



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare

Anno Accademico 2025/2026

Sessione di laurea Marzo 2026

Sviluppo di un modello numerico per la simulazione dell'impianto sperimentale HPFlexLab

Relatore:

Prof. Marco Perino

Prof. Matteo Bilardo

Candidato:

Leonardo Gottardi

Abstract

L'elettificazione dei consumi termici nel settore civile è considerata una delle leve principali delle strategie di decarbonizzazione a livello europeo e nazionale. In questo quadro, le pompe di calore rappresentano una tecnologia chiave per la sostituzione dei generatori tradizionali alimentati da combustibili fossili, grazie alla loro elevata efficienza e alla possibilità di utilizzare energia elettrica proveniente da fonti rinnovabili. La progressiva diffusione di tali sistemi solleva tuttavia nuove sfide di integrazione con la rete elettrica, poiché la domanda elettrica associata al riscaldamento tende a concentrarsi nelle ore di picco e risulta fortemente dipendente dalle condizioni climatiche. Questo può generare criticità in termini di stabilità del sistema elettrico e di incremento dei costi operativi complessivi. Di conseguenza, assume crescente importanza il concetto di flessibilità energetica, intesa come capacità dei sistemi edificio-impianto di modificare nel tempo il proprio profilo di consumo, spostando i carichi in risposta ai vincoli e alle opportunità del sistema energetico.

La presente tesi magistrale ha come obiettivo lo sviluppo di un modello numerico dettagliato (digital twin) dell'impianto sperimentale HPFlexLab in costruzione presso il dipartimento di Energia del Politecnico di Torino, costituito da due pompe di calore acqua-acqua multifunzionali accoppiate ad accumuli termici a PCM (Phase Change Materials), che opererà a servizio dei laboratori presenti nel dipartimento stesso, caratterizzati da richiesta contemporanea di potenza termica calda e fredda. Il modello è implementato in ambiente OpenModelica, utilizzando il linguaggio di modellazione Modelica e attingendo per molti componenti dalle librerie Modelica Standard Library e Buildings. Il modello si propone di riprodurre la configurazione idraulica e termica del laboratorio esclusivamente sul lato caldo, prevedendo la possibilità di simulare il funzionamento dell'impianto secondo diverse modalità operative e strategie di controllo.

Abstract (english version)

The electrification of thermal energy consumption in the civil sector is considered one of the main levers of decarbonization strategies at both European and national levels. In this context, heat pumps represent a key technology for replacing traditional generators fueled by fossil fuels, thanks to their high efficiency and ability to utilize electricity from renewable sources. However, the progressive deployment of such systems raises new challenges for integration with the electrical grid, as the electricity demand associated with heating tends to concentrate during peak hours and is strongly dependent on climatic conditions. This can lead to critical issues in terms of electrical system stability and increased overall operating costs. Consequently, the concept of energy flexibility gains increasing importance, defined as the ability of building-plant systems to modify their consumption profile over time, shifting loads in response to the constraints and opportunities of the energy system.

This Master's thesis aims to develop a detailed numerical model (digital twin) of the HPFlexLab experimental plant under construction at the Department of Energy of Politecnico di Torino. The plant consists of two multifunctional water-water heat pumps coupled with PCM (Phase Change Materials) thermal storage systems, which will serve the department's laboratories—characterized by simultaneous demands for hot and cold thermal power. The model is implemented in the OpenModelica environment, using the Modelica modeling language and drawing on components from the Modelica Standard Library and Buildings libraries. The model is intended to reproduce the hydraulic and thermal configuration of the laboratory exclusively on the hot side, enabling the simulation of plant operation under different operating modes and control strategies

Indice

Elenco delle tabelle	VII
Elenco delle figure	IX
1 Introduzione	1
1.1 Obiettivi della Tesi	5
1.2 Il concetto di white-box model e gemello digitale	6
1.3 Il linguaggio Modelica e l'ambiente di simulazione OpenModelica	8
1.3.1 Struttura dell'ambiente OpenModelica	11
2 Descrizione dell'impianto HPFlexLab	13
2.1 Pompe di calore	15
2.2 Sistemi di accumulo termico	16
2.3 Architettura impiantistica e layout di sistema	19
2.4 Strategie di controllo preliminari	19
3 Modello	21
3.1 Modalità operative	22
3.1.1 Impianto Off	23
3.1.2 Preheating	23
3.1.3 Direct heating	24
3.1.4 Charging	25
3.1.5 Discharging	26
3.2 Componenti usati	27
3.2.1 Input orari	29
3.2.2 Sistemi di generazione	33
3.2.3 Sistema di distribuzione	40
3.2.4 Utenza termica	55
3.2.5 Accumuli termici	57
3.3 Overview dell'impianto	64

4	Logiche di controllo del modello	65
4.1	Valvole a due vie	66
4.2	Pompe di calore	66
4.3	Pompe di circolazione	68
4.4	Flow chart di definizione delle variabili di regolazione	68
4.5	Utenza termica	71
5	Analisi degli scenari simulati	73
5.1	Periodo di simulazione	74
5.2	Direct heating	77
5.3	Scenario con impiego dell'accumulo a programmazione fissa	78
5.4	Scenario con impiego dell'accumulo ottimizzato economicamente	81
5.4.1	Algoritmo di minimizzazione dei costi	82
5.5	Scenario con impiego dell'accumulo ottimizzato per emissioni	85
5.5.1	Algoritmo di minimizzazione delle emissioni	87
6	Analisi comparativa dei risultati	90
6.1	Assorbimento elettrico	90
6.2	Picco di potenza elettrica	92
6.3	Energia termica uscente	92
6.4	Costi	93
6.5	Emissioni	95
6.6	Flexibility factor	97
7	Conclusioni e sviluppi futuri	100
7.1	Sintesi dei risultati	100
7.2	Limiti dello studio e prospettive future	101
	Bibliografia	104

Elenco delle tabelle

2.1	Potenza termica nominale della pompa di calore	15
3.1	Componenti del sistema e relative librerie Modelica	29
3.2	Profilo giornaliero normalizzato di potenza per il blocco <code>TimeTable</code>	31
3.3	Modalità operative giornaliere per il blocco <code>CombiTimeTable</code>	32
3.4	Parametri impostati per il modello di pompa di calore <code>ScrollWaterToWater</code> , relativi al modello <code>ClimateMaster TMW036</code>	36
3.5	Parametri di input del controllore <code>PIDWithReset</code>	39
3.6	Parametri dei blocchi <code>Boundary_pT</code>	41
3.7	Portata massica per fase operativa	43
3.8	Relazioni utilizzate per la determinazione delle proprietà termofisiche dell'acqua	48
3.9	Relazioni utilizzate per la determinazione delle proprietà termofisiche dell'aria	51
3.10	Parametri di input del componente di tubazione isolata	52
3.11	Parametri di input della serpentina disperdente	60
4.1	Stato di apertura (O) e chiusura (C) delle valvole nelle diverse modalità operative	66
4.2	Temperature limite utilizzate nella logica di controllo	70
5.1	Setup di simulazione	77
5.2	Indicatori energetici dello scenario in direct heating	78
5.3	Indicatori energetici dello scenario con impiego dell'accumulo a programmazione fissa	80
5.4	Indicatori energetici dello scenario ottimizzato per costi	82
5.5	Indicatori energetici dello scenario ottimizzato per emissioni	86
6.1	Incrementi percentuali delle energie elettriche assorbite rispetto allo scenario in direct heating	91
6.2	Picco di potenza elettrica assorbita nei diversi scenari simulati	92

6.3	Variazione percentuale del costo totale dell'energia elettrica rispetto allo scenario in direct heating	95
6.4	Variazione percentuale delle emissioni di CO_2 equivalente rispetto allo scenario in direct heating	96
6.5	Flexibility Factor calcolato rispetto ai prezzi dell'energia elettrica .	98
6.6	Flexibility Factor calcolato rispetto all'intensità carbonica dell'ener- gia elettrica	98

Elenco delle figure

1.1	Andamento consumi finali di energia per settore in Italia (1993-2022) (Fonte: Energy Statistics Data Browser IEA)	2
1.2	Andamento composizione consumi finali residenziali per fonte energetica in Italia (1993-2022) (Fonte: Energy Statistics Data Browser IEA)	3
1.3	Andamento composizione consumi finali residenziali per uso finale in Italia (1993-2022) (Fonte: Energy Statistics Data Browser IEA) .	4
1.4	Logo Modelica Association	9
2.1	Composizione e andamento giornaliero del carico termico (acqua calda e refrigerata)	14
2.2	Profili di carico riscaldati rispetto alle potenze termiche massime . .	15
2.3	Pompa di calore serie NAW (Eneren) (Fonte:Eneren)	16
2.4	Schema a blocchi funzionali impianto	19
3.1	Schema d'impianto del lato caldo	21
3.2	Schema dell'impianto nella modalità di preheating	24
3.3	Schema dell'impianto nella modalità di direct heating	25
3.4	Schema dell'impianto nella modalità di charging	26
3.5	Schema dell'impianto nella modalità di discharging	27
3.6	Profilo giornaliero normalizzato della potenza richiesta all'utenza . .	30
3.7	Sequenza giornaliera modalità operative	33
3.8	Icona pompa di calore scroll	33
3.9	Diagramma OMEdit pompa di calore scroll	34
3.10	Icona pompa di circolazione controllata tramite portata	41
3.11	Diagramma OMEdit pompa circolazione controllata tramite portata	42
3.12	Diagramma tubazione isolata modificata	53
3.13	Diagramma OMEdit del sottosistema di scambio termico con l'utenza	55
3.14	Diagramma OMEdit del sistema di accumulo termico sensibile . . .	58
3.15	Schema completo del modello HPFlexLab	64

4.1	Flow chart per la determinazione dei comandi delle pompe di calore e delle pompe di circolazione	69
4.2	Flow chart per la definizione di ΔT_{user}	72
5.1	MGP-PrezziZonali-Nord 15/10/2024-17/10/2024	75
5.2	Carbon intensity Nord Italia 15/10/2024-17/10/2024	75
5.3	Andamento della potenza termica richiesta dall'utenza	76
5.4	Andamento della potenza elettrica totale assorbita, scenario in direct heating	78
5.5	Andamento della potenza elettrica totale assorbita, scenario con impiego dell'accumulo a programmazione fissa	80
5.6	Periodi di scarica e di carica degli accumuli dello scenario ottimizzato per costi	81
5.7	Andamento della potenza elettrica totale assorbita, scenario ottimizzato economicamente	82
5.8	Sequenza fasi operative dello scenario ottimizzato economicamente	85
5.9	Periodi di scarica e di carica degli accumuli dello scenario ottimizzato per emissioni	86
5.10	Andamento della potenza elettrica totale assorbita, scenario ottimizzato per emissioni	87
5.11	Sequenza fasi operative dello scenario ottimizzato per emissioni	89
6.1	Energia elettrica totale assorbita nei diversi scenari	91
6.2	Energia termica uscente dall'impianto nei diversi scenari	93
6.3	Costo complessivo di esercizio dell'impianto nei diversi scenari	94
6.4	Emissioni di CO_2 equivalente dell'impianto nei diversi scenari	96

Capitolo 1

Introduzione

La transizione energetica rappresenta indubitabilmente una delle sfide di maggior rilievo del nostro secolo. Il suo perseguimento è dettato, oltre che da un principio di risparmio ed uso efficiente dell'energia, anche dalla necessità di ridurre le emissioni di CO_2 e più in generale di gas climalteranti, in accordo con gli obiettivi di decarbonizzazione fissati a livello internazionale ed europeo. Le vie percorribili al fine di raggiungere tale ambizioso obiettivo sono molteplici e non autoescludenti, e tutte si traducono in una riduzione significativa, fino ad un ideale azzeramento, dell'utilizzo di combustibili fossili nei processi di produzione, trasformazione e usi finali dell'energia [1]. Questo auspicabile cambio di paradigma energetico coinvolge quindi un'ampia serie di settori, quali quello industriale, il settore dei trasporti, la produzione e trasformazione dell'energia e, non da ultimo, il settore degli usi finali civili, commerciali, terziari e residenziali.

In tutti questi ambiti l'elettrificazione si è rivelata essere un passaggio sostanzialmente obbligato, in quanto consente di massimizzare l'utilizzo delle fonti rinnovabili e di ridurre le emissioni inquinanti in loco, problema particolarmente sentito in alcune aree metropolitane geograficamente svantaggiate. Particolare rilievo assume il settore civile e residenziale, il cui uso finale dell'energia è associato principalmente alla climatizzazione degli ambienti e all'impiego di elettrodomestici e sistemi di illuminazione. In Italia, a tale settore si attribuisce un consumo pari a 1 120 433 TJ, ovvero circa il 24% del consumo di energia totale al 2023, come mostrato in figura 1.1. Si può osservare come l'ambito residenziale, nonostante una decrescita negli ultimi anni, rappresenti ancora una voce fortemente energivora.

Può risultare utile caratterizzare il consumo del settore residenziale per tipologia di fonte energetica, al fine di valutare in modo più approfondito il reale potenziale di elettrificazione di tale comparto. Tale analisi consente infatti di distinguere tra consumi già riconducibili a usi elettrici e consumi che, al contrario, risultano ancora fortemente dipendenti da fonti fossili. La composizione per origine di fonte energetica del consumo finale del settore residenziale è mostrata in figura 1.2. Al

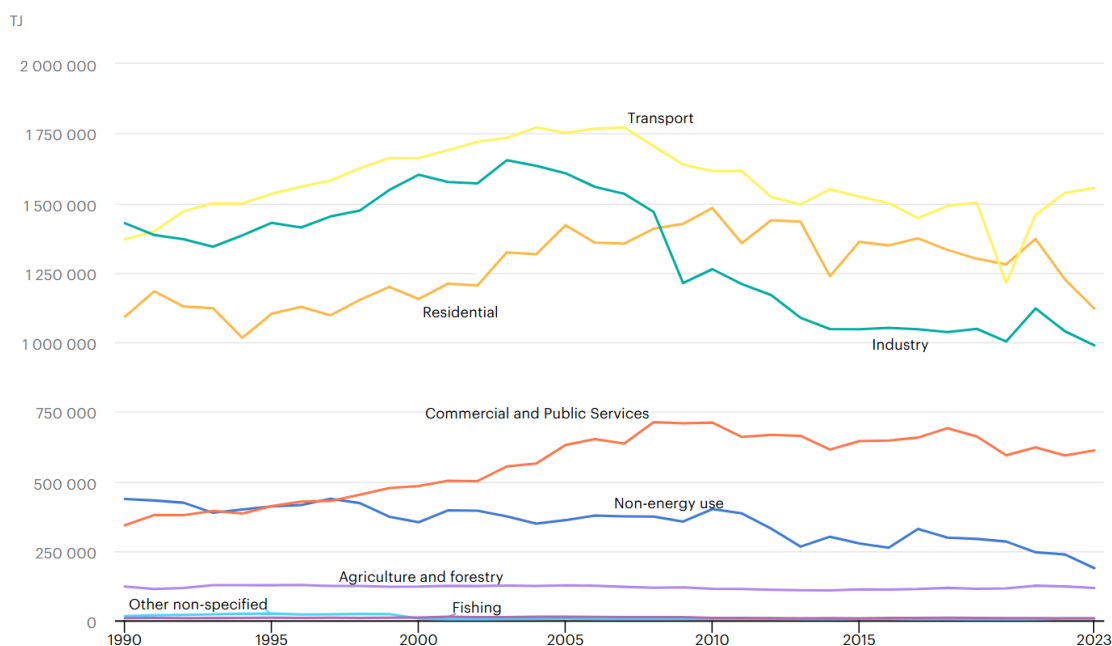


Figura 1.1: Andamento consumi finali di energia per settore in Italia (1993-2022)
(Fonte: Energy Statistics Data Browser IEA)

2023, con un consumo elettrico pari a 228 286 TJ, il settore residenziale risulta elettrificato per circa il 20% del proprio consumo finale complessivo.

La quota preponderante dei consumi, come si può osservare, è tuttavia da associarsi all'uso diretto di combustibili fossili, quali il gas naturale e i derivati del petrolio, che continuano a rappresentare la principale fonte per il soddisfacimento dei fabbisogni energetici degli edifici. In particolare, tali fonti trovano il loro impiego prevalente nella produzione di energia termica per il riscaldamento degli ambienti, evidenziando come il margine di intervento in termini di elettrificazione del settore risulti ancora significativo e concentrato soprattutto negli usi termici.

Dalla figura 1.3 si osserva che il consumo energetico per il riscaldamento degli ambienti costituisce la voce dominante nel settore residenziale, rappresentando circa l'83% del consumo complessivo nel 2023. Tale dato conferma il ruolo centrale che la climatizzazione invernale riveste nel bilancio energetico degli edifici residenziali, soprattutto in contesti climatici come quello italiano, caratterizzati da una stagione di riscaldamento estesa. Al contrario, il raffrescamento estivo risulta ancora una voce marginale nel consumo complessivo del settore, contribuendo in misura relativamente contenuta al fabbisogno energetico totale.

Tuttavia, è possibile osservare un trend di lieve ma costante crescita dei consumi legati al raffrescamento, che con elevata probabilità è destinato ad intensificarsi nel prossimo futuro. Tale andamento è riconducibile sia al progressivo aumento medio

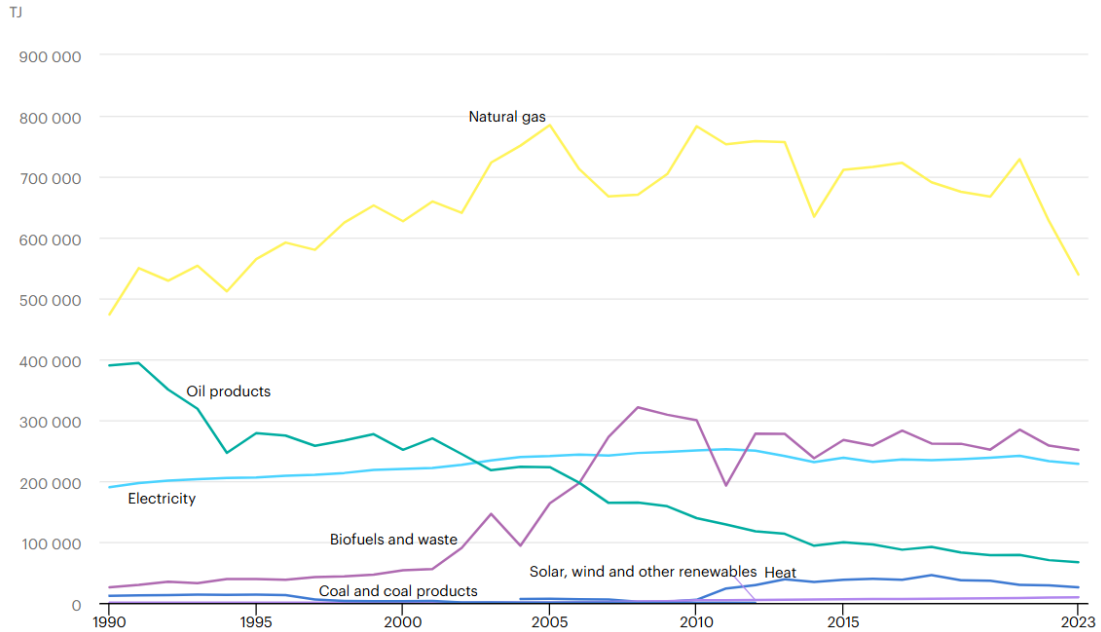


Figura 1.2: Andamento composizione consumi finali residenziali per fonte energetica in Italia (1993-2022) (Fonte: Energy Statistics Data Browser IEA)

delle temperature terrestri, associato al fenomeno del riscaldamento globale, sia a una crescente diffusione di sistemi di climatizzazione estiva negli edifici residenziali [2]. Questo trend suggerisce come il ruolo del raffrescamento sia destinato a diventare sempre più rilevante nella pianificazione energetica del settore.

La voce "Residential appliances" comprende invece i consumi legati all'illuminazione e all'utilizzo degli elettrodomestici, e per sua natura è interamente riconducibile a consumi di origine elettrica. Tale componente, pur rappresentando una quota minoritaria rispetto ai consumi termici complessivi, costituisce una parte strutturalmente elettrificata del fabbisogno energetico residenziale e contribuisce in modo significativo alla domanda di energia elettrica del settore.

Risulta quindi evidente come vi sia un ampio potenziale di elettrificazione nell'ambito del riscaldamento residenziale e civile, che attualmente è ancora in larga parte soddisfatto tramite sistemi di conversione termica alimentati da fonti fossili. Allo stesso tempo, la climatizzazione estiva degli ambienti sta diventando una necessità sempre più diffusa.

In questo contesto, le pompe di calore rappresentano una tecnologia chiave in grado di far fronte sia alle esigenze di riscaldamento sia a quelle di raffrescamento, configurandosi come un consumo esclusivamente elettrico che consente una stretta integrazione con sistemi di produzione da fonti rinnovabili.

Il vantaggio di tali sistemi è ormai ampiamente riconosciuto, e le pompe di

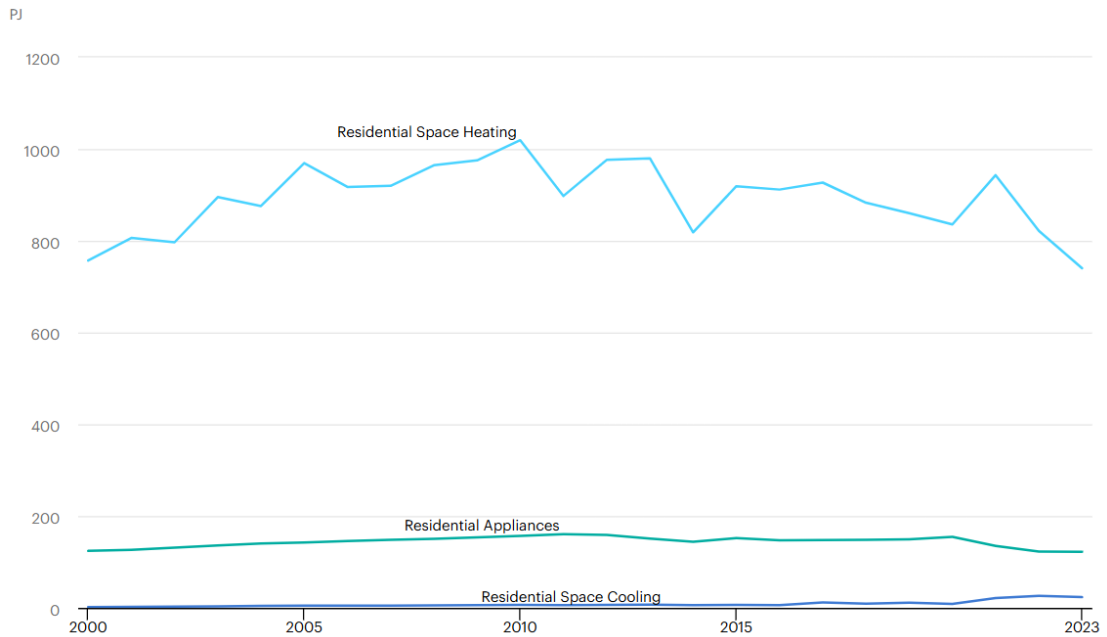


Figura 1.3: Andamento composizione consumi finali residenziali per uso finale in Italia (1993-2022) (Fonte: Energy Statistics Data Browser IEA)

calore stanno diventando sempre più diffuse, economicamente accessibili e affidabili sul mercato mondiale. Si stima infatti che circa il 10% dei bisogni globali di riscaldamento degli spazi sia stato soddisfatto da pompe di calore nel 2021, mentre il ritmo di installazione sta crescendo rapidamente, con un incremento particolarmente marcato nel contesto europeo e, in particolare, in Italia, dove si è osservato un aumento delle vendite pari al 63% nel biennio 2020-2021 [3]. A livello europeo, l'adozione diffusa delle pompe di calore per il riscaldamento e il raffrescamento residenziale entro il 2030 dovrebbe portare la quota dell'elettricità al 40%, raggiungendo valori compresi tra il 50% e il 70% entro il 2050 [4]. Il conseguimento di tali obiettivi richiede profonde trasformazioni delle infrastrutture energetiche ed elettriche, al fine di garantire adeguati livelli di resilienza e flessibilità del sistema. Diventa pertanto inevitabile un forte collegamento tra la gestione della domanda elettrica e le domande di riscaldamento e raffrescamento, che con la diffusione delle pompe di calore risultano sempre più interconnesse.

In questo senso, le strategie di accumulo termico rappresentano una soluzione di particolare interesse per l'ottimizzazione della gestione energetica, consentendo, ad esempio, di sfruttare l'energia elettrica in eccesso nei periodi di bassa domanda per soddisfare i fabbisogni termici e ridurre in modo significativo lo spreco energetico complessivo [5]. I sistemi energetici del prossimo futuro, per poter integrare quote sempre più elevate di produzione da fonti rinnovabili non programmabili, dovranno quindi essere caratterizzati da un elevato grado di interconnessione tra carichi

elettrici e carichi termici, al fine di garantire maggiore flessibilità operativa ed efficienza complessiva.

1.1 Obiettivi della Tesi

Tale tesi si colloca nell'ambito di un progetto di costruzione di un impianto sperimentale (HPFlexLab) guidato dal gruppo Tebe presso il dipartimento di Energia del Politecnico di Torino. Il laboratorio HPFlexLab è infatti concepito come impianto pilota in scala reale a servizio dei laboratori Codegone e Anglesio. La sua realizzazione nasce dall'esigenza di disporre di una piattaforma flessibile per lo studio, la sperimentazione e la validazione di sistemi di produzione e gestione dell'energia termica in contesti caratterizzati da profili di carico complessi, variabili e scarsamente prevedibili, quali quelli tipici dei laboratori di ricerca.

L'architettura del laboratorio HPFlexLab è basata sull'integrazione di più pompe di calore reversibili acqua-acqua con sistemi di accumulo termico, concepiti per operare sia a livello di temperatura elevato sia a bassa temperatura. Le pompe di calore sono dimensionate per fornire acqua calda e refrigerata a diversi livelli termici, mentre gli accumuli consentono di disaccoppiare temporalmente la produzione dell'energia termica dalla sua effettiva utilizzazione da parte delle utenze. In tale configurazione, il sistema è in grado di operare in modalità flessibile, adattandosi alle variazioni dei carichi e riducendo la necessità di rispondere istantaneamente ai picchi di domanda tramite il solo funzionamento delle macchine.

Un aspetto centrale del laboratorio è la possibilità di recuperare e valorizzare i flussi energetici di risulta associati al funzionamento delle pompe di calore. In presenza di richieste simultanee o ravvicinate di caldo e freddo, l'energia termica prodotta durante il funzionamento in raffrescamento e, viceversa, la potenza frigorifera generata durante il funzionamento in pompa di calore possono essere accumulate e successivamente riutilizzate. Questo approccio consente di ridurre le dissipazioni energetiche tipiche degli impianti tradizionali e di incrementare l'efficienza complessiva del sistema, sfruttando in modo più razionale le interazioni tra produzione e utilizzo dell'energia.

Il laboratorio HPFlexLab è inoltre concepito come ambiente di prova per l'implementazione e la valutazione di diverse strategie di gestione dell'energia, quali lo spostamento dei carichi nel tempo, la limitazione delle potenze di picco installate e la modulazione della produzione in funzione delle condizioni operative. La presenza degli accumuli termici permette infatti di esplorare modalità di funzionamento orientate sia alla riduzione dei picchi di domanda sia all'ottimizzazione del profilo di utilizzo dell'energia elettrica, rendendo il sistema particolarmente adatto allo studio della flessibilità energetica.

A supporto delle attività sperimentali, il laboratorio è affiancato dallo sviluppo di modelli numerici dedicati e strumenti di simulazione dinamica in grado di rappresentare il comportamento transitorio del sistema impiantistico. Tali strumenti consentono di analizzare in dettaglio l'evoluzione temporale delle grandezze termiche e fluidodinamiche, nonché di testare differenti logiche di controllo e configurazioni di impianto, sia in fase di progettazione sia in prospettiva di esercizio reale.

La qui presente tesi si pone l'obiettivo di costruire un modello numerico che possa fungere da gemello digitale dell'impianto HPFlexLab, con il fine di effettuare simulazioni di funzionamento in diverse modalità operative e testare diverse strategie di controllo. Non essendo ancora completata la realizzazione dell'impianto la fase di validazione del modello non può essere qui portata avanti, ed inoltre non essendo ancora definiti diversi particolari costruttivi del laboratorio (percorso tubazioni, lunghezze, curvature, diametri, tipo di isolante, etc.) sono state effettuate delle ipotesi iniziali al fine di poter verificare il funzionamento dell'architettura numerica elaborata. Proprio per via della presenza di aspetti e particolari di progetto non ancora definiti il modello si propone di essere scalabile e facilmente modificabile, in modo da potersi adattare e corrispondere fedelmente all'impianto reale una volta ultimato.

Queste caratteristiche di scalabilità, flessibilità e facile modificabilità, hanno portato ad optare per l'utilizzo del linguaggio di modellazione Modelica, in ambiente OpenModelica, ricorrendo laddove possibile all'utilizzo di codici di componenti esistenti nelle librerie Modelica Standard e Buildings.

1.2 Il concetto di white-box model e gemello digitale

Nel contesto della progettazione e dell'analisi di sistemi energetici complessi, caratterizzati da un'elevata interazione tra sottosistemi e da dinamiche transitorie rilevanti, il concetto di gemello digitale si è progressivamente affermato come strumento di supporto particolarmente efficace. Con tale termine si intende una rappresentazione numerica di un sistema fisico reale, concepita per riprodurre il comportamento operativo attraverso modelli matematici e per evolvere coerentemente con esso, sfruttando informazioni derivate sia dai dati di progetto sia, quando disponibili, dai dati di esercizio.

Secondo una definizione ampiamente condivisa in letteratura, un gemello digitale può essere descritto come una rappresentazione virtuale dinamica che integra modelli fisici, dati storici e flussi di dati in tempo reale, con l'obiettivo di monitorare, analizzare e prevedere il comportamento del sistema reale [6].

A differenza di un modello numerico tradizionale, generalmente impiegato per analisi offline e limitato a specifiche condizioni operative, il gemello digitale si configura come un'entità concepita per accompagnare il sistema reale lungo il suo ciclo di vita. Tale approccio consente non solo di analizzare il comportamento dell'impianto in differenti condizioni di funzionamento, ma anche di valutare l'impatto di strategie di controllo alternative e di investigare scenari difficilmente riproducibili mediante sperimentazione diretta. In questo senso, il gemello digitale non rappresenta un semplice strumento di simulazione, bensì un supporto decisionale in grado di fornire indicazioni utili alla progettazione, alla gestione e all'ottimizzazione dei sistemi energetici [7].

Un aspetto centrale nella definizione e nella realizzazione di un gemello digitale riguarda il grado di conoscenza fisica incorporato nel modello numerico. In letteratura è infatti comune distinguere tra modelli black box, grey box e white box. I modelli black box si basano esclusivamente su relazioni statistiche identificate a partire da dati sperimentali, senza esplicitare i meccanismi fisici che governano il sistema; tali modelli possono risultare efficaci in contesti fortemente data-driven, ma presentano limitazioni significative in termini di interpretabilità e di affidabilità al di fuori dell'intervallo dei dati utilizzati per l'identificazione [8].

All'opposto, i modelli white box si fondano sulla descrizione esplicita delle leggi fisiche che regolano il comportamento del sistema, attraverso la formulazione dei bilanci di massa, energia e quantità di moto e l'impiego di relazioni costitutive con parametri dotati di chiaro significato fisico. Questo approccio consente di ottenere modelli maggiormente interpretabili e più robusti nell'analisi di condizioni operative non ancora osservate, risultando particolarmente adatto alla modellazione di sistemi termo-fluidodinamici complessi [9].

Infine, i modelli grey-box o "ibridi" sono anch'essi classificabili come "law-driven", ovvero basati su leggi fisiche; tuttavia, a differenza del caso white-box, tali leggi vengono espresse mediante formulazioni semplificate, ricorrendo principalmente a equazioni algebriche e a equazioni differenziali ordinarie (ODE, Ordinary Differential Equations) esclusivamente di primo ordine.

I parametri che compaiono in queste equazioni non sono necessariamente noti a priori, ma possono essere determinati attraverso procedure di identificazione basate su dati sperimentali e misurazioni in campo. In questo senso, la modellazione grey-box rappresenta un approccio intermedio tra la descrizione puramente fisica e quella puramente data-driven, combinando la struttura teorica derivante dalle leggi della fisica con una calibrazione parametrica guidata dai dati [10].

Nel contesto dei gemelli digitali, diversi autori sottolineano come i modelli physics-based rappresentino una componente chiave per garantire affidabilità e coerenza fisica, soprattutto quando il gemello digitale è impiegato per analisi predittive o per la valutazione di strategie di controllo [6, 11].

In particolare, nei sistemi energetici caratterizzati da fenomeni di accumulo,

trasporto e conversione dell'energia, l'adozione di un modello white box consente di descrivere correttamente e dettagliatamente le inerzie termiche e le interazioni tra i diversi sottosistemi, aspetti che risultano difficilmente catturabili mediante approcci puramente data-driven.

Il gemello digitale sviluppato nel presente lavoro si colloca esplicitamente in questa categoria, proponendosi come un modello white box dell'impianto HPFflexLab. La rappresentazione numerica del sistema è ottenuta mediante la segmentazione dell'impianto reale nei suoi componenti fondamentali, ciascuno modellato sulla base delle equazioni fisiche che ne descrivono il comportamento. L'utilizzo di un linguaggio di modellazione orientato alla fisica, quale Modelica, consente di implementare tale approccio in maniera modulare e scalabile, favorendo la coerenza strutturale del modello e la sua adattabilità a eventuali modifiche progettuali dell'impianto reale.

In questa prospettiva, il gemello digitale non è limitato alla riproduzione di specifici punti di funzionamento, ma si configura come uno strumento esplorativo in grado di simulare differenti modalità operative e di supportare l'analisi di strategie avanzate di gestione dell'energia. Sebbene nella fase attuale non sia possibile procedere a una validazione quantitativa completa del modello, l'impostazione white box adottata permette di costruire un'architettura numerica fisicamente consistente e predisposta all'integrazione futura con i dati sperimentali. Il gemello digitale può pertanto evolvere progressivamente, affinando la propria rappresentatività e costituendo un valido supporto allo studio e all'ottimizzazione del sistema nel corso del suo sviluppo.

1.3 Il linguaggio Modelica e l'ambiente di simulazione OpenModelica

Il linguaggio di modellazione Modelica nasce alla fine degli anni Novanta come risultato di un processo di unificazione di diversi linguaggi orientati alla modellazione fisica sviluppati in ambito accademico e industriale, con l'obiettivo di fornire uno standard aperto per la descrizione di sistemi dinamici multi-fisici complessi [12]. La definizione e l'evoluzione del linguaggio sono curate dalla Modelica Association (logo in Figura 1.4), un'organizzazione internazionale che riunisce università, centri di ricerca e aziende industriali, e che promuove lo sviluppo di strumenti e librerie compatibili con lo standard Modelica. Nel corso degli anni, Modelica si è progressivamente affermato come linguaggio di riferimento per la modellazione di sistemi complessi in numerosi ambiti applicativi, tra cui l'ingegneria energetica, la mecatronica e i sistemi di controllo.

La modellazione e la simulazione dinamica di sistemi energetici complessi richiedono strumenti in grado di rappresentare in modo coerente e flessibile l'interazione



Figura 1.4: Logo Modelica Association

tra molteplici domini fisici, quali quello termico, fluidodinamico ed elettrico, nonché di descrivere correttamente il comportamento transitorio dei singoli componenti e dell'impianto nel suo complesso. In questo contesto, il linguaggio di modellazione Modelica si è affermato come uno strumento particolarmente adatto alla descrizione di sistemi multi-fisici complessi, grazie alla sua natura orientata alla fisica e alla possibilità di formulare modelli basati direttamente sulle equazioni di governo dei fenomeni considerati.

Modelica è un linguaggio di modellazione dichiarativo, non causale e orientato agli oggetti, concepito per la descrizione di sistemi dinamici attraverso equazioni algebrico-differenziali. A differenza dei linguaggi di programmazione procedurali tradizionali, in Modelica il comportamento del sistema non è definito tramite una sequenza esplicita di istruzioni, bensì attraverso un insieme di equazioni che descrivono le relazioni fisiche tra le variabili. L'approccio dichiarativo consente di separare la formulazione del modello dalla sua risoluzione numerica, demandando al simulatore il compito di determinare automaticamente la causalità e la struttura computazionale del problema [13].

Un ulteriore elemento distintivo di Modelica è la sua natura non causale. Le equazioni non richiedono infatti di essere scritte in forma ingresso-uscita, ma possono essere espresse nella forma più naturale dal punto di vista fisico. Questo aspetto risulta particolarmente vantaggioso nella modellazione di sistemi termo-fluidodinamici, nei quali la direzione dei flussi energetici e di massa può variare nel tempo in funzione delle condizioni operative. La non causalità permette inoltre una maggiore riusabilità dei modelli, che possono essere facilmente riconfigurati e collegati tra loro senza la necessità di riscriverne la struttura interna.

Il linguaggio supporta inoltre un approccio fortemente modulare e gerarchico, basato sul concetto di componente. Ciascun componente rappresenta un'entità fisica dotata di parametri, variabili e connettori, e può essere combinato con altri componenti per costruire sistemi di complessità crescente. Tale impostazione favorisce una chiara corrispondenza tra il modello numerico e l'architettura fisica

dell'impianto reale, risultando particolarmente coerente con un approccio di tipo white box, nel quale ciascun elemento del sistema è descritto attraverso modelli fisicamente interpretabili.

Per quanto riguarda l'ambiente di simulazione, il presente lavoro fa uso di OpenModelica, una piattaforma open-source sviluppata a partire dai primi anni Duemila come progetto accademico, con l'obiettivo di fornire un compilatore e un ambiente di simulazione completamente conformi allo standard Modelica [14]. OpenModelica fornisce un ambiente integrato che include strumenti per l'editing dei modelli, la traduzione delle equazioni in forma numericamente risolvibile e l'esecuzione delle simulazioni dinamiche. La natura open-source del software rappresenta un vantaggio rilevante sia dal punto di vista della trasparenza degli algoritmi di simulazione sia in termini di flessibilità e possibilità di estensione.

Dal punto di vista numerico, OpenModelica è in grado di gestire sistemi di equazioni differenziali-algebriche di elevata complessità, tipicamente presenti nella modellazione di impianti energetici reali. Il simulatore effettua automaticamente operazioni di analisi strutturale del modello, come l'individuazione delle variabili di stato, l'indice del sistema e la generazione delle equazioni in forma causale, consentendo all'utente di concentrarsi sulla correttezza fisica del modello piuttosto che sugli aspetti implementativi della risoluzione numerica [14]. Inoltre, OpenModelica mette a disposizione diversi solutori e opzioni di integrazione temporale, permettendo di adattare la simulazione alle caratteristiche del problema analizzato.

Un aspetto di particolare interesse per applicazioni di tipo progettuale e di ricerca è la possibilità di utilizzare OpenModelica come strumento di simulazione dinamica anche in assenza di dati sperimentali completi. Questa caratteristica risulta particolarmente rilevante nel caso di impianti in fase di progettazione o realizzazione, consentendo di sviluppare modelli scalabili e progressivamente raffinati, che possono essere aggiornati e validati man mano che nuove informazioni sull'impianto reale diventano disponibili.

La costruzione del modello numerico oggetto della presente tesi si basa sull'impiego di librerie Modelica consolidate e ampiamente utilizzate in ambito scientifico. In particolare, sono state adottate la Modelica Standard Library e la Buildings Library, che forniscono una vasta gamma di componenti predefiniti per la modellazione di sistemi fisici e impiantistici.

La Modelica Standard Library rappresenta la libreria di riferimento del linguaggio Modelica e include componenti di base per la modellazione di sistemi meccanici, elettrici, termici e fluidodinamici, garantendo coerenza con le specifiche ufficiali del linguaggio [12]. Accanto ad essa, la Buildings Library fornisce modelli dettagliati di componenti tipici dei sistemi HVAC, risultando particolarmente adatta alla simulazione dinamica di impianti di climatizzazione e sistemi energetici complessi.

1.3.1 Struttura dell'ambiente OpenModelica

Dal punto di vista operativo, OpenModelica si presenta come un ambiente di sviluppo integrato che consente di affrontare in modo sistematico tutte le fasi del processo di modellazione e simulazione in Modelica. L'interfaccia principale, OpenModelica Connection Editor, permette di interagire con il modello sia a livello testuale sia a livello grafico, riflettendo la duplice natura del linguaggio Modelica. La vista testuale consente la descrizione diretta del modello attraverso il codice Modelica, esplicitando la definizione delle classi, dei parametri, delle variabili e delle equazioni che governano il comportamento del sistema. La vista diagrammatica rappresenta invece il modello mediante uno schema grafico basato su componenti e connessioni, facilitando la costruzione e la verifica di modelli complessi.

In Modelica, la classe rappresenta l'unità fondamentale di costruzione del modello. Le principali tipologie di classi utilizzate sono:

- `model`, utilizzata per descrivere componenti o sistemi completi;
- `package`, impiegata per l'organizzazione gerarchica dei modelli;
- `connector`, utilizzata per definire le interfacce fisiche di scambio;
- `block` e `function`, dedicate alla modellazione orientata ai segnali e alle funzioni matematiche.

Dal punto di vista sintattico, il linguaggio Modelica consente inoltre di distinguere in modo esplicito tra le diverse tipologie di grandezze che caratterizzano un sistema dinamico. In particolare, i parametri rappresentano grandezze costanti nel tempo, il cui valore viene fissato prima dell'esecuzione della simulazione e che sono tipicamente associate a proprietà fisiche, geometriche o costruttive dei componenti modellati. Le variabili continue descrivono invece grandezze fisiche il cui valore evolve in modo continuo nel tempo e che sono governate da equazioni differenziali o algebriche, come temperature, pressioni, portate massiche o quantità di energia accumulata. Accanto a queste, Modelica supporta la definizione di variabili discrete, il cui valore può variare esclusivamente in corrispondenza di eventi discreti e che risultano particolarmente adatte alla rappresentazione di stati logici, modalità operative o segnali di controllo.

La distinzione tra parametri, variabili continue e variabili discrete consente di separare in modo chiaro le caratteristiche strutturali del sistema dalle grandezze dinamiche che ne descrivono l'evoluzione temporale e dai cambiamenti istantanei legati a eventi o condizioni operative. Tale impostazione favorisce una maggiore leggibilità e facilita la costruzione di modelli *white box* fisicamente interpretabili. La possibilità di associare alle variabili informazioni aggiuntive, quali unità di misura e condizioni iniziali, contribuisce inoltre a migliorare la coerenza fisica del

modello e risulta particolarmente utile nell'analisi di fenomeni transitori e nelle simulazioni di avviamento degli impianti.

Capitolo 2

Descrizione dell'impianto HPFlexLab

Il laboratorio HPFlexLab è un'infrastruttura sperimentale in fase di realizzazione presso il Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino, concepita come impianto pilota in scala reale a servizio dei laboratori Codegone e Anglesio. Il sistema nasce con l'obiettivo di fornire una piattaforma flessibile e modulare per lo studio, la sperimentazione e la validazione di architetture impiantistiche avanzate per la produzione e la gestione dell'energia termica e frigorifera in contesti caratterizzati da profili di carico complessi, dinamici e scarsamente prevedibili [15].

Le utenze servite presentano infatti richieste energetiche fortemente eterogenee, sia in termini di livelli di temperatura richiesti sia per quanto riguarda la contemporaneità delle domande di caldo e freddo. A differenza di edifici adibiti prevalentemente al comfort ambientale, nel caso dei laboratori Codegone e Anglesio i carichi termici sono spesso guidati dalle specifiche attività sperimentali svolte al loro interno, le quali possono determinare rapide variazioni della potenza richiesta e significativi disallineamenti temporali tra produzione e utilizzo dell'energia. Questo aspetto rende il sistema particolarmente interessante dal punto di vista della gestione flessibile e dell'ottimizzazione operativa.

Il profilo orario dei carichi termici viene riportato in Figura 2.1, sia per la domanda di acqua calda sia per quella di acqua refrigerata. Tali profili sono stati ottenuti dalla sommatoria delle richieste termiche dei singoli laboratori serviti dall'impianto e rappresentano quindi l'andamento complessivo della domanda aggregata. Si osservano picchi di potenza concentrati in specifiche fasce orarie, non necessariamente coincidenti tra caldo e freddo, a testimonianza della natura non convenzionale e sperimentale delle utenze considerate.

L'architettura dell'impianto è basata sull'integrazione di pompe di calore reversibili acqua-acqua con sistemi di accumulo termico, configurazione che consente di

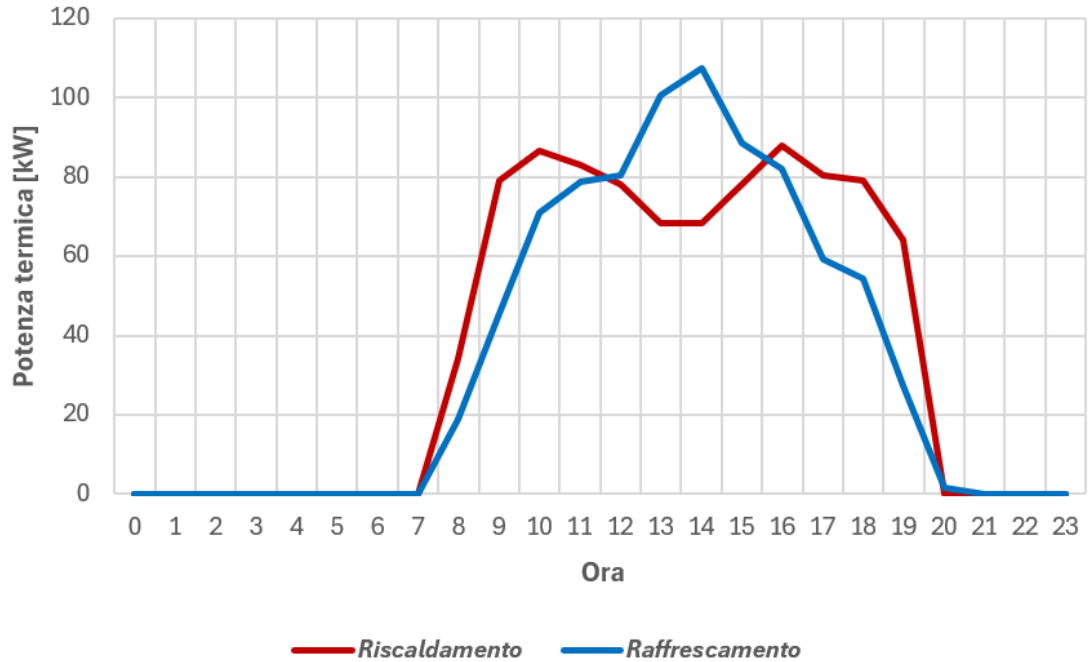


Figura 2.1: Composizione e andamento giornaliero del carico termico (acqua calda e refrigerata)

disaccoppiare temporalmente la produzione dell'energia termica e frigorifera dal suo utilizzo effettivo. L'introduzione degli accumuli permette infatti di immagazzinare energia nei periodi in cui la produzione è più conveniente o tecnicamente favorevole, per poi rilasciarla nei momenti di maggiore richiesta. Tale strategia introduce un elevato grado di flessibilità operativa e consente di ridurre la potenza installata necessaria a soddisfare i picchi di domanda, con potenziali benefici sia economici sia energetici [5].

Inoltre, la presenza di pompe di calore reversibili permette la gestione simultanea o alternata delle esigenze di riscaldamento e raffrescamento, favorendo, ove possibile, il recupero interno di energia tra i due livelli termici. Questo aspetto risulta particolarmente rilevante in un contesto in cui le richieste di caldo e freddo possono manifestarsi contemporaneamente, aprendo la possibilità a strategie di ottimizzazione basate sull'autoconsumo termico.

Si prevede l'installazione di una potenza termica nominale pari a circa 20 kW, valore che non risulta sufficiente a soddisfare istantaneamente la richiesta termica massima delle utenze mostrate in figura 2.1. Per tale motivo si è reso necessario valutare dei profili di carico corretti e riscaldati sulle potenze termiche massime effettivamente erogabili dalla macchina, riportate in tabella 2.1. Questo passaggio risulta fondamentale per garantire la coerenza tra modello numerico e reale capacità dell'impianto, evitando condizioni operative non fisicamente realizzabili.

L'andamento corretto dei carichi, a cui si farà riferimento nel presente lavoro per le simulazioni e le analisi successive, è mostrato in figura 2.2. Tali profili costituiscono la base per la definizione delle strategie di controllo e per la valutazione delle prestazioni energetiche del sistema nelle diverse condizioni operative considerate.

Tabella 2.1: Potenza termica nominale della pompa di calore

Grandezza	Valore
Potenza termica nominale in riscaldamento	19400 W
Potenza termica nominale in raffrescamento	14000 W

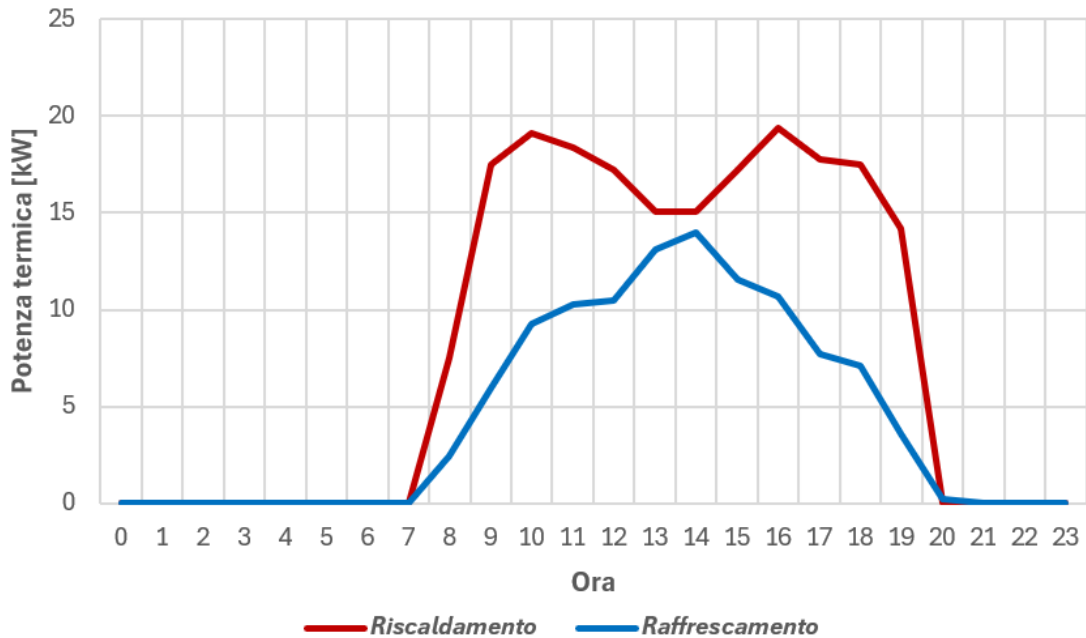


Figura 2.2: Profili di carico riscaldati rispetto alle potenze termiche massime

2.1 Pompe di calore

Il cuore del sistema è costituito da un insieme di due pompe di calore reversibili acqua-acqua, selezionate in modo da poter operare sia in modalità di riscaldamento sia di raffrescamento. Ai fini del pre-dimensionamento dell'impianto e dell'analisi

comparativa delle diverse architetture impiantistiche, le macchine di riferimento assunte nello studio sono le pompe di calore Innova eHPoca GEO WW 9M, caratterizzate da una potenza nominale pari a 8.65 kW in modalità heating e 7.86 kW in modalità cooling [16, 15]. Tale scelta è stata effettuata in quanto la macchina presenta una taglia rappresentativa del sistema in esame ed è corredata da dati tecnici completi e affidabili, idonei a supportare le valutazioni energetiche e di dimensionamento. La selezione della pompa di calore effettivamente prevista, di marca ENEREN (figura 2.3), è avvenuta in una fase progettuale successiva e non influisce sui criteri di dimensionamento adottati, che rimangono validi in quanto basati su una macchina di riferimento di pari tipologia e ordine di grandezza prestazionale.



Figura 2.3: Pompa di calore serie NAW (Eneren) (Fonte: Eneren)

La scelta di unità modulari di taglia relativamente contenuta consente di realizzare configurazioni più flessibili, adattabili a diversi scenari di funzionamento e facilmente scalabili in funzione delle esigenze sperimentali effettive del laboratorio. Le pompe di calore sono installate in parallelo e collegate a circuiti idronici dedicati per la produzione di acqua calda e refrigerata. Tale configurazione permette di modulare la potenza complessivamente erogata attraverso l'attivazione selettiva delle singole macchine, riducendo le inefficienze associate al funzionamento a carico parziale e aumentando l'affidabilità complessiva del sistema. La reversibilità delle pompe di calore consente inoltre di sfruttare in modo contemporaneo le richieste di caldo e freddo, rendendo possibile il recupero e la valorizzazione dei flussi energetici di risulta generati durante il funzionamento [5].

2.2 Sistemi di accumulo termico

Un elemento centrale dell'architettura HPFlexLab è rappresentato dai sistemi di accumulo termico, che svolgono la funzione di disaccoppiare la produzione di

energia termica e frigorifera dal profilo di utilizzo delle utenze. Considerata la marcata variabilità dei carichi del laboratorio e la ragionevole ipotesi di periodicità giornaliera, la fase di pre-dimensionamento degli accumuli è stata sviluppata su una finestra temporale di 24 ore, confrontando tre differenti approcci di gestione energetica comunemente adottati in sistemi accoppiati a pompe di calore: Load Shifting, Load Levelling e Demand Limiting [15, 5]. L'analisi è stata condotta assumendo come macchina di riferimento la pompa di calore reversibile Innova eHPoca GEO WW 9M, caratterizzata da una potenza nominale pari a 8.65 kW in modalità heating e 7.86 kW in modalità cooling [16].

Nel caso dell'architettura Load Shifting, la produzione di energia viene concentrata in un numero limitato di ore, tipicamente coincidenti con periodi di minore costo o maggiore sostenibilità della fornitura elettrica, mentre nelle restanti ore il fabbisogno delle utenze viene soddisfatto prevalentemente attraverso la scarica degli accumuli. Tale strategia consente una marcata riduzione del funzionamento delle pompe di calore nelle ore di picco, ma comporta la necessità di installare una potenza elevata per consentire la ricarica degli accumuli in tempi ridotti. Sebbene energeticamente efficace, tale soluzione è stata scartata principalmente a causa degli ingombri elevati associati agli accumuli, risultati incompatibili con i vincoli di spazio disponibili per il laboratorio.

L'architettura Load Levelling si basa invece su un funzionamento più uniforme delle pompe di calore lungo l'intero arco della giornata, con l'accumulo che svolge una funzione di compensazione tra potenza istantanea prodotta e domanda dell'utenza. In questa configurazione, le macchine operano a potenza pressoché costante e l'energia viene accumulata o rilasciata in funzione delle variazioni del carico. Il Load Levelling risulta l'opzione più efficiente in termini di minimizzazione sia della potenza installata sia della capacità di accumulo richiesta. Tuttavia, tale approccio introduce una notevole rigidità operativa, riducendo la possibilità di sperimentare strategie di gestione avanzate e limitando la flessibilità richiesta a un'infrastruttura di ricerca come HPFlexLab.

L'approccio Demand Limiting rappresenta un compromesso tra le due strategie precedenti, prevedendo la limitazione della potenza erogata dalle pompe di calore durante specifiche fasce orarie considerate meno favorevoli, pur mantenendo una distribuzione più uniforme della produzione energetica. Tale configurazione consente di ridurre la potenza di picco richiesta dalla rete elettrica e, allo stesso tempo, di introdurre margini di flessibilità operativa compatibili con l'implementazione di strategie di Demand Side Management, risultando particolarmente adatta agli obiettivi sperimentali del laboratorio.

Per quanto riguarda la tecnologia di accumulo, sono state considerate sia soluzioni di accumulo a calore sensibile mediante serbatoi inerziali ad acqua, sia soluzioni di accumulo a calore latente basate su materiali a cambiamento di fase (LHTES). Nel caso di accumuli sensibili ad acqua, assumendo un salto termico massimo di

4 °C, la densità energetica risulta pari a circa 7 kWh/m³, conducendo a volumi complessivi molto elevati per soddisfare le capacità di accumulo richieste dalle architetture analizzate [15]. Al contrario, l'impiego di accumuli LHTES consente di incrementare significativamente la densità energetica, grazie allo sfruttamento del calore latente di fusione dei materiali. In particolare, per i materiali selezionati nello studio, la densità energetica risulta pari a circa 53 kWh/m³ per l'accumulo freddo (RT 5 HC) e fino a circa 90 kWh/m³ per l'accumulo caldo (SP 58*), con valori superiori di un fattore compreso tra 8 e 11 rispetto agli accumuli sensibili ad acqua nelle condizioni considerate [15, 5].

Nonostante i vantaggi in termini di densità energetica, anche le soluzioni LHTES associate alle architetture analizzate presentano ingombri e masse di materiale significative, in particolare in relazione alla quantità minima di PCM richiesta e ai vincoli dimensionali imposti dal laboratorio. Tale evidenza ha portato a una revisione dell'architettura complessiva, orientando la scelta verso una configurazione caratterizzata da una maggiore potenza installata delle pompe di calore e da sistemi di accumulo a calore latente di dimensioni compatibili con i limiti geometrici disponibili.

La soluzione finale prevede l'installazione di due pompe di calore, per una potenza termica nominale complessiva pari a 19.4 kW in riscaldamento e 14 kW in raffrescamento, abbinate a uno o eventualmente due accumuli LHTES distinti per il lato caldo e per il lato freddo.

L'accumulo caldo, basato su PCM Rubitherm RT 44 HC, è dimensionato per ospitare almeno 800 kg di materiale a cambiamento di fase, mentre l'accumulo freddo, basato su Rubitherm RT 10 HC, è progettato per contenere almeno 1400 kg di PCM. Le dimensioni massime dei sistemi di accumulo risultano rispettivamente pari a 5,500 mm × 600 mm × 1,000 mm per il lato caldo e 5,500 mm × 1,000 mm × 1,000 mm per il lato freddo.

Tale configurazione consente di rispettare i vincoli di spazio del laboratorio e, al contempo, di mantenere un adeguato grado di flessibilità operativa. Questi dati saranno la base di partenza per la modellazione numerica dell'impianto come gemello digitale di tipo white box del futuro impianto reale.

2.3 Architettura impiantistica e layout di sistema

Dal punto di vista impiantistico, il sistema HPFlexLab è organizzato in modo modulare, con circuiti distinti per la produzione e la distribuzione dell'acqua calda e refrigerata. Gli accumuli termici sono collocati tra le pompe di calore e le utenze, fungendo da buffer energetici in grado di assorbire o fornire potenza termica in funzione delle condizioni operative [17].

Le utenze di laboratorio sono collegate alla rete tramite valvole di regolazione dedicate, che consentono una gestione indipendente dei singoli carichi. L'architettura complessiva è pensata per supportare l'implementazione di diverse strategie di controllo, orientate sia alla riduzione dei picchi di potenza elettrica sia all'ottimizzazione del profilo di consumo in funzione della disponibilità di energia rinnovabile o di segnali di prezzo dinamici.

Si riporta in figura 2.4 uno schema a blocchi rappresentante l'architettura dell'impianto nella sua concezione funzionale sia lato caldo che freddo, evidenziando i principali sottosistemi e le modalità di collegamento tra gli stessi.

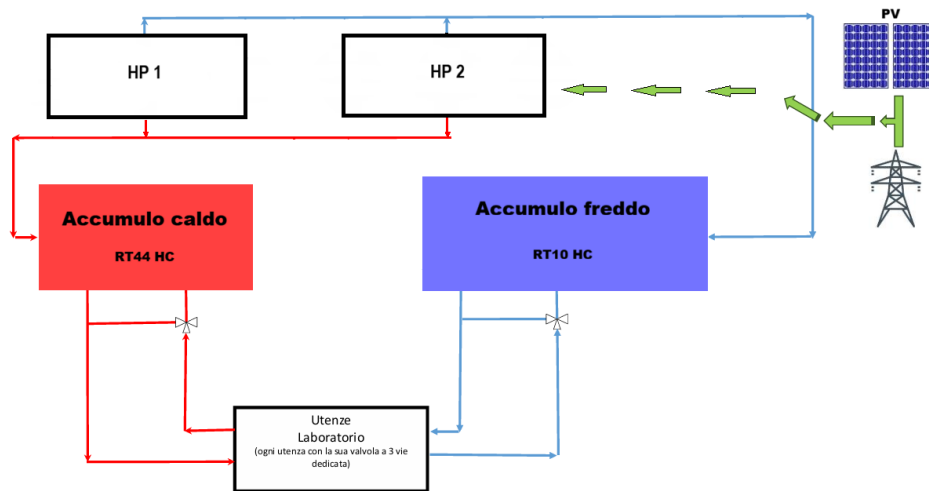


Figura 2.4: Schema a blocchi funzionali impianto

2.4 Strategie di controllo preliminari

Dal punto di vista del controllo, l'impianto HPFlexLab è concepito per consentire l'implementazione e la sperimentazione di diverse strategie operative, con l'obiettivo di garantire la copertura dei fabbisogni termici delle utenze e, al contempo, di sfruttare la flessibilità introdotta dalla presenza di più pompe di calore e dei sistemi

di accumulo. Le logiche di controllo preliminari sono state definite adottando un approccio modulare e gerarchico, in grado di adattarsi a differenti condizioni di carico e a diversi scenari di funzionamento dell'impianto.

In una prima formulazione, il controllo si basa su una logica di tipo rule-based, nella quale l'attivazione e la disattivazione delle pompe di calore sono governate principalmente dallo stato di carica degli accumuli termici e dalla richiesta istantanea delle utenze. In particolare, il funzionamento delle macchine è vincolato al mantenimento dei livelli di temperatura all'interno degli accumuli entro intervalli prestabiliti, garantendo la disponibilità di energia termica e frigorifera per le utenze e prevenendo condizioni di sovraccarico o sottoutilizzo del sistema. Tale impostazione consente una gestione robusta e facilmente interpretabile del funzionamento dell'impianto.

La presenza di più pompe di calore installate in parallelo permette di adottare strategie di modulazione della potenza erogata basate sull'attivazione selettiva delle singole macchine. In funzione del livello di carico richiesto e dello stato degli accumuli, il controllo può prevedere l'avviamento di un numero variabile di pompe di calore, privilegiando un funzionamento prossimo alle condizioni nominali e riducendo il ricorso a regimi fortemente parzializzati. Questa modalità operativa contribuisce a migliorare l'efficienza complessiva del sistema e ad aumentare l'affidabilità dell'impianto, grazie alla ridondanza intrinseca delle macchine.

Le logiche di controllo devono tenere inoltre conto della reversibilità delle pompe di calore e della possibile contemporaneità delle richieste di caldo e freddo. In tali condizioni, il sistema può essere configurato per valorizzare il recupero energetico, consentendo la produzione simultanea di acqua calda e refrigerata e limitando il ricorso a dissipazioni verso l'ambiente esterno. Gli accumuli termici svolgono in questo contesto un ruolo fondamentale, fungendo da elementi di compensazione tra produzione e domanda e permettendo di disaccoppiare temporalmente le diverse esigenze delle utenze.

Nel complesso, le strategie di controllo preliminari sono state definite con l'obiettivo di garantire un funzionamento stabile e flessibile dell'impianto, lasciando al contempo aperta la possibilità di integrare, in una fase successiva, logiche di controllo più avanzate.

Capitolo 3

Modello

Nel seguente capitolo si presenta il modello numerico del lato caldo dell'impianto. In figura 3.1 è rappresentato lo schema impiantistico semplificato che si è adottato.

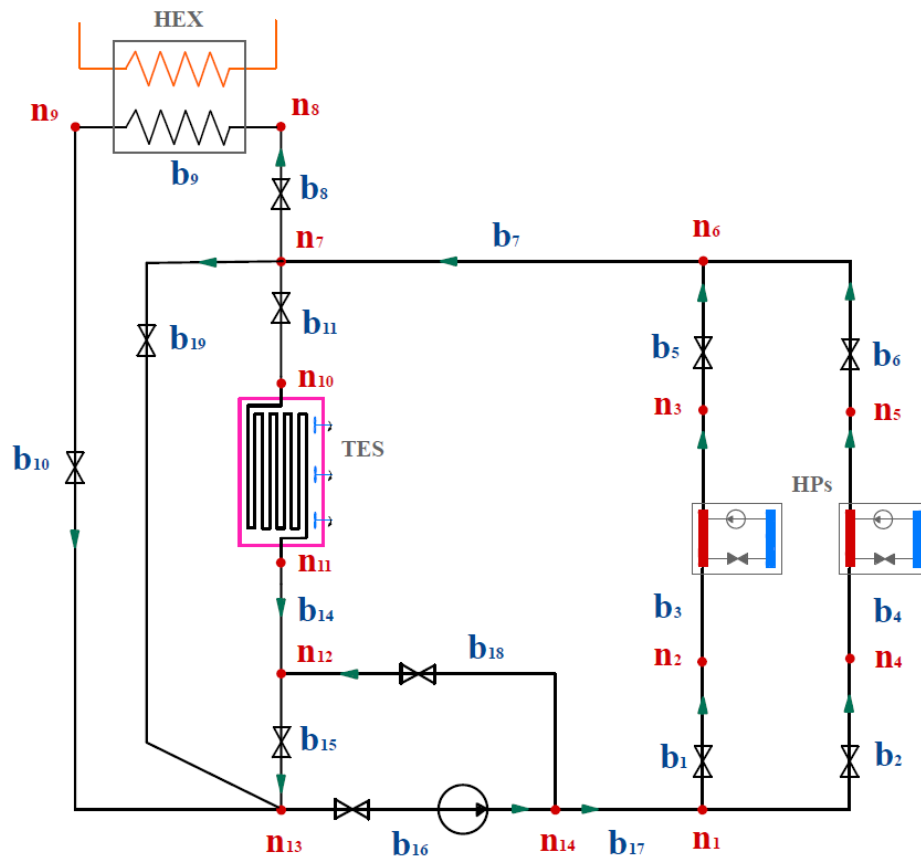


Figura 3.1: Schema d'impianto del lato caldo

L'impianto presenta 19 rami e 14 nodi. Le valvole in nero simboleggiano componenti realmente esistenti ed adibiti alla regolazione dell'impianto stesso.

Sui rami *b3* e *b4* sono presenti le pompe di calore (*HPs*), nello specifico su questi due rami si trovano le tubazioni interne agli scambiatori delle pompe lato condensatore. Similmente il ramo *b9* rappresenta le tubazioni dello scambiatore associato all'utenza termica lato caldo (*HEX*). Il ramo *b12* schematizza invece le serpentine di scambio termico interne agli scambiatori associati agli accumuli (*TES*).

Come primo approccio nell'elaborazione del modello numerico si è deciso di modellizzare il TES (Thermal Energy Storage) come semplice accumulo sensibile, in quanto la tipologia di accumulo termico latente (LHTES) e i dati di progetto specifici non sono ancora definiti e soprattutto al fine di non rendere eccessivamente complicata e onerosa la simulazione. Infatti i meccanismi di scambio termico caratteristici di un accumulo latente sono differenti e più complessi rispetto a quelli di accumulo sensibile presentando una maggiore dipendenza dalla geometria dello storage stesso, dalla disposizione delle serpentine disperdenti nel materiale in cambio di fase e dalla eventuale presenza di alettature per il miglioramento dello scambio termico. Sul ramo *b16* è infine posizionata la pompa di circolazione del fluido tecnico.

3.1 Modalità operative

Sono state identificate cinque principali modalità operative dell'impianto, ciascuna delle quali corrisponde a una specifica configurazione idraulica e a un determinato stato di funzionamento dei componenti attivi:

- *Off*
- *Preheating*
- *Direct heating*
- *Charging*
- *Discharging*

Ciascuna modalità operativa è caratterizzata da una ben definita posizione delle valvole di regolazione e di intercettazione, nonché da un preciso stato di funzionamento delle pompe di calore e della pompa di circolazione del fluido termovettore. In questo modo, le diverse condizioni di esercizio risultano univocamente definite e chiaramente distinguibili tra loro. Nel modello numerico, le cinque modalità operative sono state implementate mediante un'apposita variabile numerica discreta denominata `OperatingMode`, il cui valore identifica istantaneamente lo stato operativo dell'impianto.

3.1.1 Impianto Off

In questa condizione la portata processata dalla pompa di circolazione è nulla, così come il calore immesso dalle pompe di calore nel circuito. Nel modello numerico, tale stato dell'impianto è identificato da un valore di `OperatingMode` pari a 0. In assenza di fluido tecnico in movimento, la posizione delle valvole risulterebbe in linea di principio indifferente. Tuttavia, anche in questa modalità è stata definita una configurazione fissa delle valvole tale da permettere la creazione di un anello chiuso di circolazione del fluido, come verrà approfondito nei successivi capitoli.

Questa scelta è stata adottata principalmente per ragioni di stabilità numerica del modello, ma risulta al contempo coerente con criteri di sicurezza per l'esercizio dell'impianto reale. Qualora infatti si verificasse un'accensione indesiderata della pompa di circolazione, dovuta ad errore umano o ad attivazioni spurie, la chiusura completa di tutte le valvole di controllo potrebbe causare un rapido aumento della pressione nel circuito, con conseguente apertura delle valvole di sicurezza o, nei casi più critici, danneggiamento dei componenti. La presenza di un percorso sempre percorribile dal fluido anche in condizioni di impianto spento rappresenta quindi una soluzione cautelativa che garantisce sia la robustezza del modello numerico sia un più elevato livello di sicurezza operativa.

3.1.2 Preheating

Questa modalità è descritta nel modello mediante un valore di `OperatingMode` pari a 1. Tale fase operativa consente di portare progressivamente l'acqua in circolo nell'impianto a una temperatura adeguata prima dell'attivazione delle modalità di esercizio principali. In particolare, è stata imposta una temperatura massima di preheating pari a 55 °C.

Durante questa fase, le pompe di calore operano a potenza costante (0.8 volte la potenza nominale nel modello numerico), mentre la pompa di circolazione processa una portata anch'essa pari all' 80% del valore nominale massimo di funzionamento. Questa scelta consente un riscaldamento graduale del circuito, limitando sollecitazioni termiche e migliorando la stabilità del sistema. In figura 3.2 è riportato il percorso del fluido durante la fase di preheating: i tratti rappresentati con maggiore trasparenza indicano i rami dell'impianto esclusi dal passaggio di portata, mentre le frecce evidenziano il verso di percorrenza del fluido.

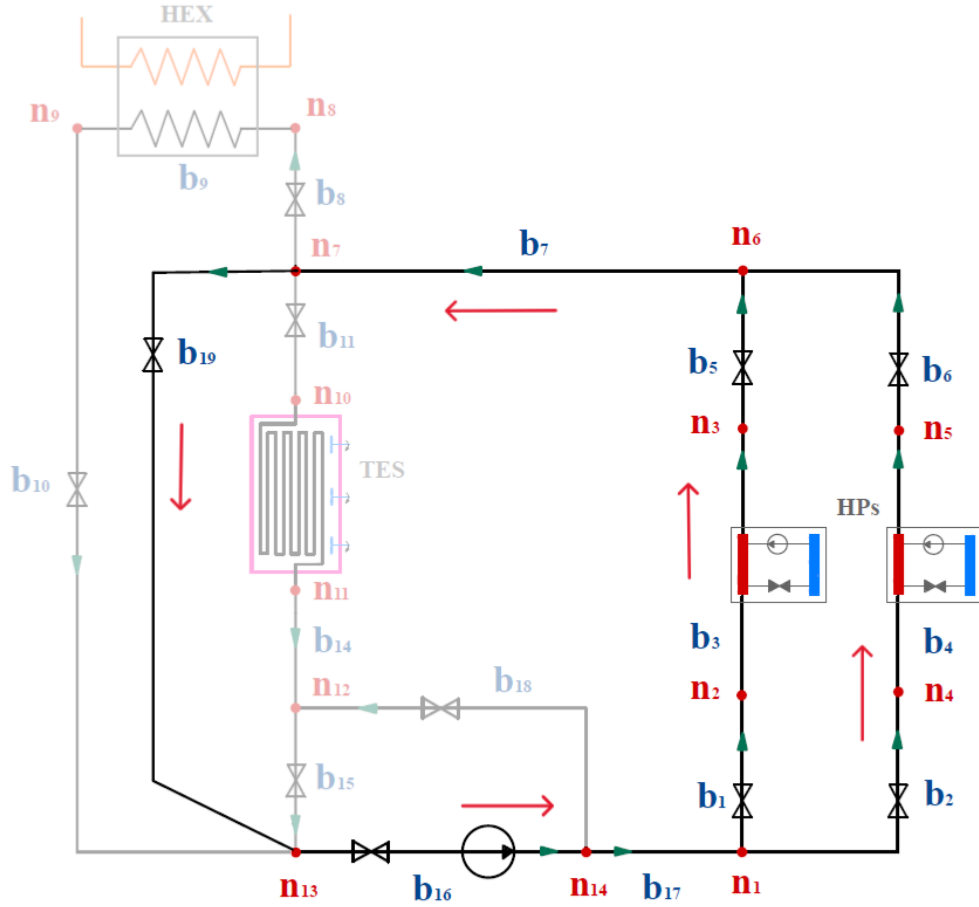


Figura 3.2: Schema dell'impianto nella modalità di preheating

3.1.3 Direct heating

La fase di direct heating è identificata da un valore di `OperatingMode` pari a 2. In questa modalità le pompe di calore vengono azionate a potenza variabile, in modo da seguire dinamicamente l'andamento del carico termico richiesto dall'utenza. Analogamente, anche la portata processata dalla pompa di circolazione è variabile e viene regolata in funzione del carico, con l'obiettivo di mantenere costante la differenza di temperatura tra ingresso e uscita dello scambiatore dell'utenza, fissata pari a 5 °C.

In questa configurazione l'utenza scambia calore con il circuito mantenendo un salto termico costante, mentre i rami contenenti gli accumuli termici risultano completamente esclusi dal passaggio di portata. Tale modalità rappresenta quindi una condizione di funzionamento diretto dell'impianto, nella quale la produzione termica è istantaneamente adattata alle esigenze dell'utenza. In figura 3.3 è riportato lo schema dell'impianto in modalità di direct heating.

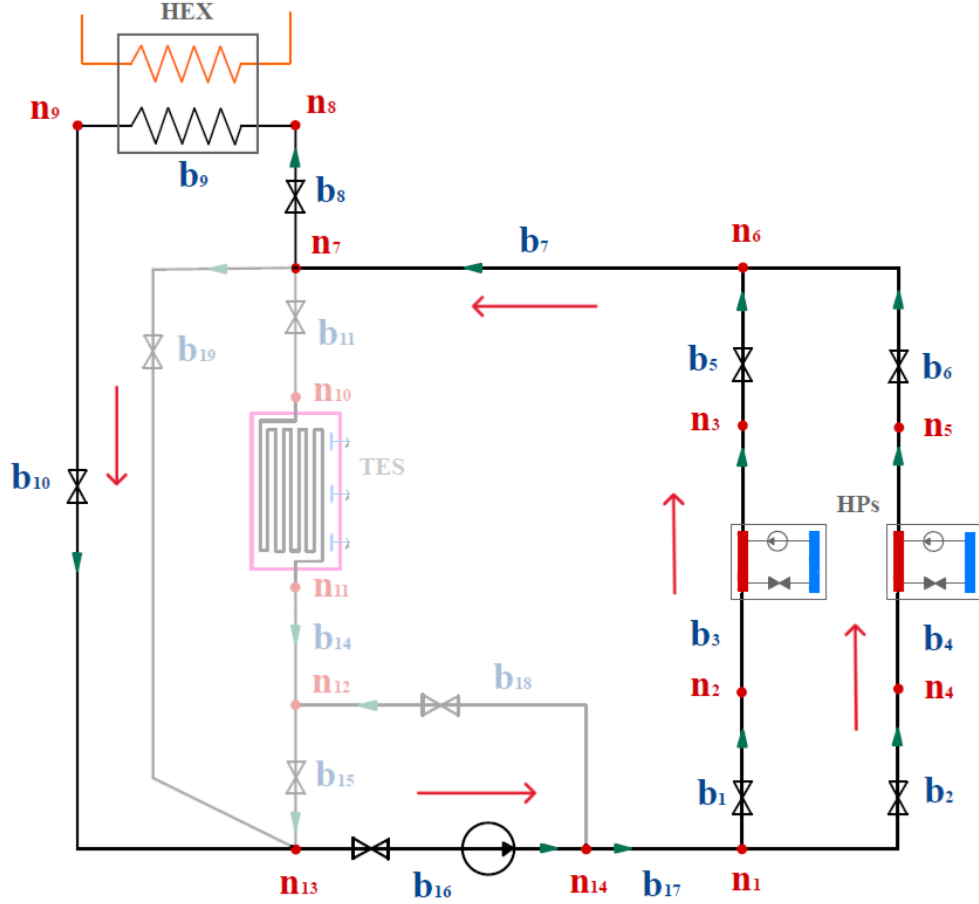


Figura 3.3: Schema dell'impianto nella modalità di direct heating

3.1.4 Charging

La fase di carica degli accumuli termici corrisponde a un valore di `OperatingMode` pari a 3. In questa modalità l'utenza è isolata termicamente dal circuito mediante apposite valvole di intercettazione, mentre l'intera portata viene convogliata verso gli accumuli termici sensibili attraverso gli scambiatori dedicati, con l'obiettivo di aumentarne l'energia termica immagazzinata.

Le pompe di calore operano a potenza costante (nel modello qui proposto a pieno carico), analogamente a quanto avviene nella fase di preheating, così come la pompa di circolazione. Il processo di carica viene interrotto automaticamente una volta raggiunta una temperatura limite superiore pari a 55 °C e viene eventualmente riattivato quando la temperatura scende al di sotto dei 54 °C se ci si trova ancora in fase di carica. È quindi introdotta una banda di isteresi pari a 1 °C, al fine di evitare cicli frequenti di accensione e spegnimento dell'impianto (tale meccanismo di controllo verrà spiegato dettagliatamente nel capitolo 4). In figura 3.4 è riportato

il percorso del fluido durante la fase di carica.

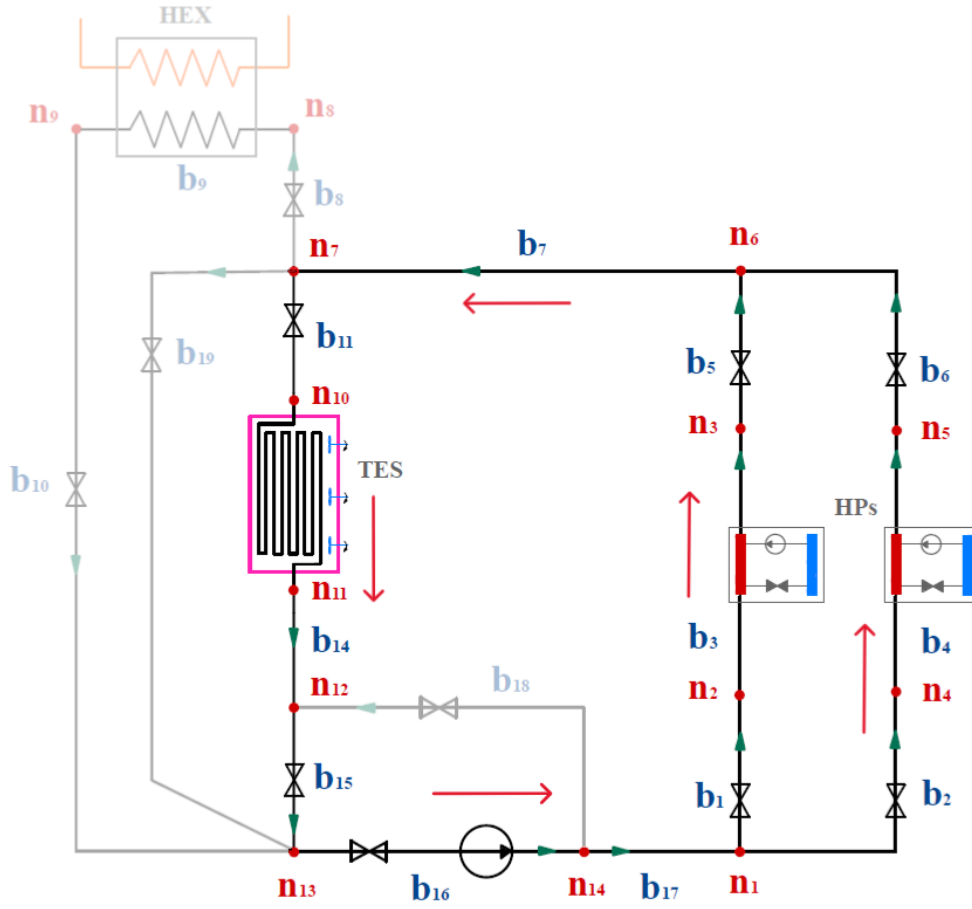


Figura 3.4: Schema dell'impianto nella modalità di charging

3.1.5 Discharging

La fase di scarica degli accumuli è caratterizzata da un valore di `OperatingMode` pari a 4. Durante questa modalità le pompe di calore sono spente e isolate idraulicamente dal circuito mediante le valvole predisposte, mentre la portata processata dalla pompa di circolazione è regolata in funzione della potenza termica richiesta dall'utenza.

Il fluido tecnico viene forzato ad attraversare le serpentine degli accumuli termici, sfruttando l'energia precedentemente immagazzinata durante la fase di carica per alimentare l'utenza. Il processo di discharging può essere mantenuto fino a quando la temperatura dell'accumulo non scende al di sotto di una temperatura limite

minima, fissata nella simulazione pari a 45 °C. In figura 3.5 è illustrato il percorso effettivo del fluido durante la fase di scarica degli accumuli.

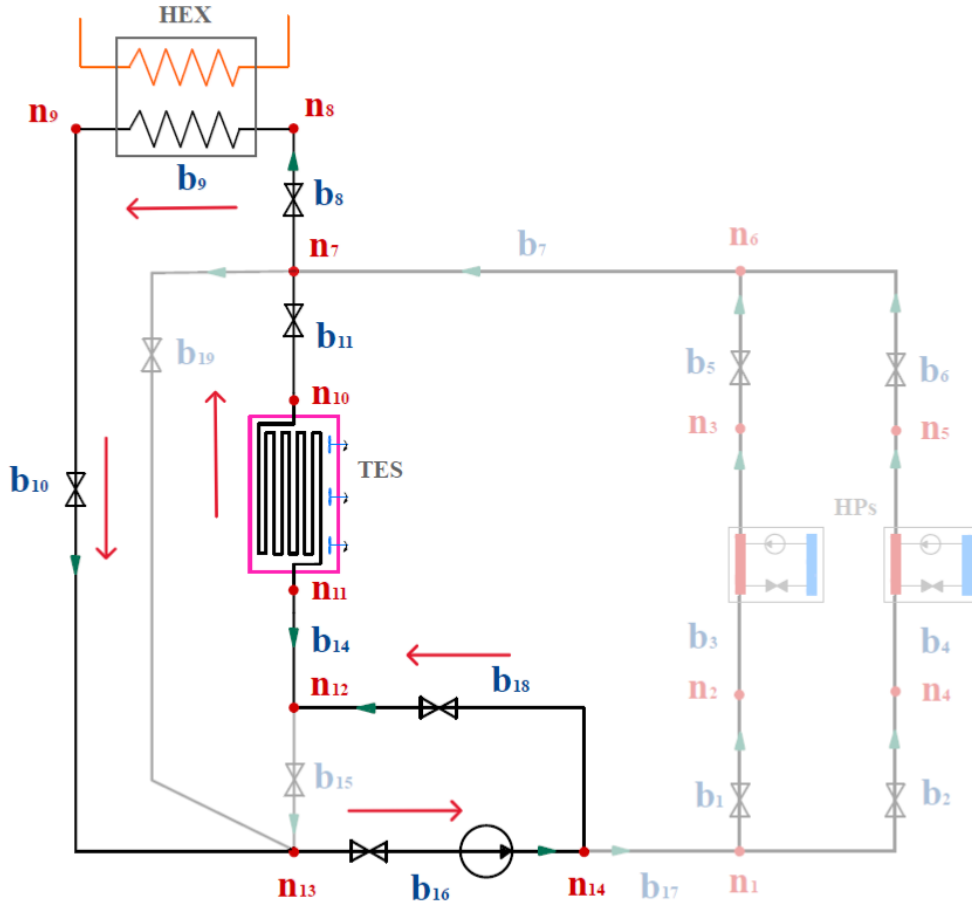


Figura 3.5: Schema dell'impianto nella modalità di discharging

3.2 Componenti usati

Come anticipato in precedenza, il presente lavoro è stato sviluppato adottando il linguaggio Modelica come base per la modellazione del sistema, in virtù della sua capacità di rappresentare in modo coerente e rigoroso sistemi fisici complessi caratterizzati dall'interazione di più domini. Sono oggi disponibili diversi ambienti di modellazione e simulazione basati su Modelica, quali Modelon Impact e Dymola; tuttavia, tali strumenti sono distribuiti sotto licenze commerciali onerose, che ne rendono l'utilizzo principalmente orientato ad applicazioni industriali o a contesti di ricerca di alto livello. Poiché tra gli obiettivi di questo progetto rientrano

l'accessibilità, la replicabilità e la semplicità d'uso, la scelta si è orientata verso un ambiente di simulazione open-source.

In tale contesto, OpenModelica si è rivelato particolarmente adatto, in quanto fornisce un ambiente gratuito, completo e sufficientemente intuitivo per la creazione di modelli digitali di sistemi fisici, coprendo l'intero processo di lavoro, dalla fase di modellazione alla simulazione dinamica e all'analisi dei risultati. L'elemento centrale della suite è rappresentato da OMEdit, l'OpenModelica Connection Editor, che costituisce l'interfaccia grafica principale del software. Attraverso OMEdit è possibile costruire il modello disponendo e collegando graficamente i componenti, rendendo il processo di modellazione più immediato e riducendo la probabilità di errori legati alla scrittura diretta del codice, che rimane comunque disponibile e risulta utile in specifiche fasi di sviluppo e di verifica del modello.

L'ambiente OMEdit fornisce tuttavia unicamente le funzionalità di base per la modellazione, mentre il reale potenziale dell'approccio Modelica risiede nell'impiego di librerie pubblicamente disponibili. Al primo avvio del software, oltre alla versione più recente della Modelica Standard Library (MSL), sono incluse solamente alcune librerie essenziali, che offrono comunque un insieme articolato di componenti pronti all'uso per la modellazione di sistemi fisici di base. Ulteriori librerie possono essere scaricate e installate tramite il gestore integrato, consentendo di estendere in modo significativo le capacità di modellazione e di adattare l'ambiente alle specifiche esigenze applicative.

Nel corso di questo lavoro sono state impiegate principalmente due librerie: la Modelica Standard Library (MSL), nella versione 4.0.0, e la Modelica Buildings Library (MBL), nella versione 12.1.0. L'utilizzo della MSL è stato limitato prevalentemente a pochi componenti di controllo e a modelli di supporto, mentre la quasi totalità dei componenti impiantistici è stata modellata ricorrendo alla MBL. La Modelica Buildings Library è stata infatti concepita per la rappresentazione accurata dei sistemi energetici e di controllo degli edifici e include modelli dedicati a impianti HVAC, sistemi di accumulo energetico e analisi termica degli ambienti. La libreria è organizzata in numerosi pacchetti specializzati, tra cui quelli dedicati alle applicazioni fluido-dinamiche, comprendenti tubazioni, pompe e resistenze idrauliche, nonché moduli per l'analisi delle zone termiche e per la modellazione di reti di idrauliche, risultando pertanto particolarmente coerente con le finalità del presente progetto.

Si presentano in questo sottocapitolo i componenti standard usati dalle librerie MSL e MBL. In alcuni casi quali, ad esempio le tubazioni, tali modelli standard sono stati usati come base di partenza per costruire componenti più realistici e aderenti alla realtà fisica del modello stesso. Si riportano in tabella 3.1 tutti componenti utilizzati e si segnala la presenza di eventuali modifiche.

Tabella 3.1: Componenti del sistema e relative librerie Modelica

Sistema	Componente	Libreria	Modifiche
Input orari	TimeTable	MSL	No
Generazione	Pompa di calore	MBL	No
	Controllore PID	MBL	No
Distribuzione	Pompa di circolazione	MBL	No
	Tubazione isolata	MBL	Sì
	Giunzione	MBL	No
	Valvola a due vie	MBL	No
Utenza termica	Cooler	MBL	No
	Sensore di temperatura	MSL	No
Accumulo termico sensibile	Capacità termica	MSL	Sì
	Resistenza termica	MSL	Sì
	Serpentine disperdenti	MBL	Sì
–	Temperatura esterna fissa	MSL	No

3.2.1 Input orari

Il modello opera a partire da input definiti su base oraria: il profilo temporale del carico di potenza termica richiesto dall’utenza e la sequenza delle modalità operative dell’impianto. Quest’ultima costituisce l’elemento centrale nell’utilizzo del gemello digitale: noto il fabbisogno termico, l’utente definisce a priori la successione delle modalità operative con cui affrontare l’intero periodo di simulazione, secondo le strategie descritte nei capitoli successivi.

La sequenza fornita può risultare più o meno coerente dal punto di vista fisico e non garantisce necessariamente il soddisfacimento puntuale del carico. Il modello deve pertanto essere sufficientemente robusto da completare comunque la simulazione, evitando instabilità numeriche e consentendo l’analisi delle principali variabili di interesse. In tal modo esso diventa uno strumento di sperimentazione virtuale, utile anche in ottica di ottimizzazione energetica, economica e ambientale.

I due input orari sono implementati mediante le classi della Modelica Standard Library:

- **TimeTable**, per il profilo di carico dell’utenza;

- **CombiTimeTable**, per la sequenza delle modalità operative.

Il blocco **TimeTable** genera un segnale interpolato linearmente a partire da una matrice `table[i,j]`, in cui la prima colonna contiene gli istanti temporali e la seconda i valori corrispondenti. In tabella 3.2 è riportata la matrice utilizzata e in figura 3.6 il profilo giornaliero interpolato, normalizzato rispetto alla potenza nominale installata delle pompe di calore. Per garantire una maggiore stabilità numerica del modello, si è scelto di non imporre valori nulli nel vettore di input, anche nei periodi in cui la potenza assorbita risulta teoricamente nulla. In tali casi è stato invece adottato un valore molto piccolo, pari a 10^{-4} , al fine di evitare discontinuità numeriche e possibili problemi di convergenza durante la simulazione.

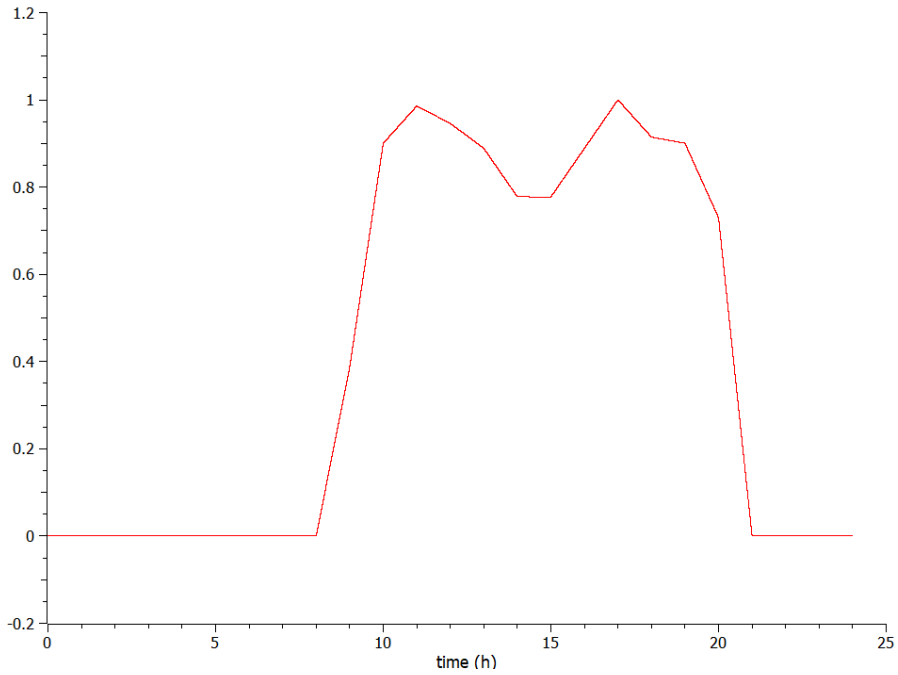


Figura 3.6: Profilo giornaliero normalizzato della potenza richiesta all'utenza

Sfruttando esclusivamente interpolazione lineare il blocco **TimeTable** non è risultato idoneo a fornire invece un andamento di valori discreti che indicassero la sequenza di modalità operative. A tal fine si è ricorso al blocco della MSL **CombiTimeTable**, attraverso cui è possibile ottenere un andamento a gradini impostando tra i parametri "smoothness" come *ConstantSegments*. Si riporta a titolo d'esempio nella tabella 3.3 una sequenza giornaliera di *OperatingModes* utilizzata in simulazione e in figura 3.7 il profilo piecewise corrispondente.

Tabella 3.2: Profilo giornaliero normalizzato di potenza per il blocco TimeTable

Ora	Potenza normalizzata
0	1×10^{-4}
1	1×10^{-4}
2	1×10^{-4}
3	1×10^{-4}
4	1×10^{-4}
5	1×10^{-4}
6	1×10^{-4}
7	1×10^{-4}
8	0,376
9	0,873
10	0,956
11	0,918
12	0,862
13	0,754
14	0,754
15	0,862
16	0,970
17	0,887
18	0,873
19	0,708
20	1×10^{-4}
21	1×10^{-4}
22	1×10^{-4}
23	1×10^{-4}

Tabella 3.3: Modalità operative giornaliere per il blocco CombiTimeTable

Ora	Modalità operativa
0	0
1	1
2	3
3	3
4	3
5	3
6	3
7	3
8	4
9	2
10	2
11	2
12	2
13	2
14	2
15	2
16	2
17	2
18	2
19	3
20	3
21	3
22	3
23	3

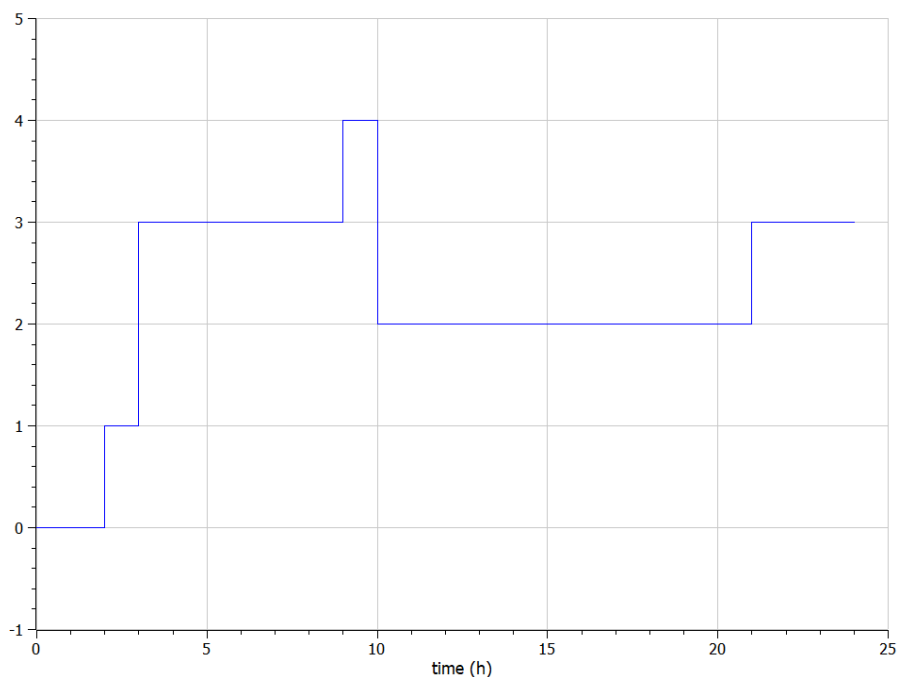


Figura 3.7: Sequenza giornaliera modalità operative

3.2.2 Sistemi di generazione

Pompe di calore

Il componente `Buildings.Fluid.HeatPumps.ScrollWaterToWater` della Modelica Buildings Library è impiegato per la modellazione di pompe di calore reversibili acqua-acqua equipaggiate con compressore di tipo scroll. Si riporta in figura 3.8 l'icona del blocco e in figura 3.9 la vista a diagramma fornita da OMEdit.

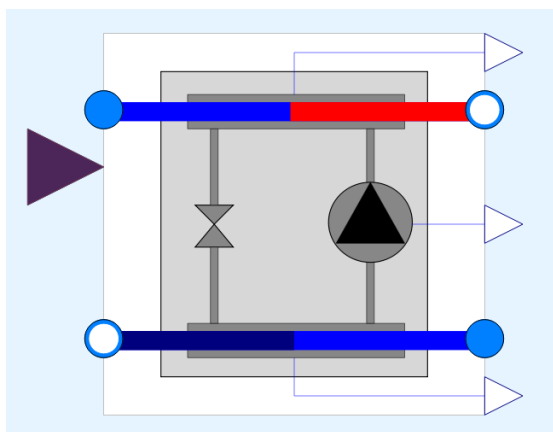


Figura 3.8: Icona pompa di calore scroll

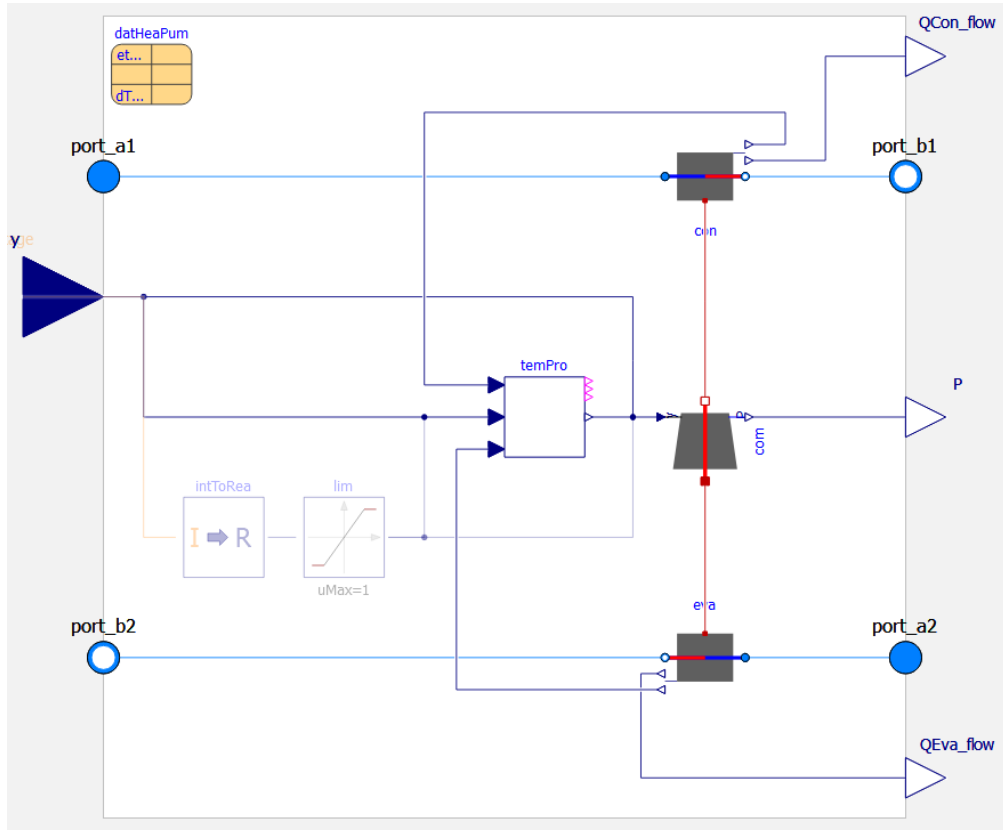


Figura 3.9: Diagramma OMEdit pompa di calore scroll

Il modello è basato su una rappresentazione semplificata ma coerente del ciclo termodinamico della pompa di calore, derivata da modelli fisicamente fondati calibrati su dati di catalogo, che consentono di ottenere un buon compromesso tra accuratezza e disponibilità delle informazioni necessarie [18]. In tale contesto, viene adottato un approccio nel quale un modello fisicamente basato con parametri stimati a partire dai dati del costruttore consente di coniugare accuratezza e requisiti informativi ridotti [18].

La pompa di calore è descritta come un sistema accoppiato a due circuiti idraulici distinti: il lato evaporatore, associato alla sorgente termica, e il lato condensatore, associato all'utenza o al circuito di accumulo. Lo scambio di calore tra il refrigerante e i fluidi nei due lati è modellato mediante un approccio di tipo ϵ -NTU, assumendo temperatura del refrigerante costante durante i processi di evaporazione e condensazione e coefficiente di scambio termico costante tra refrigerante e fluido secondario. Tale formulazione consente di riprodurre in modo accurato le prestazioni della pompa di calore mantenendo contenuto l'onere computazionale [18], risultando particolarmente adatta alle simulazioni dinamiche di sistemi energetici complessi.

Dal punto di vista termodinamico, la potenza termica assorbita all'evaporatore

è espressa come funzione della portata massica di refrigerante e della differenza di entalpia tra lo stato di vapore saturo alla temperatura di evaporazione e lo stato di liquido saturo alla temperatura di condensazione, come mostrato nell'equazione seguente.

$$\dot{Q}_{\text{Eva}} = \dot{m}_{\text{ref}} (h_{\text{Vap}}(T_{\text{Eva}}) - h_{\text{Liq}}(T_{\text{Con}})) \quad (3.1)$$

Il consumo elettrico del compressore è invece calcolato attraverso una relazione di efficienza lineare, nella quale la potenza teorica di compressione viene corretta mediante un rendimento globale e una potenza di perdita costante:

$$P = \frac{P_{\text{Theoretical}}}{\eta} + P_{\text{Loss,constant}} \quad (3.2)$$

Il processo di compressione è assunto isentropico, mentre gli effetti di surriscaldamento e sottoraffreddamento del refrigerante non sono considerati; tali ipotesi risultano giustificate dal fatto che l'esclusione dei contributi di surriscaldamento e sottoraffreddamento consente di semplificare il modello senza introdurre errori significativi nella previsione delle prestazioni [18].

Il modello consente il funzionamento a velocità variabile del compressore, ottenuto scalando la portata volumetrica di aspirazione a pieno carico in funzione di un segnale di velocità normalizzata. In questo modo è possibile simulare il funzionamento a carico parziale della pompa di calore e analizzare l'impatto delle strategie di modulazione sulla potenza termica erogata e sul consumo elettrico. Qualora le condizioni operative risultino fisicamente non ammissibili, ad esempio nel caso in cui la pressione di evaporazione superi quella di condensazione, la potenza e gli scambi termici vengono forzati a zero, evitando stati non realistici della macchina e garantendo che non vengano simulate condizioni di funzionamento prive di significato fisico [18].

I parametri del modello non sono assegnati in modo arbitrario, ma sono ottenuti tramite una procedura di calibrazione basata su dati prestazionali forniti dai costruttori. A tal fine, la Buildings Library mette a disposizione una raccolta di parametri calibrati per diverse pompe di calore commerciali all'interno del pacchetto `Buildings.Fluid.HeatPumps.Data.ScrollWaterToWater`, nonché un modello dedicato alla calibrazione. Nel modello qui proposto si è ricorso all'utilizzo di questo dataset, optando per l'utilizzo di parametri da pompa di calore commercialmente esistente con potenza termica erogata massima equivalente pari a quella di progetto, non essendo il modello specifico disponibile nella raccolta della Buildings Library. Tali parametri vengono riportati in tabella 3.4 e si riferiscono alla pompa di calore ClimateMaster Tranquility Modular Water-to-Water con potenza nominale pari a 10-12 kW.

Il componente include inoltre meccanismi di protezione legati alle temperature di funzionamento, attraverso i parametri `TConMax` e `TEvaMin`, che consentono di

Tabella 3.4: Parametri impostati per il modello di pompa di calore ScrollWaterToWater, relativi al modello ClimateMaster TMW036

Parametro	Valore	Unità	Descrizione
dT_{sup}	4.69×10^{-16}	K	Incremento di temperatura associato al surriscaldamento del refrigerante all'uscita dell'evaporatore.
η_{ele}	1.0	–	Rendimento elettromeccanico complessivo del compressore, che tiene conto delle perdite elettriche e meccaniche.
P_{loss}	334.35	W	Componente costante delle perdite di potenza del compressore, indipendente dalle condizioni operative.
volRat	2.03	–	Rapporto di volume interno del compressore scroll, legato al rapporto di compressione nominale.
$\dot{V}_{\text{ref,nom}}$	1.77×10^{-3}	m ³ /s	Portata volumetrica nominale del refrigerante in aspirazione al compressore.
$\dot{m}_{\text{leak}}$	1×10^{-4}	kg/s	Coefficiente di perdita di massa del refrigerante, utilizzato per modellare fenomeni di leakage interni al compressore.
UA_{Con}	2434.91	W/K	Conduttanza termica globale del condensatore, rappresentativa dello scambio termico tra refrigerante e fluido lato utenza.
UA_{Eva}	925.55	W/K	Conduttanza termica globale dell'evaporatore, rappresentativa dello scambio termico tra refrigerante e fluido lato sorgente.

imporre limiti superiori e inferiori alle temperature di condensazione ed evaporazione. Quando tali condizioni non sono rispettate, o quando la temperatura dell'evaporatore supera quella del condensatore, il compressore viene disabilitato. L'introduzione di tali limiti consente di migliorare la robustezza numerica del modello ed evitare problemi di convergenza nelle simulazioni di sistema [18].

Controllore PID

Il controllore PID (Proportional–Integral–Derivative) è un regolatore a retroazione largamente impiegato nei sistemi HVAC di livello campo per l'inseguimento continuo di un set-point mediante azione modulante. Esso rappresenta una delle strategie di controllo più diffuse in ambito industriale grazie alla sua struttura relativamente semplice e alla capacità di garantire buone prestazioni in termini di stabilità e precisione anche in presenza di variazioni di carico. Nei sistemi termici, caratterizzati da inerzie elevate e dinamiche lente, il PID consente di modulare in modo continuo l'azione dell'attuatore (ad esempio valvole o compressori), adattando la potenza erogata allo scostamento rispetto alla condizione desiderata.

Il principio di funzionamento si basa sulla combinazione di tre contributi applicati all'errore di controllo $e(t)$, definito come differenza tra il set-point $u_s(t)$ e la variabile misurata $u_m(t)$:

$$e(t) = u_s(t) - u_m(t) \quad (3.3)$$

La legge di controllo nella sua forma generale è espressa come [19]:

$$y_u(t) = V_0 + K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (3.4)$$

dove:

- $y_u(t)$ = segnale di controllo non limitato;
- V_0 = termine di offset (bias);
- K_p = guadagno proporzionale;
- K_i = guadagno integrale;
- K_d = guadagno derivativo;
- $e(t)$ = errore di controllo;
- $u_s(t)$ = set-point;
- $u_m(t)$ = grandezza misurata.

Il termine proporzionale produce un'azione direttamente proporzionale all'errore istantaneo, determinando una risposta rapida ma introducendo, in generale, un errore a regime (offset). L'entità di tale offset dipende dal valore del guadagno proporzionale e dalle condizioni di carico del sistema. Il termine integrale è proporzionale all'integrale temporale dell'errore e consente di eliminare l'offset in condizioni stazionarie, accumulando nel tempo l'effetto dello scostamento dal set-point fino al suo annullamento. Il termine derivativo è proporzionale alla derivata dell'errore e introduce un'azione anticipativa che migliora la stabilità e riduce l'overshoot, risultando tuttavia più sensibile al rumore di misura e quindi meno utilizzato nei sistemi caratterizzati da segnali non perfettamente filtrati.

Nel settore HVAC, la maggior parte delle applicazioni utilizza controllori di tipo PI, ritenendo spesso non necessaria la componente derivativa a causa delle dinamiche lente dei sistemi termici e della presenza di segnali rumorosi [19].

Nel modello HPFlexLab il controllo delle pompe di calore è stato implementato mediante il blocco `Buildings.Controls.OBC.CDL.Reals.PIDWithReset`. Tale componente realizza un controllore configurabile di tipo P, PI, PD o PID e include funzionalità avanzate quali la limitazione dell'uscita, la compensazione anti-windup e il reset dell'azione di controllo.

La formulazione adottata nel blocco è equivalente alla forma standard riportata in Eq. (3.4), ma espressa tramite i parametri k , T_i e T_d , legati ai guadagni precedenti dalle relazioni:

$$K_i = \frac{k}{T_i}, \quad K_d = kT_d \quad (3.5)$$

dove:

- k = guadagno proporzionale;
- T_i = costante di tempo dell'azione integrale;
- T_d = costante di tempo dell'azione derivativa.

È inoltre presente un fattore di scala r , utilizzato per normalizzare l'ordine di grandezza dell'errore, migliorando la robustezza numerica del controllore.

Il segnale effettivamente applicato al sistema è ottenuto imponendo limiti superiori e inferiori all'uscita del controllore. Il valore finale risulta quindi compreso tra $y_{\min}$ e $y_{\max}$, garantendo il rispetto dei vincoli fisici dell'attuatore.

Per evitare fenomeni di windup, dovuti all'accumulo eccessivo dell'azione integrale durante la saturazione dell'attuatore, il blocco implementa una strategia di compensazione anti-windup, regolata dal parametro N_i .

Un'ulteriore funzionalità è il reset dell'uscita del controllore: al fronte di salita del segnale booleano di trigger, l'uscita viene forzata al valore prefissato y_{reset} .

Nel modello HPFlexLab sono stati implementati due controllori di tipo PI, ritenendo non necessaria la componente derivativa del controllo. I valori assegnati ai parametri sono riportati in tabella 3.5.

Tabella 3.5: Parametri di input del controllore PIDWithReset

Parametro	Valore	Unità	Descrizione
r	1	–	Valore tipico dell'errore di controllo, utilizzato come fattore di scala.
k	1.2	–	Guadagno del controllore.
T_i	30	s	Costante di tempo dell'azione integrale.
T_d	0.1	s	Costante di tempo dell'azione derivativa.
$y_{\max}$	1	–	Limite superiore del segnale di controllo in uscita.
$y_{\min}$	0	–	Limite inferiore del segnale di controllo in uscita.
y_{reset}	0	–	Valore di reset dell'uscita del controllore al fronte di salita del segnale di trigger.

Il controllo delle pompe di calore avviene attraverso inseguimento di un profilo voluto di flusso termico ceduto dal condensatore al fluido del circuito. I controllori infatti ricevono i seguenti segnali in ingresso:

- *Segnale di setpoint u_s* : profilo normalizzato della potenza termica desiderata in funzione della fase operativa dell'impianto (vedi capitolo 4).
- *Segnale misurato u_m* : coincidente con il flusso termico ceduto al condensatore ($Q_{\text{con},\text{flow}}$) misurato all'interno del componente pompa di calore, normalizzato e smorzato tramite un filtro di primo ordine per evitare fenomeni di on-off numerici.

Essi restituiscono quindi:

- *Segnale di output y* : valore compreso tra zero ed uno e usato come input per la regolazione della velocità del compressore scroll delle pompe di calore.

Con tale struttura di controllo si garantisce quindi l'immissione della potenza termica minima richiesta in ogni modalità operativa dell'impianto al fine di alimentare direttamente l'utenza oppure caricare gli accumuli termici.

3.2.3 Sistema di distribuzione

Sorgente a pressione/temperatura fissa

Il blocco `Boundary_pT` definisce una condizione al contorno con valori imposti di pressione (p) e temperatura (T) per il fluido in ingresso/uscita dal sistema. Esso rappresenta un elemento fondamentale nella definizione delle condizioni al contorno di reti termo-idrauliche modellate in ambiente Modelica, permettendo di chiudere il sistema dal punto di vista numerico e fisico attraverso l'imposizione di grandezze intensive.

- **Parametri principali:** p [Pa], T [K], X [kg/kg], C [kg/m³]
- **Input opzionali:** p_in , T_in

Il componente consente di imporre valori costanti oppure variabili nel tempo (tramite segnali in ingresso) delle grandezze di pressione e temperatura, risultando particolarmente flessibile nella modellazione di sorgenti ideali o condizioni ambientali assegnate. Dal punto di vista implementativo, il blocco è coerente con l'architettura object-oriented della libreria *Buildings* per Modelica, sviluppata per la simulazione di sistemi energetici per edifici e impianti HVAC [20].

Tale componente può trovare applicazione per modellizzare, ad esempio, una temperatura ambiente esterna, un pozzo geotermico oppure un ingresso/uscita di un'utenza con proprietà fissate. L'implementazione garantisce la corretta conservazione delle grandezze energetiche e di massa all'interfaccia con la rete fluida, assicurando compatibilità con sistemi termo-fluidodinamici complessi e con componenti quali pompe, scambiatori e accumuli.

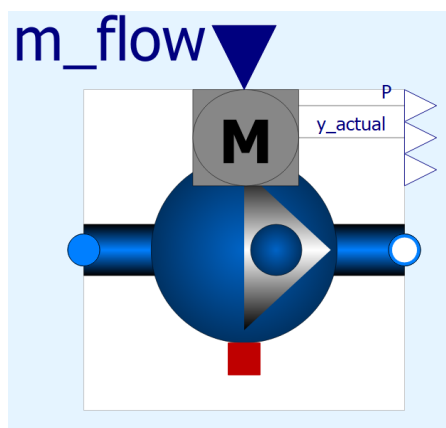
Nel caso del presente modello si è reso utile per imporre una condizione di pressione fissa nel circuito idraulico chiuso pari a 3 bar e per rappresentare sorgente e pozzo a pressione e temperature fisse per il circuito lato freddo in corrispondenza delle pompe di calore. I parametri imposti per i tre blocchi di boundary condition sono riassunti in tabella 3.6.

Tabella 3.6: Parametri dei blocchi Boundary_pT

Nome	Pressione fissa [bar]	Temperatura fissa [°C]	Descrizione
bou	3	–	Condizione al contorno del circuito idraulico lato caldo
sou1–sou2	3	10	Condizione al contorno della sorgente fredda della PdC
sink1–sink2	3	5	Condizione al contorno del pozzo freddo della PdC

Pompa di circolazione

Per rappresentare nel modello numerico la pompa di circolazione del fluido si è ricorso al blocco `Buildings.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow` presente nella libreria MBL, di cui si riporta l'icona in figura 3.10 e il diagramma in figura 3.11

**Figura 3.10:** Icona pompa di circolazione controllata tramite portata

Tale componente è utilizzato per la modellazione di pompe e ventilatori nei

costante definita come parametro oppure una regolazione a stadi discreti, nella quale a ciascun livello del segnale di controllo corrisponde un valore prefissato di portata. Questa ultima è la modalità di regolazione adottata per le pompe presenti nel modello di HPFlexLab qui descritto. Infatti in base al tipo di modalità operativa è nota la portata massica da processare, costante in alcuni casi e con variazione continua in altri. Nella tabella 3.7 si riportano tali valori di portata caratteristici per fase operativa.

Tabella 3.7: Portata massica per fase operativa

Modalità operativa	Costante	Portata massica [kg/s]
Off	Sì	$9,27 \times 10^{-5}$
Preheating	No	0,736
Direct heating	No	Varia seguendo il carico
Charging	Sì	0,92
Discharging	No	Varia seguendo il carico

Sebbene il modello non richieda necessariamente la definizione di curve caratteristiche per il calcolo della portata o della prevalenza, la valutazione del consumo elettrico del dispositivo richiede la disponibilità di dati prestazionali. In particolare, il calcolo della potenza elettrica assorbita si basa sulla stima della velocità equivalente del dispositivo, ricavata mediante l'impiego di leggi di similitudine a partire da curve di pressione, efficienza o potenza fornite dall'utente. Qualora tali curve non siano disponibili o non implementate, come nel caso in analisi, il modello adotta una formulazione semplificata, assumendo valori di efficienza costanti, con una conseguente riduzione dell'accuratezza energetica ma con il vantaggio di una maggiore semplicità di parametrizzazione.

Dal punto di vista energetico, il componente calcola in modo esplicito la potenza idraulica, la potenza elettrica assorbita dal motore e il calore dissipato nel fluido, garantendo la coerenza con il primo principio della termodinamica. È inoltre prevista la possibilità di modellare l'interazione termica tra il motore e il fluido, distinguendo il caso di motore raffreddato dal fluido da quello di motore esterno al circuito idraulico.

Il modello include meccanismi di regolarizzazione delle equazioni in prossimità delle condizioni di portata nulla, al fine di evitare singolarità numeriche e garantire la convergenza anche in presenza di condizioni operative sfavorevoli. Si è comunque preferito nella costruzione del modello numerico evitare di imporre alle pompe una portata nulla, per garantire maggiore stabilità numerica, fornendo valori piccoli anche laddove le pompe debbano essere spente e quindi con portata pari a zero (vedi tabella 3.7). Inoltre, è possibile introdurre una dinamica di avviamento e

arresto mediante un tempo di salita (*riseTime*), che consente di smorzare variazioni impulsive del segnale di controllo e migliorare la stabilità delle simulazioni. Tale parametro è stato mantenuto pari al suo valore di default di 30 secondi, ed indica il tempo impiegato dal motore della pompa per passare da velocità nulla a massima.

Nel gemello digitale dell'HPFlexLab sono stati introdotti 3 blocchi pompa differenti:

- **mov**: pompa di circolazione dell'acqua nel circuito caldo principale;
- **mov1**: pompa di circolazione dell'acqua nel circuito freddo della pompa di calore 1;
- **mov2**: pompa di circolazione dell'acqua nel circuito freddo della pompa di calore 2.

La gestione del controllo della portata nelle singole pompe verrà descritta specificatamente a seguire nel capitolo 4.

Tubazione isolata

Il componente `Buildings.Fluid.FixedResistances.PlugFlowPipe` della *Modelica Buildings Library* è impiegato per la modellazione di tubazioni caratterizzate da lunghezze significative, per le quali gli effetti di trasporto del fluido e i ritardi termici non possono essere trascurati. Il modello è stato concepito per applicazioni quali reti di teleriscaldamento e teleraffrescamento, circuiti idronici estesi e, più in generale, sistemi in cui la propagazione delle onde di temperatura lungo la tubazione influisce in modo rilevante sulla dinamica complessiva del sistema.

Il comportamento del fluido all'interno della tubazione è rappresentato mediante un modello di tipo *plug flow*, nel quale il trasporto termico avviene assumendo l'assenza di mescolamento assiale. In tale formulazione, le variazioni di temperatura del fluido si propagano lungo la direzione di moto con un ritardo temporale legato al tempo di percorrenza del fluido lungo la tubazione, consentendo di descrivere in modo realistico la dinamica termica dei condotti lunghi. Questo approccio risulta particolarmente efficace nei sistemi estesi, in cui il ritardo di trasporto del fluido gioca un ruolo fondamentale nel determinare la risposta dinamica della rete termica [21].

Il ritardo termico si basa sull'operatore *spatialDistribution*, utilizzato per modellare la propagazione delle onde di temperatura lungo la tubazione in modo continuo e numericamente stabile. Tale scelta consente di evitare la discretizzazione spaziale esplicita del tubo in una sequenza di volumi concentrati, riducendo in modo significativo la complessità computazionale. Come riportato in letteratura, l'uso dell'operatore *spatialDistribution* permette di rappresentare accuratamente

il ritardo termico nei tubi lunghi con un numero ridotto di stati, migliorando la robustezza numerica rispetto ai modelli discretizzati [21].

Il modello include inoltre la rappresentazione delle perdite termiche verso l'ambiente, implementate mediante un modello di scambio termico stazionario lungo la direzione principale di flusso. Le dispersioni di calore sono considerate in regime stazionario e applicate esclusivamente nella direzione di progetto del moto del fluido, mentre in caso di inversione del flusso l'entalpia viene trasportata senza ulteriori scambi termici. Questa formulazione risulta coerente con l'ipotesi di funzionamento tipica delle reti termiche, nelle quali le perdite variano lentamente rispetto alla dinamica del trasporto convettivo.

Dal punto di vista idraulico, la caduta di pressione lungo la tubazione è modellata mediante una formulazione basata sul diametro idraulico, che tiene conto delle caratteristiche geometriche del condotto e delle proprietà del fluido. In tal modo, il componente consente di descrivere in maniera coerente l'accoppiamento tra fenomeni idraulici e termici all'interno della rete.

Un ulteriore aspetto rilevante del modello è la rappresentazione dell'inerzia termica della parete del tubo. La capacità termica del materiale della tubazione viene modellata come un volume di mescolamento equivalente, dotato di una capacità termica pari a quella della parete stessa. Tale scelta consente di riprodurre l'effetto di accumulo termico del tubo e di evitare discontinuità numeriche tra componenti adiacenti. Come evidenziato in letteratura, l'inclusione dell'inerzia termica della parete consente di migliorare la rappresentazione transitoria del sistema senza introdurre un numero elevato di stati aggiuntivi [21].

Il modello si basa su alcune ipotesi semplificative:

- Diffusione assiale del calore nel fluido e nella parete della tubazione sono trascurate.
- Le perdite termiche sono calcolate in regime stazionario.
- La condizione al contorno di temperatura è di primo tipo (Dirichlet) e uniforme lungo la tubazione.

Nel contesto del presente lavoro, tale componente risulta particolarmente adatto alla modellazione dei circuiti dell'impianto HPFlexLab, in quanto consente di rappresentare in modo realistico i ritardi di trasporto e le perdite termiche lungo le tubazioni, mantenendo al contempo una formulazione numericamente efficiente. Esso presenta però, a causa delle assunzioni fatte, un approccio di calcolo degli aspetti termici troppo semplificato e si è quindi ritenuto necessario effettuare delle modifiche al blocco stesso prima di implementarlo nel codice. I principali limiti emersi sono i seguenti:

- Resistenza termica per unità di lunghezza calcolata secondo l'equazione 3.6, tenendo conto esclusivamente del contributo predominante dello strato isolante,

trascurando la resistenza della parete e le resistenze convettive interne ed esterne.

$$R = \frac{1}{k_{\text{ins}} 2\pi \ln\left(\frac{r_{\text{in}} + s_{\text{ins}}}{r_{\text{in}}}\right)} \quad [\text{m K/W}] \quad (3.6)$$

dove:

- R è la resistenza termica lineare della tubazione isolata $[\text{m K/W}]$;
 - k_{ins} è la conducibilità termica del materiale isolante $[\text{W}/(\text{m K})]$;
 - r_{in} è il raggio interno della tubazione $[\text{m}]$;
 - s_{ins} è lo spessore dello strato isolante $[\text{m}]$.
- Proprietà del fluido considerate costanti e non dipendenti dalla temperatura.

Blocco modificato

La resistenza termica per unità di lunghezza è stata ridefinita come mostrato nell'equazione (3.7), in modo da includere tutti i contributi coinvolti nel fenomeno di scambio termico.

$$R = \frac{1}{h_{\text{in}} \pi d_{\text{in}}} + \frac{1}{\frac{2\pi k_{\text{wall}}}{\ln\left(\frac{r_{\text{in}} + s_{\text{wall}}}{r_{\text{in}}}\right)}} + \frac{1}{\frac{2\pi k_{\text{ins}}}{\ln\left(\frac{r_{\text{in}} + s_{\text{wall}} + s_{\text{ins}}}{r_{\text{in}} + s_{\text{wall}}}\right)}} + \frac{1}{h_{\text{out}} \pi d_{\text{out}}} \quad [\text{m K/W}] \quad (3.7)$$

dove, oltre alle grandezze già definite in precedenza:

- h_{in} è il coefficiente di scambio termico convettivo interno $[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$;
- h_{out} è il coefficiente di scambio termico convettivo esterno $[\text{W}/(\text{m}^2\text{K})]$;
- k_{wall} è la conducibilità termica del materiale della parete metallica $[\text{W}/(\text{m K})]$;
- d_{in} è il diametro interno della tubazione $[\text{m}]$;
- d_{out} è il diametro esterno della tubazione $[\text{m}]$;
- s_{wall} è lo spessore della parete metallica $[\text{m}]$.

Oltre al contributo conduttivo della parete metallica, sono state incluse le resistenze convettive interna ed esterna alla tubazione, al fine di ottenere una valutazione più completa degli aspetti termici in condizioni in cui lo scambio convettivo non è trascurabile.

A tal fine sono state implementate e richiamate nel nuovo codice due funzioni dedicate al calcolo dei coefficienti di scambio termico convettivo/liminare. In particolare, i coefficienti convettivi si sono ricavati tramite la relazione 3.8 attraverso il numero adimensionale di Nusselt:

$$h = \frac{\text{Nu } k}{d_h} \quad [\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}] \quad (3.8)$$

dove Nu rappresenta il numero di Nusselt, k la conducibilità termica del mezzo e d_h il diametro idraulico della tubazione (diametro interno per il calcolo di h_{in} ed esterno per h_{out}).

Si riportano nei due paragrafi a seguire le metodologie adottate e le relazioni implementate per il calcolo dei due coefficienti.

Valutazione di h_{in}

Il coefficiente di scambio termico convettivo h_{in} è valutato in condizioni di convezione forzata mediante la relazione (3.8). Le formule utilizzate per il calcolo dei numeri adimensionali caratteristici e le correlazioni semi-empiriche adottate per la determinazione delle proprietà termofisiche dell'acqua sono qui di seguito elencate e riportate in maniera estesa in tabella 3.8.

- Numero di Prandtl Pr da definizione
- Numero di Reynolds Re da definizione
- Calore specifico dell'acqua a pressione costante $c_{p,w}$ da interpolazione lineare empirica su dati termodinamici dell'acqua liquida
- Conducibilità termica dell'acqua k_w tramite relazione di interpolazione lineare empirica
- Densità dell'acqua ρ_w da correlazione empirica di Kell
- Viscosità dinamica dell'acqua μ_w con correlazione di Vogel–Fulcher–Tamman

Tabella 3.8: Relazioni utilizzate per la determinazione delle proprietà termofisiche dell'acqua

Grandezza	Relazione
μ_w [Pa s]	$2.414 \times 10^{-5} 10^{\frac{247.8}{T-140}}$
ρ_w [kg m ⁻³]	$10^3 \left[1 - \frac{(T - 273.15 + 288.9414)(T - 273.15)^2}{508929.2 (T - 273.15 + 68.12963)} \right]$
k_w [W m ⁻¹ K ⁻¹]	$0.6065 - 0.00122(T - 300) + 1.4 \times 10^{-6}(T - 300)^2$
$c_{p,w}$ [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	$10^3 [4.2174 - 0.003(T - 273.15) + 10^{-5}(T - 273.15)^2]$
Re [-]	$\frac{\rho_w v d_h}{\mu_w}$
Pr [-]	$\frac{c_{p,w} \mu_w}{k_w}$

Il numero di Nusselt è calcolato distinguendo tra regime laminare e regime turbolento in funzione del valore del numero di Reynolds. Tale distinzione consente di adottare correlazioni differenti, più adatte a descrivere i meccanismi di scambio termico nei diversi regimi di moto.

Nel caso di regime laminare, ovvero per valori del numero di Reynolds inferiori a un valore critico Re_c , il valore del numero di Nusselt dipende dal grado di sviluppo del profilo termico lungo il condotto. In particolare, quando la lunghezza caratteristica del condotto non è sufficiente a garantire uno sviluppo completo del campo di temperatura, condizione che si verifica quando:

$$\frac{L}{d_h} \leq 0.0425 Re Pr \quad (3.9)$$

viene adottata una correlazione interpolante che tiene conto sia del valore asintotico del numero di Nusselt in condizioni di moto completamente sviluppato, sia del contributo associato allo sviluppo termico nella regione di ingresso:

$$Nu = \left[3.66^3 + 1.61^3 Re Pr \frac{d_h}{L} \right]^{1/3} \quad (3.10)$$

Quando invece la lunghezza del condotto è sufficientemente elevata da garantire il completo sviluppo del profilo termico, ossia nel caso in cui

$$\frac{L}{d_h} > 0.0425 \text{ Re Pr} \quad (3.11)$$

il numero di Nusselt assume un valore costante pari a

$$\text{Nu} = 4.364 \quad (3.12)$$

che rappresenta la soluzione asintotica per moto laminare completamente sviluppato con flusso termico uniforme alla parete.

Nel regime turbolento, corrispondente a valori del numero di Reynolds superiori a Re_c , il numero di Nusselt è valutato mediante correlazioni empiriche di tipo potenza, che tengono conto dell'influenza dei numeri di Reynolds e di Prandtl. Per valori del numero di Prandtl inferiori o uguali a 1.5, il numero di Nusselt è calcolato come

$$\text{Nu} = 0.0214 (\text{Re}^{0.8} - 100) \text{Pr}^{0.4} \quad (3.13)$$

mentre per valori del numero di Prandtl superiori a 1.5 si adotta la relazione

$$\text{Nu} = 0.012 (\text{Re}^{0.87} - 280) \text{Pr}^{0.4} \quad (3.14)$$

Valutazione di h_{out}

Si è valutato tramite apposita funzione iterativa un coefficiente di scambio termico liminare esterno comprensivo di una quota associata al fenomeno di convezione naturale ed una quota associata allo scambio termico radiativo con l'ambiente esterno (assunto a temperatura costante di 15 °C) secondo l'equazione (3.15).

$$h_{\text{ext}} = h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}} \quad (3.15)$$

In particolare h_{conv} è stato ricavato tramite la definizione di numero di Nusselt secondo (3.16)

$$h_{\text{conv}} = \frac{\text{Nu } k_a}{D_{\text{ext}}} \quad (3.16)$$

h_{rad} rappresenta invece un coefficiente di scambio termico radiativo linearizzato secondo la formula (3.17)

$$h_{\text{rad}} = 4 \varepsilon \sigma T_m^3 \quad (3.17)$$

con temperatura media tra ambiente e superficie calcolata come:

$$T_m = \frac{T_s + T_{\text{ext}}}{2} \quad (3.18)$$

con T_s temperatura superficiale esterna della tubazione e T_{ext} temperatura dell'ambiente.

Si è reso necessario valutare i seguenti numeri adimensionali e proprietà termofisiche dell'aria:

- Numero di Prandtl Pr tramite definizione
- Numero di Rayleigh Ra tramite definizione
- Numero di Nusselt Nu tramite correlazione di Churchill-Chu per cilindri orizzontali in aria
- Diffusività termica dell'aria α tramite definizione
- Conducibilità termica dell'aria k_a tramite correlazione empirica
- Calore specifico dell'aria a pressione costante $c_{p,a}$ tramite correlazione lineare
- Viscosità cinematica ν tramite legge di Shuterland
- Densità dell'aria ρ_a tramite legge dei gas perfetti
- Coefficiente di dilatazione volumica β tramite definizione usando temperatura di film
- Temperatura di film T_f tramite definizione

Le equazioni e relazioni utilizzate sono riportate in tabella 3.9.

Le suddette modifiche rendono la resistenza termica per unità di lunghezza definita tramite l'equazione 3.7 una variabile nel tempo, e per tale motivo è stato necessario modificare nel codice `PlugFlowPipe` e nel sottocodice usato per la valutazione delle perdite termiche `PlugFlowHeatLoss` la dichiarazione di tale grandezza da *parameter* (interpretato dal OpenModelica come costante nel tempo) a *Real* (valore variabile nel tempo).

Si riporta in tabella 3.10 i valori assegnati agli input geometrici e di proprietà dei materiali costituenti le tubazioni e in figura 3.12 la vista del diagramma OMEdit del componente modificato descritto in questo sottocapitolo. I singoli tratti di tubazione sono stati modellati assumendo una lunghezza standard pari a 4 m. Le tubazioni sono considerate realizzate in acciaio e isolate termicamente mediante materiali isolanti comunemente utilizzati negli impianti termici, quali gomme elastomeriche o poliuretano espanso.

Tabella 3.9: Relazioni utilizzate per la determinazione delle proprietà termofisiche dell'aria

Grandezza	Relazione
T_f [K]	$\frac{T_s + T_{\text{ext}}}{2}$
β [K ⁻¹]	$\frac{1}{T_f}$
ρ_a [kg m ⁻³]	$\frac{p}{R_a T_f}$
ν [m ² s ⁻¹]	$\frac{1}{\rho_a} \left[1.716 \times 10^{-5} \left(\frac{T_f}{273.15} \right)^{3/2} \frac{273.15 + 110.4}{T_f + 110.4} \right]$
$c_{p,a}$ [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	$1006 + 0.1 (T_f - 300)$
k_a [W m ⁻¹ K ⁻¹]	$0.0241 + 7.72 \times 10^{-5} (T_f - 273.15)$
α [m ² s ⁻¹]	$\frac{k_a}{\rho_a c_{p,a}}$
Ra [-]	$\frac{g \beta T_s - T_{\text{ext}} D_{\text{ext}}^3}{\nu \alpha}$
Pr [-]	$\frac{c_{p,a} \nu \rho_a}{k_a}$
Nu [-]	$\left[0.6 + \frac{0.387 \text{Ra}^{1/6}}{(1 + (0.559/\text{Pr})^{9/16})^{8/27}} \right]^2$

Tabella 3.10: Parametri di input del componente di tubazione isolata

Parametro	Valore	Unità	Descrizione
d_h	0.035	m	Diametro idraulico interno della tubazione, assumendo sezione circolare.
ε	1.5×10^{-6}	m	Rugosità media interna della superficie della tubazione.
L	4	m	Lunghezza complessiva della tubazione.
c_{pip}	500	J/(kg·K)	Calore specifico del materiale costituente la parete della tubazione.
ρ_{pip}	8000	kg/m ³	Densità del materiale della parete della tubazione.
t	0.01	m	Spessore della parete della tubazione.
d_{ins}	0.02	m	Spessore dello strato isolante della tubazione.
k_{ins}	0.03	W/(m·K)	Conducibilità termica del materiale isolante.
k_{wall}	20	W/(m·K)	Conducibilità termica del materiale della parete della tubazione.

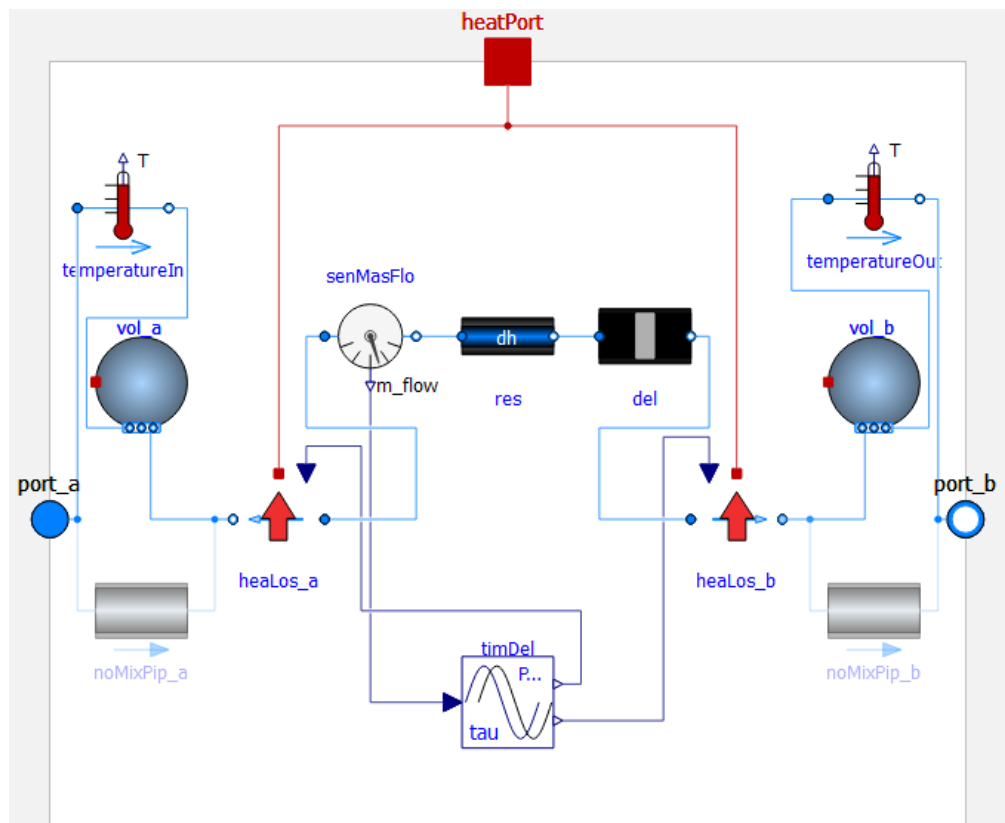


Figura 3.12: Diagramma tubazione isolata modificata

Giunzione

Si è utilizzato il componente `Buildings.Fluid.FixedResistances.Junction` per modellare una giunzione idraulica tra più rami di un circuito fluido, consentendo la connessione di due o più condotti all'interno della rete idraulica. Il modello è pensato per rappresentare nodi di distribuzione o di raccolta del fluido, come ad esempio tee, collettori o punti di diramazione, in cui i flussi provenienti da rami diversi si incontrano e si mescolano.

Dal punto di vista fisico, il componente assume che all'interno della giunzione avvenga una miscelazione istantanea del fluido, tale per cui le proprietà termodinamiche in uscita risultano uniformi e determinate come media energetica dei flussi entranti. In particolare, la temperatura del fluido uscente è calcolata imponendo il bilancio di energia, mentre la continuità della massa è garantita dalla conservazione della portata totale attraverso il nodo.

Il modello consente di includere perdite di carico concentrate associate alla giunzione, che possono essere specificate tramite coefficienti di perdita o resistenze idrauliche equivalenti. In questo modo è possibile tenere conto degli effetti dissipativi introdotti dalla geometria del raccordo, pur mantenendo una formulazione semplice e numericamente robusta. In assenza di perdite specificate, la giunzione può essere considerata ideale, ovvero priva di resistenza al moto del fluido. Nel modello numerico elaborato, non essendo ancora noti i particolari geometrici del circuito al fine di determinare coefficienti di perdita concentrati, si sono considerate giunzioni ideali senza cadute di pressione concentrate.

Valvola a due vie

Si è adottato il componente `Buildings.Fluid.Actuators.Valves.TwoWayLinear` per rappresentare valvole a due vie con caratteristica di apertura lineare. Il componente è comunemente impiegato per la modulazione della portata di fluido all'interno di circuiti termo-fluidodinamici e per il controllo dello scambio termico in elementi quali scambiatori di calore, terminali o rami di distribuzione, in funzione di un segnale di comando continuo.

Dal punto di vista fisico, la valvola introduce una perdita di carico variabile in funzione della posizione dell'otturatore, descritta mediante un segnale di comando normalizzato compreso tra 0 e 1. La relazione lineare tra apertura e portata consente una descrizione semplice e prevedibile del flusso, mentre il modello garantisce la conservazione della massa e una corretta valutazione delle perdite di pressione tenendo conto delle proprietà del fluido e delle condizioni operative.

Nel modello implementato, la capacità di flusso della valvola è definita attraverso il parametro A_v , che rappresenta l'area di passaggio idraulicamente equivalente in condizioni di completa apertura. Tale scelta consente di esprimere in modo diretto

la relazione tra portata e perdita di carico, risultando adeguata a una modellazione fisicamente consistente del comportamento idraulico del componente.

L'impiego del parametro A_v permette di ricondurre il calcolo della perdita di pressione a una formulazione basata sulle grandezze geometriche e sulle proprietà del fluido, assicurando coerenza con le condizioni nominali di progetto e con il bilancio di pressione dell'intero circuito. In presenza di una caratteristica di apertura lineare, il valore efficace dell'area di passaggio varia proporzionalmente al segnale di comando.

Nel modello sviluppato, le valvole operano esclusivamente in logica ON-OFF, assumendo il valore 0 quando completamente chiuse e 1 quando completamente aperte, senza posizioni intermedie di regolazione. In tale configurazione, le valvole sono impiegate unicamente per l'esclusione o l'attivazione di rami del circuito idraulico in funzione della fase operativa considerata, come illustrato nella Sezione 3.1, mentre la regolazione della portata circolante è demandata alla sola pompa di circolazione.

3.2.4 Utenza termica

Si riporta in figura 3.13 il diagramma relativo al sottosistema di scambio termico con l'utenza, costituito da due tipologie di componente, il cooler e sensori di temperatura.

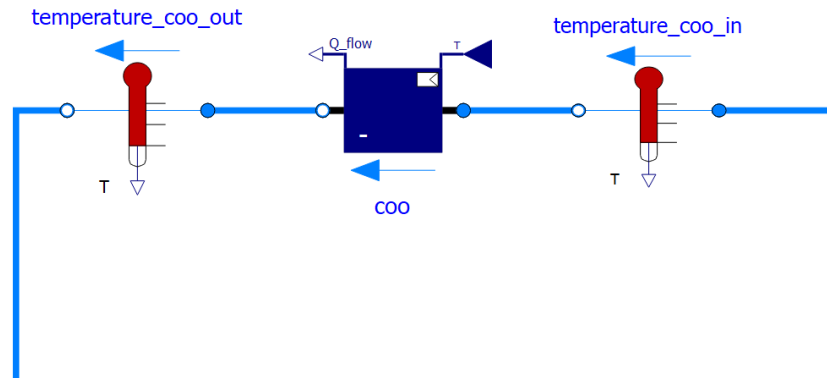


Figura 3.13: Diagramma OMEdit del sottosistema di scambio termico con l'utenza

Cooler

Al fine di rappresentare l'utenza termica si è utilizzato il componente ideale `Buildings.Fluid.HeatExchangers.SensibleCooler_T` che rappresenta uno scambiatore di calore sensibile in cui il fluido viene raffreddato fino a una temperatura

di set-point assegnata, senza considerare fenomeni di accumulo termico o scambio latente. Il modello è particolarmente adatto alla rappresentazione di utenze termiche o carichi equivalenti di edificio, quando l'attenzione è rivolta principalmente al bilancio energetico piuttosto che alla dinamica interna dello scambiatore.

Il funzionamento del componente si basa sull'imposizione di una temperatura di uscita del fluido, definita tramite l'ingresso $TSet$. In presenza di una portata massima diversa da zero, la potenza termica scambiata viene calcolata in funzione della portata, del calore specifico del fluido e della differenza di temperatura tra ingresso e uscita. Il processo modellato è esclusivamente sensibile e non tiene conto di cambiamenti di fase o di effetti di condensazione. La potenza termica richiesta è automaticamente limitata dalla portata disponibile.

Dal punto di vista modellistico, il componente assume un comportamento quasi stazionario, in quanto non include capacità termiche interne né inerzia dinamica. Questa semplificazione consente una maggiore efficienza numerica ed è coerente con simulazioni di sistemi impiantistici complessi, in cui lo scambiatore rappresenta un carico termico aggregato piuttosto che un dispositivo fisico dettagliato. Le perdite di carico idrauliche sono rappresentate tramite il parametro $dp_nominal$, permettendo di tenere conto della caduta di pressione al fine del calcolo corretto della prevalenza della pompa di circolazione. Nel seguente modello tale caduta di pressione è stata assunta pari a 20 kPa.

Nel contesto del presente lavoro, il componente **SensibleCooler_T** è utilizzato per modellare l'utenza termica lato caldo, imponendo un salto termico controllato in funzione della modalità operativa del sistema. In particolare, la temperatura di set-point viene modulata in base allo stato operativo:

- Temperatura d'ingresso al cooler -5°C : per le modalità operative che prevedono presenza di potenza termica richiesta dall'utenza (*direct heating* e *discharging*).
- Temperatura d'ingresso: per le modalità operative nelle quali non è prevista potenza termica richiesta dall'utenza (*Off*, *preheating* e *charging*).

Questa modalità di definizione della $TSet$ garantisce maggiore tutela numerica per il modello, consentendo di evitare potenze termiche estratte indesiderate al cooler anche qualora ci fossero portate minime circolanti nel circuito, e verrà spiegata dettagliatamente nel capitolo 4 dedicato alle modalità di controllo dell'impianto.

Sensore di temperatura

Per esigenze di controllo, in particolare dell'utenza termica, sono stati aggiunti sul circuito diversi sensori di temperatura, al fine di visualizzare l'andamento di questa variabile nel tempo di simulazione. Si è ricorso al componente

`Modelica.Fluid.Sensors.TemperatureTwoPort`, utilizzato per misurare la temperatura del fluido all'interno di un condotto, mantenendo una connessione a due porte con il resto del circuito termo-fluidodinamico. Il sensore è modellato in modo da non introdurre perdite di carico aggiuntive né alterare la portata del fluido, risultando quindi idealmente trasparente dal punto di vista idraulico.

La temperatura misurata corrisponde alla temperatura media del fluido che attraversa il componente ed è resa disponibile in uscita come segnale reale. Il modello garantisce la conservazione della massa e dell'energia, assicurando coerenza con il bilancio energetico del circuito.

Tali sensori sono stati aggiunti all'interno della classe `PlugFlowPipe` per tenere traccia delle temperature in ingresso e in uscita dalle tubazioni come mostrato in figura 3.12, e nel circuito sono stati posizionati a monte e a valle del cooler che modella l'utenza termica in modo da fornire misurazioni di temperatura utili ai fini controllistici.

3.2.5 Accumuli termici

Si è adottata una modellazione di dettaglio degli accumuli termici sensibili. Nonostante la libreria *Modelica Buildings* metta a disposizione diversi componenti per la rappresentazione di sistemi di accumulo termico sensibile, si è ritenuto preferibile sviluppare un modello dedicato dell'accumulo e delle relative connessioni termiche. Tale scelta è motivata da due esigenze principali:

- *Tracciabilità delle grandezze di scambio termico*: i componenti standard disponibili in libreria non consentono di monitorare in modo diretto le grandezze di scambio energetico e i flussi termici interni, né di analizzarne nel dettaglio l'evoluzione temporale.
- *Aderenza strutturale al sistema reale*: come anticipato, il sistema di accumulo reale previsto sarà basato su materiale a cambiamento di fase (PCM) e presenterà una configurazione assimilabile a uno scambiatore di calore di tipo *shell and tubes*, costituito da un involucro esterno contenente il materiale in cambiamento di fase e da serpentine disperdenti attraversate dall'acqua del circuito primario, responsabili dello scambio termico con l'accumulo. Sebbene il modello numerico sviluppato nel presente lavoro faccia riferimento ad accumuli termici sensibili, si è ritenuto opportuno mantenere una struttura coerente con quella prevista per il sistema reale, così da agevolare una futura estensione del modello alla rappresentazione di sistemi di accumulo a PCM.

In figura 3.14 è riportato lo schema del sistema di accumulo implementato in ambiente OMEdit. Il modello è costituito da due capacità termiche, rappresentative dei volumi d'acqua contenuti nei due sistemi di storage. Ciascuna capacità è

accoppiata termicamente, da un lato, alle serpentine disperdenti e, dall'altro, all'ambiente esterno mediante due resistenze termiche, che modellano la capacità dei componenti di opporsi al flusso di calore attraverso l'involucro dell'accumulo.

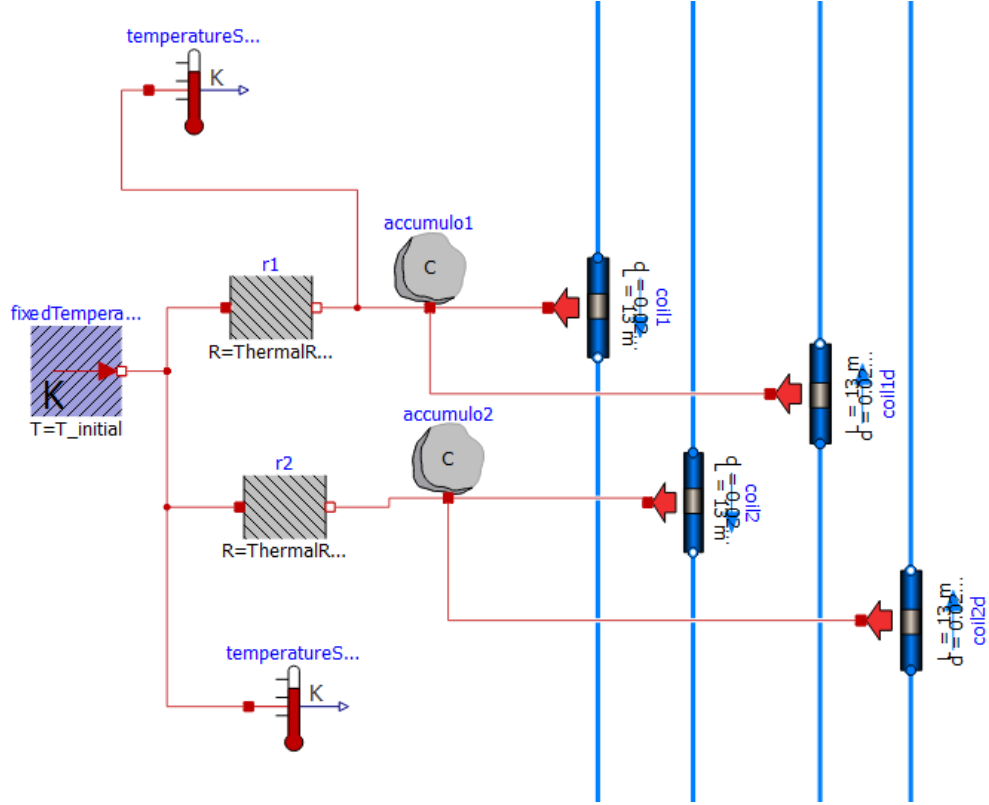


Figura 3.14: Diagramma OMEdit del sistema di accumulo termico sensibile

Come osservabile, il modello numerico prevede la presenza di due serpentine disperdenti per ciascun accumulatore, una dedicata alla fase di carica e l'altra alla fase di scarica dello storage termico. Sebbene, dal punto di vista fisico, ciascun accumulatore reale sia dotato di una singola serpentina per lo scambio termico, tale scelta modellistica è stata adottata per motivazioni di natura numerica. In particolare, essa consente di garantire un unico verso di percorrenza del fluido all'interno dei componenti e di ridurre la complessità computazionale complessiva del modello. Infatti quasi tutti i componenti adottati prevedono la possibilità di consentire circolazione di portata in senso opposto a quello di progetto tramite opzione di *AllowFlowReversal*. Se posta pari a false si ottiene una notevole semplificazione delle equazioni, assumendo ma non forzando assenza di inversione della portata.

Serpentina disperdente

Si tratta del componente circuitale adibito allo scambio termico con gli accumuli termici sensibili. Tali serpentine nelle applicazioni reali presentano un andamento a numerose curvature, pensato per massimizzare l'area disperdente per unità di volume, simile alla struttura di uno scambiatore termico del tipo *shell and tubes*. Nel modello qui descritto non si è scesi a tale livello di dettaglio geometrico ma si è considerata una serpentina rettilinea con lunghezza equivalente sviluppata pari a quella di una serpentina reale, tale da consentire lo scambio di potenza termica richiesta. Per tale motivo il componente serpentina disperdente presenta una struttura uguale a quella adottata e modificata nel caso delle tubazioni isolate `PlugFlowPipe`, con le seguenti variazioni principali:

- *Assenza di materiale isolante*: il componente infatti a differenza delle tubazioni isolate deve massimizzare il flusso termico scambiato con l'esterno.
- *Differente materiale della tubazione*: si è optato per impiego di materiale metallico a maggiore conducibilità termica rispetto all'acciaio, optando per il rame al fine di ridurre la resistenza termica totale delle serpentine stesse.
- *Valutazione di h_{out} in acqua*: la serpentina si presenta infatti immersa nell'acqua contenuta nell'accumulo termico e non in aria.
- *Omissione componente radiativa*: nella valutazione di h_{out} si è omessa la componente radiativa verso l'esterno in quanto l'acqua è maggiormente opaca alla radiazione elettromagnetica infrarossa rispetto all'aria e in quanto la temperatura dell'acqua nell'accumulo non è costante ma insegue, con la sua inerzia termica, quella della parete della tubazione disperdente dando luogo a ΔT più bassi rispetto al caso di tubazione isolata in aria.

Si riportano in tabella 3.11 i valori di input geometrici e termici adottati per le serpentine.

Tabella 3.11: Parametri di input della serpentina disperdente

Parametro	Valore	Unità	Descrizione
$m_{\text{flow,nominal}}$	0.478	kg/s	Portata massica nominale del fluido nella serpentina
d_h	0.025	m	Diametro idraulico interno della tubazione
ε	1.5×10^{-6}	m	Rugosità interna media della parete
c_{pip}	380	J/(kg K)	Calore specifico del materiale della parete della tubazione
ρ_{pip}	8960	kg/m ³	Densità del materiale della tubazione
t	0.010	m	Spessore della parete della tubazione
L	13	m	Lunghezza complessiva della serpentina
k_{wall}	400	W/(m K)	Conducibilità termica della parete della tubazione

Capacità termica

Il volume d'acqua contenuto all'interno degli accumuli è modellato a partire dalla classe `Modelica.Thermal.HeatTransfer.Components.HeatCapacitor`, che rappresenta una capacità termica concentrata associata a un materiale generico. In tale formulazione non sono incluse informazioni di natura geometrica e la capacità termica del componente è assunta costante e indipendente dalla temperatura. Al fine di rendere il modello maggiormente aderente al comportamento fisico reale del sistema, sono state introdotte alcune modifiche al componente di base. In particolare, è stata implementata una valutazione dinamica e temperatura-dipendente del calore specifico dell'acqua, così da tenere conto della variazione delle proprietà termofisiche al variare della temperatura. A tal fine, il calore specifico è stato descritto mediante la correlazione empirica polinomiale riportata in (3.19), ottenuta a partire da dati termodinamici disponibili in letteratura per l'acqua liquida.

$$c_p(T) = 10^3 \left[4.2174 - 0.003 (T - 273.15) + 10^{-5} (T - 273.15)^2 \right] \quad (3.19)$$

La temperatura del componente è assunta uniforme e coincidente con quella della porta termica, secondo l'ipotesi di equilibrio termico interno. Il bilancio energetico del componente è descritto dall'equazione differenziale 3.20:

$$\dot{Q} = m c_p(T) \frac{dT}{dt} \quad [\text{W}] \quad (3.20)$$

dove $\dot{Q}$ rappresenta il flusso di calore scambiato attraverso la porta termica. Il modello non tiene conto di fenomeni di trasporto di massa o di gradienti spaziali di temperatura, risultando pertanto adatto alla simulazione di sistemi di accumulo termico in cui le variazioni di temperatura siano lente e il campo termico possa essere considerato omogeneo.

Dispersioni termiche degli accumuli

Nel presente lavoro si è scelto di modellare in modo esplicito i meccanismi di perdita di calore dell'accumulo, superando l'approccio semplificato basato su una resistenza termica costante.

Il componente `Modelica.Thermal.HeatTransfer.ThermalResistor` rappresenta una resistenza termica concentrata, caratterizzata da un valore costante assegnato come parametro. Tale formulazione, sebbene adeguata per analisi stazionarie o semplificate, non consente di tenere conto della dipendenza delle perdite termiche dalle condizioni operative del sistema, in particolare dalla temperatura del fluido all'interno dell'accumulo e da quella dell'ambiente circostante. Per rendere il modello maggiormente aderente al comportamento fisico reale, il componente `ThermalResistor` è stato quindi modificato affinché la resistenza termica associata alle dispersioni non sia costante, ma vari dinamicamente nel corso della simulazione.

A tal fine, il valore della resistenza termica equivalente è calcolato mediante un'apposita funzione, che restituisce la resistenza globale di dispersione dell'accumulo in funzione delle condizioni termiche e geometriche del sistema. La funzione è basata su una rappresentazione dell'accumulo come un corpo cilindrico verticale, caratterizzato da una parete strutturale e da uno strato di isolamento termico esterno.

Il modello considera i principali meccanismi di scambio termico verso l'ambiente, ovvero: la conduzione attraverso la parete e l'isolamento, la convezione naturale esterna e lo scambio radiativo con l'ambiente circostante. Le dispersioni sono valutate separatamente per le superfici laterali e per le due superfici di testa (superiore e inferiore) dell'accumulo, che vengono infine combinate considerando percorsi di scambio termico in parallelo.

La resistenza per conduzione è calcolata a partire dalle relazioni analitiche per la conduzione cilindrica nel caso della superficie laterale e per la conduzione piana nel caso delle superfici di testa. Le resistenze di conduzione tengono conto sia della parete dell'accumulo sia dello strato isolante, mediante l'utilizzo delle rispettive conducibilità termiche e degli spessori geometrici.

Per quanto riguarda lo scambio termico esterno, la convezione naturale è modellata utilizzando correlazioni empiriche basate sul numero di Rayleigh e sul numero di Nusselt, distinguendo tra superfici verticali (lato dell'accumulo) e superfici orizzontali (superfici di testa). Le proprietà termofisiche dell'aria sono valutate alla

temperatura di film, calcolata come media tra la temperatura superficiale esterna e la temperatura ambiente. Lo scambio radiativo è invece modellato mediante una formulazione linearizzata, basata sulla legge di Stefan–Boltzmann e sull'emissività della superficie esterna dell'accumulo.

Poiché il coefficiente di scambio termico convettivo e radiativo dipende dalla temperatura superficiale esterna, quest'ultima viene determinata mediante un procedimento iterativo come già mostrato per il calcolo del coefficiente convettivo esterno nelle tubazioni isolate. A partire da una stima iniziale della temperatura di superficie, la funzione aggiorna iterativamente i coefficienti di scambio e la resistenza totale fino al raggiungimento di una condizione di convergenza entro una tolleranza prefissata. Tale approccio consente di tenere conto della non linearità del problema termico e di ottenere una valutazione più accurata delle dispersioni.

Infine, le resistenze termiche complessive associate alla superficie laterale e alle superfici di testa vengono combinate assumendo percorsi di scambio in parallelo, ottenendo così una resistenza termica equivalente globale. Il valore restituito dalla funzione viene quindi utilizzato per aggiornare dinamicamente il componente `ThermalResistor`, permettendo di modellare in modo realistico le perdite termiche dell'accumulo al variare delle condizioni operative del sistema.

Ambiente esterno

L'ambiente esterno all'impianto ha nel seguente modello il ruolo principale di svolgere da connessione termica con i componenti che presentano dispersioni verso l'esterno, in particolare con le tubazioni isolate e con gli accumuli termici, che presentano una grande superficie esposta.

Esso è stato modellato tramite il componente `Modelica.Thermal.HeatTransfer.Sources.FixedTemperature`, rappresenta una condizione al contorno a temperatura imposta. Sebbene la temperatura esterna del locale contenente l'impianto HPFlexLab non possa essere realisticamente considerata costante si è fatta questa prima ipotesi semplificativa nel modello, assegnando a tale temperatura fissa il valore di 15°C.

Il componente è definito da un unico parametro T , che rappresenta la temperatura assegnata al nodo termico, e da una porta termica di tipo `HeatPort_b`, attraverso la quale avviene lo scambio di calore con i sistemi a cui è connesso. La temperatura del port è vincolata direttamente al valore del parametro T , in questo modo, il componente impone una temperatura costante al nodo termico connesso, mentre il flusso di calore scambiato attraverso la porta non è imposto a priori, ma risulta dalla soluzione del problema energetico complessivo del modello. Il componente può quindi fornire o assorbire una quantità arbitraria di energia termica al fine di mantenere la temperatura del port al valore assegnato.

Dal punto di vista fisico, il modello può essere interpretato come un serbatoio termico ideale a capacità infinita, in grado di mantenere la propria temperatura costante indipendentemente dallo scambio energetico con il resto del modello.

3.3 Overview dell'impianto

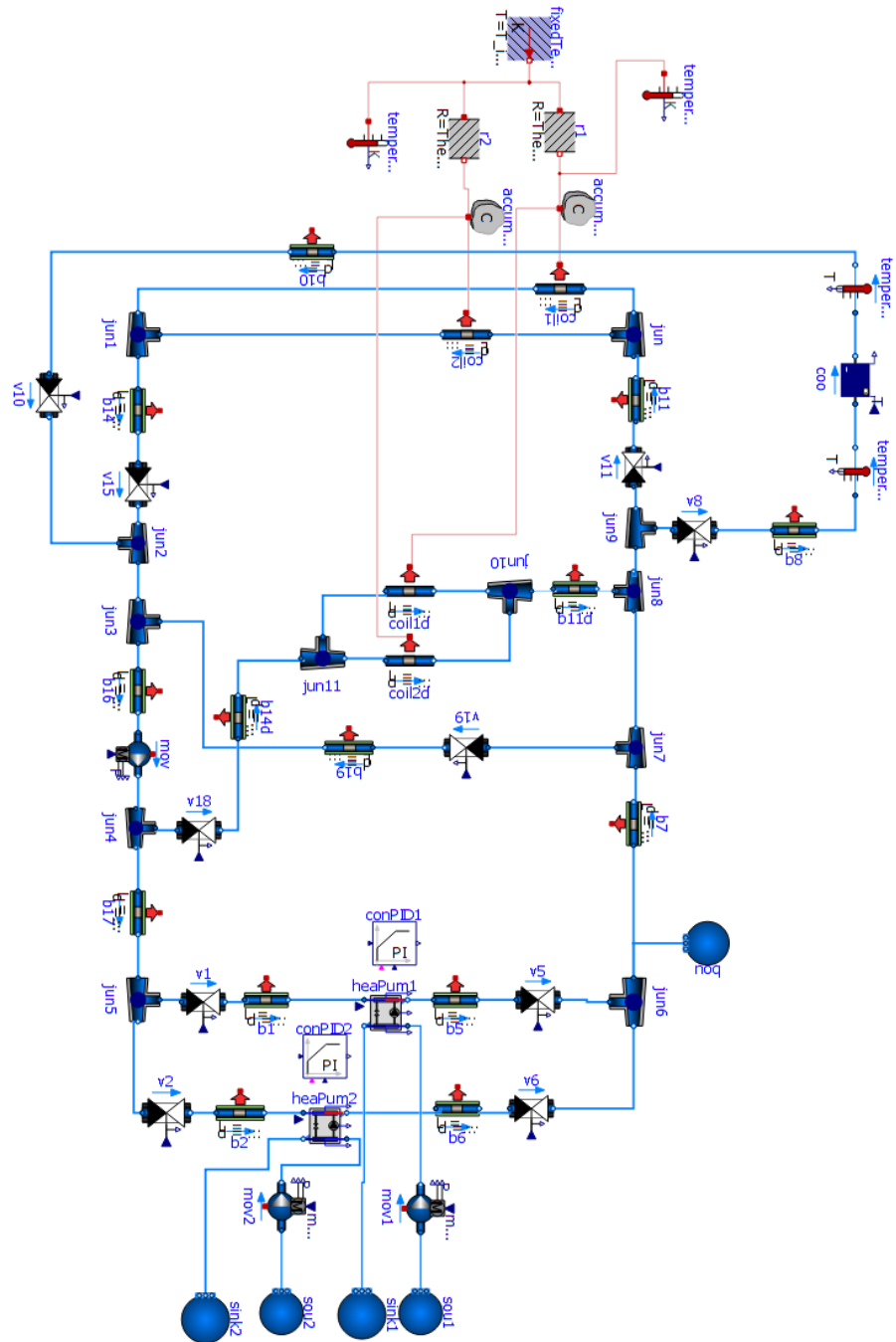


Figura 3.15: Schema completo del modello HPFlexLab

Capitolo 4

Logiche di controllo del modello

Nel presente capitolo vengono descritte le logiche di controllo adottate nel modello numerico sviluppato. Esse consentono di governare il funzionamento dell'impianto simulato secondo le diverse modalità operative illustrate capitolo precedente.

Le strategie di controllo implementate si basano in parte su principi coerenti con il funzionamento reale dei componenti impiantistici considerati (valvole, pompe di circolazione, pompe di calore e utenza termica) e in parte su soluzioni di tipo numerico, introdotte per semplificare la gestione delle transizioni tra le varie fasi operative e assicurare una corretta interazione tra i diversi sottomodelli, senza compromettere la rappresentatività fisica complessiva del modello.

Le modalità di regolazione dipendono principalmente dallo stato operativo dell'impianto, definito come già visto da una variabile discreta globale, denominata *OperatingMode*, che identifica univocamente la modalità di funzionamento corrente (impianto spento, preheating, direct heating, carica o scarica dell'accumulo) e viene utilizzata come riferimento per il comando dei singoli componenti.

Le logiche di controllo riguardano nello specifico i seguenti elementi dell'impianto:

- valvole a due vie;
- pompe di calore;
- pompe di circolazione;
- utenza termica, modellata tramite un componente di tipo *Cooler*.

Nei paragrafi seguenti vengono illustrate le logiche di controllo adottate per ciascun componente, evidenziandone il legame con le modalità operative del sistema.

4.1 Valvole a due vie

Le valvole a due vie presenti nel circuito sono regolate, nel modello qui proposto, secondo una logica di tipo ON–OFF, che considera esclusivamente le due posizioni estreme di completa apertura o completa chiusura. Tale scelta consente di ridurre la complessità del sistema di controllo ed è coerente con gli obiettivi dell’analisi, che non richiedono una modulazione continua della portata.

La posizione di ciascuna valvola dipende unicamente dalla modalità operativa dell’impianto ed è quindi determinata in modo diretto dalla variabile discreta *OperatingMode*. Il comando è implementato tramite semplici strutture condizionali di tipo *if-else*, che associano a ciascuna modalità operativa uno stato ben definito di apertura o chiusura.

In tabella 4.1 è riportato lo stato binario di apertura (O) o chiusura (C) di tutte le valvole presenti nel circuito per ciascuna modalità operativa considerata.

Tabella 4.1: Stato di apertura (O) e chiusura (C) delle valvole nelle diverse modalità operative

Valvola	OFF	Preheating	Direct heating	Charging	Discharging
V1	O	O	O	O	C
V2	O	O	O	O	C
V5	O	O	O	O	C
V6	O	O	O	O	C
V8	C	C	O	O	C
V10	C	C	O	O	C
V11	C	C	C	O	C
V15	C	C	C	O	O
V18	C	C	C	C	O
V19	O	O	C	C	C

4.2 Pompe di calore

Il controllo delle pompe di calore, come anticipato nel capitolo precedente, è realizzato tramite un controllore di tipo PI agente sul flusso termico ceduto dal condensatore delle stesse al fluido termovettore.

La logica di controllo qui descritta ha il fine di elaborare un segnale normalizzato di comando della potenza, fornito come setpoint al controllore PI. Questo segnale permette di modulare il funzionamento delle pompe di calore tra lo stato di spegnimento e il funzionamento a piena potenza.

Il segnale normalizzato, indicato con $heaPum_cmd$, è definito mediante una logica di commutazione tra valori discreti compresi tra 0 e 1, che dipende dalla modalità operativa dell'impianto, identificata dalla variabile *OperatingMode*, e da un insieme selezionato di grandezze fisiche misurate sul modello stesso. In questo modo si assicura che le pompe di calore siano attive esclusivamente quando richiesto e che il loro funzionamento risulti compatibile con lo stato termico del circuito e degli accumuli.

La logica implementata consente inoltre di introdurre soglie di temperatura e bande di isteresi, utili a prevenire cicli di accensione e spegnimento ravvicinati e a garantire una maggiore stabilità numerica e aderenza alla realtà fisica del modello. In particolare, il comando delle pompe di calore viene automaticamente inibito al raggiungimento di condizioni di temperatura limite, sia durante le fasi di carica degli accumuli sia nelle fasi di preriscaldamento del circuito.

Nella definizione del segnale di comando rientrano le seguenti variabili principali:

- *Potenza termica richiesta dall'utenza*, P_{user} : il funzionamento delle pompe di calore è subordinato alla presenza di un effettivo fabbisogno termico da parte dell'utenza. In assenza di richiesta, il comando viene annullato, evitando l'erogazione di potenza non necessaria.
- *Temperatura dell'acqua nel circuito*, $T_{circuito}$: grandezza utilizzata in particolare nella fase di preheating per verificare il raggiungimento delle condizioni minime di temperatura richieste per l'avviamento dell'impianto. In modo cautelativo, si è scelto di fare riferimento alla temperatura dell'acqua di ritorno alle pompe di calore (temperatura in uscita dalle tubazioni b1 e b2), che durante l'esercizio risulta essere la più bassa e quindi maggiormente rappresentativa delle condizioni più gravose.
- *Temperatura dell'acqua negli accumuli*, $T_{storage}$: variabile fondamentale nelle fasi di carica e scarica dello storage termico, impiegata per evitare il superamento delle temperature massime ammissibili e per garantire un utilizzo corretto della capacità di accumulo disponibile.
- *Temperatura dell'acqua in ingresso all'utenza*, $T_{user,in}$: parametro utilizzato come condizione di sicurezza durante la fase di scarica, al fine di assicurare che il fluido termovettore fornito all'utenza mantenga un livello termico adeguato al servizio richiesto.

Il segnale *heaPum_cmd* viene utilizzato come riferimento comune per entrambe le pompe di calore, che sono controllate in modo indipendente dai rispettivi regolatori PI sulla base della potenza termica effettivamente ceduta al condensatore, normalizzata rispetto al valore nominale.

4.3 Pompe di circolazione

Le pompe di circolazione nel modello numerico hanno il compito di regolare la portata del fluido termovettore all'interno del circuito idraulico, determinando direttamente lo scambio termico tra impianto e utenza. La loro regolazione rappresenta quindi un elemento chiave per garantire il soddisfacimento della potenza termica richiesta dall'utenza.

Il controllo delle pompe di circolazione avviene tramite l'imposizione diretta della portata massica circolante. Analogamente a quanto fatto per le pompe di calore, nel modello è stata introdotta una variabile di comando normalizzata, denominata *mov_cmd*, che consente di modulare il funzionamento delle pompe tra un valore minimo di portata e il valore nominale. Tale approccio permette di disaccoppiare la logica di controllo dalla scala fisica delle grandezze, semplificando la definizione e l'implementazione.

Il valore di *mov_cmd* è determinato in funzione della modalità operativa dell'impianto, in questo modo, la portata imposta alle pompe di circolazione risulta coerente con lo stato di funzionamento del sistema, adattandosi alle 4 modalità di preheating, direct heating, carica e scarica degli accumuli.

Nel modello è inoltre prevista l'imposizione di una portata minima, mantenuta anche nelle fasi di spegnimento o di transizione tra modalità operative. Questa scelta non ha una ragione fisica ma costituisce una tutela dal punto di vista numerico, evitando che la simulazione incorra in portate numericamente nulle che ne potrebbero compromettere la stabilità.

Il segnale di comando *mov_cmd*, come l'analogo per le pompe di calore, viene aggiornato ciclicamente all'interno della sezione *algorithm* del modello e successivamente utilizzato nella sezione *equation* per l'assegnazione effettiva della portata alle pompe di circolazione, mediante moltiplicazione per i rispettivi valori nominali.

4.4 Flow chart di definizione delle variabili di regolazione

Si riporta in figura 4.1 il diagramma di flusso per la valutazione dei due comandi normalizzati.

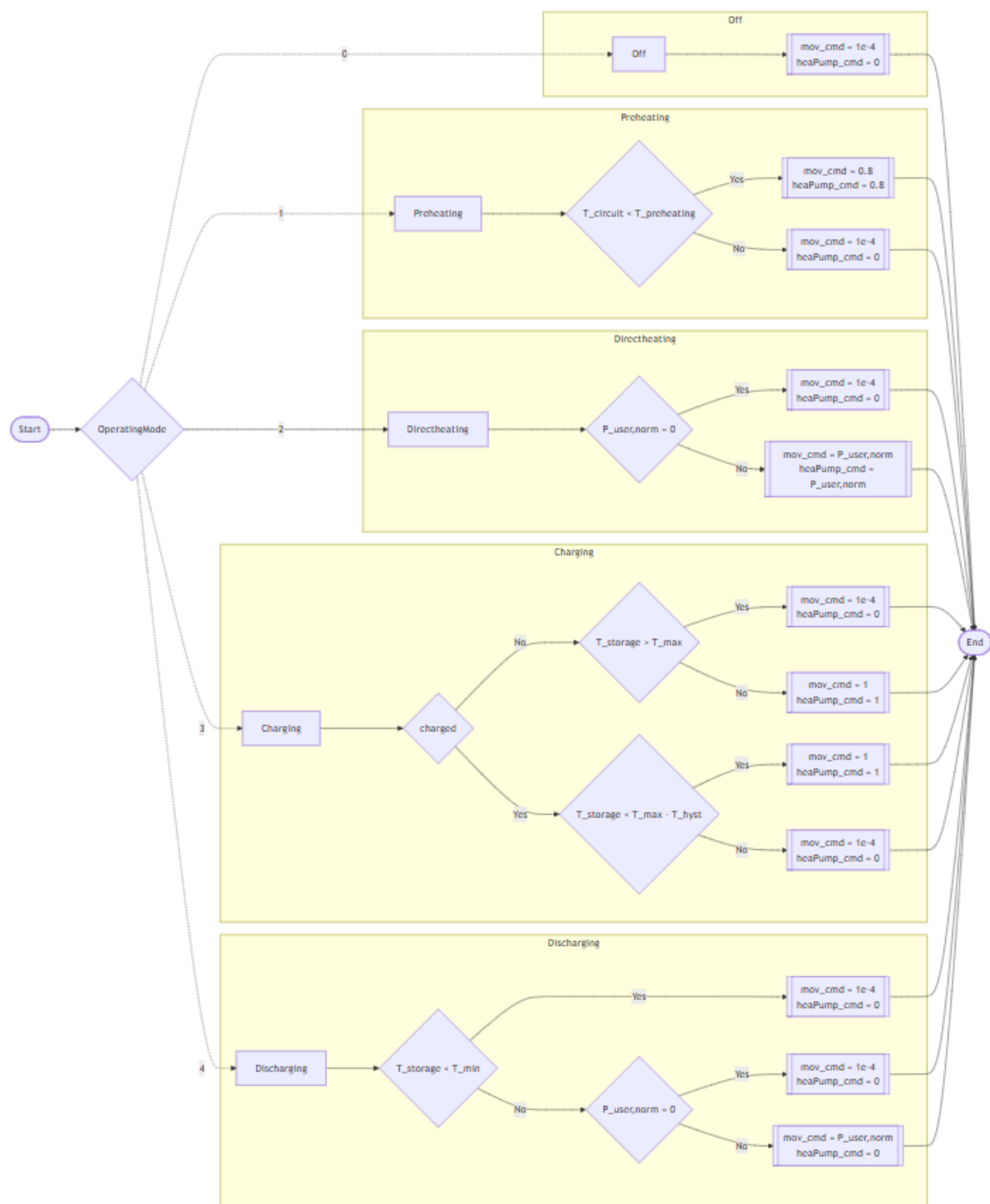


Figura 4.1: Flow chart per la determinazione dei comandi delle pompe di calore e delle pompe di circolazione

Il flusso decisionale ha come ingresso principale la modalità operativa richiesta, e restituisce in uscita i comandi normalizzati per le pompe di calore e per le pompe di circolazione.

Si riportano in tabella 4.2 i valori assegnati alle temperature limite indicate nel flow chart:

Tabella 4.2: Temperature limite utilizzate nella logica di controllo

Parametro	Descrizione	Valore
$T_{\max}$	Temperatura massima dell'accumulo	55 °C
$T_{\min}$	Temperatura minima dell'accumulo	45 °C
$T_{\text{preheating}}$	Temperatura massima di preheating	65 °C
T_{hyst}	Ampiezza della banda di isteresi	1 °C
$T_{\text{user,min}}$	Temperatura minima di ingresso al cooler dell'utenza	40 °C

Un aspetto centrale della logica di controllo riguarda la distinzione tra modalità operativa richiesta e modalità operativa effettiva. In particolare, durante la fase di scarica degli accumuli il sistema verifica il rispetto delle condizioni di sicurezza termica sia lato accumulo sia lato utenza.

Qualora risulti verificata la condizione

$$T_{\text{storage}} < T_{\min}$$

oppure la temperatura di ingresso al cooler dell'utenza scenda al di sotto della soglia minima ammissibile $T_{\text{cooler,min}}$ pari a 40°C, il sistema inibisce la scarica dell'accumulo e forza automaticamente la modalità operativa effettiva in *direct heating*. In tal modo viene garantita la continuità del servizio all'utenza, evitando condizioni di funzionamento non ammissibili e assicurando la produzione diretta della potenza termica richiesta.

Durante la fase di carica degli accumuli termici si introduce una logica dedicata alla gestione dello stato di carica, rappresentata dalla variabile booleana *charged*. Tale variabile assume valore vero quando la temperatura dell'acqua negli accumuli supera la temperatura massima consentita $T_{\max}$ e viene mantenuta tale fino all'uscita dalla modalità di carica. In questo modo è possibile identificare in modo univoco il raggiungimento della prima piena carica dello storage nel periodo di carica degli accumuli.

Per evitare cicli rapidi di accensione e spegnimento delle pompe di calore in prossimità della temperatura massima dell'accumulo, è stata introdotta una banda di isteresi sulla temperatura di carica. In particolare, una volta che lo stato *charged* risulta vero, la riattivazione del processo di carica è consentita solo quando la

temperatura dell'accumulo scende al di sotto di una soglia inferiore pari a:

$$T_{\max} - T_{\text{hyst}}$$

con una ampiezza di isteresi fissata a priori. Questa soluzione consente di stabilizzare il comportamento del sistema, riducendo le oscillazioni di comando e migliorando la robustezza numerica della simulazione.

Nel diagramma di flusso compare inoltre la variabile di potenza normalizzata dell'utenza, indicata con $P_{\text{user,norm}}$. Tale grandezza è fornita al modello sotto forma di *timetable* ed è ottenuta normalizzando il profilo temporale del fabbisogno termico dell'utenza rispetto alla potenza termica nominale complessiva installata delle pompe di calore, pari a 20 kW. Il segnale $P_{\text{user,norm}}$ consente quindi di rappresentare in forma adimensionale l'intensità della richiesta termica istantanea dell'utenza ed è utilizzato nella logica di controllo per modulare sia il comando delle pompe di calore sia quello delle pompe di circolazione durante le fasi di erogazione del calore (*direct heating* e *discharging*).

La struttura logica e decisionale qui mostrata consente di regolare il funzionamento del modello numerico in modo tale da garantire l'immissione della potenza termica minima necessaria a soddisfare il fabbisogno dell'utenza, nel rispetto dei vincoli fisici di funzionamento e di scambio termico dell'impianto, e di controllare la portata circolante al fine di assicurare il livello di potenza termica richiesto.

4.5 Utenza termica

L'utenza termica è modellata mediante un componente di tipo *Cooler* come visto nel capitolo precedente, il cui compito è rappresentare il prelievo di energia termica dal circuito in funzione del fabbisogno dell'utenza finale. Il controllo di tale componente non agisce direttamente sulla potenza termica estratta, ma sulla temperatura di riferimento del fluido in uscita dal componente, consentendo di imporre in modo indiretto il carico termico richiesto attraverso la variazione della portata circolante.

La logica di controllo dell'utenza, come per gli altri componenti, è strettamente dipendente dalla modalità operativa dell'impianto e dal profilo temporale del fabbisogno termico. In particolare, l'utenza è attiva esclusivamente nelle modalità operative di *direct heating* e di *discharging*, ovvero quando il calore viene effettivamente fornito all'utilizzatore finale. In tutte le altre modalità operative (*Off*, *preheating* e *charging*), il prelievo termico viene completamente inibito.

Il comando dell'utenza è implementato attraverso la definizione di una variazione di temperatura imposta, indicata con ΔT_{user} , che viene utilizzata per determinare la temperatura di setpoint del *Cooler* da fornire in input al componente. Si riporta in figura 4.2 il diagramma di flusso per la definizione di tale variazione di temperatura:

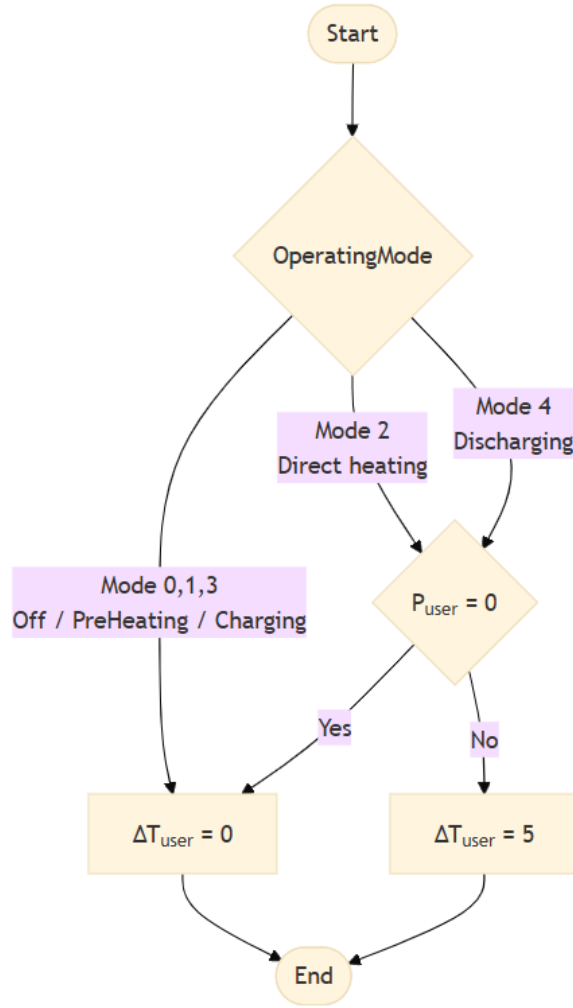


Figura 4.2: Flow chart per la definizione di ΔT_{user}

La temperatura di setpoint dell'utenza è quindi calcolata come

$$T_{\text{set,user}} = T_{\text{in,user}} - \Delta T_{\text{user}}, \quad (4.1)$$

dove $T_{\text{in,user}}$ rappresenta la temperatura del fluido in ingresso all'utenza.

Questa modalità di controllo consente di rappresentare in maniera semplice ed efficace il comportamento dell'utenza termica, garantendo che il prelievo di energia avvenga esclusivamente nei periodi previsti e rendendo il modello numericamente più robusto.

Capitolo 5

Analisi degli scenari simulati

Dopo aver descritto nei capitoli precedenti la struttura del modello, i suoi componenti e le logiche di controllo adottate, il presente capitolo costituisce il nucleo centrale della tesi. In esso vengono presentati e confrontati in modo sistematico i risultati energetici ottenuti dalla simulazione di quattro differenti scenari, con l'obiettivo di testare il modello sviluppato, analizzare le diverse configurazioni da molteplici punti di vista e individuare la soluzione complessivamente più vantaggiosa.

Sono stati definiti quattro scenari distinti, rappresentativi di diverse modalità di utilizzo della potenza installata e dei sistemi di accumulo termico per la copertura del fabbisogno dell'utenza. Gli scenari considerati sono i seguenti:

- **Scenario in direct heating:** utilizzo esclusivo delle pompe di calore per soddisfare la potenza termica richiesta dall'utenza;
- **Scenario con impiego dell'accumulo a programmazione fissa:** utilizzo combinato delle pompe di calore e dell'energia termica accumulata, con processi di carica e scarica dello storage non soggetti a criteri di ottimizzazione ma tramite schedulazione giornaliera fissa;
- **Scenario con impiego dell'accumulo ottimizzato economicamente:** utilizzo combinato delle pompe di calore e dell'energia termica accumulata, con processi di carica e scarica ottimizzati in funzione del costo dell'energia;
- **Scenario con impiego dell'accumulo ottimizzato in termini di emissioni:** utilizzo combinato delle pompe di calore e dell'energia termica accumulata, con strategie di gestione dello storage finalizzate alla riduzione delle emissioni di CO₂ equivalente.

Al fine di garantire un confronto corretto e coerente, tutti gli scenari sono stati simulati a parità di profilo di carico termico dell'utenza. Si evidenzia come ciascuna

configurazione sia in grado di soddisfare istantaneamente la richiesta di potenza termica, garantendo in ogni istante il livello di servizio previsto. Analogamente, i risultati tecnico-economici che saranno mostrati dettagliatamente nel capitolo successivo, sono stati riferiti allo stesso intervallo temporale, così da operare a parità di prezzo zonale dell'energia elettrica e di fattore di emissione specifico.

5.1 Periodo di simulazione

Le simulazioni sono state condotte su un orizzonte temporale di tre giorni consecutivi. Tale scelta è motivata da considerazioni legate alla qualità e alla significatività dei dataset utilizzati nel post-processing dei risultati. Rispetto a una simulazione su singolo giorno, l'estensione temporale scelta consente di sfruttare in modo più efficace le ore serali e notturne per i processi di carica degli accumuli e rende più robuste e significative le strategie di ottimizzazione proposte, grazie alla maggiore variabilità dei segnali di prezzo e di intensità emissiva.

L'aumento della finestra temporale contribuisce quindi a migliorare l'affidabilità dei risultati ottenuti. Tuttavia, si è ritenuto opportuno non estendere oltre i 3 giorni il periodo di simulazione, al fine di mantenere una buona leggibilità dei risultati e una più immediata interpretazione dei grafici prodotti dal modello.

Il periodo di riferimento selezionato va dal 15/10/2024 al 17/10/2024. Per tali giornate sono stati acquisiti, dal sito del Gestore dei Mercati Energetici (GME), i dati relativi al prezzo zonale dell'energia elettrica per il Nord Italia riportati in figura 5.1, mentre dal portale Electricity Maps è stato scaricato l'andamento dell'intensità emissiva del mix elettrico mostrato in figura 5.2. Entrambi i dataset presentano una risoluzione temporale oraria. La scelta di giornate appartenenti all'anno 2024 è stata vincolata dalla disponibilità gratuita dei dati relativi alle emissioni, limitata a tale anno.

Al fine di incrementare la granularità temporale delle simulazioni, è stato applicato un processo di *data augmentation* mediante interpolazione, passando da una risoluzione oraria a una risoluzione quartoraria. Questa scelta è motivata da due principali ragioni:

- *Maggiore precisione dell'ottimizzazione*: una risoluzione temporale più fine consente di modulare in modo più accurato i processi di carica e scarica, migliorando la gestione dell'energia accumulata;
- *Allineamento con l'evoluzione del mercato elettrico*: a partire dal 1° ottobre 2025, i prezzi zonali dell'energia elettrica sono calcolati con granularità di 15 minuti, in conformità alle direttive europee sul mercato unico dell'energia.

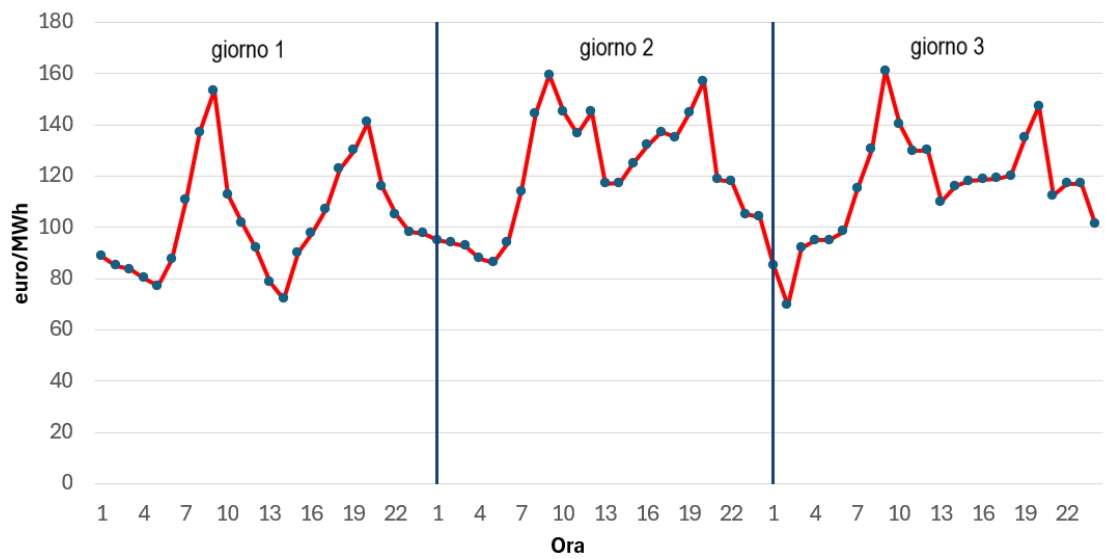


Figura 5.1: MGP-PrezziZonali-Nord 15/10/2024-17/10/2024

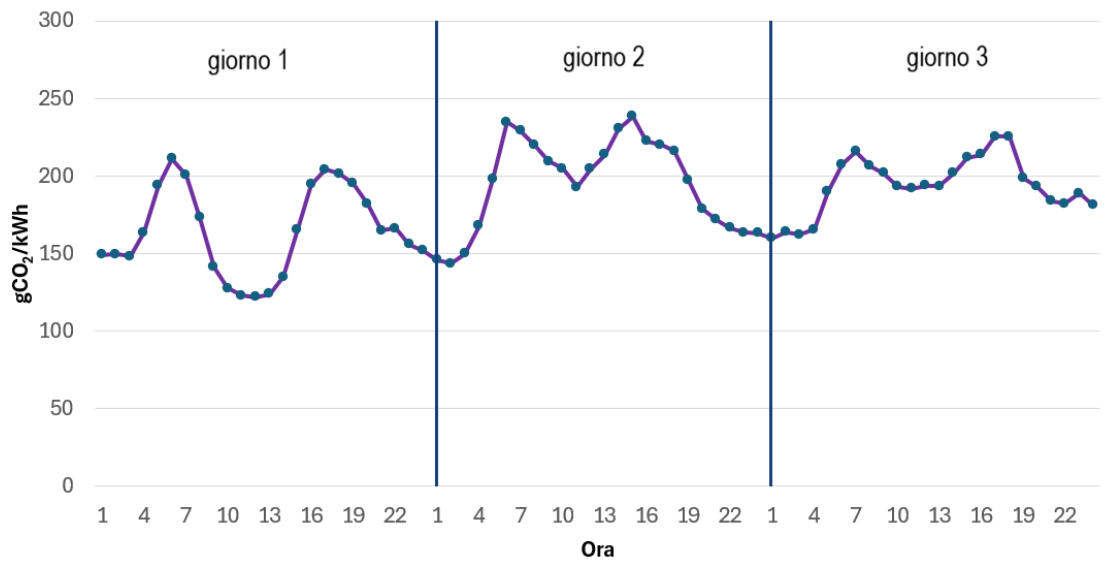


Figura 5.2: Carbon intensity Nord Italia 15/10/2024-17/10/2024

In quest'ottica, i codici di ottimizzazione sviluppati sono stati progettati per operare direttamente su una risoluzione temporale quartoraria, ritenuta più adeguata per la modellazione di scenari di flessibilità energetica basati su sistemi di accumulo termico e coerente con la attuale struttura dei prezzi zonali adottata dal GME.

Il fabbisogno termico dell'utenza è stato definito come ripetizione nei tre giorni di simulazione del profilo termico di progetto di cui si riporta in figura 5.3 l'andamento ottenuto e valido per tutti gli scenari.

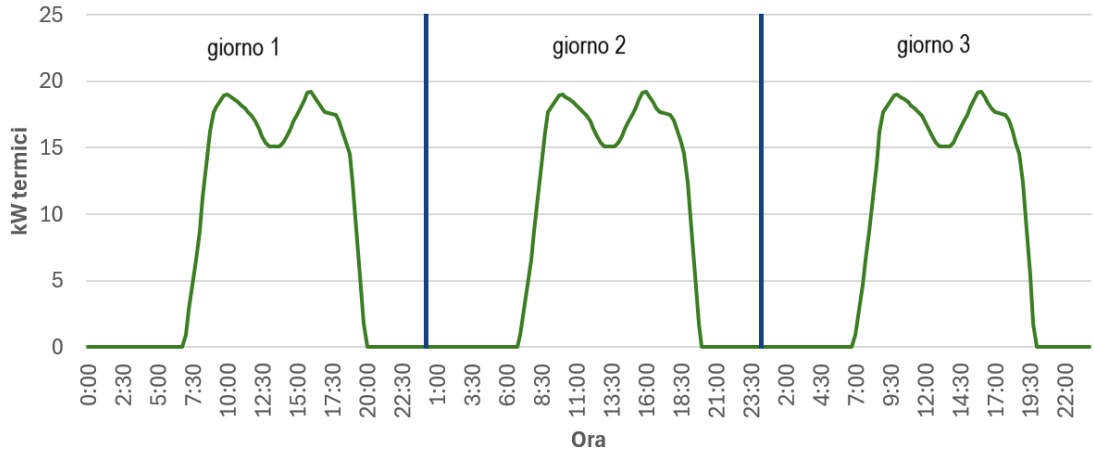


Figura 5.3: Andamento della potenza termica richiesta dall'utenza

Per la risoluzione della simulazione si è ricorsi al metodo di integrazione numerica DASSL predefinito in OpenModelica. DASSL è un risolutore implicito a passo variabile e ordine variabile, basato sulle formule di differenziazione all'indietro (Backward Differentiation Formulas, BDF), ed è particolarmente adatto alla risoluzione di sistemi rigidi di equazioni differenziali-algebriche [22].

Il solver appartiene alla famiglia dei metodi multi-step impliciti e adotta un controllo adattivo sia del passo di integrazione sia dell'ordine del metodo, garantendo una buona stabilità numerica su un'ampia classe di modelli dinamici.

Si riportano in tabella 5.1 i valori dei parametri di setup della simulazione.

Tabella 5.1: Setup di simulazione

Parametro	Valore
Start time [s]	0
Stop time [s]	259200
Step size [s]	1
Initial step size [s]	0.01
Maximum step size [s]	0.05

5.2 Direct heating

Il primo scenario analizzato prevede l'utilizzo esclusivo delle pompe di calore per la copertura del carico termico dell'utenza. La richiesta di potenza, concentrata nella fascia oraria compresa tra le 7:00 e le 20:00, viene soddisfatta impostando *OperatingMode* pari a 2. Al fine di garantire condizioni operative adeguate all'avvio del servizio, è prevista una fase di preriscaldamento del circuito idraulico, attivata un'ora prima dell'inizio della fornitura di calore all'utenza.

L'assorbimento elettrico complessivo dell'impianto è dato dalla somma di due contributi principali:

- i compressori delle pompe di calore;
- le pompe di circolazione del circuito.

In figura 5.4 è riportato il profilo temporale dell'assorbimento elettrico totale dell'impianto. Come si osserva, nelle tre giornate simulate l'andamento del consumo risulta sostanzialmente identico, fatta eccezione per i contributi associati alle fasi di preriscaldamento. In particolare, il preheating della prima giornata presenta una durata maggiore rispetto a quello delle due giornate successive, in quanto la simulazione viene inizializzata assumendo una temperatura dell'acqua nel circuito pari a 15 °C, inferiore alle condizioni operative di regime.

In tabella 5.2 sono riportate le principali grandezze energetiche ricavate a partire dai profili di potenza ottenuti dalla simulazione dello scenario in direct heating.

Per quanto riguarda l'energia termica dispersa, in questo caso essa comprende esclusivamente i flussi termici scambiati dalle tubazioni isolate verso l'ambiente esterno. Sono invece escluse le dispersioni associate agli accumuli termici, che non risultano coinvolti nel funzionamento dell'impianto nello scenario.

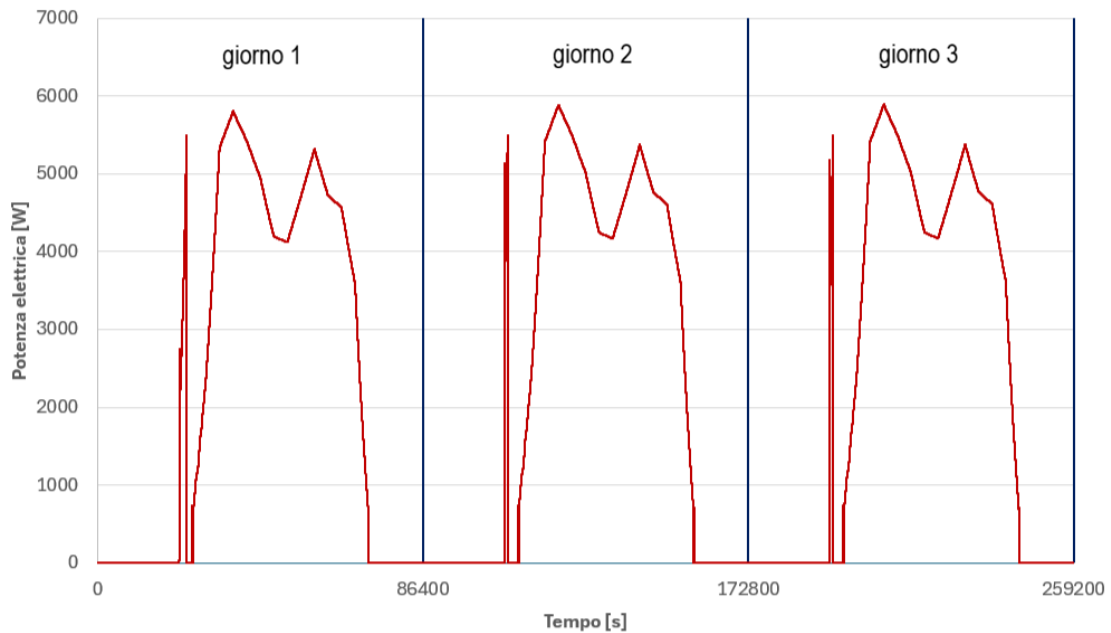


Figura 5.4: Andamento della potenza elettrica totale assorbita, scenario in direct heating

Tabella 5.2: Indicatori energetici dello scenario in direct heating

Grandezza	Valore
Picco di potenza [kW]	5.9
Energia elettrica PDC [kWh]	169.59
Energia elettrica pompe [kWh]	2.10
Energia termica all'utenza [kWh]	587.35
Energia termica dispersa [kWh]	19.35

5.3 Scenario con impiego dell'accumulo a programmazione fissa

Questo secondo scenario simulato prevede l'utilizzo alternativo di pompe di calore in direct heating e di scarica degli accumuli termici per garantire il fabbisogno termico dell'utenza.

I processi di carica e scarica degli storage termici avvengono seguendo una schedulazione giornaliera fissa. Come per tutti gli scenari con utilizzo degli accumuli si effettua la carica nei periodi serali/notturni negli orari dalle ore 20.00 alle ore 7.00 del giorno successivo. Fanno eccezione a questa regola il primo giorno operativo in

cui la carica sarà concentrata esclusivamente tra le ore 24.00 e le ore 7.00 e l'ultimo giorno di simulazione, per il quale le ore serali dalle 20.00 alle 24.00 sono state escluse dalla possibilità di essere usate in modalità di carica.

In questo scenario con schedulazione fissa non si sono utilizzati criteri e logiche di controllo specifiche per il processo di carica e scarica degli storage termici, ma si è ricorsi ad una programmazione giornaliera finalizzata alla riduzione dell'energia termica dispersa dagli accumuli.

In quest'ottica la sequenza operativa più conveniente risulta essere quella che prevede la carica degli accumuli subito susseguita dalla scarica degli stessi, in modo da minimizzare le dispersioni ed utilizzare tutta l'energia termica immagazzinata.

Per questo motivo, considerando la massima energia accumulabile e che il processo di carica avviene a potenza nominale delle pompe di calore, si è valutato un tempo di carica degli accumuli a pieno regime di circa 3.5 ore. Le fasi sono state assegnate secondo la seguente programmazione oraria:

- *Preheating*: a partire dalle 0.00 fino al raggiungimento della temperatura massima di preheating per tutti e tre i giorni di simulazione;
- *Carica*: dalle 3.00 alle 7.00, arco temporale scelto per garantire gli accumuli completamente carichi all'inizio della giornata;
- *Scarica*: dalle ore 7.00 alle ore 12.00, per garantire il completo utilizzo del calore accumulato;
- *Direct heating*: alla fine del processo di scarica, tra le ore 11.00 e le 12.00, l'impianto passa automaticamente in modalità di direct heating, fino alla fine del fabbisogno termico dell'utenza alle ore 20.00;

Questa logica operativa, pur garantendo il massimo sfruttamento immediato dell'energia termica prodotta, risulta poco razionale da adottare. L'assenza di una strategia di ottimizzazione non consente infatti di sfruttare eventuali margini di flessibilità dell'impianto, né di adattare il funzionamento alle condizioni economiche o ambientali esterne.

Si è tuttavia scelto di includere tale configurazione in questa fase di analisi al fine di utilizzarla come termine di riferimento per il confronto con gli scenari ottimizzati. In questo modo è possibile valutare se e in quale misura le strategie di gestione avanzate comportino un effettivo miglioramento dell'esercizio dell'impianto sotto il profilo energetico, economico ed emissivo.

Si mostra in figura 5.5 il profilo di assorbimento elettrico totale dello scenario e in tabella 5.3 alcuni valori energetici significativi, tra cui l'assorbimento elettrico nelle sue componenti e l'energia termica uscente dall'impianto. Si noti come il picco di potenza elettrica assorbita presenta un incremento del 30% rispetto al caso in solo direct heating. Tale picco come osservabile dalla figura 5.5 si colloca nella fase

di carica degli accumuli, quando le pompe di calore lavorano alla massima potenza.

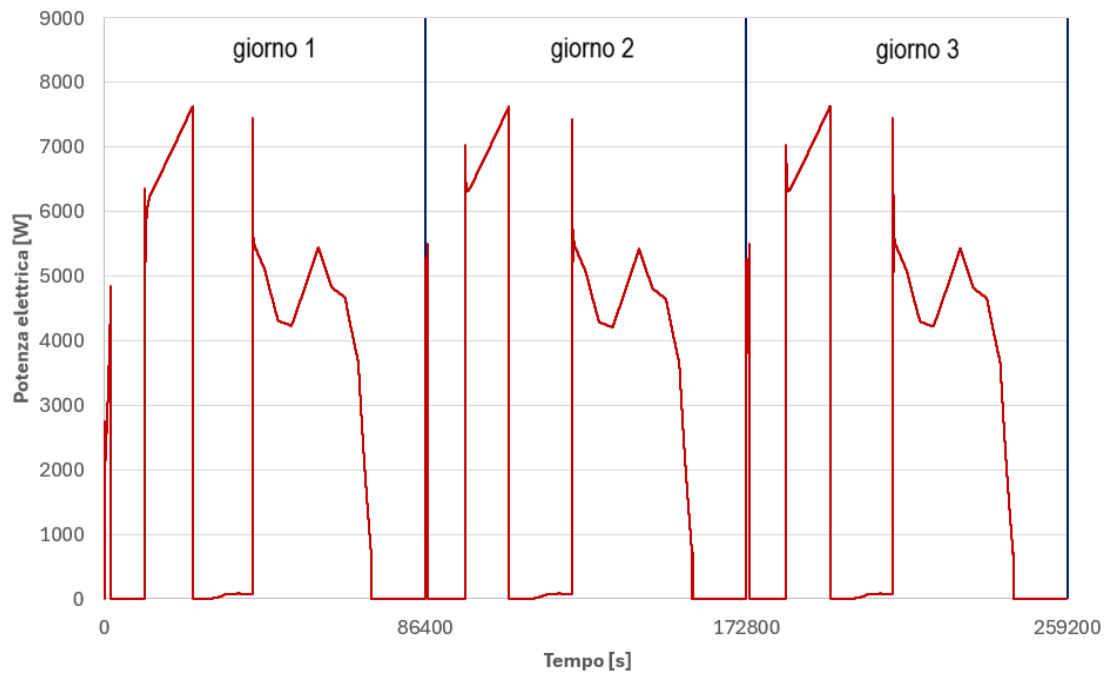


Figura 5.5: Andamento della potenza elettrica totale assorbita, scenario con impiego dell'accumulo a programmazione fissa

Tabella 5.3: Indicatori energetici dello scenario con impiego dell'accumulo a programmazione fissa

Grandezza	Valore
Picco di potenza [kW]	7.6
Energia elettrica PDC [kWh]	190.79
Energia elettrica pompe [kWh]	2.78
Energia termica all'utenza [kWh]	587.35
Energia termica dispersa [kWh]	47.99

5.4 Scenario con impiego dell'accumulo ottimizzato economicamente

Lo scenario con utilizzo dell'accumulo ottimizzato secondo una logica economica prevede l'impiego alternato delle pompe di calore in modalità di direct heating e della scarica degli accumuli termici al fine di soddisfare il fabbisogno termico dell'utenza. A differenza dello scenario con utilizzo dell'accumulo programmato, le fasi di carica e scarica dello storage sono qui determinate mediante una strategia di minimizzazione dei costi dell'energia elettrica.

In figura 5.6 è riportata la collocazione delle fasi di scarica e scarica degli accumuli ottenuta dal codice di minimizzazione. Tale sequenza viene successivamente utilizzata come input per la simulazione del modello numerico dinamico, da cui si ottiene il profilo di assorbimento elettrico complessivo mostrato in figura 5.7. In tabella 5.4 si riportano i principali valori di energia scambiata e potenza ottenuti dalla simulazione dello scenario.

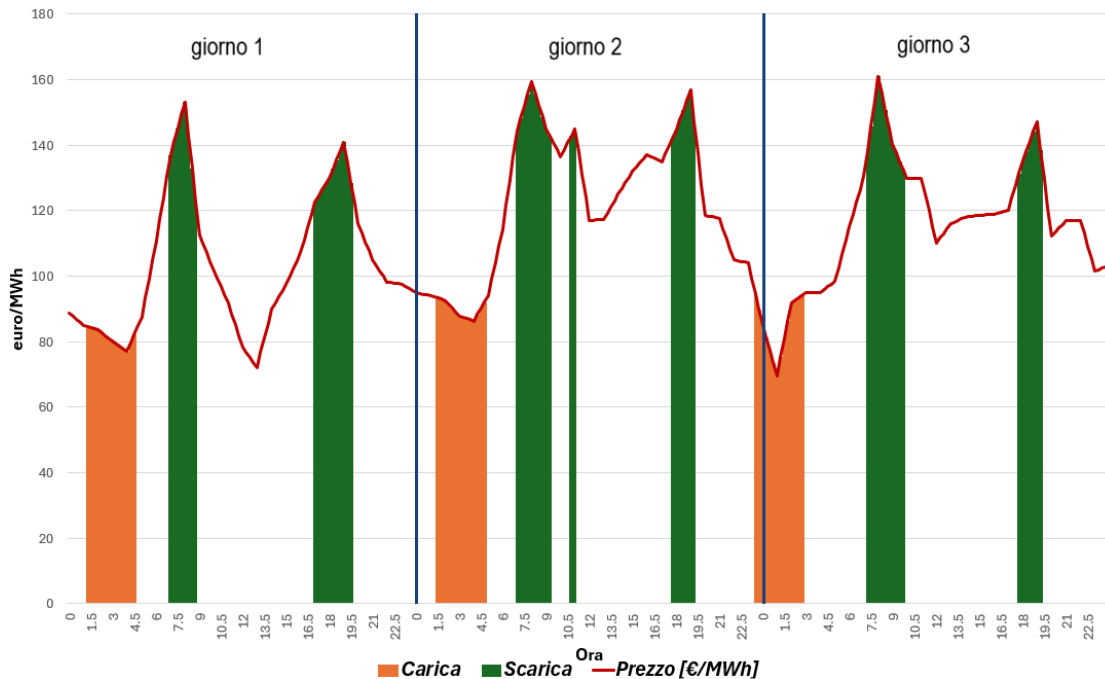


Figura 5.6: Periodi di scarica e di carica degli accumuli dello scenario ottimizzato per costi

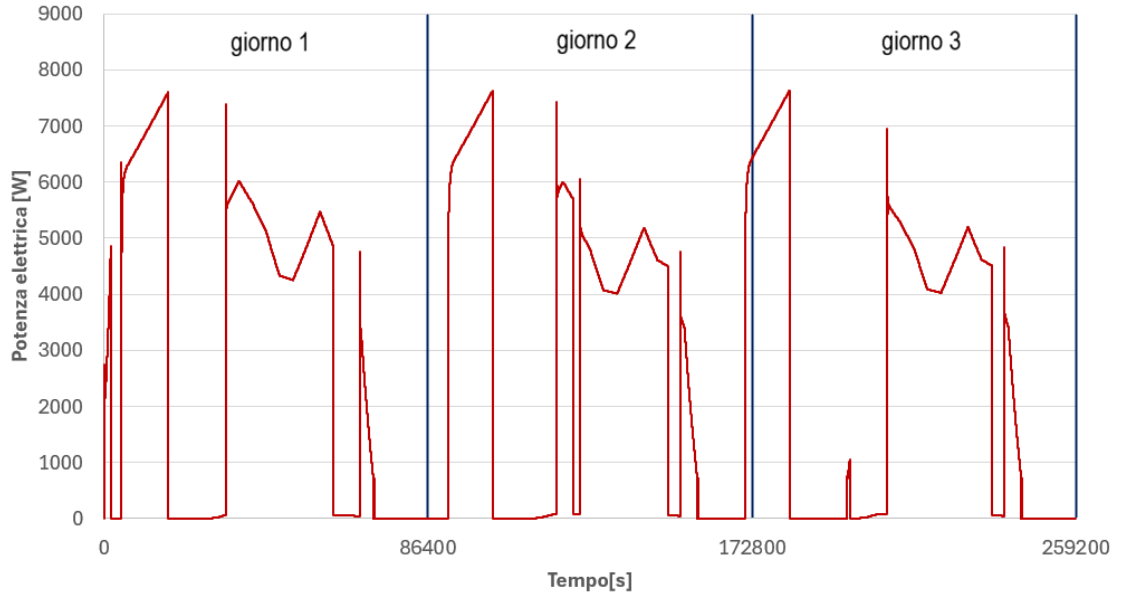


Figura 5.7: Andamento della potenza elettrica totale assorbita, scenario ottimizzato economicamente

Tabella 5.4: Indicatori energetici dello scenario ottimizzato per costi

Grandezza	Valore
Picco di potenza [kW]	7.6
Energia elettrica PDC [kWh]	190.87
Energia elettrica pompe [kWh]	2.77
Energia termica all'utenza [kWh]	587.35
Energia termica dispersa [kWh]	49.70

5.4.1 Algoritmo di minimizzazione dei costi

Per fornire una sequenza di *OperatingMode* finalizzata alla riduzione dei costi, è stato implementato un algoritmo di ottimizzazione per la minimizzazione del costo dell'energia elettrica assorbita dall'impianto. L'ottimizzazione è condotta in modalità deterministica e a posteriori, utilizzando come input i prezzi zonali dell'energia elettrica con risoluzione temporale quartoraria, ricavati come descritto nella sezione 5.1.

L'orizzonte temporale di ottimizzazione coincide con l'intero periodo di simulazione ed è discretizzato in intervalli di durata $\Delta t = 900$ s. In ciascun intervallo

temporale t , il sistema può operare secondo una delle modalità definite (*Off, pre-heating, direct heating, charging e discharging*), nel rispetto dei vincoli energetici associati allo storage.

Il criterio di ottimizzazione economica si basa sull'ordinamento dei time step in funzione del prezzo dell'energia elettrica $p(t)$, espresso in €/MWh. In particolare, l'energia viene accumulata preferenzialmente nei periodi caratterizzati da prezzo minimo e rilasciata durante le ore a prezzo massimo, compatibilmente con il profilo di carico termico dell'utenza.

Il costo totale dell'energia elettrica assorbita può essere espresso come:

$$C_{\text{tot}} = \sum_{t \in \mathcal{T}} P_{\text{el}}(t) p(t) \Delta t, \quad (5.1)$$

dove $P_{\text{el}}(t)$ rappresenta la potenza elettrica assorbita dall'impianto nell'intervallo temporale t e $\mathcal{T}$ è l'insieme dei time step simulati.

Strategia di carica dell'accumulo La carica dello storage termico è consentita esclusivamente durante le ore notturne, definite come l'intervallo temporale compreso tra le 20:00 e le 07:00 del giorno successivo. Per ciascuna notte, i time step disponibili vengono ordinati in base al prezzo dell'energia elettrica in senso crescente, privilegiando i periodi caratterizzati da costo minimo. La carica viene quindi assegnata progressivamente fino al raggiungimento dell'energia massima accumulabile, nel rispetto del vincolo energetico:

$$\sum_{t \in \mathcal{T}_{\text{ch}}} E_{\text{ch}}(t) \leq E_{\text{ch,tot}}. \quad (5.2)$$

In tale espressione, $E_{\text{ch}}(t) = P_{\text{ch}} \Delta t$ rappresenta l'energia accumulata in ciascun intervallo temporale, mentre $E_{\text{ch,tot}}$ indica la capacità energetica complessiva dello storage.

In particolare:

- P_{ch} rappresenta la potenza media scambiata dalle serpentine dedicate allo scambio termico con l'accumulo in condizioni di funzionamento a piena potenza delle pompe di calore. Tale valore, calcolato a partire dagli output di simulazioni di prova, risulta pari a circa 18 kW.
- $E_{\text{ch,tot}}$ è l'energia termica associata alla massa d'acqua contenuta negli accumuli per un salto termico pari a $\Delta T_{\text{ch}} = 12^\circ\text{C}$. Tale valore è stato scelto in modo cautelativo rispetto ai 10°C nominali, poiché all'avvio del processo di carica gli accumuli presentano una temperatura leggermente inferiore ai 45°C di riferimento a causa delle dispersioni termiche durante le ore di inattività. Utilizzando il valore medio del calore specifico dell'acqua $\bar{c}_{p,w}$ nel range operativo considerato, si ottiene:

$$E_{\text{ch,tot}} = m_w \bar{c}_{p,w} \Delta T_{\text{ch}} \approx 231 \text{ MJ} \quad (5.3)$$

Strategia di scarica dell'accumulo Durante le ore diurne, comprese tra le 07:00 e le 20:00, l'energia precedentemente accumulata viene utilizzata per soddisfare il carico termico dell'utenza. Analogamente alla fase di carica, i time step disponibili vengono ordinati in base al prezzo dell'energia elettrica, questa volta in senso decrescente, privilegiando la scarica nei periodi caratterizzati da costo maggiore. Il vincolo energetico giornaliero di scarica è espresso come:

$$\sum_{t \in T_{\text{dis}}} E_{\text{ut}}(t) \leq E_{\text{dis,tot}}. \quad (5.4)$$

dove $E_{\text{ut}}(t)$ è l'energia termica richiesta dall'utenza nel time step t ed $E_{\text{dis,tot}}$ rappresenta l'energia massima giornaliera estraibile dallo storage.

Quest'ultima è stata calcolata come l'energia termica contenuta nella massa d'acqua degli accumuli associata a un salto di temperatura pari a 10°C, dalla temperatura massima di esercizio (55°C) a quella minima (45°C), ottenendo un valore pari a circa 201 MJ secondo la relazione:

$$E_{\text{dis,tot}} = m_w \bar{c}_{p,w} \Delta T_{\text{dis}} \quad (5.5)$$

Nei time step diurni in cui l'energia accumulata non viene utilizzata, il carico termico dell'utenza è soddisfatto direttamente dalle pompe di calore operanti in modalità di *direct heating*.

Output dell'algoritmo L'algoritmo restituisce come output la sequenza temporale delle modalità operative del sistema, esportata in un file di testo compatibile con l'ambiente Modelica. Tale file consente di imporre al modello numerico la strategia di funzionamento ottimizzata, garantendo la coerenza tra la fase di ottimizzazione e la simulazione. Si riporta in figura 5.8 la visualizzazione grafica della sequenza di modalità operative, output del codice di ottimizzazione e input per la simulazione effettuata su OpenModelica, ricordando che gli *OperatingModes* sono così definiti:

- 0 = *Off*
- 1 = *preheating*
- 2 = *direct heating*
- 3 = *charging*
- 4 = *discharging*

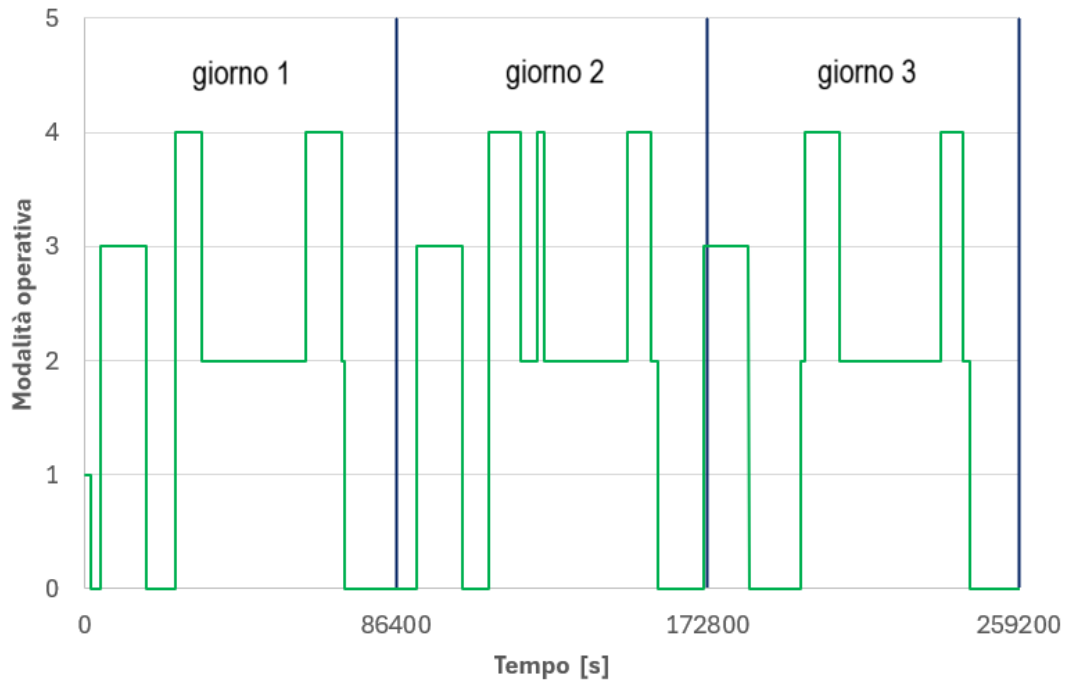


Figura 5.8: Sequenza fasi operative dello scenario ottimizzato economicamente

5.5 Scenario con impiego dell'accumulo ottimizzato per emissioni

L'ultima simulazione, a parità di condizioni al contorno, è stata effettuata considerando uno scenario caratterizzato da una gestione della carica e della scarica degli accumuli finalizzata alla minimizzazione delle emissioni di CO_2 equivalente associate all'assorbimento di energia elettrica dalla rete. In tale configurazione non viene considerato il contributo di eventuali sistemi di produzione elettrica da fonti rinnovabili associati all'impianto HPFlexLab, assumendo quindi che l'intero fabbisogno elettrico sia soddisfatto esclusivamente dalla rete di distribuzione elettrica nazionale.

Come anticipato nella sezione 5.1, per la finestra temporale analizzata sono stati utilizzati i valori di carbon intensity associati al mix di produzione elettrica nazionale reperiti dal sito *Electricity Maps*. Ciò consente di stimare le emissioni specifiche di CO_2 equivalente in atmosfera direttamente correlate ai profili di consumo elettrico dell'impianto.

È stato pertanto implementato un algoritmo di minimizzazione delle emissioni climalteranti del tutto analogo, per struttura, a quello sviluppato per lo scenario di minimizzazione dei costi, con la differenza che in questo caso l'ordinamento dei

time step avviene in funzione della carbon intensity anziché del prezzo dell'energia elettrica. L'applicazione di tale algoritmo ha portato alla collocazione delle fasi di carica e scarica degli accumuli mostrate in figura 5.9.

Utilizzando questa sequenza come input per la simulazione del modello numerico, è stato quindi ricavato il profilo di assorbimento elettrico complessivo dell'impianto, riportato in figura 5.10. In tabella 5.5 si riportano invece i principali risultati derivati dal post processing dell'output di simulazione.

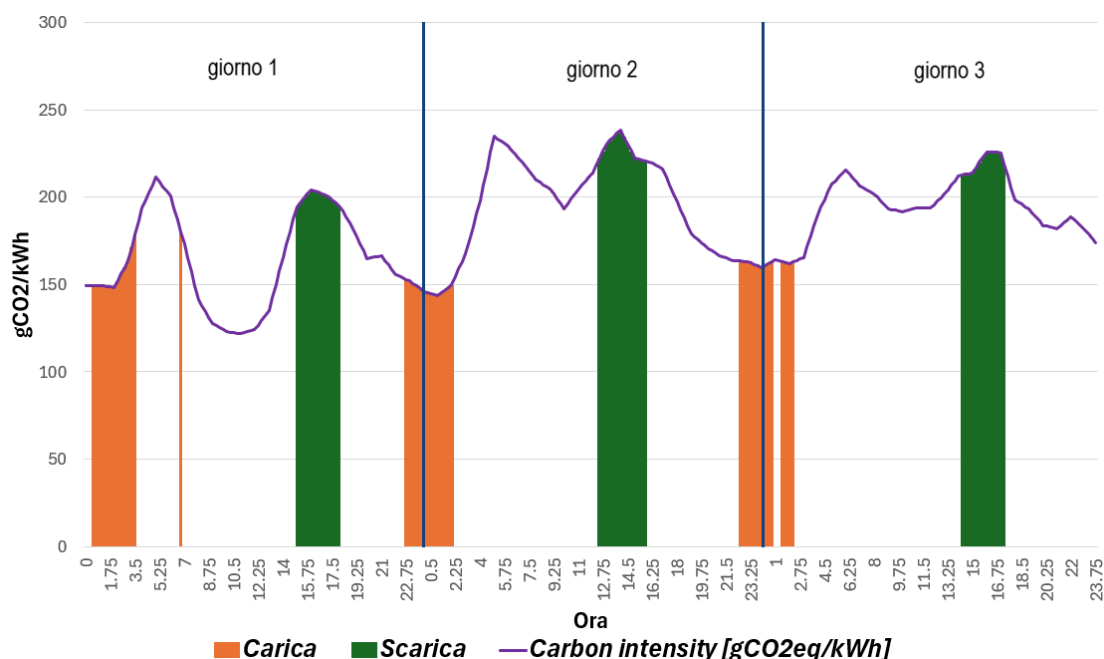


Figura 5.9: Periodi di scarica e di carica degli accumuli dello scenario ottimizzato per emissioni

Tabella 5.5: Indicatori energetici dello scenario ottimizzato per emissioni

Grandezza	Valore
Picco di potenza [kW]	7.6
Energia elettrica PDC [kWh]	199.54
Energia elettrica pompe [kWh]	2.76
Energia termica all'utenza [kWh]	587.39
Energia termica dispersa [kWh]	51.11

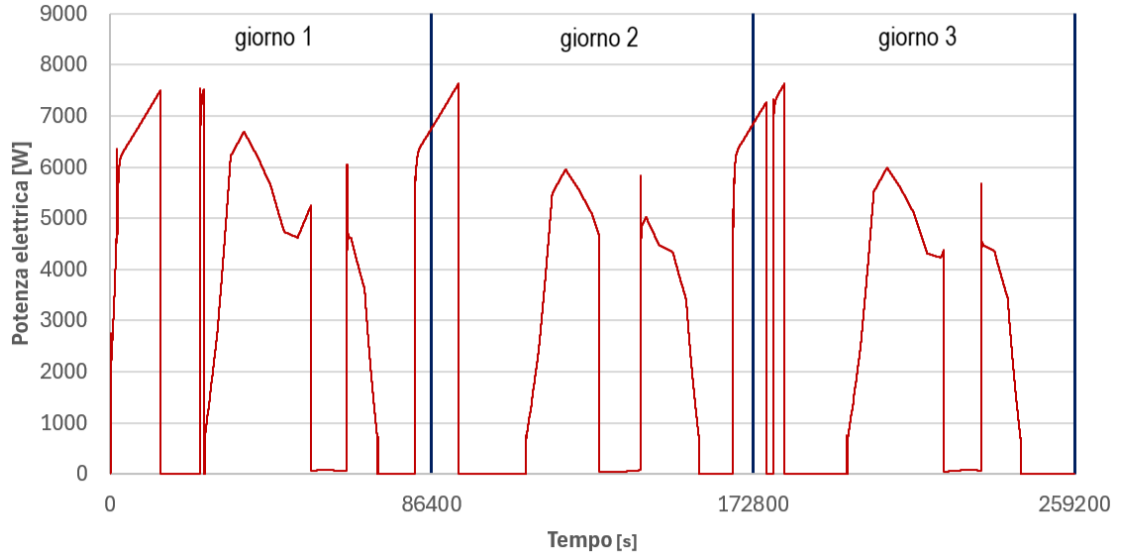


Figura 5.10: Andamento della potenza elettrica totale assorbita, scenario ottimizzato per emissioni

5.5.1 Algoritmo di minimizzazione delle emissioni

Per questo scenario è stato adottato un algoritmo del tutto analogo a quello descritto nella sezione 5.4.1 relativo all'ottimizzazione dei costi, con l'obiettivo di minimizzare le emissioni di CO_2 equivalente associate all'assorbimento di energia elettrica dalla rete. La struttura logica dell'algoritmo rimane invariata, mentre cambia la funzione obiettivo, che in questo caso non è più legata al segnale di prezzo dell'energia ma al contenuto emissivo dell'elettricità prelevata istante per istante.

L'ottimizzazione è condotta in modalità deterministica e a posteriori, assumendo quindi di conoscere l'intero profilo temporale dell'intensità carbonica nel periodo di simulazione. Come metrica di riferimento vengono utilizzati i valori di carbon intensity del mix di produzione elettrica nazionale, espressi in gCO_2eq/kWh e definiti con risoluzione temporale quartoraria, come descritto nella sezione 5.1. I time step vengono quindi ordinati in funzione dell'intensità carbonica $\gamma(t)$, costruendo una graduatoria che consente di identificare le fasce orarie ambientalmente più favorevoli per l'attivazione della pompa di calore.

In particolare, la carica dell'accumulo è privilegiata nei periodi caratterizzati da valori minimi di $\gamma(t)$, così da associare l'energia immagazzinata a un minor contenuto emissivo specifico. Al contrario, la scarica viene assegnata alle ore con maggiore intensità emissiva, in modo da ridurre il prelievo elettrico dalla rete nei momenti in cui il mix di generazione risulta più carbon-intensive. Tale logica di funzionamento è implementata nel rispetto del profilo di carico dell'utenza, dei

limiti di potenza della macchina e dei vincoli energetici dello storage, garantendo la coerenza fisica e operativa della soluzione individuata.

Le emissioni totali di CO_2 equivalente associate al consumo elettrico dell'impianto sono valutate come

$$E_{CO_2, \text{tot}} = \sum_{t \in \mathcal{T}} P_{\text{el}}(t) \gamma(t) \Delta t, \quad (5.6)$$

dove $P_{\text{el}}(t)$ è la potenza elettrica assorbita nel generico time step t , $\gamma(t)$ rappresenta l'intensità carbonica dell'energia elettrica nello stesso intervallo e $\mathcal{T}$ rappresenta l'insieme degli intervalli temporali considerati. L'espressione in (5.6) consente di integrare nel tempo il contributo emissivo istantaneo, fornendo una misura complessiva dell'impatto ambientale associato alla strategia operativa adottata.

I vincoli energetici complessivi di carica e scarica dell'accumulo, inclusi i limiti di stato di carica e le efficienze di conversione eventualmente considerate, rimangono invariati rispetto allo scenario di minimizzazione dei costi.

Output dell'algoritmo L'algoritmo restituisce la sequenza temporale delle modalità operative del sistema, esportata in un file di testo compatibile con l'ambiente Modelica e utilizzata come input per la simulazione del modello numerico. Tale procedura consente di separare la fase di ottimizzazione statica dalla successiva simulazione in ambiente OpenModelica, permettendo di valutare in modo coerente l'impatto della strategia di ottimizzazione emissiva sui profili di consumo elettrico, sull'andamento dello stato di carica dell'accumulo e sulle emissioni complessive di CO_2 equivalente nel periodo analizzato. Si riporta in figura 5.11 l'andamento temporale della variabile discreta *OperatingModes* ottenuto in output dal processo di ottimizzazione.

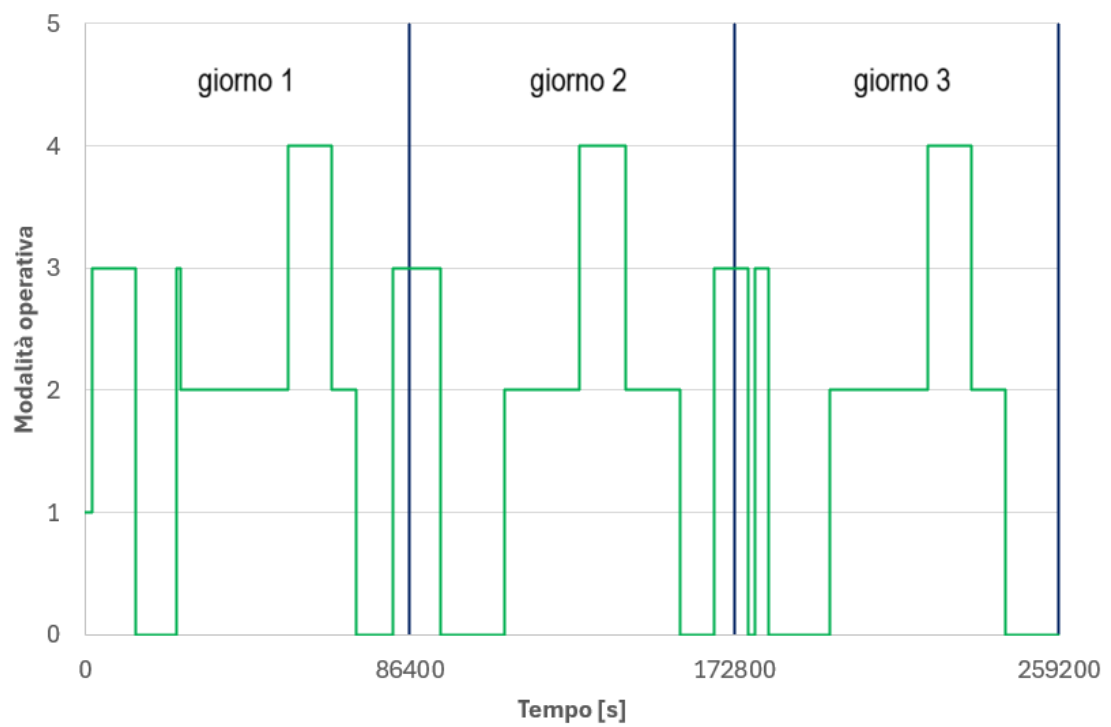


Figura 5.11: Sequenza fasi operative dello scenario ottimizzato per emissioni

Capitolo 6

Analisi comparativa dei risultati

Nel presente capitolo vengono analizzati in modo più approfondito i risultati ottenuti dalle simulazioni, con l'obiettivo di effettuare un confronto sistematico tra i diversi scenari studiati e valutarne l'efficacia, evidenziandone vantaggi e criticità.

Il confronto viene condotto sulla base delle seguenti metriche principali:

- energia elettrica complessiva consumata;
- picco di potenza elettrica assorbita;
- energia termica uscente;
- costi complessivi nel periodo di simulazione;
- emissioni complessive nel periodo di simulazione;
- Flexibility Factor.

6.1 Assorbimento elettrico

L'assorbimento elettrico complessivo dell'impianto tiene conto sia del contributo delle pompe di calore sia di quello delle tre pompe di circolazione modellate. In figura 6.1 è riportato un confronto tra i diversi scenari sotto forma di istogramma dell'energia elettrica totale assorbita.

La voce di consumo nettamente preponderante è associata ai compressori delle due pompe di calore, mentre il contributo delle pompe di circolazione risulta marginale rispetto al consumo complessivo. Come osservabile dalla figura, lo scenario energeticamente meno dispendioso è quello in direct heating, mentre gli

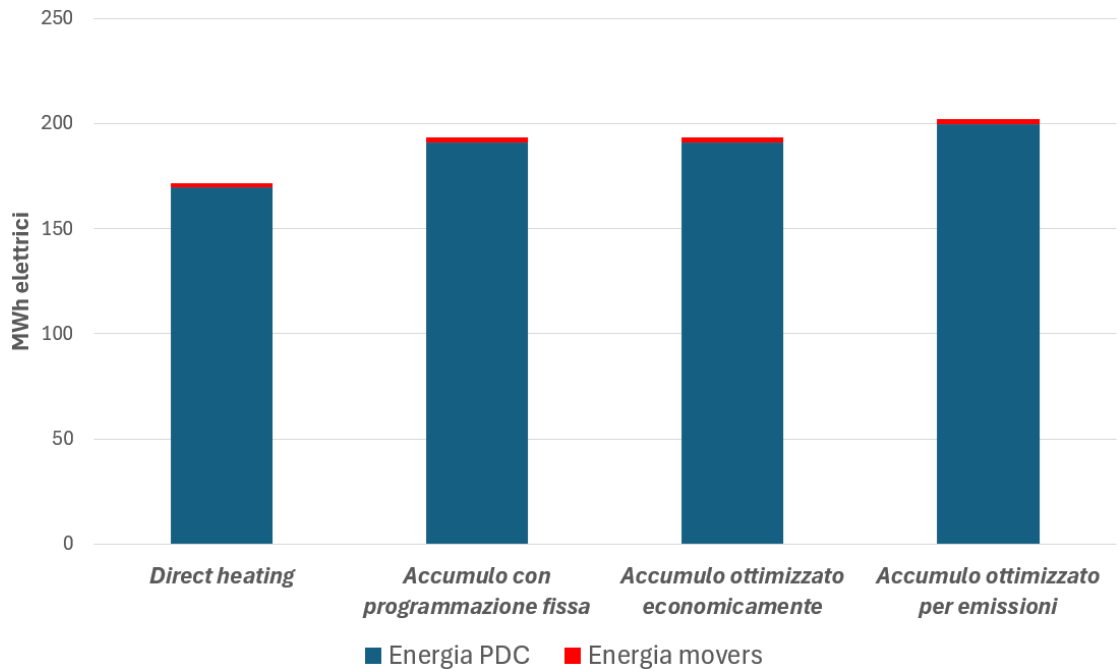


Figura 6.1: Energia elettrica totale assorbita nei diversi scenari

scenari che prevedono l'impiego dell'accumulo termico mostrano un incremento del consumo elettrico, sia per le pompe di calore sia per le pompe di circolazione.

In tabella 6.1 sono riportati gli incrementi percentuali dei consumi elettrici associati a tali componenti rispetto allo scenario in direct heating, assunto come caso di riferimento.

Tabella 6.1: Incrementi percentuali delle energie elettriche assorbite rispetto allo scenario in direct heating

Scenario	PDC [%]	Movers [%]
Programmazione fissa	+12.50	+32.24
Ottimizzato economicamente	+12.54	+31.63
Ottimizzato per emissioni	+17.66	+31.39

Gli incrementi osservati nelle due voci di assorbimento elettrico sono riconducibili alle differenti condizioni operative introdotte dalla gestione degli accumuli termici. In particolare:

- **Pompe di calore (PDC):** durante le fasi di carica degli accumuli le macchine operano per periodi prolungati a carico massimo. Come evidenziato dai profili di consumo elettrico discussi nel capitolo precedente, al procedere della fase di

carica si osserva un aumento della potenza elettrica assorbita, indicativo di una riduzione del coefficiente di prestazione (COP) conseguente al progressivo aumento della temperatura degli accumuli stessi.

- **Pompe di circolazione:** tutti gli scenari che prevedono l'utilizzo dell'accumulo termico presentano un incremento relativo significativo dei consumi associati alle pompe di circolazione. Ciò è dovuto all'introduzione nel circuito dei rami di scambio termico con gli accumuli: il passaggio del fluido attraverso le serpentine disperdenti comporta l'introduzione di una caduta di pressione significativa, associata alla maggiore lunghezza di tali tubazioni e alla riduzione del diametro interno.

6.2 Picco di potenza elettrica

Come mostrato nel capitolo precedente, i diversi scenari analizzati presentano picchi di potenza elettrica assorbita differenti, riassunti in tabella 6.2. Come osservabile, lo scenario che porta al valore minimo di potenza di picco è quello in direct heating, mentre gli scenari che prevedono l'utilizzo degli accumuli termici mostrano valori massimi pressoché coincidenti.

Tali picchi risultano collocati nelle fasi di carica degli storage, durante le quali le pompe di calore operano a piena potenza. L'introduzione dell'accumulo termico comporta quindi un incremento significativo della potenza elettrica massima richiesta dall'impianto, indipendentemente dalla strategia di ottimizzazione adottata.

Tabella 6.2: Picco di potenza elettrica assorbita nei diversi scenari simulati

Scenario	Picco di potenza elettrica [W]
Direct heating	5891
Accumulo con programmazione fissa	7635
Accumulo ottimizzato economicamente	7634
Accumulo ottimizzato per emissioni	7633

6.3 Energia termica uscente

Nel bilancio termico globale dell'impianto riveste particolare importanza la voce relativa all'energia termica uscente dal volume di controllo. Tale contributo è riconducibile essenzialmente a due componenti: il fabbisogno termico dell'utenza,

che rappresenta l'effetto utile del sistema, e le dispersioni termiche indesiderate attraverso le pareti isolate delle tubazioni e degli accumuli.

In figura 6.2 è riportato un confronto tra gli scenari simulati, in termini di energia termica uscente, suddivisa nelle sue principali componenti.

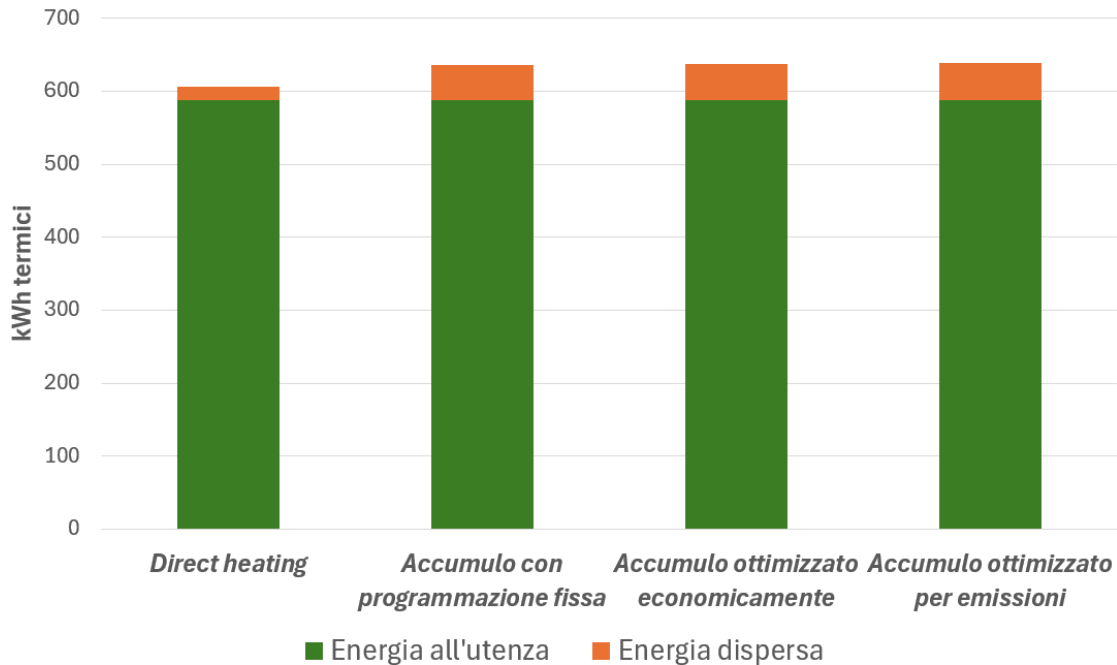


Figura 6.2: Energia termica uscente dall'impianto nei diversi scenari

Come atteso, la quota di energia termica ceduta all'utenza risulta identica in tutti gli scenari analizzati, a conferma del fatto che il fabbisogno termico richiesto viene sempre soddisfatto indipendentemente dalla strategia di gestione adottata.

Al contrario, la quota di energia termica dispersa mostra differenze significative tra i vari casi. In particolare, essa risulta minima nello scenario in direct heating, mentre assume valori maggiori e pressoché costanti negli scenari che prevedono l'utilizzo degli accumuli termici. Tale incremento è direttamente imputabile alle dispersioni radiative e convettive associate ai serbatoi di accumulo, che, a causa dell'elevata superficie esterna esposta, introducono un contributo di perdita termica non trascurabile rispetto al caso in cui gli accumuli non siano utilizzati.

6.4 Costi

Un parametro fondamentale per la scelta della strategia di gestione dell'impianto e del sistema di accumulo termico è il costo complessivo di esercizio nel periodo di simulazione. L'obiettivo di questa analisi è valutare se l'introduzione di un margine

significativo di flessibilità energetica, rappresentato dall'impiego degli accumuli termici, possa tradursi in un beneficio economico effettivo e, in caso affermativo, quantificarne l'entità.

Tale aspetto non è affatto scontato: come emerso dal bilancio energetico dell'impianto, gli scenari caratterizzati dall'utilizzo degli accumuli termici presentano un maggiore consumo complessivo di energia elettrica rispetto al caso di riferimento in direct heating. Ne consegue che il potenziale vantaggio economico di tali strategie dipende esclusivamente dalla possibilità di spostare i consumi verso intervalli temporali caratterizzati da prezzi dell'energia più favorevoli.

A tal fine, per ciascuno scenario sono stati utilizzati i prezzi zonal dell'energia elettrica con risoluzione quartoraria, moltiplicati per l'energia elettrica assorbita dall'impianto nello stesso intervallo temporale, anch'essa valutata su base quartoraria, al fine di determinare il costo globale nel periodo di simulazione.

In figura 6.3 sono riportati i costi complessivi di esercizio ottenuti per i quattro scenari analizzati, mentre in tabella 6.3 sono indicate le variazioni percentuali di costo rispetto al caso base in direct heating.

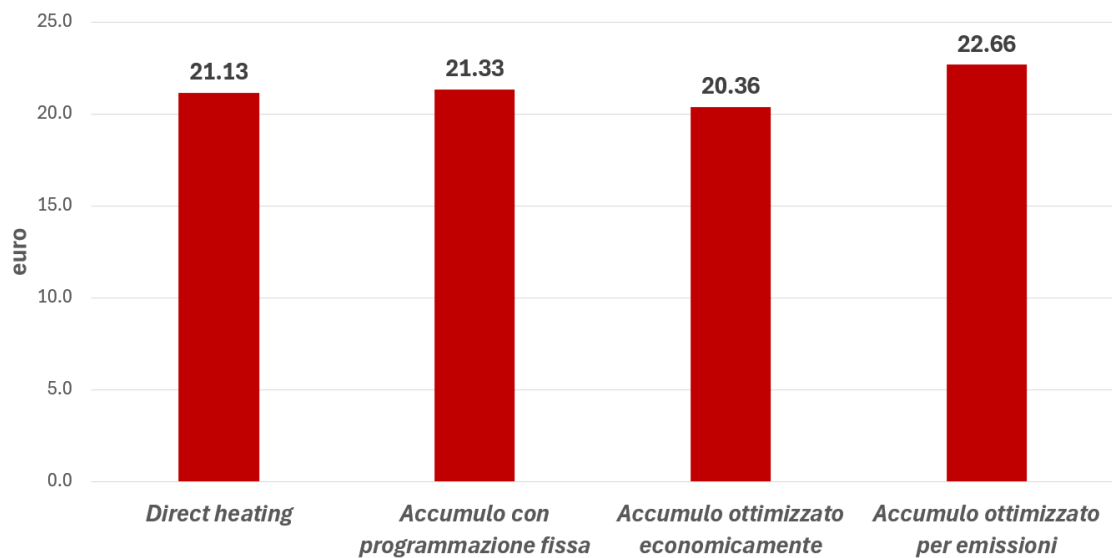


Figura 6.3: Costo complessivo di esercizio dell'impianto nei diversi scenari

Tabella 6.3: Variazione percentuale del costo totale dell'energia elettrica rispetto allo scenario in direct heating

Scenario	Variazione di costo [%]
Programmazione fissa	+0.96
Ottimizzato economicamente	-3.65
Ottimizzato per emissioni	+1.53

Dai risultati ottenuti emerge come lo scenario ottimizzato economicamente risulti il più vantaggioso, mostrando una riduzione significativa dei costi di esercizio rispetto al caso di riferimento in direct heating. Al contrario, le altre strategie di gestione degli accumuli termici, pur prevedendo quantità di energia scambiata tra impianto e storage analoghe, comportano un aumento del costo complessivo di esercizio.

Questo risultato evidenzia come la sola presenza di accumuli termici non costituisca di per sé una garanzia di beneficio economico, ma richieda l'adozione di una strategia di controllo mirata dei processi di carica e scarica, opportunamente progettata per sfruttare le variazioni temporali del prezzo dell'energia elettrica e minimizzare i costi complessivi.

6.5 Emissioni

L'ultimo parametro di confronto considerato è rappresentato dalle emissioni di CO_2 equivalente associate all'esercizio dell'impianto. L'obiettivo di questa analisi è valutare se una strategia di gestione degli accumuli termici esplicitamente orientata alla minimizzazione delle emissioni conduca a un effettivo beneficio ambientale.

Analogamente a quanto osservato per l'analisi dei costi, il confronto non è immediato: gli scenari che prevedono l'utilizzo degli accumuli termici sono infatti caratterizzati da un maggiore consumo energetico complessivo nel periodo di simulazione. Tale aspetto rende non scontato che una maggiore flessibilità operativa si traduca automaticamente in una riduzione delle emissioni climalteranti.

I risultati ottenuti sono riportati nell'istogramma di figura 6.4, mentre in tabella 6.4 sono sintetizzate le variazioni percentuali delle emissioni rispetto allo scenario di riferimento in direct heating.

Dai risultati emerge come lo scenario in *direct heating* risulti complessivamente il più vantaggioso dal punto di vista delle emissioni, mentre tutte le configurazioni che prevedono l'impiego degli accumuli termici presentano un incremento delle emissioni di CO_2 equivalente nel periodo analizzato. Ciò è principalmente riconducibile al

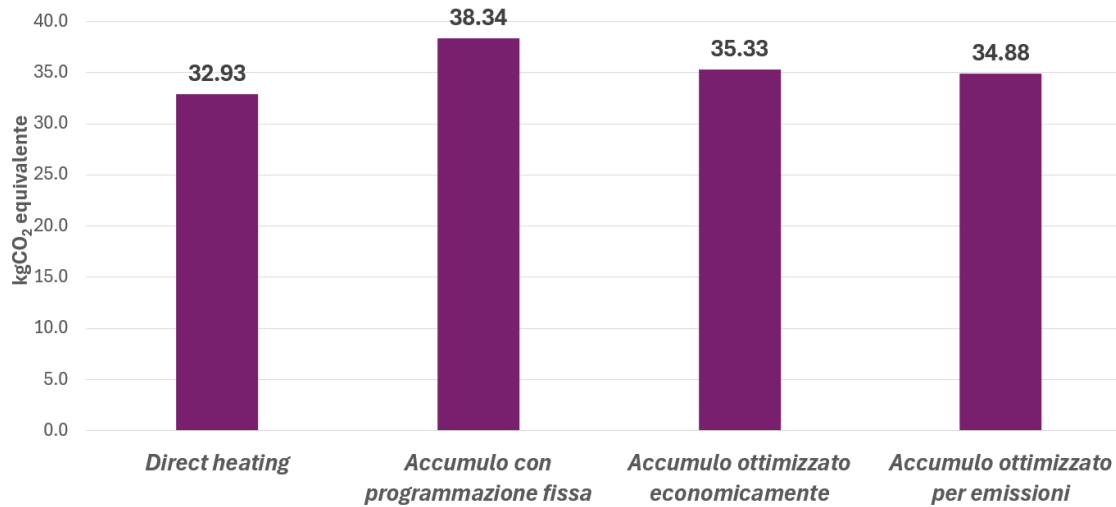


Figura 6.4: Emissioni di CO_2 equivalente dell'impianto nei diversi scenari

Tabella 6.4: Variazione percentuale delle emissioni di CO_2 equivalente rispetto allo scenario in direct heating

Scenario	Variazione di emissioni [%]
Programmazione fissa	+16.43
Ottimizzato economicamente	+7.29
Ottimizzato per emissioni	+5.94

maggiore consumo energetico complessivo associato ai processi di carica e scarica degli accumuli.

Tra gli scenari flessibili, quello ottimizzato per la minimizzazione delle emissioni risulta comunque il più performante, confermando l'efficacia dell'algoritmo di controllo adottato nel ridurre l'impatto ambientale rispetto alle altre strategie che prevedono utilizzo degli accumuli termici.

La limitata efficacia della strategia di minimizzazione delle emissioni risiede principalmente nella forma assunta dal profilo temporale della carbon intensity (figura 5.2). Un'analisi più dettagliata dei dati evidenzia infatti come i valori minimi di intensità emissiva siano prevalentemente collocati nelle fasce orarie diurne, coincidenti con i periodi di funzionamento dell'impianto in modalità di *direct heating* o di *discharging*. Al contrario, nelle ore notturne destinate ai processi di carica degli storage termici, i valori di carbon intensity risultano sensibilmente più elevati.

Tale andamento è strettamente legato alle caratteristiche del mix di produzione elettrica nazionale. In particolare, la significativa presenza di fonti rinnovabili

non programmabili, come il fotovoltaico, determina una riduzione delle emissioni specifiche nelle ore centrali della giornata, quando la produzione solare è massima. Nelle ore notturne, invece, una quota rilevante della generazione elettrica è affidata a impianti alimentati da combustibili fossili, con conseguente aumento dell'intensità carbonica dell'energia elettrica immessa in rete.

In conclusione, l'algoritmo di minimizzazione delle emissioni risulta correttamente formulato e coerente dal punto di vista metodologico; tuttavia, l'effetto complessivo in termini di riduzione delle emissioni di CO_2 equivalente è limitato dalla natura del profilo temporale della carbon intensity. In questo contesto specifico, la maggiore flessibilità operativa introdotta dagli accumuli termici non si traduce in un beneficio ambientale, evidenziando come l'efficacia di tali strategie dipenda in modo determinante dalla struttura del mix di generazione elettrica considerato.

6.6 Flexibility factor

Al fine di quantificare la capacità del sistema di spostare i consumi energetici tra periodi temporalmente differenti, è stato introdotto il *Flexibility Factor* (FF). Tale indicatore consente di valutare quanto efficacemente l'impianto sia in grado di trasferire l'energia termica richiesta dall'utenza da periodi caratterizzati da condizioni sfavorevoli (alto costo o alta intensità emissiva) verso periodi più favorevoli.

In forma generale, il Flexibility Factor è definito come

$$FF = \frac{\int q_{\text{non-peak}}(t) dt - \int q_{\text{peak}}(t) dt}{\int q_{\text{non-peak}}(t) dt + \int q_{\text{peak}}(t) dt}, \quad (6.1)$$

dove $q(t)$ rappresenta il flusso energetico associato al soddisfacimento del carico termico, mentre i pedici *peak* e *non-peak* indicano rispettivamente i periodi ad alta e bassa penalizzazione della metrica considerata.

Nel caso specifico di questa analisi, l'espressione può essere riscritta come

$$FF = \frac{\int_{t \in \mathcal{T}_{\text{fav}}} Q_{\text{heating}}(t) dt - \int_{t \in \mathcal{T}_{\text{sfav}}} Q_{\text{heating}}(t) dt}{\int_{t \in \mathcal{T}_{\text{fav}}} Q_{\text{heating}}(t) dt + \int_{t \in \mathcal{T}_{\text{sfav}}} Q_{\text{heating}}(t) dt}. \quad (6.2)$$

L'individuazione dei periodi favorevoli e sfavorevoli avviene sulla base della distribuzione statistica della metrica di riferimento (prezzo dell'energia elettrica o carbon intensity) calcolata sull'intero orizzonte temporale di simulazione pari a 72 ore. In particolare, assumendo una distribuzione normale, i time step che superano la soglia di una deviazione standard positiva ($+1\sigma$) vengono classificati

come periodi *sfavorevoli*, mentre quelli inferiori a -1σ sono identificati come periodi *favorevoli*.

Il Flexibility Factor assume valori compresi tra -1 e 1 . Un valore prossimo a -1 indica un sistema fortemente rigido, che concentra i consumi nei periodi sfavorevoli, mentre valori prossimi a 1 corrispondono a una flessibilità elevata, con la maggior parte dell'energia spostata nei periodi più convenienti. Valori intermedi rappresentano gradi crescenti di flessibilità operativa.

Nel presente lavoro il Flexibility Factor viene calcolato sia rispetto ai prezzi dell'energia elettrica, fornendo una misura della flessibilità economica del sistema, sia rispetto alla carbon intensity, al fine di valutare la flessibilità ambientale associata alla riduzione delle emissioni di CO_2 equivalente. I risultati vengono mostrati in tabella 6.5 per quanto riguarda il calcolo rispetto ai prezzi ed in tabella 6.6 rispetto alla carbon intensity.

Tabella 6.5: Flexibility Factor calcolato rispetto ai prezzi dell'energia elettrica

Scenario	Flexibility Factor [-]
Direct heating	-0.613
Accumulo con programmazione fissa	0.200
Accumulo ottimizzato economicamente	0.493
Accumulo ottimizzato per emissioni	-0.046

Tabella 6.6: Flexibility Factor calcolato rispetto all'intensità carbonica dell'energia elettrica

Scenario	Flexibility Factor [-]
Direct heating	-0.187
Accumulo con programmazione fissa	-0.563
Accumulo ottimizzato economicamente	0.017
Accumulo ottimizzato per emissioni	0.671

L'analisi congiunta dei Flexibility Factor calcolati rispetto ai prezzi dell'energia elettrica e all'intensità carbonica consente di evidenziare in modo chiaro le differenze tra le diverse strategie di gestione dell'impianto.

Lo scenario in direct heating presenta valori negativi del Flexibility Factor per entrambe le metriche, indicando una marcata rigidità operativa e una concentrazione

dei consumi in periodi sfavorevoli sia dal punto di vista economico sia ambientale. In assenza di sistemi di accumulo, il funzionamento dell'impianto risulta infatti fortemente vincolato al profilo di carico dell'utenza, con possibilità di spostamento temporale dei consumi nulla.

Lo scenario con impiego dell'accumulo in programmazione fissa mostra un miglioramento della flessibilità rispetto ai costi, ma un peggioramento significativo rispetto all'intensità carbonica. Questo risultato evidenzia come l'impiego dell'accumulo in assenza di una strategia strutturata di controllo dei processi di carica e scarica possa introdurre una flessibilità non governata, che può risultare vantaggiosa o penalizzante a seconda della metrica considerata, senza garantire benefici sistematici.

Lo scenario ottimizzato economicamente presenta il valore più elevato del Flexibility Factor rispetto ai costi, a conferma dell'efficacia dell'algoritmo nel trasferire i consumi verso i periodi caratterizzati da prezzi minimi dell'energia elettrica. Tuttavia, il valore prossimo allo zero del Flexibility Factor rispetto alle emissioni indica che tale strategia non comporta un analogo beneficio dal punto di vista ambientale.

Al contrario, lo scenario ottimizzato per emissioni mostra un Flexibility Factor fortemente positivo rispetto all'intensità carbonica, evidenziando una significativa capacità del sistema di spostare i consumi verso periodi a minore impatto emissivo. Questo risultato è ottenuto a discapito della flessibilità economica, come confermato dai valori negativi o prossimi allo zero del Flexibility Factor calcolato rispetto ai costi.

Nel complesso, i risultati mettono in luce come la flessibilità del sistema dipenda in modo critico dalla metrica di ottimizzazione adottata e come, nel caso in esame, gli obiettivi di minimizzazione dei costi e delle emissioni non risultino simultaneamente compatibili. Il Flexibility Factor si conferma quindi uno strumento efficace per quantificare e confrontare in modo sintetico la flessibilità del sistema sotto diverse prospettive, ma non può essere utilizzato come metrica unica di valutazione degli scenari, in quanto non fornisce informazioni dirette sull'effettivo beneficio energetico, economico o ambientale associato a ciascuna strategia.

Capitolo 7

Conclusioni e sviluppi futuri

7.1 Sintesi dei risultati

Il presente lavoro di tesi ha avuto come obiettivo lo sviluppo di un modello numerico dinamico dell'impianto sperimentale HPFlexLab, concepito come gemello digitale di tipo *white box* del laboratorio in fase di realizzazione presso il Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino.

Il modello è stato implementato in ambiente OpenModelica utilizzando il linguaggio Modelica, adottando un approccio fisicamente fondato basato sui bilanci di massa ed energia dei singoli componenti. Tale scelta metodologica ha consentito di costruire una rappresentazione coerente, modulare e scalabile dell'impianto, garantendo al contempo trasparenza fisica e robustezza numerica nelle simulazioni dinamiche.

La definizione della variabile discreta *OperatingMode* ha permesso di formalizzare in modo chiaro le modalità operative del sistema (*Off*, *Pre-heating*, *Direct heating*, *Charging* e *Discharging*), distinguendo tra modalità richiesta e modalità effettiva. Questa impostazione ha reso possibile integrare vincoli termici lato accumulo e lato utenza, introducendo condizioni di sicurezza che forzano il sistema in modalità *direct heating* qualora vengano superate soglie operative non ammissibili.

Particolare attenzione è stata dedicata all'integrazione di accumuli termici sensibili ad acqua con pompe di calore reversibili. L'introduzione dello storage consente di disaccoppiare temporalmente produzione e utilizzo dell'energia termica, aumentando la flessibilità operativa dell'impianto. Tale flessibilità si traduce nella possibilità di modificare il profilo temporale dell'assorbimento elettrico, ridurre i picchi di potenza e adattare il funzionamento del sistema a segnali esterni quali il prezzo dell'energia o l'intensità carbonica del mix elettrico.

Sono stati inoltre sviluppati due algoritmi di ottimizzazione deterministica, finalizzati rispettivamente alla minimizzazione del costo dell'energia elettrica e delle

emissioni di CO₂ equivalente. Ordinando i time step in funzione del prezzo zonale quartorario o della carbon intensity, gli algoritmi consentono di privilegiare la carica dello storage nelle ore caratterizzate da prezzo o intensità carbonica minimi e la scarica nelle ore a prezzo o intensità massimi.

I risultati mostrano come l'impiego degli accumuli termici comporti un incremento del consumo elettrico totale dell'impianto. Tale aumento può essere ricondotto principalmente a due fattori:

- la riduzione del COP delle pompe di calore durante il processo di carica degli accumuli ad alta temperatura;
- l'introduzione di ulteriori perdite termiche associate alla presenza e all'utilizzo dello storage.

Si è tuttavia evidenziato come la strategia di ottimizzazione economica consenta di ottenere, nei tre giorni di simulazione considerati, un vantaggio in termini di costi di esercizio rispetto al caso di solo direct heating, assunto come scenario di riferimento. Diversamente, nel caso di ottimizzazione ambientale, la gestione di carica e scarica orientata alla minimizzazione delle emissioni di CO₂ equivalente non risulta sufficiente a compensare l'incremento di energia elettrica assorbita dall'impianto, facendo emergere lo scenario di riferimento come soluzione ambientalmente più sostenibile nel periodo analizzato.

Nel complesso, il modello sviluppato costituisce una piattaforma numerica coerente con l'architettura impiantistica prevista e rappresenta una base solida per future attività di validazione sperimentale e ottimizzazione avanzata. I risultati ottenuti evidenziano come l'introduzione di un ampio margine di flessibilità energetica mediante l'utilizzo di accumuli termici non rappresenti di per sé un vantaggio in termini di consumi ed emissioni, in quanto comporta un incremento certo del fabbisogno energetico complessivo. I benefici risultano perseguibili esclusivamente attraverso l'implementazione di logiche di gestione dedicate, in grado di ottimizzare i processi di carica e scarica. Anche in tali condizioni, permane una forte dipendenza dal profilo temporale e dalla variabilità della metrica rispetto alla quale si sceglie di ottimizzare il funzionamento dell'impianto.

7.2 Limiti dello studio e prospettive future

Nonostante la coerenza metodologica e i risultati ottenuti, il lavoro presenta alcune limitazioni che rappresentano al contempo interessanti direzioni di sviluppo futuro.

- **Assenza di validazione sperimentale.** Il modello è stato sviluppato in una fase in cui l'impianto reale è ancora in corso di costruzione; di conseguenza, non è stato possibile effettuare un confronto quantitativo tra risultati numerici

e dati misurati. La futura disponibilità di dati sperimentali consentirà di calibrare i parametri termofisici, verificare le ipotesi modellistiche adottate e migliorare progressivamente l'accuratezza predittiva del gemello digitale.

- **Semplificazioni nella modellazione degli accumuli LHTES.** Sebbene l'architettura preveda l'impiego di sistemi a cambiamento di fase, nel modello sono state introdotte alcune semplificazioni volte a garantire stabilità numerica e tempi di simulazione contenuti. Un'analisi più dettagliata dei fenomeni di fusione e solidificazione del PCM, nonché degli scambi termici nei moduli di accumulo di tipo *shell-and-tube*, permetterebbe di rappresentare con maggiore fedeltà il comportamento reale dello storage e di valutare con maggiore accuratezza le prestazioni dinamiche del sistema.
- **Ottimizzazione deterministica e a posteriori.** Gli algoritmi di minimizzazione assumono noti a priori i prezzi dell'energia elettrica e la carbon intensity sull'intero orizzonte temporale. Tale scelta è coerente con un'analisi di scenario, ma non riflette pienamente le condizioni operative reali. L'integrazione di modelli previsionali dei prezzi, delle emissioni e dei carichi consentirebbe di evolvere verso strategie di controllo predittivo (*Model Predictive Control*), aumentando il realismo applicativo del sistema e il suo potenziale utilizzo come strumento di supporto decisionale per la gestione dell'impianto.
- **Focalizzazione prevalente sul lato caldo dell'impianto.** L'analisi sviluppata si è concentrata principalmente sul funzionamento in modalità di riscaldamento e sulla gestione dell'accumulo lato caldo. Un'estensione sistematica al lato freddo dell'impianto permetterebbe una valutazione più completa delle potenzialità complessive del laboratorio HPFlexLab, soprattutto in un'ottica di funzionamento annuale e multi-servizio.
- **Assenza di ottimizzazione multi-obiettivo.** Le strategie analizzate hanno considerato separatamente il criterio economico e quello ambientale. Un'evoluzione naturale del lavoro potrebbe prevedere un'ottimizzazione multi-obiettivo in grado di bilanciare simultaneamente costo dell'energia ed emissioni di CO₂ equivalente, individuando configurazioni di compromesso ottimali e fornendo indicazioni più articolate per la gestione operativa del sistema.

Nel complesso, tali aspetti non rappresentano criticità strutturali del modello, bensì opportunità di evoluzione. Il gemello digitale sviluppato costituisce una base solida su cui innestare progressivamente moduli di maggiore complessità, aggiornando le ipotesi di layout e di carattere geometrico sulla base dei dati costruttivi reali e integrando informazioni sperimentali, strategie di controllo avanzate e nuove funzionalità analitiche.

In conclusione, il lavoro svolto non si limita alla realizzazione di un modello numerico, ma rappresenta il primo passo verso la costruzione di una piattaforma sperimentale e digitale integrata, capace di supportare ricerca, sperimentazione e innovazione nel settore delle pompe di calore e degli accumuli termici, in linea con gli obiettivi di flessibilità e decarbonizzazione del sistema energetico.

Bibliografia

- [1] *Net Zero by 2050: A Roadmap for the Global Energy Sector*. Rapp. tecn. International Energy Agency, 2021 (cit. a p. 1).
- [2] Mat Santamouris. «Cooling the buildings – past, present and future». In: *Energy and Buildings* 128 (2016), pp. 617–638 (cit. a p. 3).
- [3] *The Future of Heat Pumps*. Rapp. tecn. International Energy Agency, 2022 (cit. a p. 4).
- [4] European Commission. *A Renovation Wave for Europe – Greening our buildings, creating jobs, improving lives*. Rapp. tecn. European Commission, 2020 (cit. a p. 4).
- [5] Marco Perino, Matteo Bilardo e Enrico Fabrizio. «Enhancing Energy Flexibility in Buildings: A Design-Phase Approach to Couple Latent Heat Thermal Energy Storage (LHTES) and Heat Pumps». In: *Proceedings of the 19th International Conference on Energy Storage (ENERSTOCK 2024)*. 2024 (cit. alle pp. 4, 14, 16–18).
- [6] Grieves M. e Vickers J. «Digital Twin: Mitigating Unpredictable, Undesirable Emergent Behavior in Complex Systems». In: *Transdisciplinary Perspectives on Complex Systems*. Springer, 2017 (cit. alle pp. 6, 7).
- [7] A. Fuller, Z. Fan, C. Day e C. Barlow. «Digital Twin: Enabling Technologies, Challenges and Open Research». In: *IEEE Access* 8 (2020) (cit. a p. 7).
- [8] Lennart Ljung. *System Identification: Theory for the User*. Prentice Hall, 1999 (cit. a p. 7).
- [9] B. Wayne Bequette. *Process Control: Modeling, Design, and Simulation*. Prentice Hall, 2003 (cit. a p. 7).
- [10] Alfonso Capozzoli e Davide Fop. *Grey-box modeling*. Slides del corso "Gestione energetica e automazione negli edifici". Corso di Laurea in Ingegneria Energetica e Nucleare. 2024 (cit. a p. 7).
- [11] Fei Tao, Hongbo Zhang, Aihua Liu e Andrew Y. C. Nee. «Digital Twin in Industry: State-of-the-Art». In: *IEEE Transactions on Industrial Informatics* 15.4 (2019) (cit. a p. 7).

- [12] *Modelica – A Unified Object-Oriented Language for Systems Modeling. Language Specification*. Modelica Association. 2023 (cit. alle pp. 8, 10).
- [13] Peter Fritzson. *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 3.3*. Wiley-IEEE Press, 2015 (cit. a p. 9).
- [14] *OpenModelica User's Guide*. Open Source Modelica Consortium. 2023 (cit. a p. 10).
- [15] *Relazione tecnica HP FlexLab*. Rapp. tecn. Politecnico di Torino – DENERG, 2024 (cit. alle pp. 13, 16–18).
- [16] *eHPoca GEO WW 9M – Technical Data Sheet*. Innova S.r.l. (cit. alle pp. 16, 17).
- [17] *HP FlexLab System Layout* (cit. a p. 19).
- [18] Hui Jin e Jeffrey D. Spitler. «A Parameter Estimation Based Model of Water-to-Water Heat Pumps for Use in Energy Calculation Programs». In: *ASHRAE Transactions*. Vol. 108. 1. 2002 (cit. alle pp. 34, 35, 37).
- [19] Alfonso Capozzoli e Davide Fop. *PID control and modulating control strategies*. Slides del corso "Gestione energetica e automazione negli edifici". Corso di Laurea in Ingegneria Energetica e Nucleare. 2024 (cit. alle pp. 37, 38).
- [20] Michael Wetter, Wangda Zuo, Thierry S. Noudui e Xiufeng Pang. «Modelica Buildings library». In: *Journal of Building Performance Simulation* 7.4 (2014), pp. 253–270. DOI: 10.1080/19401493.2013.765506 (cit. a p. 40).
- [21] Bram van der Heijde et al. «Dynamic equation-based thermo-hydraulic pipe model for district heating and cooling systems». In: *Energy Conversion and Management* 151 (2017), pp. 158–169. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.08.072 (cit. alle pp. 44, 45).
- [22] OpenModelica Community. *OpenModelica Users Guide – Solving and Simulation*. OpenModelica. 2025. URL: <https://openmodelica.org/doc/OpenModelicaUsersGuide/1.25/solving.html#cruntime-integration-methods> (cit. a p. 76).