazione utilizzato più comunemente è quello che codifica ciascuna variabile decisionale in una stringa binaria, concatenando successivamente queste stringhe tra loro allo scopo di formare un cromosoma. Per quanto riguarda la codifica vera e propria, sono stati dimostrati i vantaggi derivanti dall'utilizzo del codice Gray al posto della codifica binaria tradizionale, (la distanza di Hamming tra due codifiche adiacenti nel caso di impiego del codice Gray è costante). Caruana e Schaffer, in [30], affermano, basandosi su dimostrazioni empiriche, che distanze di Hamming grandi nella rappresentazione di valori adiacenti, come nel caso della codifica binaria tradizionale, possono influenzare negativamente il processo di ricerca, al punto tale che l'algoritmo può non essere in grado di individuare in maniera efficiente il punto di minimo globale.

Sicuramente la codifica binaria è quella più ampiamente impiegata. Parallelamente a questa però sta crescendo l'interesse per rappresentazioni alternative, come ad esempio quelle che fanno uso di numeri interi o di numeri reali. Per alcune tipologie di problemi, infatti, la codifica binaria può essere fuorviante in quanto oscura la natura della ricerca; tuttavia quest'ultima mantiene un notevole parallelismo con quello che succede in natura con il DNA. Si osservi che la codifica a valori reali richiede una quantità inferiore di memoria, in quanto può essere utilizzata la rappresentazione a virgola mobile interna all'unità di calcolo, che presenta un'efficienza maggiore.

Dopo aver deciso quale codifica adottare, è necessario inizializzare l'algoritmo, ossia creare una popolazione iniziale. Solitamente questa fase è realizzata utilizzando un generatore di numeri casuali che distribuisce uniformemente i valori relativi agli individui nell'intervallo desiderato. Ad esempio, considerando una popolazione binaria di N_{ind} in-

dividui i cui cromosomi sono composti da L_{ind} bit, saranno generati $N_{ind} \times L_{ind}$ numeri casuali uniformemente distribuiti all'interno dell'insieme $\{0, 1\}$.

A.2 Funzione Obiettivo e Funzione Fitness

La funzione obiettivo (o funzione oggetto) viene utilizzata in un algoritmo di ottimizzazione per definire la prestazione di un individuo nel dominio del problema che si sta trattando. Normalmente questa funzione non viene utilizzata durante l'esecuzione dell'algoritmo, in quanto è preferibile affidarsi ad un altro indicatore di prestazione, precisamente la cosiddetta funzione fitness, utilizzata per trasformare la funzione obiettivo proprio in una misura della prestazione di ciascun elemento:

$$F(x) = g(f(x))$$

dove $f(\cdot)$ è la funzione obiettivo, $g(\cdot)$ è una funzione che trasforma la funzione obiettivo in un valore non negativo e $F(\cdot)$ è la funzione fitness risultante. È possibile distinguere due casi: problemi di minimizzazione e problemi di massimizzazione. Nel caso si abbia a che fare con un problema di minimizzazione ci si riporta al caso di un problema di massimizzazione: non è tuttavia sufficiente cambiare di segno la funzione costo $f(x)$. Si ricordi, infatti, che la funzione fitness dev'essere non negativa e l'inversione di segno non assicura che questa condizione sia rispettata. Si ricorre alla trasformazione

$$F(x) = \begin{cases} C_{max} - f(x) & \text{se } f(x) < C_{max}, \\ 0 & \text{altrimenti.} \end{cases} \quad (\text{A.1})$$

Il parametro C_{max} può essere fornito come ingresso, pari al massimo valore di $f(x)$ osservato fino a quel momento oppure nella popolazione corrente o ancora nelle ultime k generazioni. C_{max} può anche dipendere dalla varianza della popolazione.

Quando la funzione obiettivo è un profitto, $u(x)$, e si è perciò nel caso di problemi di massimizzazione, non si ha il problema di cambiare segno alla funzione oggetto, però niente assicura che essa non assuma valori negativi. Anche ora perciò è necessario effettuare una trasformazione, per garantire la non negatività della funzione fitness:

$$F(x) = \begin{cases} u(x) + C_{min} & \text{se } u(x) + C_{min} > 0, \\ 0 & \text{altrimenti,} \end{cases} \quad (\text{A.2})$$

dove C_{min} può essere dato come parametro d'ingresso o il valore di $u(x)$ peggiore nella popolazione corrente (o nelle ultime k generazioni) o, infine, può essere funzione della varianza della popolazione.

È possibile che la funzione oggetto sia già stata formata in modo tale da non richiedere alcuna funzione che la mappi in un'altra. La scelta più comune, in ogni caso, è quella di assegnare a ciascun individuo una funzione fitness proporzionale al valore relativo della funzione oggetto, rispetto alla somma complessiva di questi valori:

$$F(x_i) = \frac{f(x_i)}{\sum_{i=1}^{N_{ind}} f(x_i)} \quad (\text{A.3})$$

dove x_i è il valore fenotipico dell'individuo i -esimo. Sebbene questa assegnazione assicuri una probabilità di selezione e riproduzione proporzionale al valore di fitness relativo per

ciascun individuo, potrebbe dare luogo ad una competizione impari tra gli individui. All'inizio dell'algoritmo, infatti, visto che è normale la presenza di alcuni individui straordinari all'interno di un insieme di compagni mediocri, si avrebbe una convergenza prematura, in quanto gli individui migliori andrebbero ad occupare una parte considerevole della popolazione già in una generazione. Allo scopo di regolare il livello di competizione tra i membri di una popolazione, per raggiungere la prestazione desiderata per l'algoritmo, è necessario introdurre delle tecniche di *scaling*.

A.3 Scaling della Funzione Fitness

Per regolare la competizione tra gli elementi e ottenere la prestazione desiderata si esegue, solitamente, uno scaling della funzione fitness. Questo accorgimento viene adottato principalmente per due motivi:

- per evitare una convergenza prematura a causa dei, probabili, individui straordinari nella popolazione;
- perché durante l'algoritmo si può avere una popolazione con fitness medio vicino all'ottimo ma gli elementi possono essere molto diversi tra loro. In questa situazione gli elementi medi e quelli migliori possono avere un numero simile di copie nelle generazioni future e ciò comporta che la sopravvivenza del migliore diventa casuale all'interno dell'insieme degli elementi mediocri.

La forma più semplice di scaling è quella che fa uso di una relazione lineare:

$$F'(x) = a F(x) + b \quad (\text{A.4})$$

dove con $F'(x)$ si indica il valore di fitness scalato, a è un fattore di scala positivo (negativo) se si tratta un problema di massimizzazione (minimizzazione), b è un parametro di offset per la non negatività della funzione fitness risultante. Qualunque sia il valore scelto per i parametri presenti nella (A.4), si vuole che il fitness $F(x)$ e $F'(x)$ abbiano lo stesso valore medio, in modo che ciascun membro medio della popolazione contribuisca con un figlio alla creazione della generazione successiva. Allo scopo di controllare il numero di figli associati all'individuo con il valore di fitness 'grezzo' più alto si introduce un'altra equazione di scaling

$$F'_{max}(x) = C_{mult} F_{avg}(x), \quad (\text{A.5})$$

dove C_{mult} è il numero di copie attese nella generazione successiva per l'individuo con il fitness più alto e $F_{avg}(x)$ è il valore medio del fitness non scalato.

Un'ulteriore tecnica per assicurare una corretta evoluzione dell'algoritmo genetico è quella di limitare la generazione, da parte di un individuo, di un numero eccessivo di figli per scongiurare la convergenza prematura. Il valore di fitness viene assegnato a ciascun individuo in base al rango dello stesso all'interno della popolazione; dopo aver fissato F_{MAX} si definiscono:

$$F_{min} = 2 - F_{MAX}, \quad (\text{A.6})$$

$$F_{inc} = 2 \frac{F_{MAX} - 1.0}{N_{ind}}, \quad (\text{A.7})$$

$$F_{low} = \frac{F_{inc}}{2}. \quad (\text{A.8})$$

F_{min} è il limite inferiore, F_{inc} è la differenza tra i valori di fitness di due individui adiacenti e F_{low} è il numero atteso di figli, generati dall'individuo con il valore di fitness più basso. La scelta di F_{MAX} cade tipicamente all'interno dell'intervallo $[1.1, 2]$. Il fitness di ciascun individuo può anche essere calcolato direttamente:

$$F(x_i) = 2 - F_{MAX} + 2(F_{MAX} - 1) \frac{(x_i - 1)}{(N_{ind} - 1)}, \quad (\text{A.9})$$

con x_i la posizione dell'individuo i -esimo nella popolazione ordinata.

A.4 Vincoli

Una soluzione al problema dei vincoli potrebbe essere quella di assegnare il valore di fitness alla soluzione solamente se l'individuo è nello spazio ammesso dai vincoli. In molti problemi, però, il numero di vincoli è talmente elevato che è impossibile trovare una soluzione che li rispetti tutti. Inoltre ci saranno sicuramente delle differenze tra i vincoli stessi, nel senso che la violazione di un vincolo potrebbe essere molto più grave in termini di prestazioni rispetto ad un altro. Convienne passare ad un problema non vincolato con penalità. Una funzione penalità usata frequentemente è di tipo quadratico

$$\Phi [h_i(x)] = h_i^2(x). \quad (\text{A.10})$$

Si supponga di voler minimizzare $g(x)$, con $(x \in \mathbb{R}^m)$, avente $h_i(x) \geq 0$ con $i = 1, \dots, n$ vincoli. Si introduce la funzione penalità e il problema diventa di ricerca del

$$\min_x \left\{ g(x) + r \sum_{i=1}^n \Phi [h_i(x)] \right\} \quad (\text{A.11})$$

con r coefficiente di penalità.

A.5 Operatori Genetici

Gli operatori principali che vanno a comporre un algoritmo genetico sono l'operatore di selezione e riproduzione, l'operatore di incrocio e l'operatore di mutazione.

A.5.1 Operatore di selezione e riproduzione

La selezione è il processo mediante il quale viene determinato il numero di volte in cui un individuo è scelto per la riproduzione e, quindi, va a influenzare il numero di figli che tale individuo andrà a generare. Il processo di generazione della prole può essere suddiviso in due fasi:

- determinazione del numero di campioni attesi per un certo individuo (sulla base del relativo valore di fitness);
- conversione del numero di campioni attesi in un numero di figli (selezione degli individui che andranno a riprodursi).

La prestazione dei metodi di selezione viene valutata sulla base di tre aspetti:

- **Tendenza:** la differenza tra la probabilità di selezione effettiva e quella attesa di un individuo.
- **Propagazione:** è l'intervallo di valori che il numero di campioni attesi per un determinato individuo può assumere.
- **Efficienza:** si valuta per stabilire la complessità computazionale degli algoritmi.

Si dimostra che le fasi dell'algoritmo che non prevedono la selezione degli individui o la valutazione della funzione oggetto, hanno una complessità $O(L_{ind} \cdot N_{ind})$. La tendenza che si chiede ad una procedura di selezione deve essere quasi nulla, mantenendo il valore di propagazione più basso possibile e senza aumentare la complessità totale.

Per quanto riguarda i vari metodi di selezione, vengono analizzate le principali soluzioni:

Selezione mediante ruota di roulette Viene definito un intervallo $[0, Sum]$ calcolando la somma di tutti i valori di fitness degli individui costituenti la popolazione corrente (oppure la somma delle probabilità di selezione attese); ciascun individuo viene poi mappato in un intervallo, proporzionale al valore di fitness corrispondente, all'interno di $[0, Sum]$. Per effettuare la selezione di un individuo, viene generato un numero casuale all'interno dell'intervallo ammissibile e viene scelto l'elemento corrispondente all'intervallo in cui cade il valore ottenuto. Si capisce pertanto che gli individui con fitness maggiore avranno maggiore probabilità di essere selezionati rispetto ad un elemento con fitness minore. Questo processo viene ripetuto finché non è stato generato il numero desiderato di figli; il metodo standard di selezione mediante ruota di roulette prende il nome di 'campionamento stocastico con sostituzione'.

Campionamento deterministico Si calcola la probabilità di selezione $f_i / \sum_i f_i$ e il numero previsto di individui per ogni stringa $n (f_i / \sum_i f_i)$. Ciascuna stringa ha un numero di campioni pari alla parte intera del numero calcolato mentre l'ordinamento della popolazione viene fatto in base alla parte frazionaria. Le stringhe richieste per completare la popolazione vengono prese da questa lista ordinata.

Campionamento universale stocastico In questo metodo non viene utilizzato un singolo puntatore come nella ruota di roulette. Vengono invece impiegati N puntatori equispaziati, dove N è il numero di selezioni richieste. La popolazione viene mescolata casualmente e viene estratto un numero *random* tra 0 e Sum/N ; gli altri puntatori vengono generati partendo dal valore estratto incrementandolo di una unità, selezionando gli individui corrispondenti alle posizioni ricavate. Per quanto riguarda la complessità la selezione mediante ruota di roulette è $O(N \log n)$, mentre per il campionamento stocastico universale è $O(N)$. Esistono altri metodi implementati in MATLAB™ per la selezioni degli individui tra cui il 'campionamento stocastico con resto' con e senza sostituzione e il 'torneo stocastico': per i dettagli si rimanda al manuale del *toolbox*.

A.5.2 Operatore di incrocio

Come succede in natura, i nuovi individui prodotti presentano delle informazioni genetiche provenienti da entrambi i genitori. La forma più semplice di incrocio è quella a singolo punto, che prevede l'accoppiamento causale delle stringhe: la scelta di un indice

sulla stringa e lo scambio delle cifre che si trovano oltre questo punto, per ciascuna coppia di stringhe.

Oltre a questo metodo sono possibili anche una serie di varianti che gestiscono diversamente lo scambio di cifre tra le stringhe. Nell'incrocio a punti multipli, vengono selezionati m punti di incrocio k_i , con $k_i \in 1, 2, \dots, l - 1$, dove l è la lunghezza delle stringhe. Questi punti vengono selezionati casualmente, senza ripetizioni e vengono disposti in ordine crescente. Fatto ciò, i bit compresi tra due punti successivi vengono scambiati tra i due genitori, allo scopo di produrre due nuovi figli.

L'idea che porta all'applicazione della tipologia di incrocio a punti multipli, è che le parti di cromosoma che contribuiscono all'ottenimento della prestazione migliore non sono necessariamente adiacenti. La caratteristica distruttiva di questa procedura favorisce una migliore esplorazione dello spazio di ricerca, evitando in tal modo una convergenza prematura dell'algoritmo verso individui con valori di fitness elevati. Esiste anche l'incrocio di tipo uniforme, descritto in dove una maschera (stringa di bit di lunghezza pari a quella dei cromosomi) generata casualmente viene usata per definire quale dei parenti deve contribuire, con il relativo bit, alla generazione del figlio.

Tutti gli operatori visti agiscono su codifiche binarie per le stringhe, ma esistono anche degli operatori che possono essere utilizzati nel caso di codifiche con valori reali oppure agendo sui valori veri e propri delle variabili decisionali. Due esempi sono la ricombinazione intermedia e la ricombinazione su linea.

A.5.3 Operatore di mutazione

Nell'evoluzione naturale la mutazione è un processo casuale dove un allele¹ di un gene viene sostituito da un altro, producendo una nuova struttura genetica. Negli algoritmi genetici questo processo viene riprodotto fedelmente, nel senso che, stabilita una certa probabilità di mutazione, solitamente nell'intervallo $[0.001, 0.01]$, si vanno a modificare gli elementi che costituiscono i cromosomi. Questo operatore permette di esplorare delle zone dello spazio di ricerca che molto probabilmente, ricombinando semplicemente le informazioni disponibili, non verrebbero mai esaminate. Inoltre la mutazione produce anche l'effetto di recuperare del materiale genetico buono che è andato perso durante l'evoluzione.

Con la codifica binaria il processo di mutazione consiste semplicemente nella negazione del bit selezionato; visto che l'operatore viene applicato uniformemente su tutta la popolazione, ci possono anche essere dei casi in cui una stringa viene mutata in più d'un punto. Nel caso di codifiche più complesse rispetto a quella binaria, è consigliato definire dei tassi di mutazione elevati, in quanto ciò garantisce l'individuazione di soluzioni migliori.

A.5.4 Reinserimento

Una volta che la nuova popolazione è stata generata mediante gli operatori di selezione e riproduzione, è necessario decidere le modalità di inserimento dei nuovi figli creati. Si valuta la funzione fitness della prole, successivamente, se si vuole inserire un numero inferiore di elementi (oppure se il numero degli individui creati è maggiore della popolazione corrente), si sostituiscono gli elementi della popolazione vecchia con fitness più basso.

¹ L'allele è responsabile della particolare modalità con cui si manifesta il carattere ereditario controllato dal gene a cui appartiene.

A.6 Terminazione dell'Algoritmo

Non è naturalmente possibile stabilire delle condizioni standard che vadano bene per qualsiasi applicazione e per qualsiasi tipologia di algoritmo. Inoltre, vista la natura di queste procedure di ottimizzazione, non è banale capire quando si è giunti ad una soluzione ottima ed è necessario fermarsi. Può accadere che il fitness relativo ad una determinata popolazione rimanga fisso ad un determinato valore per un certo numero di iterazioni senza che l'ottimo globale sia stato raggiunto.

Solitamente si decide di terminare l'algoritmo dopo un prefissato numero di generazioni; un altro criterio può essere quello di definire degli asintoti e di terminare l'algoritmo quando la soluzione si avvicina a tali valori predeterminati.

A.7 Campi di Applicazione

Gli algoritmi genetici trovano applicazione in un'ampia varietà di problemi afferenti a diversi contesti quali l'elettronica, la biologia e l'economia. Si trovano applicazioni anche nel campo dei sistemi HVAC, [31], [32].

Bibliografia

- [1] T. ASHRAE, “9.9 (2011) thermal guidelines for data processing environments—expanded data center classes and usage guidance,” *Whitepaper prepared by ASHRAE technical committee (TC)*, vol. 9, 2011.
- [2] E. ETSI, “300 019-1-3: environmental engineering (ee),” *Environmental conditions and environmental tests for telecommunications equipment*, pp. 1–3.
- [3] N. Fonseca and C. Cuevas, “Experimental and theoretical study of adiabatic humidification in hvac&r applications,” *Ingeniare. Revista chilena de ingeniería*, vol. 18, no. 2, 2010. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-33052010000200011>
- [4] T. Kuehn, J. Ramsey, and J. L. Threlkeld, *Thermal Environmental Engineering*. Prentice Hall, 1998. [Online]. Available: <http://books.google.it/books?id=UnMeAQAAIAAJ>
- [5] M. Bramucci, D. Di Santo, and D. Forni, “Linee guida per la progettazione di datacenter ad alta efficienza,” 2010.
- [6] —, “Uso razionale dell’energia nei centri di calcolo,” 2010. [Online]. Available: http://www.fire-italia.it/rds/Uso_razionale_energia_datacenter.pdf
- [7] L. Parolini, “Models and control strategies for data center energy efficiency,” Ph.D. dissertation, Carnegie Mellon University, 2012.
- [8] R. Chu, R. Simons, M. Ellsworth, R. Schmidt, and V. Cozzolino, “Review of cooling technologies for computer products,” *Device and Materials Reliability, IEEE Transactions on*, vol. 4, no. 4, pp. 568–585, Dec 2004.
- [9] M. Giovo, M. Meli, and G. Rossi, “Più fresco con meno energia nel condizionamento delle centrali di telecomunicazione: dalla sperimentazione all’esercizio.”
- [10] “Considerazioni sulla realizzazione di un data center,” available on line. [Online]. Available: http://www.fire-italia.it/rds/Uso_razionale_energia_datacenter.pdf
- [11] L. Ljung and T. Glad, “Modeling of dynamic systems,” 1994.
- [12] P. Czop, G. Kost, D. Sławik, and G. Wszolek, “Formulation and identification of first-principle data-driven models,” *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*, vol. 44, no. 2, pp. 179–186, 2011.

- [13] G. T. Polley and M. M. Abu-Khader, "Interpreting and applying experimental data for plate-fin surfaces: Problems with power law correlation," *Heat Transfer Engineering*, vol. 26, no. 9, pp. 15–21, 2005. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1080/01457630500205588>
- [14] S. W. Churchill, "Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes," *Chemical Engineering*, vol. 84, no. 24, pp. 91–92, 1977.
- [15] W. Kays and A. London, *Compact heat exchangers*. Krieger Pub. Co., 1984. [Online]. Available: <http://books.google.it/books?id=A08qAQAAMAAJ>
- [16] G. F. Hewitt, G. L. Shires, and T. R. Bott, *Process heat transfer*. CRC press Boca Raton, 1994, vol. 113.
- [17] S. W. Churchill, "Comprehensive correlating equations for heat, mass and momentum transfer in fully developed flow in smooth tubes," *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, vol. 16, no. 1, pp. 109–116, 1977. [Online]. Available: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/i160061a021>
- [18] *Forced convection heat transfer in straight tubes. Part 2: laminar and transitional flow*. ESDU 93018, 2001.
- [19] P. Tsilingiris, "Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100°C," *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 5, pp. 1098 – 1110, 2008. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890407003329>
- [20] R. K. Shah and D. P. Sekulić, *Basic Thermal Design Theory for Recuperators*. John Wiley & Sons, Inc., 2007, pp. 97–231. [Online]. Available: <http://dx.doi.org/10.1002/9780470172605.ch3>
- [21] Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, "Modeling the f and j characteristics for transverse flow through an offset strip fin at low reynolds number," *Journal of Enhanced Heat Transfer*, vol. 8, no. 4, pp. 243–259, 2001.
- [22] F. Wang, H. Yoshida, and M. Miyata, "Total energy consumption model of fan subsystem suitable for continuous commissioning," *TRANSACTIONS-AMERICAN SOCIETY OF HEATING REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS*, vol. 110, no. 1, pp. 357–364, 2004.
- [23] K. Khankari, "Thermal mass availability for cooling data centers during power shutdown," *ASHRAE Transactions*, vol. 116, no. 2, p. 205, 2010.
- [24] K. C. Karki, A. Radmehr, and S. V. Patankar, "Use of computational fluid dynamics for calculating flow rates through perforated tiles in raised-floor data centers," *HVAC&R Research*, vol. 9, no. 2, pp. 153–166, 2003. [Online]. Available: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/10789669.2003.10391062>
- [25] I. Idel'chik and O. Steinberg, *Handbook of Hydraulic Resistance*. Begell House, 1996. [Online]. Available: <http://books.google.it/books?id=Fvh6i4TipsgC>
- [26] S. Pelley, D. Meisner, T. F. Wenisch, and J. W. VanGilder, "Understanding and abstracting total data center power," in *Workshop on Energy-Efficient Design*, 2009.

-
- [27] N. Rasmussen, "Calculating total cooling requirements for data centers," *White Paper*, vol. 25, pp. 1–8, 2007.
- [28] T. Van Giang, D. Vincent, and B. Seddik, "Data center energy consumption simulator from the servers to their cooling system," in *PowerTech (POWERTECH), 2013 IEEE Grenoble*. IEEE, 2013, pp. 1–6.
- [29] M. Mitchell, *An Introduction to Genetic Algorithms*. Cambridge, MA, USA: MIT Press, 1998.
- [30] R. A. Caruana, "Representation and hidden bias: Gray vs. binary coding for genetic algorithms," in *Proceedings of the Fifth International Conference on Machine Learning Ann Arbor, Mich.*, 1988, pp. 153–161.
- [31] M. Rampazzo, "Efficient management of hvac systems," 2010.
- [32] A. Beghi, L. Cecchinato, and M. Rampazzo, "A multi-phase genetic algorithm for the efficient management of multi-chiller systems," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, no. 3, pp. 1650 – 1661, 2011. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890410004772>

Ringraziamenti

Ringrazio il Prof. Alessandro Beghi, per l'opportunità concessami e l'estrema disponibilità dimostrata nei miei confronti in tutti questi mesi.

Un pensiero speciale va a Mirco per avermi sopportato, sostenuto e spronato continuamente. Una guida importante dal primo momento. Un grazie particolare all'Ing. Luca Cecchinato per la pazienza e l'aiuto importantissimo nello sciogliere i nodi più ostici. A proposito di nodi, non posso non menzionare Andrea, gentilissimo e disponibilissimo ad ascoltare i miei dubbi. Non posso che ritenermi fortunato, grazie davvero.

Un ringraziamento all'Ing. Giuseppe Dalla Mana, a Tommaso e a tutti coloro che hanno collaborato alla realizzazione di questo lavoro.

Grazie a mia madre e mio padre per aver lasciato che la corrente mi portasse con sé.

Un grazie alle mie nonne, Stella e Vittoria, per le loro attenzioni, le loro cure, sempre preziose. Grazie agli zii e le zie, tutti, nessuno escluso, e ai miei cugini e le mie cugine. Ognuno a modo proprio riempie di significati questo momento.

Grazie a Chiara, più che una cugina, un'amica, una confidente.

Per gli anni passati a saperci vicini, oltre ogni distanza: Andrea, amico fraterno, grazie. Grazie alla tua famiglia, sempre pronta ad accogliermi a braccia aperte.

Per aver condiviso con me più di vent'anni di vita, Samuele, siamo cresciuti insieme, a te devo molto, devo davvero molto. Ai tuoi genitori, per ogni sorriso e ogni parola di conforto.

Altrettanto lo devo a Vasco. Resta tutto, nel tempo.

Grazie Matteo, grazie di cuore. Chine senza di te è stata davvero dura affrontare questi ultimi anni. Prezioso come compagno di studi e amico insostituibile. E grazie a Martino e Marco, che mi hanno visto toccare il fondo e risalire, sostenendomi, criticandomi, ma sempre volendomi bene. Ragazzi con voi ho vissuto momenti di una bellezza indescrivibile.

A Giovanni, 'fragnato' per definizione. La stima e l'affetto nei tuoi confronti meriterebbero più di queste parole.

A Mattia, giovane complice, amico fidato e leale. Ti voglio bene.

Un grazie a tutti i miei compagni di università, Luca, Mirko, Enrico, Lissa, Matteo, Fobo, Giacomo, Marco...compagni di fatiche e che fatiche.

Ai ragazzi dalla 'Musa' per tutti gli istanti vissuti per dar senso a tutto questo, 'in modo particolare' Ale, Elena, Erika, Ianez, Elena, Linda, Martina, Silvia, Cacco, Nicola, Fra, Marta, Stefano, siete troppi. Ad Anna, per avermi sostenuto nei momenti bui.

Non posso non ringraziare Giorgia, Vittoria, Davide, Giulia B.,..., tutte le persone che mi sono amiche, che mi sopportano e si confidano con me.

Grazie a Federica, Michela, Valeria S., Alessio, Andrea, Giulia F., Davide, Stefano, e a tutti gli amici distanti con cui ho trascorso i momenti migliori, quelli col naso all'insù, a guardare le stelle. Grazie a Emanuele, così diverso da me, amico vero.

A quel luogo senza tempo, Alviano, dove il cielo si riempie di stelle e il tempo si riempie di vita.

A Silvia e Roberto, e alla vostra grande famiglia, tutta. Persone uniche.

Per ogni goccia di sudore, per i successi e gli insuccessi, per l'affetto che ho ricevuto, al 'Mirano al Pozzo' e alle fantastiche persone che ne fanno parte. Uomini con un gran cuore, legati dalla passione per l'amicizia, fonte di ispirazione. Ad Andre (Strano, un po' per tutti) per credere in me, per volermi davvero così bene. A Pac, alla nostra amicizia. A Panda, beh Panda è Panda. A Libra, perché credo in te. A Gio, perché la tua forza è la tua bontà d'animo. A Gian, un onore giocare con un pazzo scatenato come te. A Peppo, che grande uomo. A Renzo, per la stima che ha sempre dimostrato nei miei confronti. A Fede, il presidente, carisma da vendere, affetto sincero. A Jeff e tutto il gruppo dirigenziale. A tutti gli altri, Lele, Pilon, Cuci, Ale, Mauro, Maci, perdonatemi se non vi cito tutti.

Un pensiero a tutte le persone che hanno avuto

Alla musica, alla fotografia, alla letteratura, a cui affido il mio avvenire, come uomo.
'Non al denaro non all'amore nè al cielo'

A Cesare, mio nipote. Che tu possa essere ciò che desideri.

Infine, il mio ultimo ringraziamento, primo per ordine di importanza, va a Francesca e Saverio, per dove mi trovo, per ciò che sono e per ciò che diventerò.