



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile



MINISTERO DELLA TRANSIZIONE ECOLOGICA



Ricerca di Sistema elettrico

Metodologie di calcolo del Fabbisogno energetico degli edifici: metodi dinamici. Sviluppo e applicazione di un codice di calcolo II

Mazzarella L., Alongi A., Angelotti A., Pasini M.



POLITECNICO
MILANO 1863

Report RdS/PTR2020/112

METODOLOGIE DI CALCOLO DEL FABBISOGNO ENERGETICO DEGLI EDIFICI: METODI DINAMICI. SVILUPPO E APPLICAZIONE DI UN CODICE DI CALCOLO II

Mazzarella L., Alongi A., Angelotti A., Pasini M. (Politecnico di Milano – Dipartimento di Energia)

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico (oggi Ministero della Transizione Ecologica) - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: *N. 1 - Tecnologie*

Progetto: *1.5 - Tecnologie, tecniche e materiali per l'efficienza energetica ed il risparmio di energia negli usi finali elettrici degli edifici nuovi ed esistenti*

Work package: *1 - Edifici ad alta efficienza energetica*

Linea di attività: *LA1.7 - Metodologie di calcolo del Fabbisogno energetico degli edifici: metodi dinamici. Sviluppo e applicazione di un codice di calcolo II*

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi, ENEA

Responsabile del Work package: Domenico Iatauro, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "*Metodologie di calcolo del Fabbisogno energetico degli edifici: metodi dinamici*"

Responsabile scientifico ENEA: Ing. Domenico Iatauro

Responsabile scientifico Politecnico di Milano – Dipartimento di Energia: Prof. Livio Mazzarella

Indice

SOMMARIO.....	6
INTRODUZIONE.....	12
1 FABBISOGNO ENERGETICO DELL'EDIFICIO E SISTEMI IMPIANTISTICI	15
1.1 IL FABBISOGNO DI ENERGIA.....	15
1.2 SERVIZI ENERGETICI E IMPIANTI TECNICI.....	18
1.3 SERVIZIO DI RISCALDAMENTO E/O RAFFRESCAMENTO O CLIMATIZZAZIONE	23
2 I PRINCIPALI COMPONENTI DELL'IMPIANTO	25
2.1 I SISTEMI DI EMISSIONE.....	25
2.1.1 <i>Terminali idronici</i>	25
2.1.2 <i>Terminali aeraulici</i>	26
2.1.3 <i>Terminali a espansione diretta</i>	27
2.2 I SISTEMI DI DISTRIBUZIONE	28
2.2.1 <i>Sottosistema di distribuzione idronico</i>	28
2.2.2 <i>Sottosistema di distribuzione aeraulico</i>	31
2.3 I SISTEMI DI ACCUMULO	32
2.3.1 <i>Accumulatori di energia termica</i>	32
2.3.1.1 Caratteristiche generali dei sistemi di accumulo termico.....	33
2.3.2 <i>Accumulatori di energia elettrica</i>	35
2.4 I SISTEMI DI GENERAZIONE.....	37
2.4.1 <i>Generatori termici a combustione</i>	37
2.4.1.1 Bilancio energetico del generatore a combustione	38
2.4.1.2 Rendimento termico utile in condizioni nominali.....	41
2.4.1.3 Rendimento di combustione	42
2.4.1.4 Perdite al camino per espulsione dei prodotti di combustione.....	43
2.4.1.5 Tipologie di generatori termici a combustione.....	48
2.4.1.6 Generatori con pompa di circolazione integrata	49
2.4.1.7 Prestazione a carico parziale	50
2.4.1.8 Fabbisogno elettrico degli ausiliari	50
2.4.1.9 Modalità di regolazione intrinseca del generatore a combustione	51
2.4.1.10 Rendimento globale del generatore termico.....	53
2.4.1.11 Parametri dichiarati per legge del generatore termico	53
2.4.2 <i>Pompe di calore</i>	54
2.4.2.1 Bilancio energetico della pompa di calore.....	55
2.4.2.2 Estensione del bilancio energetico a sistemi con recupero termico.....	61
2.4.2.3 Quota di energia rinnovabile sfruttata	63
2.4.2.4 Specializzazione del coefficiente di prestazione	64
2.4.2.4.1 Pompa di calore a compressione di vapore azionata da motore elettrico.....	64
2.4.2.4.2 Pompa di calore a compressione di vapore azionata da motore termico.....	65
2.4.2.4.3 Pompa di calore ad assorbimento/adsorbimento alimentata da fluido termovettore	67
2.4.2.4.4 Pompa di calore ad assorbimento/adsorbimento a fuoco diretto alimentata a gas.....	67
2.4.2.4.5 Coefficiente di prestazione a carico parziale	68
2.4.2.5 Modalità di regolazione intrinseca delle pompe di calore	70
2.4.3 <i>Generatori frigoriferi</i>	72
2.4.3.1 Pompe di calore in modalità raffrescamento o specializzate per il solo raffreddamento	72
2.4.3.2 Refrigeratori con recupero termico	78
2.4.3.3 Estensione del bilancio energetico a refrigeratori con recupero.....	83
2.4.3.4 Estensione del bilancio energetico a refrigeratori in modalità free-cooling.....	85
2.4.3.5 Specializzazione del coefficiente di prestazione	87
2.4.3.5.1 Refrigeratore a compressione di vapore azionato da motore elettrico.....	87
2.4.3.5.2 Refrigeratore a compressione di vapore azionato da motore termico.....	88
2.4.3.5.3 Refrigeratore ad assorbimento/adsorbimento alimentato da fluido termovettore	90

2.4.3.5.4	Refrigeratore ad assorbimento/adsorbimento a fuoco diretto alimentato a gas	91
2.4.3.5.5	Coefficiente di prestazione a carico parziale	92
2.4.3.6	Modalità di regolazione intrinseca dei refrigeratori	93
3	STRUTTURA DEL CODICE RELATIVO ALLA NUOVA PARTE DI IMPIANTI	95
3.1	NUOVE CLASSI RELATIVE AGLI IMPIANTI	95
3.1.1	<i>HVACSystem: il sistema impiantistico</i>	95
3.1.2	<i>HVACcomponent</i>	95
3.1.3	<i>HVACCustomElement</i>	96
3.2	COLLEGAMENTO EDIFICIO-IMPIANTO	97
3.3	DEFINIZIONE DELL'IMPIANTO ALL'INTERNO DELL'EDIFICIO	97
4	MODELLI DEI SISTEMI DI EMISSIONE	98
4.1	CORPI E SUPERFICI SCALDANTI	98
4.2	VENTILCONVETTORI	102
4.2.1	<i>Modello matematico</i>	102
4.2.1.1	Modello della batteria alettata	103
4.2.1.2	Stima dei coefficienti globali di scambio termico	107
4.2.2	<i>Regolazione</i>	109
4.2.2.1	Regolazione ON-OFF sulla temperatura di mandata	110
4.2.2.2	Regolazione ON-OFF sulla temperatura operante di zona	111
5	MODELLI DEI SISTEMI DI DISTRIBUZIONE	112
5.1	DISTRIBUZIONE CON FLUIDO TERMOMETTORE ACQUA O ARIA	114
5.1.1	<i>Modello di calcolo stazionario</i>	114
5.1.2	<i>Modello di calcolo dinamico semplificato con risoluzione numerica</i>	115
6	MODELLI DEI SISTEMI DI GENERAZIONE	118
6.1	GENERATORI DI ACQUA CALDA A COMBUSTIONE CON FIAMMA UTILIZZANTI COMBUSTIBILI FOSSILI	118
6.1.1	<i>Modello semplificato del processo di combustione di idrocarburi in funzione del tenore di ossigeno nei fumi</i>	119
6.1.2	<i>Modello per la determinazione delle perdite energetiche dovute all'espulsione dei prodotti di combustione</i>	126
6.1.2.1	Perdite al camino per i fumi secchi	127
6.1.2.2	Perdite al camino legate al vapore d'acqua	132
6.1.2.3	Recupero di energia per condensazione del vapore d'acqua	138
6.1.2.4	Perdite al camino per fumi umidi di cui si considera solo l'entalpia "sensibile " del vapore d'acqua	139
6.1.2.5	Relazione tra rendimenti, perdite specifiche e fattore di recupero	142
6.1.2.6	Norme UNI 10389, UNI EN 15316-4-1 e il recupero	143
6.1.2.6.1	Perdite al camino per incombusti	146
6.1.3	<i>Modello di generatore a combustione basato sui dati dei costruttori</i>	146
6.1.3.1	Perdite al mantello: identificazione dei dati	147
6.1.3.2	Perdite ai fumi: identificazione dei dati	148
6.1.3.3	Procedura di calcolo del rendimento di combustione	150
6.1.3.4	Procedura di calcolo della prestazione	151
6.2	POMPA DI CALORE	153
6.2.1	<i>Modello della pompa di calore basato sulle curve di prestazione</i>	156
6.2.1.1	Modello in stato stazionario	159
6.2.1.2	Modello dinamico	162
6.2.2	<i>Controllo della temperatura in uscita</i>	166
6.2.2.1	Pompe di calore a potenza fissa controllate ON-OFF	167
6.2.2.2	Pompe di calore con potenza variabile a gradini	167
6.2.2.3	Pompe di calore con potenza variabile in modo continuo	168
6.3	MACCHINE FRIGORIGENE	169
6.3.1	<i>Modello della macchina frigorifera basato sulle curve di prestazione</i>	172
6.3.1.1	Modello in stato stazionario	175
6.3.1.2	Modello dinamico	178
6.3.2	<i>Controllo della temperatura in uscita</i>	178
6.3.2.1	Macchine frigorifere a potenza fissa controllate ON-OFF	179

6.3.2.2	Macchine frigorifere con potenza variabile a gradini	180
6.3.2.3	Macchine frigorifere con potenza variabile in modo continuo	181
7	MODELLI DEI SISTEMI DI REGOLAZIONE E CONTROLLO	183
7.1	DIPENDENZA DELLA LOGICA DI REGOLAZIONE DALL'ARCHITETTURA DEL CODICE	183
7.1.1	<i>Regolazione intrinseca dei componenti</i>	185
7.1.1.1	Grandezza regolante in output	186
7.1.1.2	Grandezza regolante in input	186
7.2	ESEMPLIFICAZIONE DELLA LOGICA DI REGOLAZIONE IMPLEMENTATA.....	186
8	APPLICAZIONE AL CASO STUDIO	188
8.1	DESCRIZIONE DELL'EDIFICIO.....	188
8.1.1	<i>Informazioni generali e contesto esterno</i>	188
8.1.2	<i>Descrizione del fabbricato</i>	190
8.2	ASSUNZIONI DI CALCOLO E CONDIZIONI AL CONTO RNO PER LE SIMULAZIONI.....	193
8.2.1	<i>Dati climatici</i>	193
8.2.2	<i>Zonizzazione</i>	193
8.2.3	<i>Profili di utenza</i>	195
8.2.4	<i>Descrizione dell'impianto</i>	198
8.2.4.1	Emissione.....	198
8.2.4.2	Regolazione dei terminali di emissione	200
8.2.4.3	Distribuzione.....	200
8.2.4.4	Generazione.....	200
8.2.4.4.1	Soluzione con pompa di calore invertibile	200
8.2.4.4.2	Soluzione con caldaia a condensazione e pompa di calore in regime di raffrescamento	202
8.2.5	<i>Ulteriori Assunzioni-Semplificazioni di calcolo</i>	202
8.2.6	<i>Coefficienti di conversione delle energie richieste in energia primaria</i>	202
8.3	ANALISI RISULTATI EDIFICIO AD USO UFFICIO	202
8.3.1	<i>Fabbisogno termico utile</i>	202
8.3.2	<i>Fabbisogno energia primaria (rinnovabile, non rinnovabile e rinnovabile on-site)</i>	221
8.3.2.1	Soluzione 2- Pompa di calore invertibile	221
8.3.2.2	Soluzione 1- Caldaia a condensazione e pompa di calore come frigorifero	240
8.3.2.3	Riepilogo risultati e confronto soluzioni impiantistiche	251
8.4	CORREZIONE RISULTATI EDIFICIO AD USO RESIDENZIALE.....	253
9	CONCLUSIONI.....	260
10	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	261
11	ABBREVIAZIONI E ACRONIMI	264
12	AUTORI.....	265

Sommario

L'attività di ricerca esposta in questo rapporto rappresenta il lavoro svolto nel secondo anno del piano triennale di sviluppo di un nuovo codice di calcolo per la simulazione delle prestazioni termiche ed energetiche degli edifici, chiamato OpenBPS. Tale codice di calcolo è stato pensato per rispondere ai requisiti della nuova implementazione della direttiva EPBD Recast e successive modifiche. Per raggiungere i nuovi obiettivi di utilizzazione ottimale delle fonti di energia rinnovabili e dell'edificio a energia quasi zero (NZEB) diventa, infatti, ineluttabile l'impiego di modelli di calcolo che lavorino su base oraria e che siano estremamente flessibili per descrivere sistemi sempre più complessi e tra loro interagenti; tali programmi o codici di calcolo vengono identificati con l'acronimo BPSt (Building Performance Simulation tool).

Il codice di calcolo, nel suo sviluppo completo (alla fine del triennio di attività) sarà in grado di simulare le prestazioni termico-energetiche del sistema edificio, cioè del sistema integrato fabbricato e impianti tecnici, sia in regime di riscaldamento che di raffrescamento, con la possibilità di evidenziare il contributo delle fonti energetiche rinnovabili eventualmente utilizzate, in modo da poter essere impiegato per le verifiche richieste dalla legge e non solo.

A tal fine lo sviluppo del codice ha tenuto in considerazione la necessità di consentire un'analisi dettagliata e di qualità (base di calcolo oraria e sub-oraria), essendo tuttavia fruibile da parte di utenti con gradi diversi di competenza, facilmente integrabile in altri strumenti di progettazione, ad esempio nei BIM, e fornendo una base di dati di partenza per la descrizione dei componenti, ad esempio dell'impianto, che potesse evitarne l'immissione da parte dell'utente, tramite l'impiego di informazioni provenienti direttamente dai costruttori delle macchine disponibili sul mercato.

Per realizzare tale obiettivo, questo secondo anno di ricerca, riguardo alla struttura del codice, si è focalizzato sulla definizione delle interfacce dei componenti impiantistici atte a consentire il dialogo di tali parti con la struttura generale del codice, in modo da realizzare uno strumento ad oggetti, proiettato verso le future piattaforme informatiche di calcolo e facile da mantenere e aggiornare.

Nello spirito dell'obiettivo, più volte sottolineato, di realizzare uno strumento multi-obiettivo, in grado cioè di soddisfare sia le esigenze di analisi avanzata e ricerca, che l'uso ai fini di verifiche convenzionali di legge, la successiva scelta ed implementazione nel codice di modelli dei componenti dei sistemi impiantistici è stato il secondo focus dell'attività svolta nel secondo anno.

In tale logica si è optato per uno sviluppo dei modelli di calcolo che seguisse due vie parallele: da una parte la realizzazione di oggetti con dati embedded, nei quali cioè i dati del componente sono contenuti nello stesso codice sorgente del componente, dall'altra la possibilità di definire, per gli utenti esperti, oggetti personalizzati, ovvero per i quali tali proprietà siano definite direttamente dall'utente. Questo secondo aspetto verrà approfondito nella terza annualità della ricerca, in particolare quando si consoliderà l'interfaccia utente.

La prima scelta fondamentale è stata quella di costruire per i componenti d'impianto un codice che si basi su dati reperibili usualmente sui data sheet dei produttori. La ragione di questa scelta è semplice: di contro a una maggiore complessità, legata alla definizione di procedure aggiuntive che dai dati dichiarati derivino le proprietà termofisiche necessarie al modello per simulare correttamente il comportamento del componente al di fuori dei valori di targa, si ha una notevole semplificazione nel loro impiego successivo. Nel caso di componenti con dati embedded questo lavoro è già stato svolto in sede di programmazione del codice, per i

componenti con dati introducibili dall'utente (sempre dello stesso tipo dei dati forniti dal produttore) il codice contiene le stesse procedure per la determinazione automatica dei dati termofisici derivati.

Altra scelta importante è stata, dopo un'accurata analisi comparativa tra soluzioni diverse, quella di implementare, come si ha nella maggior parte di componenti di impianto reali, la logica di controllo direttamente "a bordo macchina". Di conseguenza, essendo il calcolo della prestazione dell'impianto un calcolo sequenziale che risale dalla domanda all'offerta, per evitare che l'effetto di un'azione di controllo su di un componente si propagasse sugli altri dopo n componenti $\times$ passo temporale d'integrazione, quindi con ritardo fittizio e non fisico, si è introdotta a livello dei componenti controllati ON-OFF una regolazione che agisce internamente sull'energia nel passo temporale e non sulla potenza: cioè si determina per quanto tempo all'interno dell'intervallo d'integrazione il componente è stato acceso per soddisfare l'utenza alla sua potenza nominale.

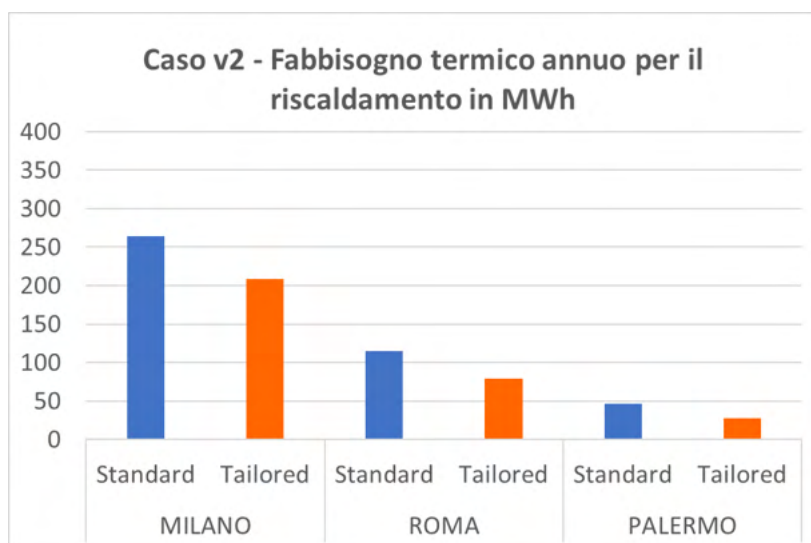
Tutti i vari modelli, schemi e algoritmi implementati sono stati accuratamente verificati tramite controlli di consistenza, soluzioni al limite, comparazione con soluzioni analitiche "esatte", in modo da assicurare che ogni mattoncino dell'intera impalcatura fosse di per sé verificato. Per ogni componente di particolare interesse è stato quindi costruito uno specifico programma di calcolo stand-alone per testarne tutte le caratteristiche. La documentazione di tutti i singoli test è in via di sviluppo e sarà parte degli obiettivi del terzo anno di ricerca, all'interno della realizzazione di una documentazione esaustiva a supporto dello sviluppo e manutenzione del codice.

In ultimo è stata fatta un'applicazione preliminare del codice di calcolo ad un edificio tipologicamente significativo del parco edilizio nazionale, un edificio per uffici di bassa capacità termica nell'involucro, con il duplice scopo di evidenziare le diverse previsioni che il calcolo dinamico può indicare in funzione di diversi criteri di gestione dell'edificio, e di analizzare le differenze che si hanno tra modelli e approcci diversi. A tale scopo il modello di edificio, fornito da ENEA, è stato il più possibile concordato e coordinato tra le tre diverse unità di ricerca coinvolte nel progetto, in modo da poter produrre dati facilmente confrontabili, per le future analisi comparative.

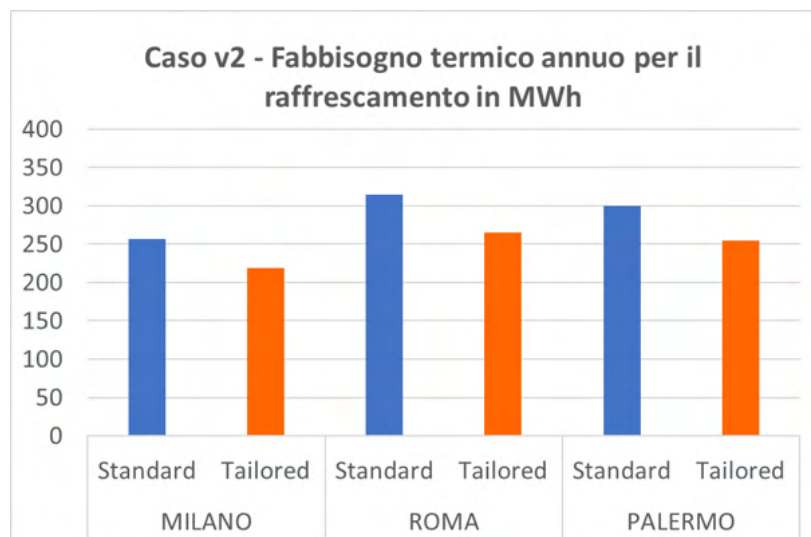
Come prima cosa, tale edificio ad uso uffici è stato simulato ipotizzando un impianto ideale al fine di determinarne il fabbisogno termico utile.

Un primo risultato, in tal senso, è stato evidenziare come, per il caso studio ad uffici, il raffrescamento sia un servizio molto rilevante, considerando che tale servizio è stato limitato a soli tre mesi di funzionamento, da giugno ad agosto compresi, anche più rilevante del servizio relativo al riscaldamento. Questo ne richiama la necessità di dare uguale attenzione ai due servizi.

Inoltre, si è visto come il considerare un regime di attenuazione notturna, invece che considerare il set point fisso 24 ore su 24, comporti una minor richiesta in termini di fabbisogno termico utile evidenziando, di nuovo, quanto sia necessario avere un codice di calcolo dinamico per avere una buona stima del fabbisogno termico per il riscaldamento ed il raffrescamento.



Fabbisogno termico di riscaldamento ANNUO per l'Edificio ad uso Uffici, a coefficienti superficiali di scambio termico convettivo-radiativo come da norma EN ISO 52016-1.



Fabbisogno termico di raffrescamento ANNUO per l'Edificio ad uso Uffici, a coefficienti superficiali di scambio termico convettivo-radiativo come da norma EN ISO 52016-1.

In seguito, come ultima attività di questo secondo anno di ricerca, è stata realizzata quella parte di codice di calcolo che consente la determinazione dinamica del fabbisogno di energia primaria di un edificio per due sistemi impiantistici tra i più diffusi negli edifici per uffici:

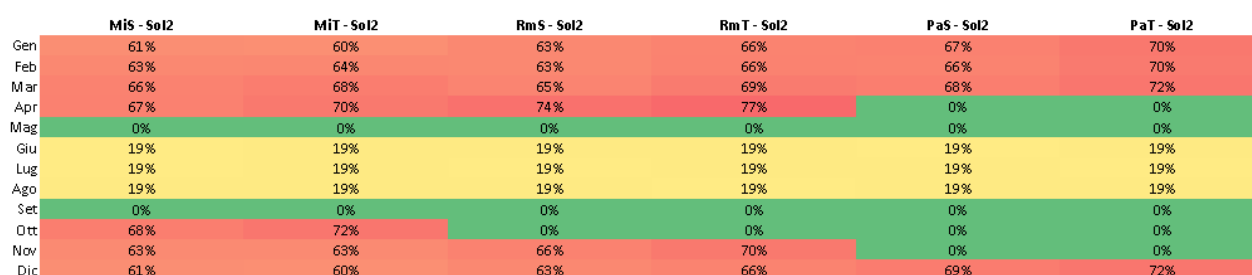
- impianti a ventilconvettori alimentati da caldaia a condensazione e macchina a ciclo frigorifero aria-acqua
- impianto a ventilconvettori alimentato da pompa di calore invertibile.

Il codice è stato quindi utilizzato per delle preanalisi sull'edificio ad uso uffici prima descritto.

Per il sistema a pompa di calore invertibile (indicato come Sol2), sono stati ricavati COP ed EER, nonché la quota di rinnovabile ottenibile, che beneficia grandemente del calore prelevato dalla sorgente esterna durante il periodo invernale.



COP/EER con pompa di calore invertibile

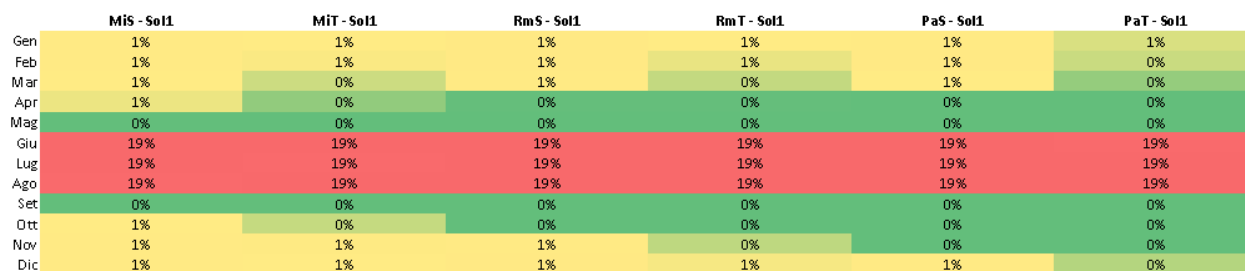


Quota di rinnovabile con pompa di calore invertibile

Parimenti le prestazioni e la quota di rinnovabile sono state calcolate per il sistema che accoppiava caldaia a condensazione con una macchina a ciclo frigorifero aria-acqua per il raffreddamento (Sol1), dove, in questo caso, la quota rinnovabile deriva solo dall'aver usato puramente un vettore energetico elettrico come energia primaria, nel periodo estivo.

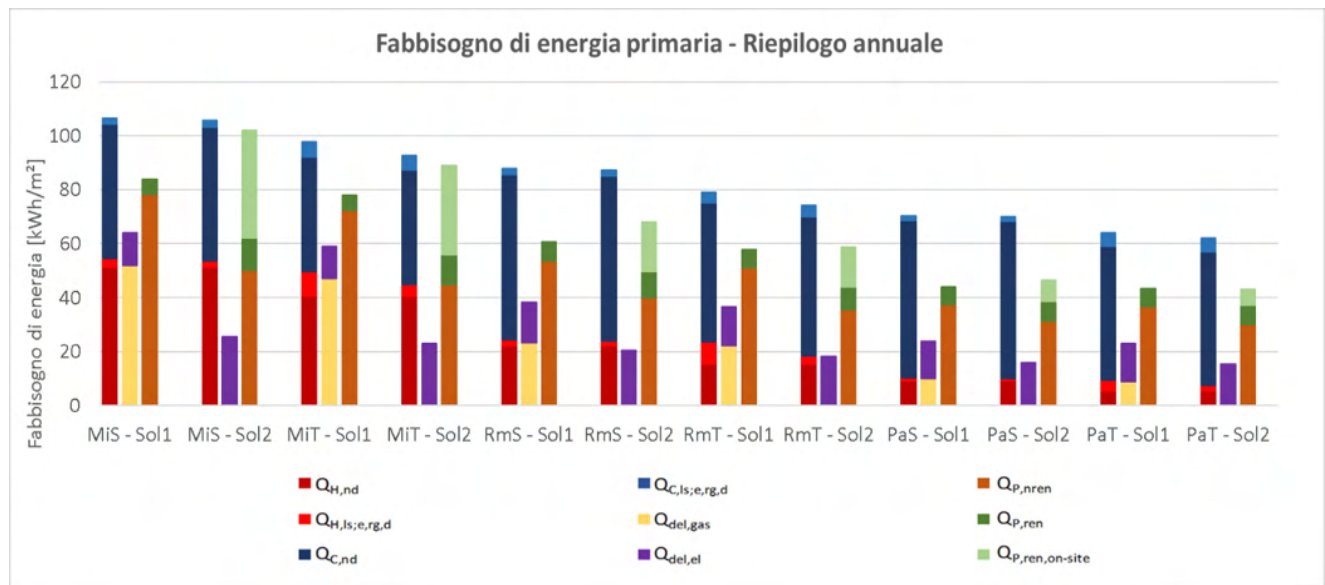


Rendimento di generazione caldaia a condensazione ed EER macchina a ciclo frigorifero aria-acqua

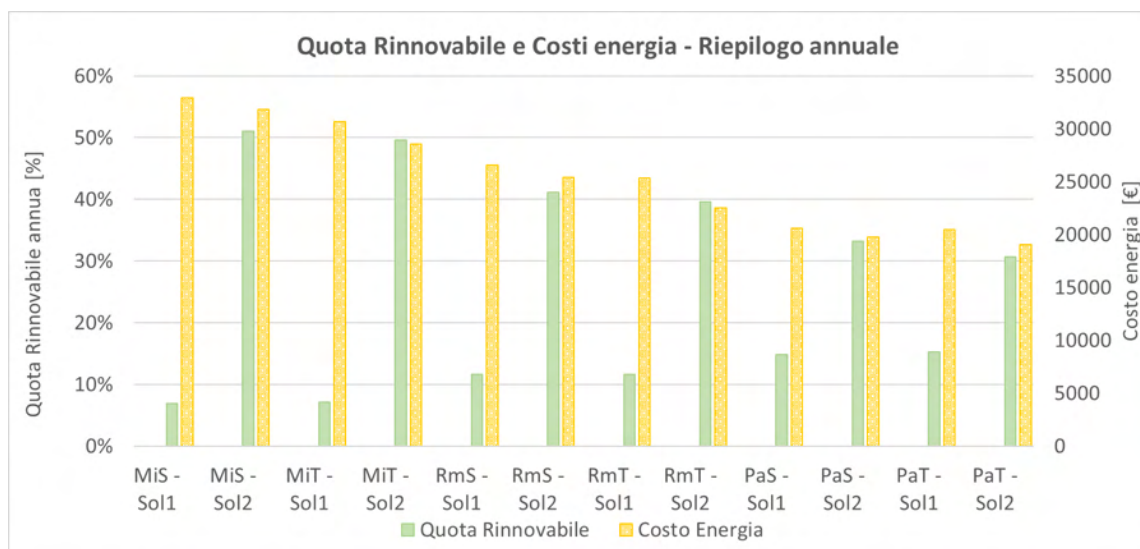


Quota di rinnovabile con caldaia a condensazione e macchina a ciclo frigorifero aria-acqua

Questo lavoro ha consentito di comparare i risultati ottenibili, nonché le diverse criticità d'uso legate ai controlli ed agli effettivi punti di lavoro dei componenti, nelle diverse località (Milano = "Mi", Roma = "Rm", Palermo = "Pa"), con un profilo d'uso standard ("S" continuo 24 ore su 24) ed un profilo d'uso tailored ("T" attenuato o spento nei periodi di non occupazione e non preaccensione) nei due diversi scenari impiantistici ("Sol1" caldaia più macchina a ciclo frigorifero aria-acqua e "Sol2" pompa di calore invertibile).



RIEPILOGO ANNUALE Fabbisogni Energia Primaria



RIEPILOGO ANNUALE Quota Rinnovabile e Costi dell'energia

Nell'ultimo anno della ricerca, verrà completato lo sviluppo dei componenti d'impianto (per estendere le tipologie d'impianto simulabili), esplicitato il protocollo contenente la procedura di sviluppo, validazione e gestione in ambito Open Source del progetto OpenBPS (comprensivo di Public EU Open Source License) e realizzato il sito web di progetto. Il sito web conterrà il Repository del codice sorgente, che consenta lo sviluppo collaborativo tramite Git (software di controllo versione), in modo da poter rendere disponibile a chiunque fosse interessato una versione dimostrativa del software OpenBPS, scaricabile dal repository, costituita dalle librerie OpenBPS e da un'interfaccia utente semplificata.

In conclusione, al termine del secondo anno di attività del progetto di ricerca mirante a realizzare un codice di calcolo per la simulazione dinamica delle prestazioni energetiche del sistema edificio che, pur consentendo un'analisi dettagliata e di qualità (base di calcolo oraria e sub-oraria), sia utilizzabile da utenti con gradi diversi di competenza e che possa evitare una grande richiesta di dati all'utente, tramite l'impiego di informazioni provenienti direttamente dai costruttori di componenti, si può concludere che:

- Il codice sviluppato il primo anno, riguardante la prestazione termo-energetica dell'involucro edilizio è stato "rinforzato" durante il suo impiego in questo secondo anno, eliminando alcuni piccoli errori e rendendolo più robusto;
- i modelli di simulazione dei principali componenti d'impianto termico, oggetto dell'attività modellistica di quest'anno (corpi scaldanti, ventilconvettori, distribuzione, caldaia a condensazione, pompa di calore invertibile) sono stati realizzati secondo gli obiettivi preposti, cioè basati sui dati disponibili dei produttori, e sono risultati sufficientemente precisi e robusti nel loro impiego;
- l'attività di sviluppo dei modelli di detti componenti ha portato alla necessità di rivedere profondamente tutta la base normativa di riferimento, evidenziando a volte incongruenze intrinseche in detta normativa, ed incongruenze anche tra i dati dichiarati dai costruttori, rendendo necessario un lavoro di identificazione delle migliori procedure per derivare da tali dati i valori più attendibili per i parametri necessari al calcolo;
- l'applicazione del codice di simulazione al caso studio di edifici per uffici ha evidenziato come l'impiego di un codice di simulazione, che emula il comportamento dei componenti reali, cioè lavorando sul mantenimento di temperature e portate dei fluidi termovettori, è estremamente sensibile al "progetto" implementato: il dimensionamento dei vari componenti d'impianto, se non corretto, determina il mancato soddisfacimento degli obiettivi preposti (costanza della temperatura negli ambienti climatizzati) o uno spreco non giustificato; un programma di simulazione, a differenza delle procedure normate per il calcolo della prestazione energetica degli edifici, determina l'energia richiesta tenendo conto dei livelli termici di funzionamento dei vari componenti e di come i loro dimensionamenti influenzino il comportamento complessivo del sistema, evidenziandone disservizi che altrimenti non sarebbero stati esplicitati;
- sempre l'applicazione del codice sviluppato al caso studio ha dimostrato come, nel caso di edificio per uffici, la pompa di calore invertibile aria-acqua sia sempre più conveniente in termini di energia primaria non rinnovabile risparmiata in tutti i siti considerati, ovviamente risultando più interessante nei climi più miti.

Introduzione

L'efficienza energetica degli edifici è importante sia dal punto di vista economico che ambientale ed è il punto focale della politica energetica e ambientale dell'Unione Europea, così come attuata tramite le due direttive EPBD e il loro aggiornamento [1,2,3], e della politica energetica italiana tramite il loro recepimento [4,5,6]. La tecnologia per pervenire a un notevole risparmio energetico nel settore dell'edilizia di fatto esiste già, ma tale potenziale risparmio non è ancora stato pienamente sfruttato, anche a causa di una prassi progettuale non più adeguata ai nuovi obiettivi e necessità. Infatti, per raggiungere gli obiettivi di efficienza posti delle nuove regole legislative, i progettisti hanno sempre più la necessità di utilizzare strumenti che siano adeguati per l'analisi e la comprensione del complesso comportamento degli edifici, sia rispetto al fabbisogno energetico che al soddisfacimento e al mantenimento di altri requisiti prestazionali, quali il benessere termico, acustico e visivo. Fortunatamente, negli ultimi quaranta anni, per fornire una valutazione accurata e dettagliata della prestazione energetica degli edifici e non solo, sono stati sviluppati, dapprima nell'ambito della ricerca, e, successivamente, in ambito commerciale, i Building Performance Simulation Tools (BPST) [7]. I BPST sono software che spaziano, dal punto di vista della complessità, dai semplici fogli di calcolo a strumenti di simulazione avanzati per applicazioni specifiche, e, dal punto di vista dell'integrazione, da strumenti che gestiscono un singolo aspetto della progettazione degli edifici a strumenti che ne integrano i molteplici aspetti. In modo esemplificativo l'evoluzione storica di tali strumenti può essere suddivisa in quattro generazioni. Gli strumenti di prima generazione si fondano su metodi semplificati che si ritrovano sui manuali, cioè su calcoli basati su formulazioni analitiche che comprendono molte ipotesi semplificative e quasi sempre sull'ipotesi di stazionarietà dei fenomeni considerati. Gli strumenti di seconda generazione si basano su metodi che introducono una modellazione semplificata, ancora analitica, della dinamica degli edifici. Gli strumenti attuali, di terza generazione, utilizzano invece metodi numerici e forniscono un'integrazione parziale dei diversi aspetti delle prestazioni degli edifici, ad esempio quelli energetici, illuminotecnici e acustici. La futura quarta generazione, in fase di sviluppo, tende ad una completa integrazione in relazione a diversi aspetti delle prestazioni dell'edificio, con nuovi sviluppi miranti alla realizzazione di interfacce utente che forniscono assistenza intelligente impiegando basi di dati di competenze specifiche, miranti al controllo della qualità delle applicazioni e alla formazione degli utenti. Limitandoci agli strumenti attualmente disponibili, questi possono quindi catturare le specificità della realtà molto meglio di strumenti precedenti (seconda e prima generazione), ma sono più complessi da utilizzare.

Gli strumenti per l'analisi delle prestazioni energetiche dell'edificio sono progettati e realizzati per prevedere il consumo annuo di energia dei sistemi impiantistici presenti. Basati su un sistema di equazioni che definisce le prestazioni termiche degli edifici e dei sistemi impiantistici considerati, questi strumenti eseguono simulazioni su base oraria o sub-oraria del comportamento dell'edificio, come si definisce oggi il sistema fabbricato-impianto, in funzione delle condizioni al contorno, delle strategie operative e delle azioni di controllo predefinite. Tali strumenti tra cui Carrier SAD, Trane TRACE 700, DOE-2, Equest, EnergyPlus, ESP-r, IDA ICE, TRNSYS, HVACSIM, VA114, SIMBAD, IES, sono in genere utilizzati per calcolare e analizzare le prestazioni a pieno carico e a carico parziale, per analizzare la strategia di funzionamento del sistema, per confrontare le diverse alternative di progetto e così via. All'interno di questa categoria di strumenti si può isolare un sottogruppo che ha come specificità la capacità di analizzare correttamente l'impatto delle diverse tipologie e strategie di controllo, del quale fanno parte tra gli altri ESP-r, EnergyPlus, IDA ICE, TRNSYS. Gli strumenti di simulazione che appartengono a questo sottogruppo, dai quali ci si attende un'accurata

valutazione delle prestazioni del sistema, devono essere in grado di trattare le deviazioni dal comportamento ideale che si verificano nei sistemi reali e di modellare realisticamente sia i controlli che la dinamica del sistema impiantistico, nel seguito identificato dall'acronimo HVAC, il che però non è quasi mai verificato, giacché la quasi totalità dei componenti HVAC è modellata tramite equazioni stazionarie, che non descrivono sempre correttamente la dinamica del componente. L'unica possibilità di avere una buona corrispondenza tra realtà e simulazione è quella di rispettare le ipotesi alla base del modello di simulazione del fabbricato e dell'impianto e di procedere a una accurata calibrazione sui dati misurati. La prima condizione comporta la conoscenza dei modelli dei componenti e delle relative ipotesi semplificative, dei loro tempi caratteristici e quindi della determinazione del minimo passo temporale che comporti il soddisfacimento dell'ipotesi di stato quasi stazionario, che si ha quando le equazioni dello stato stazionario sono in grado di ben approssimare lo stato non stazionario; è evidente che ciò comporta una certa competenza specifica da parte dell'utente dello strumento di simulazione. La seconda condizione, in realtà necessaria solo se si opera su un edificio esistente ai fini di una diagnosi energetica, comporta conoscenze e competenze specifiche ancora maggiori. Come se ciò non bastasse, i diversi approcci di modellazione del sistema HVAC presenti nei diversi strumenti disponibili, quali quelli puramente concettuali, quelli basati sui componenti o su un approccio multidominio, richiedono diversi livelli di abilità da parte degli utenti, diverse risoluzioni temporali e/o spaziali nella modellazione e diversi livelli di capacità di personalizzazione. Un elevato livello di dettaglio nella rappresentazione del sistema richiede una maggiore conoscenza del sistema stesso, a causa del crescente numero di parametri necessari al modello per descriverlo e che spesso sono difficili da ottenere in quanto non vengono forniti dai produttori. Ciò comporta anche una maggiore richiesta computazionale, sia in tempo che in memoria, e un'analisi dei risultati più complicata, ergo maggiori costi. Di conseguenza, un buon modello deve essere il meno complesso possibile, ma tale da mantenere la sua validità in funzione degli obiettivi della simulazione; infine, tale minima complessità del modello non è un parametro assoluto ma dipende da cosa si vuole ottenere.

Si deve poi considerare che al variare degli obiettivi della simulazione, quindi della complessità del modello, il costo, in termini di quantità di informazione, tempo necessario per costruirlo, tempo di calcolo e quantità di memoria impiegata, può superare il valore aggiunto prodotto per l'utente e tutto ciò va bilanciato con la necessità di avere un errore cioè una deviazione dei risultati del modello dai dati reali, che sia accettabile). L'errore in un modello che rispecchia fedelmente il sistema descritto è la somma di quello di astrazione, di quello nei dati di ingresso, e di quelli numerici; il primo è dovuto alle astrazioni apportate dalla modellazione a causa dell'incompletezza del modello rispetto al sistema fisico, il secondo è dovuto alle incertezze nei valori nei parametri di ingresso, che possono essere quantificate ottenendo la corrispondente incertezza del risultato del modello, la cosiddetta incertezza predittiva. L'errore di astrazione può dipendere dal livello di complessità, che diminuisce all'aumentare della complessità del modello, ma anche e soprattutto dall'inadeguatezza del modello, dovuta, ad esempio, all'impiego di un modello lineare in un sistema non lineare. Infine, gli errori numerici, che dipendono in parte dal passo spaziale di discretizzazione e in parte da quello temporale, possono essere controllati diminuendo il passo, il che aumenta il tempo di calcolo e l'uso di memoria. Come si può ben vedere, si è in presenza di una coperta corta che comporta una competenza particolare per un uso efficiente della simulazione dinamica.

In conclusione, l'applicazione della simulazione dinamica nella progettazione edilizia è a oggi problematica non solo perché gli strumenti di simulazione sono particolarmente complessi e molti progettisti edili non hanno familiarità con le loro proprietà e limitazioni, ma anche perché la stessa realizzazione del modello comporta competenze e conoscenze non usuali. Nella vita reale, la natura del processo di progettazione edile e la carenza di formazione nel settore della modellistica e della simulazione energetica hanno reso difficile sia per l'architetto che per l'ingegnere edile l'impiego efficiente e consistente di tali strumenti, comunque oggi indispensabili.

Come si può ovviare a tale oggettiva situazione di conflitto tra esigenze e competenze? Vi sono due vie che occorre percorrere in parallelo:

- sviluppare negli utilizzatori una migliore comprensione della modellazione e della simulazione energetica per consentire loro di valutare e mettere in pratica le tecniche per realizzare edifici ad alta efficienza energetica, tramite una formazione continue e mirata;
- rendere disponibili dei codici di simulazione dinamica del sistema edificio che, pur consentendo un'analisi dettagliata e di qualità (base di calcolo oraria e sub-oraria), siano utilizzabili da utenti con gradi diversi di competenza, facilmente integrabili in altri strumenti di progettazione, ad esempio nei BIM, e che possano evitare una grande richiesta di dati all'utente, tramite l'impiego di informazioni provenienti direttamente dai costruttori di componenti.

L'attività, di cui all'accordo di collaborazione tra Enea e Politecnico di Milano – Dipartimento di Energia, è proprio motivata e centrata sullo sviluppo di un codice di calcolo innovativo che risponda ai requisiti su citati, pur operando su base oraria o sub-oraria, e che sia in grado di analizzare in modo dettagliato i vari fenomeni termo-energetici che si attuano all'interno del sistema edificio.

Tale attività di ricerca e sviluppo del codice è articolata in tre fasi, corrispondenti a tre annualità, che affrontano rispettivamente,

- fase I:
sviluppo e validazione del codice di calcolo relativo alla prestazione termo-energetica dell'involucro edilizio,
- fase II:
lo sviluppo e la validazione dei codici di calcolo dei componenti impiantistici previsti nel pacchetto normativo sotto mandato della Commissione Europea per l'implementazione della EPBD recast e la loro integrazione nel processo di calcolo dinamico,
- fase III:
definizione di una procedura codificata chiara e trasparente che consenta di assicurare, al termine del progetto, lo sviluppo continuativo, la manutenzione e l'aggiornamento del codice di calcolo, tramite il coinvolgimento di quanti, esperti del settore, vogliano e possano contribuire, prestando la loro competenza in modo coordinato ed efficace in un ambito "open source".

A margine di tale attività è poi prevista un'applicazione del codice sviluppato a dei test case forniti da Enea per consentire una comparazione di diversi metodi e modelli di calcolo, sviluppati sempre nell'ambito dello stesso piano triennale.

1 Fabbisogno energetico dell'edificio e sistemi impiantistici

1.1 Il fabbisogno di energia

L'edificio è definito come l'insieme del fabbricato e dei sistemi tecnici installati nelle sue pertinenze per il soddisfacimento dei servizi richiesti quali il riscaldamento, il raffrescamento, l'umidificazione, la deumidificazione, la ventilazione, la produzione di acqua calda sanitaria, l'illuminazione e quant'altro necessari (movimentazione, ecc.). Questi servizi generano a loro volta un fabbisogno di energia che può essere soddisfatto attraverso:

- energia prodotta da fonte rinnovabile ottenuta installando gli apparati di conversione, parte integrante dei sistemi tecnici dell'edificio, all'interno del confine del sistema, definita energia finale rinnovabile prodotta "in situ";
- energia finale consegnata attraverso il confine del sistema edificio da vettori energetici che possono essere prodotti sia da fonti non rinnovabili di energia sia da fonti rinnovabili.

Attraverso l'impiego delle fonti rinnovabili di energia in situ si può produrre sia energia termica sia energia elettrica; tali energie costituiscono i vettori energetici rinnovabili prodotti in situ che attraversano il confine di valutazione già nella forma di energia utile (Figura 1).

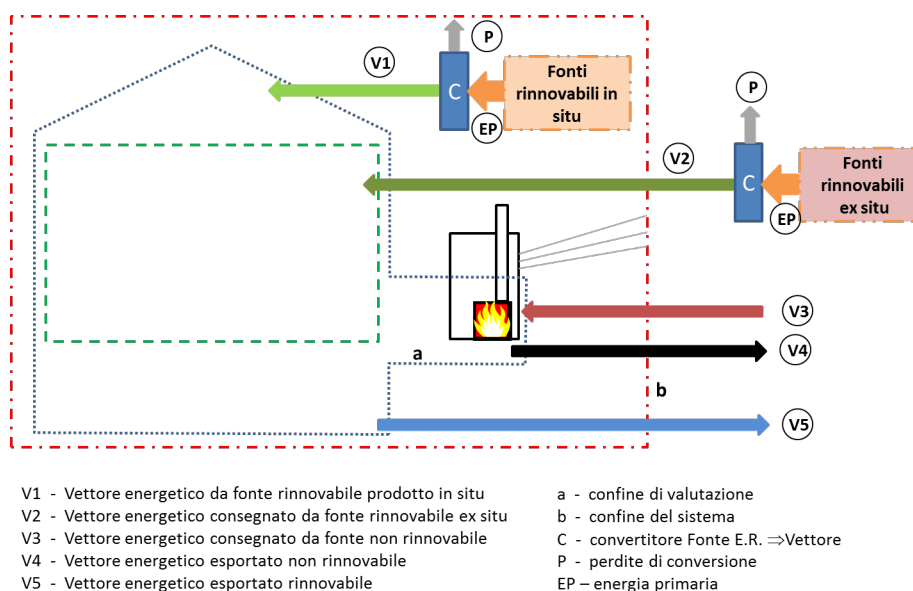


Figura 1 - Vettori energetici consegnati, esportati e prodotti in situ.

Di contro, i vettori energetici che attraversano il confine del sistema possono essere sia già in forma di energia utile (acqua calda o fredda da teleriscaldamento o teleraffreddamento, energia elettrica) sia in forme che necessitano la conversione (gas, biomassa, ecc.). Il sottosistema tecnico di generazione dell'edificio converte tali vettori in energia termica oppure, con generazione combinata (cogenerazione), in energia termica ed elettrica, alimentando in tal modo i servizi presenti.

La prestazione energetica di un edificio è definita tramite il suo fabbisogno complessivo di energia primaria normalizzato rispetto alla sua superficie utile;

$$EP_{gl;nren} = E_{Pgl;nren}/A_u \quad (1.1)$$

dove:

$EP_{gl;nren}$ è l'indice di energia primaria non rinnovabile dell'edificio, [kWh/m² anno];

$E_{Pgl;nren}$ è il fabbisogno annuale globale di energia primaria non rinnovabile dell'edificio, [kWh];

A_u è l'area della superficie utile dell'edificio [m²].

o, più dettagliatamente, dalla somma delle prestazioni energetiche dei singoli servizi presenti nell'edificio, cioè come:

$$EP_{gl;nren} = \sum_S EP_{S;nren} = \frac{1}{A_u} \sum_S E_{P,S;nren} \quad (1.2)$$

I servizi che richiedono energia solitamente presenti e per i quali si calcolano gli indici energetici sono:

- riscaldamento: S=H
- raffrescamento: S=C
- climatizzazione invernale: S=HH (riscaldamento più umidificazione)
- climatizzazione estiva: S=CD (raffrescamento più deumidificazione)
- acqua calda sanitaria: S=W
- ventilazione: S=V
- illuminazione generale: S=L

Un ulteriore parametro che può essere determinato per qualificare la prestazione energetica dell'edificio è la quota di energia da fonti rinnovabili, cioè quanta dell'energia primaria richiesta dall'edificio proviene da fonti di energia rinnovabili.

Il calcolo della quota di energia da fonti rinnovabili può essere riferito a:

- un solo servizio energetico dell'edificio;
- più servizi energetici dell'edificio.

La quota di energia da fonti rinnovabili per il singolo servizio S dell'edificio, QER_S , è calcolata come:

$$QER_S = E_{P,S;ren}/E_{P,S;tot} \quad (1.3)$$

dove:

$E_{P,S;ren}$ è l'energia primaria rinnovabile riferita servizio S, in [kWh/anno];

$E_{P,S;tot}$ è l'energia primaria totale riferita servizio S dell'edificio, in [kWh/anno].

La quota di energia da fonti rinnovabili per l'edificio, cioè per la totalità degli N_S servizi energetici considerati, è calcolata come:

$$QER = \sum_{S=1}^{N_S} E_{P,S;ren} / \sum_{S=1}^{N_S} E_{P,S;tot} \quad (1.4)$$

dove:

N_S è il numero dei servizi presenti nell'edificio.

Per entrambi gli indici di prestazione occorre conoscere il fabbisogno energetico dei sistemi impiantistici dell'edificio in termini di energia primaria richiesta.

Per un impianto termico ed elettrico finalizzato al soddisfacimento generico servizio S , che utilizzi diverse tipologie di vettori energetici, il fabbisogno di energia primaria annuale (sia che sia non rinnovabile, rinnovabile o totale) è dato da:

$$E_{P,S,x} = \sum_{m=1}^{12} E_{P,S,x;m} \quad (1.5)$$

dove:

$E_{P,S,x}$ è il fabbisogno annuale di energia primaria di tipo x per il servizio S dell'edificio, [kWh];

$E_{P,S,x;m}$ è il fabbisogno mensile di energia primaria di tipo x per il servizio S dell'edificio, [kWh];

x è il tipo di primaria considerata, non rinnovabile ($nren$), rinnovabile (ren), totale (tot), [-];

m è l'indice del mese, [-].

Il fabbisogno di energia primaria mensile (sia che sia non rinnovabile, rinnovabile o totale) per il generico servizio S è dato da:

$$E_{P,S,x;m} = \sum_{x=1}^{N_{in}} (f_{P;x;y;del} \cdot E_{S;y;del})_m - \sum_{x=1}^{N_{out}} (f_{P;x;y;exp} \cdot E_{S;y;exp})_m \quad (1.6)$$

dove:

$E_{P,S,x;m}$ è il fabbisogno mensile di energia primaria di tipo x per il servizio S dell'edificio, [kWh];

$E_{S;y;del}$ è il vettore energetico di tipo x fornito al servizio S dell'edificio nel mese m , [kWh];

$E_{S;y;exp}$ è il vettore energetico di tipo x eventualmente esportato nel mese m attribuito al servizio S dell'edificio, qualora vi sia autoproduzione eccedente il fabbisogno, [kWh];

$f_{P;x;y;del}$ è il fattore di conversione in energia primaria di tipo x del vettore energetico di tipo y fornito all'edificio, [-];

$f_{P;x;y;exp}$ è il fattore di conversione in energia primaria di tipo x del vettore energetico di tipo y esportato dall'edificio, [-];

N_{in} è il numero di diverse tipologie di vettori energetici forniti, [-];

N_{out} è il numero di diverse tipologie di vettori energetici esportati, [-];

x è il tipo di primaria considerata, non rinnovabile ($nren$), rinnovabile (ren), totale (tot), [-];

y è il tipo di vettore energetico, [-];

m è l'indice del mese, [-].

Tra i diversi tipi di energia primaria (totale, non rinnovabile e rinnovabile) sussiste la seguente relazione:

$$E_{P,S,tot,m} = E_{P,S,nren,m} + E_{P,S,ren,m} \quad (1.7)$$

che discende dalla seguente relazione tra i fattori di conversione in energia primaria:

$$f_{P,tot,y,m} = f_{P,nren,y,m} + f_{P,ren,y,m} \quad (1.8)$$

dove:

$f_{P,tot,y,m}$ è fattore di conversione in energia primaria totale del vettore energetico di tipo y nel mese m ;

$f_{P,nren,y,m}$ è fattore di conversione in energia primaria non rinnovabile del vettore energetico di tipo y nel mese m , [-];

$f_{P,ren,y,m}$ è fattore di conversione in energia primaria rinnovabile del vettore energetico di tipo y nel mese m , [-];

NOTA: Si è indicizzato rispetto al mese perché tali fattori potrebbero anche essere definiti su base mensile.

La definizione della prestazione energetica dell'edificio comporta quindi la determinazione e quantificazione dei **vettori energetici** che ogni servizio energetico presente nell'edificio richiede per il suo funzionamento, vettori che vengono poi valorizzati in termini di energia primaria tramite i fattori di conversione.

1.2 Servizi energetici e impianti tecnici

I servizi energetici degli edifici sono stati definiti essere quei servizi che richiedono un impiego non marginale di energia per il loro funzionamento, quali il riscaldamento, il raffrescamento, l'umidificazione, la deumidificazione, la ventilazione, la produzione di acqua calda sanitaria, l'illuminazione.

Tali servizi vengono resi tramite impianti tecnici che, in generale, possono, ai fini della determinazione del fabbisogno energetico, essere suddivisi in sottosistemi impiantistici, indipendentemente dalla funzione del servizio a cui appartengono, secondo la seguente classificazione generale:

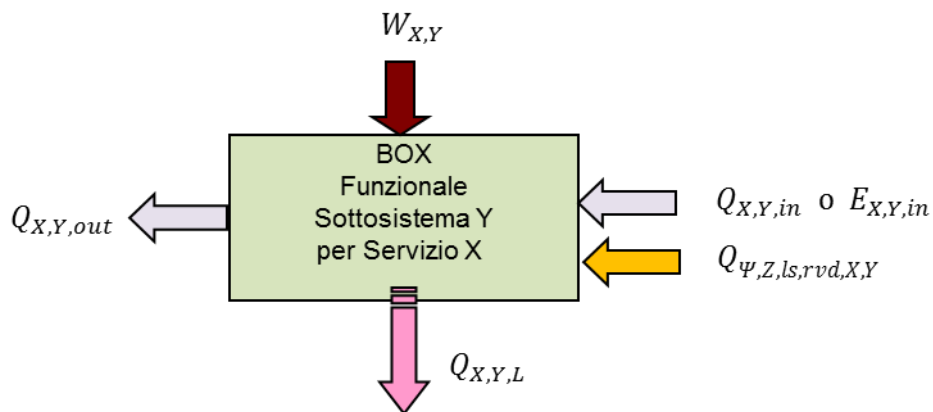
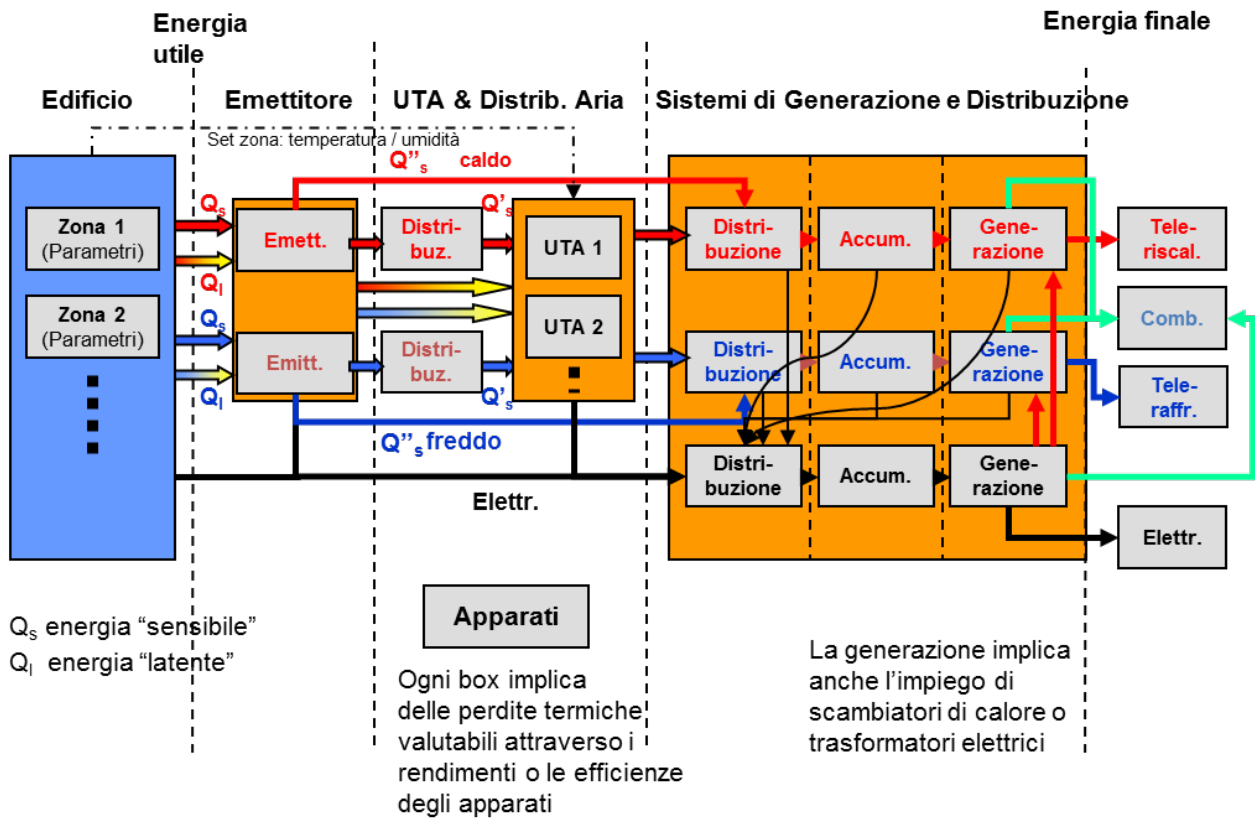
- sottosistema di emissione/erogazione in ambiente e relativo controllo, E ;
- sottosistema Unità Trattamento Aria, UTA ;
- sottosistema di distribuzione, idronico, D , e/o aeraulico, DA ;
- sottosistema di accumulo, S ;
- sottosistema di generazione, G .

Ad ogni sottosistema corrisponde un segmento dell'impianto tecnico che a sua volta è costituito da apparati vari chiamati semplicemente componenti. Quindi, da un punto di vista strettamente funzionale, un impianto tecnico associato ad un generico servizio S dell'edificio è composto da una successione di sottosistemi, solitamente rappresentati schematicamente da blocchi funzionali.

In Figura 2 è riportato un sistema impiantistico che soddisfa il fabbisogno termico per la climatizzazione invernale ed estiva dell'edificio, fornendo ai terminali d'impianto quanto richiesto, rappresentato tramite una schematizzazione in blocchi funzionali.

La direzione delle frecce, che raffigurano le quantità dell'energia scambiata tra i vari blocchi funzionali, NON rappresenta la direzione dei flussi energetici. Questi vanno, infatti, dall'esterno del confine del sistema all'interno per essere dissipati: l'edificio è un DISSIPATORE ENERGETICO, cioè degrada la qualità dell'energia che impiega. La direzione delle frecce rappresenta invece la direzione del calcolo: dalla domanda di energia ai terminali d'impianto per soddisfare la richiesta dell'utenza ai generatori di energia termica e quindi al sistema energetico regionale o nazionale.

Ogni procedura di calcolo della prestazione energetica di un edificio, che sia su base mensile o oraria, di tipo semplificato o dettagliato, fino alla simulazione dinamica del comportamento del sistema edificio, si basa su tale sequenza ordinata: dalla richiesta di energia termica ed elettrica del fabbricato ai terminali dei sistemi impiantistici si risale, tenendo conto delle caratteristiche di ogni sottosistema e componente, fino alla richiesta dei vettori energetici necessari al funzionamento degli impianti. Tali vettori possono essere totalmente importati o "prodotti" in loco da eventuali fonti rinnovabili di energia disponibili.



Per ogni sottosistema impiantistico, identificato con il pedice Y , appartenente al servizio X , vale, in generale, nell'ipotesi di stato stazionario e con riferimento a Figura 3, il seguente bilancio energetico applicato ad un Black-Box (cioè dall'esterno senza inferire nulla sul comportamento interno):

$$Q_{X,Y,in} + W_{X,Y} + Q_{\psi,Z,ls,rvd,X,Y} = Q_{X,Y,out} + Q_{X,Y,L} \quad (1.9)$$

dove:

$Q_{X,Y,in}$ è l'energia termica in ingresso al generico sottosistema Y -esimo del servizio X , [kWh];

$W_{X,Y}$ è il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del generico sottosistema Y -esimo del servizio X , [kWh];

$Q_{\psi,Z,ls,rvd,X,Y}$ è l'energia termica recuperata dal sottosistema Ψ del servizio Z in ingresso al generico sottosistema Y -esimo del servizio X , [kWh];

$Q_{X,Y,out}$ è l'energia termica richiesta al generico sottosistema Y -esimo del servizio X , [kWh];

$Q_{X,Y,L}$ è l'energia termica dispersa complessivamente dal generico sottosistema Y -esimo del servizio X , [kWh].

Le informazioni che si ottengono con un bilancio Back-Box sono piuttosto limitate e quindi, pur restando in un approccio simile, si aggiungono delle ulteriori specifiche sempre di carattere generale:

- il comportamento degli ausiliari;
- la decomposizione delle perdite energetiche.

Si assume che gli ausiliari, sempre alimentati elettricamente, dissipino l'energia elettrica assorbita in due modi complementari:

- come energia termica verso l'ambiente attraversato dal sottosistema o componente, $Q_{X,Y,Aux,nrvd}$;
- incrementando l'entalpia del fluido termovettore, $Q_{X,Y,Aux,rvd}$.

Nel primo caso si ha una perdita energetica netta, nel secondo tale perdita ha un effetto totalmente differente a seconda del tipo di servizio che si sta considerando:

- è recuperata in modo utile se il servizio comporta il riscaldamento di un fluido termovettore;
- è un recupero che ha un effetto negativo e quindi equivale ad un'ulteriore perdita se il servizio comporta il raffreddamento di un fluido termovettore.

Per evidenziare tale particolarità si specifica come si ripartisce l'energia assorbita dagli ausiliari e le perdite termiche. Si pone:

$$W_{X,Y} = Q_{X,Y,Aux,rvd} + Q_{X,Y,Aux,nrvd} = k_{X,Y} \cdot W_{X,Y} + (1 - k_{X,Y}) \cdot W_{X,Y}, \quad (1.10)$$

con

$W_{X,Y}$ energia elettrica assorbita dagli ausiliari, [kWh];

$Q_{X,Y,Aux,rvd}$ perdite termiche degli ausiliari "recuperate" nel fluido termovettore, [kWh];

$Q_{X,Y,Aux,nrvd}$ perdite termiche ausiliari non recuperabili e disperse nell'ambiente, [kWh];

$k_{X,Y}$ fattore recupero dell'energia dissipata dagli ausiliari, [-]

e

$$\begin{aligned} Q_{X,Y,L} &= Q_{X,Y,ls} + Q_{X,Y,Aux,nrvd} + (1 - f_{\psi,Z}) \cdot Q_{\psi,Z,ls,rvd,X,Y} \\ &= Q_{X,Y,ls} + (1 - k_{X,Y}) \cdot W_{X,Y} + (1 - f_{\psi,Z}) \cdot Q_{\psi,Z,ls,rvd,X,Y} \end{aligned} \quad (1.11)$$

con

$Q_{X,Y,L}$ energia termica dispersa complessivamente dal generico sottosistema Y -esimo del servizio X , [kWh].

$Q_{X,Y,ls}$ perdite termiche dello specifico processo attuato all'interno del blocco funzionale, [kWh];

$f_{\psi,Z}$ fattore recupero dell'energia recuperata dal sottosistema Ψ del servizio Z in ingresso al generico sottosistema Y -esimo del servizio X

Combinando le tre equazioni precedenti si può scrivere quella che chiamiamo Equazione caratteristica del BOX, cioè:

$$Q_{X,Y,in} = Q_{X,Y,out} + Q_{X,Y,ls} - k_{X,Y} \cdot W_{X,Y} - f_{\psi,Z} \cdot Q_{\psi,Z,ls,rvd,X,Y} \quad (1.12)$$

equazione che, nel caso di impiego in una procedura di calcolo “deterministica” e non simulativa deve essere specializzato rispetto al tipo di servizio considerato.

Occorre prima specificare cosa si intende qui per procedura di calcolo deterministica ovvero simulativa.

Si definisce una **procedura di calcolo deterministica** una procedura che partendo dalla richiesta dell’utenza determina la quantità di vettori energetici richiesti per il servizio reso sulla base del calcolo dell’energia richiesta dall’utenza del servizio incrementandola via via delle perdite introdotte dai vari componenti dei vari sottosistemi impiantisti, questo INDIPENDENTEMENTE dalla base temporale utilizzata per il calcolo (anno, mese, ora).

Si definisce una **procedura di calcolo simulativa** una procedura che, indipendentemente dalla base temporale utilizzata (minuto, ora, giorno), determina la quantità di vettori energetici richiesti per il servizio reso sulla base delle condizioni di funzionamento del sistema così come nella realtà: temperature e portate dei fluidi termovettori, limiti di operatività con le temperature, sistemi di regolazione su temperature e portate, prestazione dei singoli componenti legate a temperature e portate dei fluidi scambiati e dell’interazione termica e energetica che hanno con l’ambiente circostante, ecc..

Mentre nelle procedure di calcolo deterministiche usualmente le quantità energetiche scambiate sono tutte definite positive e si distinguono nei bilanci separando le entranti nel sottosistema o componente dalle uscenti (vedasi equazione (1.9)), nelle procedure simulative, governate da temperature e portate dei fluidi termovettori, le quantità energetiche scambiate sono positive se entranti nel sottosistema o componente e negative se uscenti, salvo diversamente specificato caso per caso.

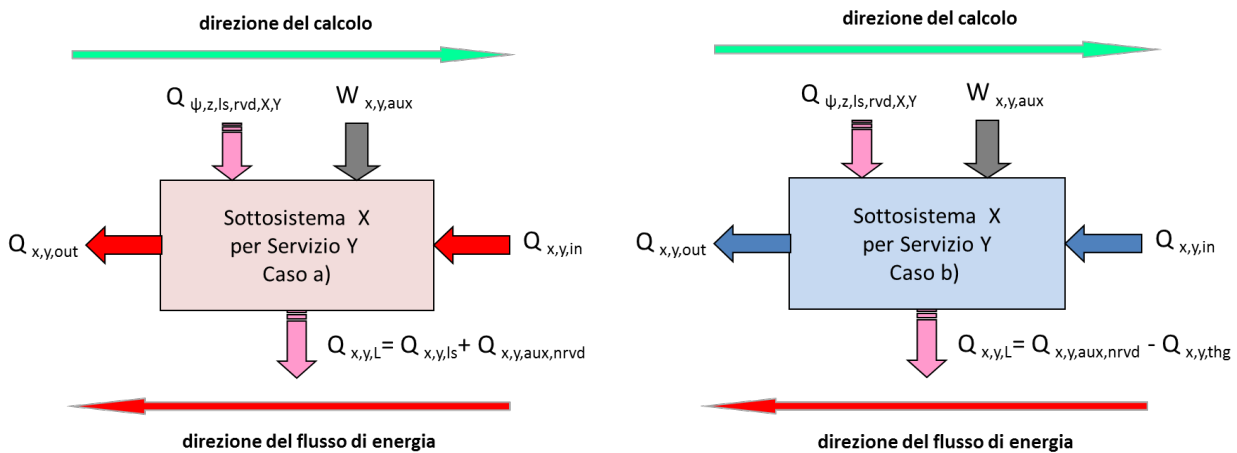


Figura 3 – Descrizione funzionale del sottosistema Y del sistema impiantistico X: caso a) e caso b.

Per esempio, con riferimento a Figura 3, si può vedere come, se il servizio Y è un servizio riscaldamento, il blocco funzionale del sottosistema X riporti in uscita, oltre l’energia da questo fornita al sottosistema successivo, le perdite termiche di processo e quelle degli ausiliari (quantità definite positive) (caso a), mentre, se è un servizio raffreddamento (caso b), si può notare che la perdita termica complessiva è data dalla differenza tra l’energia dissipata dagli ausiliari e non recuperata e il “guadagno termico”, $Q_{X,Y,thg}$ dovuto all’interazione con l’ambiente esterno. Questa necessità di distinzione, legata alla scelta di avere sempre quantità definite positive (i guadagni in questo caso), è evidenziata dalle due diverse equazioni di bilancio che si hanno nei due casi, quando si esplicitano le componenti delle perdite termiche $Q_{X,Y,ls}$.

Nel caso a) (fluido termovettore caldo), va bene l’equazione (1.12) in quanto i vari recuperi sono riportati come dei guadagni, mentre nel caso b) occorre riscrivere l’equazione caratteristica come:

$$Q_{X,Y,in} = Q_{X,Y,out} - Q_{X,Y,ls} - k_{X,Y} \cdot W_{X,Y} - f_{\Psi,Z} \cdot Q_{\Psi,Z,ls,rvd,X,Y} \quad (1.13)$$

valida se tutti i “recuperi” avvengono a temperature superiori a quelle del fluido termovettore freddo che scorre nel componente.

Come si può ben vedere tale approccio complica molto l’analisi energetica del sistema, giacché occorre distinguere in modo dedicato tra “perdite” e “guadagni”.

Tutto questo non avviene invece in un approccio simulativo, che come evidenziato prima, si basa sui livelli termici del fluido termovettore e quindi tiene conto automaticamente se un’interazione termica è positiva o negativa e quindi, a seconda dei casi, se è un guadagno o una perdita.

Quindi, nel seguito, anche se si mantiene la classificazione del sistema impiantistico in sottosistemi funzionali (emissione/erogazione, distribuzione, accumulo, generazione), i vari componenti dell’impianto non saranno descritti in termini di equazioni del BOX (di bilancio o caratteristica), ma utilizzando le relazioni che descrivono il loro comportamento al variare di temperature e portate dei fluidi termovettori che li interessano.

1.3 Servizio di riscaldamento e/o raffrescamento o climatizzazione

Un servizio di climatizzazione, invernale o estivo, è un servizio che comporta sia il controllo della temperatura dell'aria degli ambienti climatizzati, sia il controllo dell'umidità dell'aria; quindi, un servizio di climatizzazione invernale è un servizio di riscaldamento con in più la funzione di controllo dell'umidità dell'aria (in genere umidificazione), mentre un servizio di climatizzazione estivo è un servizio di raffrescamento con in più la funzione di controllo dell'umidità dell'aria (in genere deumidificazione).

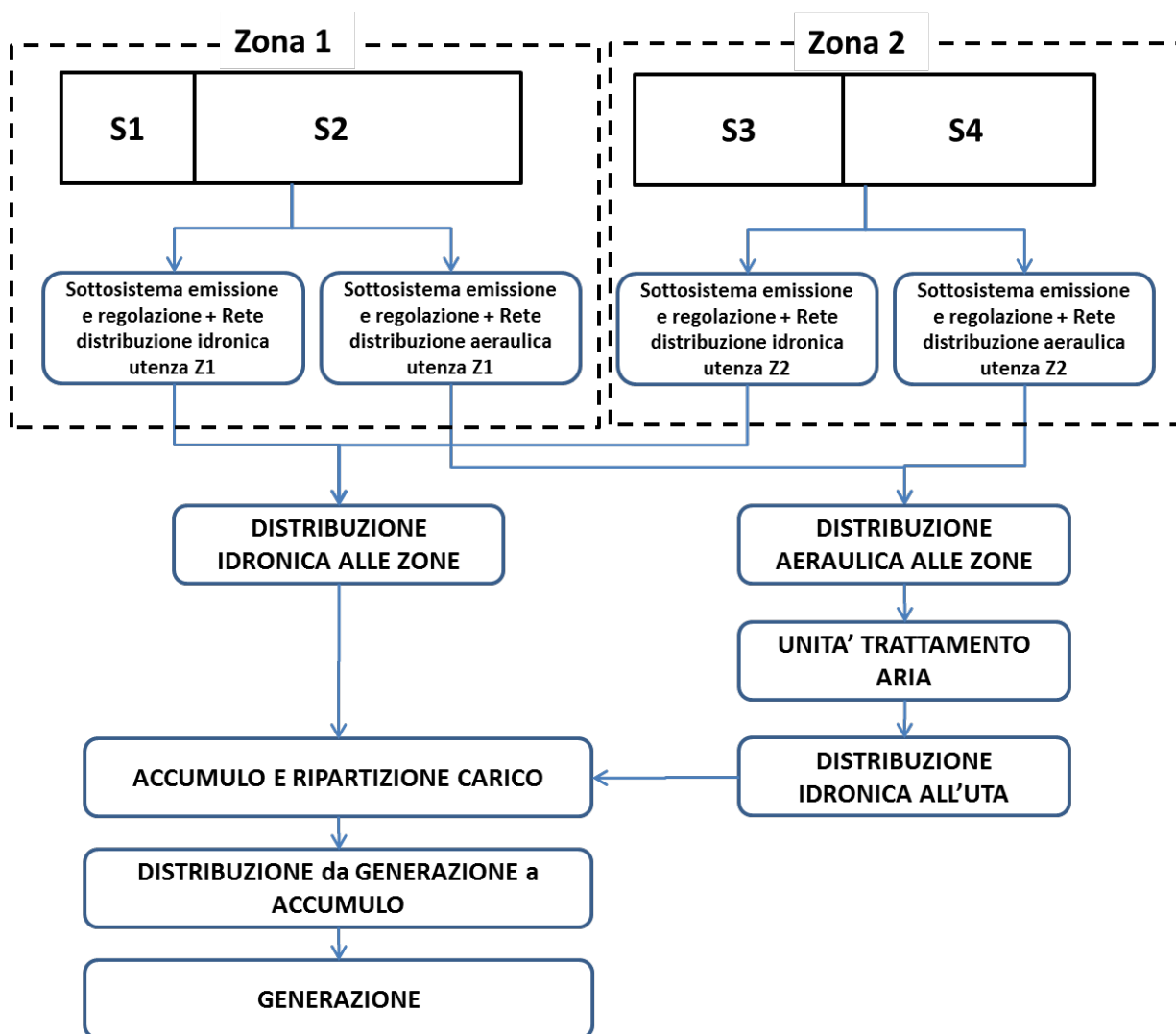


Figura 4 – Schema possibili combinazioni sottosistemi del servizio di climatizzazione invernale o estiva.

Con riferimento alla Figura 4, il sistema impiantistico che serve le utenze finali, indipendentemente dalla funzione (riscaldamento o raffrescamento) consta sempre di una distribuzione finale alle utenze del fluido termovettore, ma può poi diversificarsi nei seguenti modi:

- distribuzione finale all'utenza delle zone solo idronica:
i terminali d'impianto nella zona considerata sono solo alimentati da fluido termovettore liquido (solitamente acqua);
- distribuzione finale all'utenza delle zone solo aeraulica;
i terminali d'impianto nella zona considerata sono solo alimentati da fluido termovettore aria;

- c) distribuzione finale all'utenza delle zone mista idronica-aeraulica:
 - i terminali d'impianto nella zona considerata sono sia alimentati da fluido termovettore liquido sia da aria;
- d) distribuzione finale all'utenza delle zone attraverso fluido con transizione di fase (refrigerante):
 - i terminali nella zona considerata sono alimentati da un fluido frigorifero che subisce nel terminale una transizione di fase (condensazione se in modalità riscaldamento, evaporazione se in modalità raffrescamento).

In funzione della tipologia dei terminali d'impianto e della distribuzione finale all'utenza delle zone, il sistema impiantistico sarà in grado di soddisfare il solo servizio riscaldamento, raffrescamento o il servizio climatizzazione invernale o estiva o entrambi.

Il generico sistema impiantistico per servire le varie zone dispone di una rete di distribuzione alle zone del fluido termovettore, che, a seconda delle tipologie di distribuzione finale alle utenze, è o solo idronica, o solo aeraulica o sia idronica che aeraulica, oppure è costituita una rete che trasporta refrigerante. Tali reti possono essere comuni a più zone, così come essere dedicate a ciascuna zona servita.

Quando è presente una distribuzione aeraulica alle zone, sarà sempre presente almeno un sottosistema costituito dall'unità trattamento aria (UTA) che normalmente è alimentata a sua volta da un circuito idronico interconnesso con il sistema di generazione di energia termica (anche, eventualmente, tramite un sottosistema di accumulo termico), oppure un ventilconvettore canalizzato o sistemi ad espansione diretta canalizzati.

Il generico sistema impiantistico viene quindi suddiviso in sottosistemi funzionali, che possono essere interconnessi in vari modi e che sono identificati come:

- a) sottosistema di emissione (idronico e/o aeraulico);
- b) sottosistema di distribuzione (idronica e/o aeraulica);
- c) sottosistema unità trattamento aria (UTA) o ventilconvettore o unità ad espansione diretta canalizzati;
- d) sottosistema di accumulo termico;
- e) sottosistema di distribuzione tra sottosistema di accumulo e di generazione;
- f) sottosistema di generazione.

2 I principali componenti dell'impianto

Le tipologie di impianto di climatizzazione per gli edifici possono essere svariate, passando da sistemi molto semplici e controllati manualmente dall'utenza a sistemi molto complessi e dotati di sofisticati controlli automatici. Però ogni sistema è sempre composto dall'"assemblaggio" di più componenti che si possono raggruppare in sottosistemi funzionali.

Un programma di simulazione non è in genere realizzato su schemi predefiniti d'impianto, proprio perché il suo obiettivo è quello di consentire al suo utilizzatore la sperimentazione di soluzioni diverse tra loro lasciandogli quindi la piena libertà di definire le modalità di interazione e di controllo dei vari componenti tra loro.

Di conseguenza, l'attenzione nello sviluppo dei modelli d'impianto è concentrata sui componenti elementari, sfruttando, in parte, la loro collocazione nelle macro-famiglie identificate dalla suddivisione dell'impianto di climatizzazione in sottosistemi funzionali, che sono:

- i sistemi di "emissione" dell'energia termica in ambiente:
termine convenzionale che include componenti che operano anche la sottrazione di energia termica dall'ambiente;
- i sistemi di distribuzione:
serie di componenti che trasportano l'energia termica prodotta dai sistemi di generazione ai sistemi di emissione;
- i sistemi di accumulo:
serie di componenti che consentono l'accumulo dell'energia termica prodotta dai sistemi di generazione per la riduzione dei picchi di potenza e altro;
- i sistemi di generazione dell'energia termica:
serie di componenti che convertono una forma di energia, quella del vettore energetico utilizzato, in energia termica ("calda" o "fredda") o la "trasformano" operando sempre sulla stessa forma di energia ma modificandone il livello termico, cioè la qualità.

2.1 I sistemi di emissione

I sistemi di emissione sono sostanzialmente i terminali dell'impianto di climatizzazione nell'ambiente di cui si vuole controllare temperatura e umidità. I terminali dell'impianto possono essere sostanzialmente di tre tipi rispetto al fluido termovettore di alimentazione:

- terminali idronici;
- terminali aeraulici,
- terminali ad espansione diretta.

2.1.1 Terminali idronici

I terminali idronici sono alimentati da un fluido termovettore liquido, in genere acqua, e scambiano potenza termica con l'ambiente, sia in immissione che eventualmente in estrazione, principalmente per convezione

o naturale e/o forzata, per avvezione e per radiazione. A seconda della tipologia di terminale saranno presenti uno solo o più meccanismi di scambio termico.

I terminali idronici si suddividono in:

- aerotermini;
- corpi scaldanti;
- pannelli radianti;
- a pavimenti radianti;
- ventilconvettori.

Di questi, i ventilconvettori e parte degli aerotermini, scambiano con l'aria dell'ambiente per avvezione, cioè hanno a bordo un ausiliario, un ventilatore, che induce il moto dell'aria attraverso la batteria di scambio termico presente al loro interno, e quindi hanno un fabbisogno netto di energia elettrica per il proprio funzionamento. Gli altri tipi di terminali possono essere considerati, da questo punto di vista, passivi, cioè non richiedono energia ausiliaria per il loro funzionamento, se non quel po' di energia meccanica necessaria per vincere le loro perdite di carico interne, che però vengono sostenute dal sistema di distribuzione tramite le loro pompe di circolazione.

Il ventilconvettore, anche se non dovrebbe, è l'unico dei terminali considerati che può, oltre che riscaldare e raffreddare, operare una deumidificazione dell'aria e quindi un parziale controllo dell'umidità dell'aria in periodo estivo.

In Figura 5 una rappresentazione sintetica dei vari terminali idronici.



Figura 5 – Le diverse tipologie di terminali idronici.

2.1.2 Terminali aeraulici

I terminali aeraulici sono alimentati da un'aria trattata nella UTA (unità trattamento aria) e scambiano potenza termica con l'ambiente esclusivamente per avvezione: miscelamento dell'aria immessa con l'aria ambiente e successiva estrazione/espulsione.

I terminali si suddividono in due principali categorie:

- i diffusori, che sono i sistemi di immissione dell'aria nell'ambiente;
- le griglie di ripresa, che sono i sistemi di estrazione dell'aria dall'ambiente.

In Figura 6 è rappresentato un sistema di climatizzazione a tutt'aria che implementa in ambiente terminali aeraulici, quali i diffusori per l'introduzione dell'aria (mandata) e le griglie per l'estrazione (ripresa).

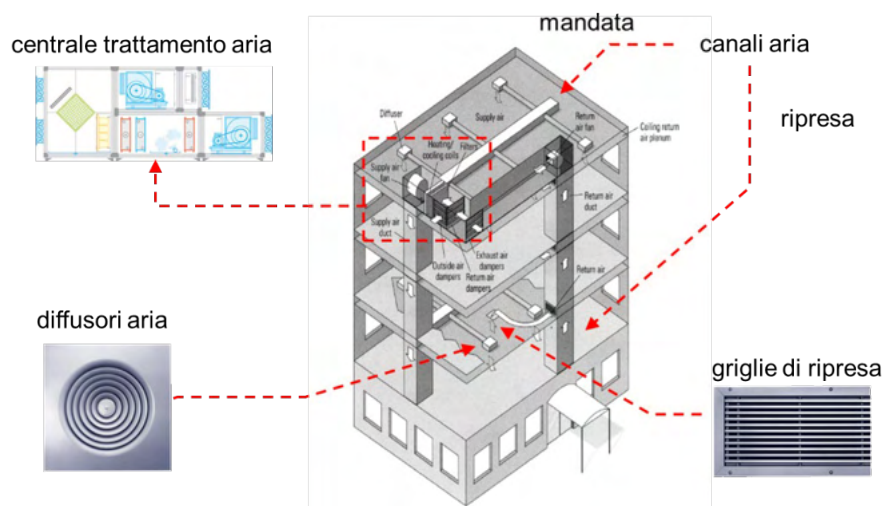


Figura 6 – Schema di un sistema tutt'aria con terminali di mandata e ripresa.

I terminali aeraulici sono anche i terminali dei sistemi di sola ventilazione meccanica.

2.1.3 Terminali a espansione diretta

I terminali a espansione diretta sono alimentati da un fluido frigorifero, un refrigerante, e scambiano potenza termica con l'ambiente, sia in immissione che eventualmente in estrazione, principalmente per avvezione e per radiazione, funzionando di fatto come un ventilconvettore. La differenza fondamentale è che, mentre quest'ultimo è alimentato da un'acqua liquida riscaldata o refrigerata, la batteria di scambio termico del terminale a espansione diretta è o un condensatore, in funzione riscaldamento, o un evaporatore, in funzione raffreddamento, di un sistema a pompa di calore/macchina frigorifera, posto direttamente a contatto con l'aria dell'ambiente.

L'esempio più comune sono gli split system, a pompa di calore o solo per raffreddamento, di cui un esempio è riportato in Figura 7 dove si vedono diversi tipi di terminali collegati a un'unità motocondensante esterna.

Altri sistemi ad espansione diretta che comportano terminali con refrigerante nello scambiatore sono i sistemi VRF o VRV, a volume di refrigerante variabile che non sono altro che un'estensione del sistema split mostrato, in grado di consentire un numero più elevato di terminali ambiente.

Infine si possono eventualmente associare a tale categoria i condizionatori autonomi montati a parete o sottofinestra, che corrispondono di fatto a delle pompe di calore o macchine frigorifere aria-aria, poste direttamente dentro l'ambiente da climatizzare.



Figura 7 – Schema di sistema da espansione diretta: unità motocondensante esterna collegata a diversi tipi di terminali.

2.2 I sistemi di distribuzione

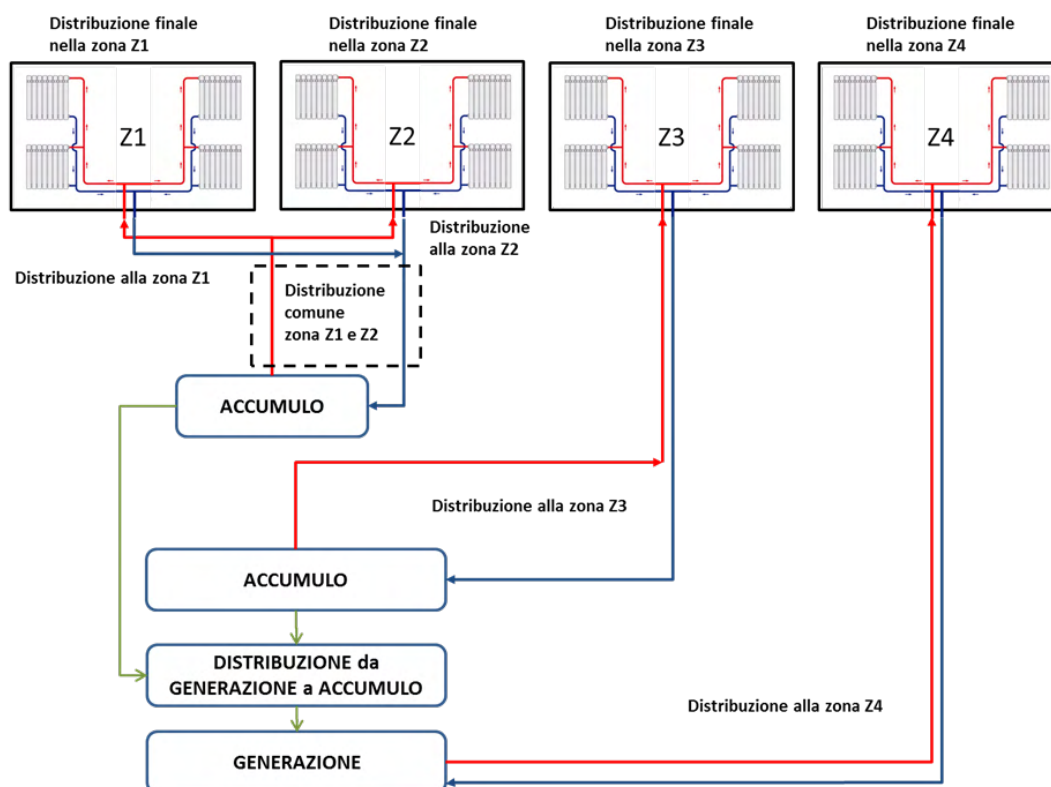
I sistemi di distribuzione dell'energia termica possono essere di tre tipi:

- idronici;
- aeraulici,
- misti (idronici-aeraulici).

2.2.1 Sottosistema di distribuzione idronico

Il sottosistema di distribuzione idronico può essere suddiviso in più circuiti idraulici e nel caso più generale è possibile identificare le seguenti diverse tipologie interconnesse ad albero:

- a) circuito di distribuzione finale agli emettitori di zona (*distribuzione terziaria*);
- b) circuito di distribuzione alle zone (*distribuzione secondaria*);
- c) circuito di *distribuzione primaria*;
- d) circuito da generazione ad accumulo termico (che verrà trattato separatamente a valle del sottosistema di accumulo).



Nell'esempio di

Figura 8 è possibile identificare diverse combinazioni di tali circuiti. Ad esempio per la zona Z_1 e Z_2 , oltre che esserci il circuito di distribuzione finale di zona, vi è un tratto di circuito di distribuzione distinto per le due zone ed un tratto in comune tra le due zone Z_1 e Z_2 , che si connette ad un accumulo termico (schema unifilare), collegato a sua volta al sistema di generazione dal circuito generazione-accumulo (schema unifilare). La zona Z_3 oltre ad avere il suo circuito finale di zona è servita in esclusiva da un circuito di distribuzione alla zona che la connette direttamente ad un accumulo termico, connesso a sua volta al generatore. Infine la zona Z_4 , oltre ad avere il suo circuito finale di zona, sempre presente, è collegata dal circuito di distribuzione alla zona direttamente al generatore. In questo esempio manca il circuito di distribuzione primaria, che è invece evidenziato in Figura 9.

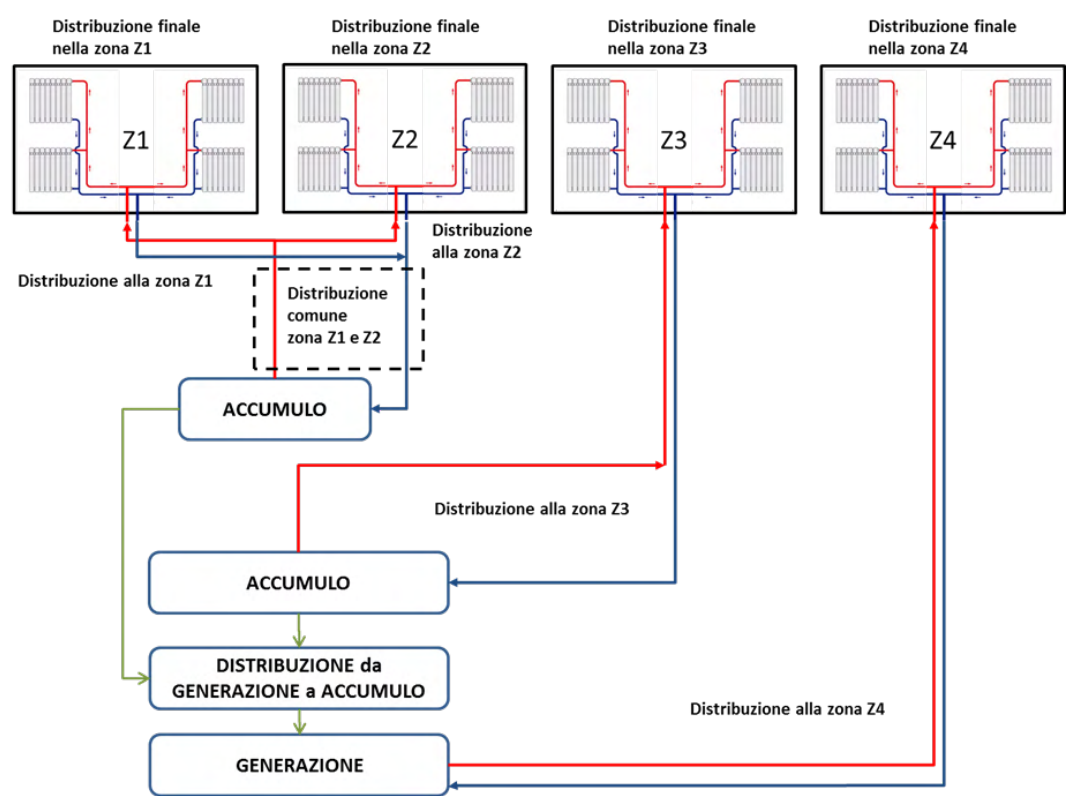


Figura 8 – Schema possibili combinazioni circuiti di distribuzione.

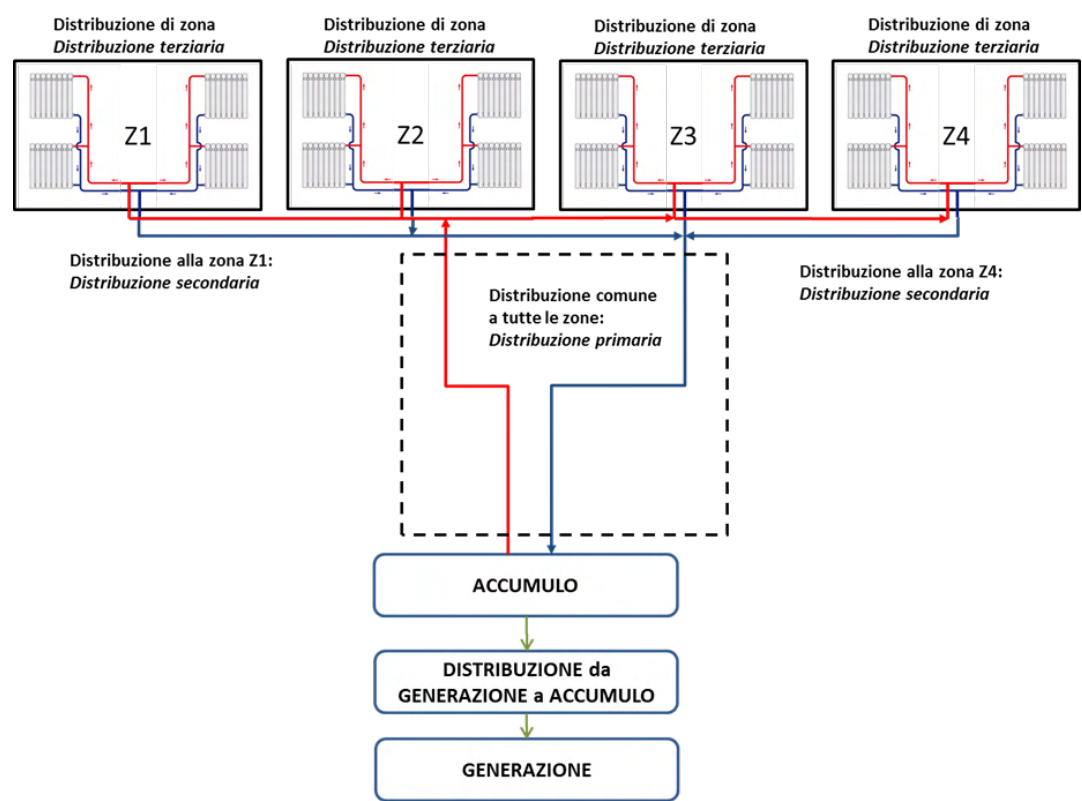


Figura 9 – Schema dei livelli dei circuiti di distribuzione idronici.

2.2.2 Sottosistema di distribuzione aeraulico

Il sottosistema di distribuzione aeraulico può essere suddiviso, come il sottosistema idronico, in più circuiti aeraulici, con una differenza sostanziale: i circuiti aeraulici sono sostanzialmente dei circuiti aperti, cioè la portata d'aria immessa in un ambiente o zona termica può essere diversa dalla portata d'aria estratta dallo stesso locale o zona. Per tale motivo si adotterà nel seguito la seguente distinzione:

- condotte di distribuzione dell'aria trattata nell'ambiente o zona: *condotte di mandata*;
- condotte di prelievo dell'aria dall'ambiente o zona: *condotte di ripresa*.

Nel caso delle condotte di mandata è possibile identificare le seguenti diverse tipologie di reti:

- a) rete di distribuzione finale ai diffusori (emettitori) della zona (*distribuzione secondaria*);
- b) rete di distribuzione alle zone (*distribuzione primaria*);
- c) rete aria esterna: condotte di alimentazione della unità trattamento aria con aria esterna.

Nel caso delle condotte di ripresa è possibile identificare le seguenti diverse tipologie di reti:

- a) rete di ripresa secondaria: condotte di estrazione dagli ambienti della zona;
- b) rete di ripresa primaria: condotte di collegamento tra rete di ripresa secondaria e unità trattamento aria;
- c) rete di espulsione: condotte di espulsione di aria interna dall'unità trattamento aria.

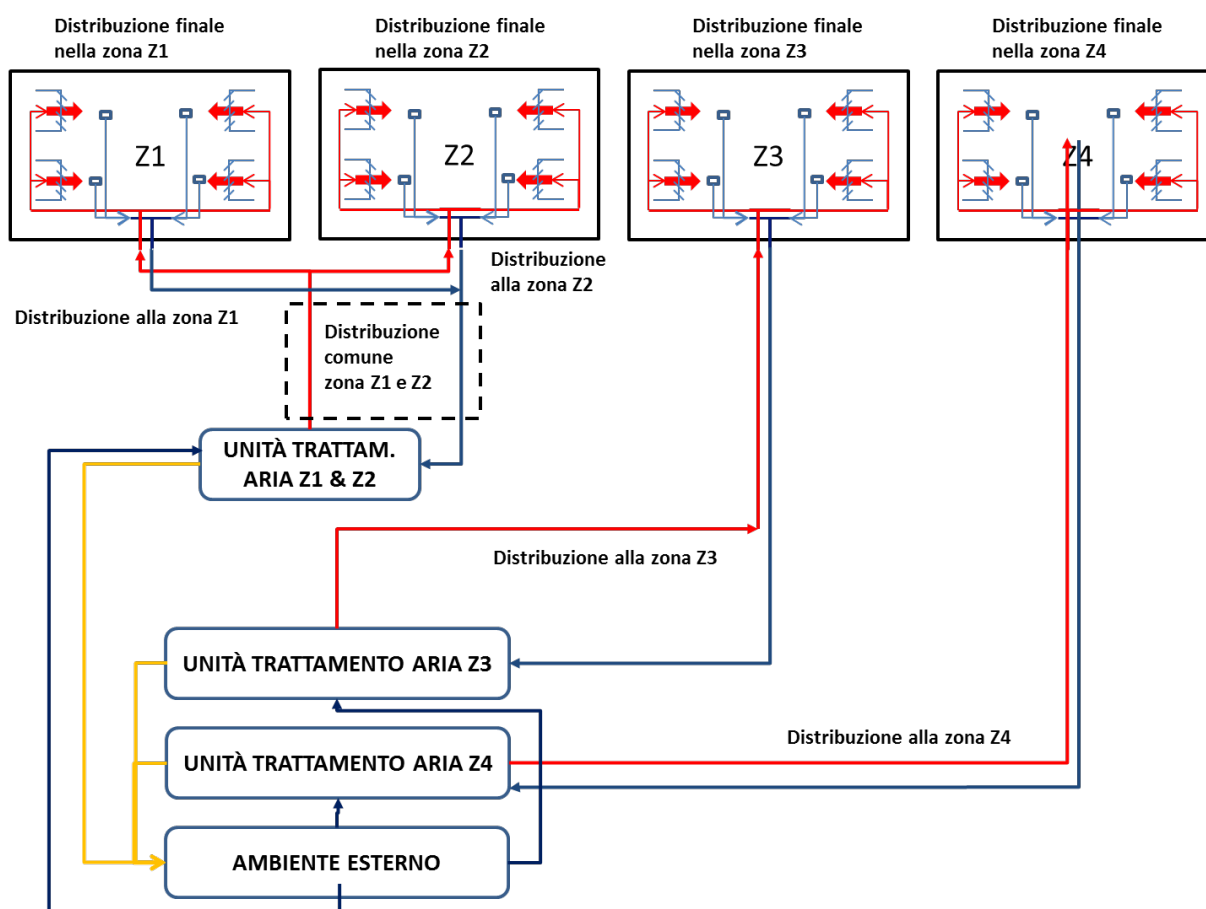


Figura 10 – Schema dei livelli dei circuiti di distribuzione aeraulici.

2.3 I sistemi di accumulo

I sistemi di accumulo che riguardano la prestazione energetica degli edifici sono sostanzialmente di due tipi:

- accumulatori di energia termica;
- accumulatori di energia elettrica.

2.3.1 Accumulatori di energia termica

I sistemi di accumulo di energia sotto forma termica (**TES**) sono quelli solitamente impiegati negli impianti di climatizzazione degli edifici, sia per il riscaldamento che per il raffrescamento.

Si hanno diverse tipologie di classificazione:

- per intervallo di temperatura di esercizio;
- per intervallo di tempo di accumulo;
- per tipologia di scambio termico.

Per **intervallo di temperatura di esercizio** si hanno le seguenti sotto classificazioni:

- **HTTES:**
accumulo termico ad alta temperatura, $\theta > 200^{\circ}\text{C}$;
- **MTTES:**
accumulo termico a media temperatura, $100^{\circ}\text{C} < \theta < 200^{\circ}\text{C}$;
- **LTTES:**
accumulo termico a bassa temperatura: $10^{\circ}\text{C} < \theta < 100^{\circ}\text{C}$;
- **CoTES:**
accumulo termico freddo, $\theta < 10^{\circ}\text{C}$

Per **intervallo di tempo di accumulo** si hanno invece le seguenti sotto classificazioni:

- accumulo termico a breve termine:
giornaliero, settimanale;
- accumulo termico a lungo termine o stagionale.

In quest'ultima categoria (a lungo termine o stagionale) vi sono principalmente gli accumulatori termici interrati o sotterranei (**UTES**, *underground thermal energy storage*), quali:

- **BTES** (*boreholes thermal energy storage*):
stoccaggio di energia nel sottosuolo tramite scambiatori verticali inseriti in pozzi trivellati;
- **CTES:**
accumulo in caverne di roccia riempite d'acqua;
- **ATES:**
accumulo in acqua di falda;
- **GWTES:**
accumulo in bacino artificiale con acqua e ghiaia;
- **WTES**
accumulo in serbatoi d'acqua interrato.;

Per **tipologia di scambio termico** si hanno invece le seguenti sotto classificazioni:

- **SHTES, scambio entalpico sensibile:**
variazione di temperatura del mezzo di accumulo;
- **LHTES, scambio entalpico latente:**
cambiamento di fase del mezzo di accumulo;
- **RTRES, variazione di energia di legame (accumulo termo-chimico):**
assorbimento/rilascio di energia chimica di legame mediante spostamento dell'equilibrio di reazione dei reagenti che costituiscono il mezzo di accumulo.

La classificazione che più interessa la modellazione delle prestazioni energetiche di un sistema di accumulo termico è quella relativa alle modalità di scambio termico interessate.

2.3.1.1 Caratteristiche generali dei sistemi di accumulo termico

Le caratteristiche più importanti di un sistema di accumulo sono:

- la **durata**, ovvero il tempo durante il quale l'energia può essere conservata con perdite accettabili;
- la **densità o capacità di accumulo**, vale a dire la quantità di energia immagazzinata nell'unità di volume (misurata in kWh/m³, o in kJ/m³);
- l'**efficienza**, data dal rapporto tra l'energia estratta durante la scarica e l'energia immagazzinata durante la carica:

$$\eta_{st} = \frac{Q_{extracted}}{Q_{stored}} = \frac{m_{st}c_{st}(\theta_{d,max} - \theta_0)}{m_{st}c_{st}(\theta_{c,max} - \theta_0)} = \frac{\theta_{dsch,max} - \theta_0}{\theta_{ch,max} - \theta_0} \quad (2.1)$$

cove

$m_{st}c_{st}$ è la capacità termica totale del mezzo di accumulo, in [kJ/K];

θ_0 è la temperatura minima dell'accumulo, in [°C];

$\theta_{dsch,max}$ è la temperatura massima all'inizio del processo di scarica, in [°C];

$\theta_{ch,max}$ è la temperatura massima al termine del processo di carica, in [°C].

N.B.: la definizione del rendimento del sistema di accumulo data dalla (2.1) è valida per gli accumuli che sfruttano lo scambio entalpico sensibile. Per gli altri sistemi occorre direttamente considerare il rapporto dell'energia estratta su quella accumulata, anche se poi la temperatura di estrazione è un parametro importante per definire il capo di applicabilità del sistema.

Un accumulo efficiente dovrebbe avere lunga durata ed elevata densità di accumulo; inoltre dovrebbe minimizzare le perdite termiche e consentire un elevato recupero di energia durante l'estrazione dall'accumulatore.

Nel caso di accumulatori che sfruttano lo **scambio entalpico sensibile**, **SHTES** (*sensibile heat thermal energy storage*), l'energia viene accumulata mediante variazione della temperatura di un mezzo liquido (acqua, olio) o solido (roccia, mattoni, sabbia, terreno) senza alcun cambiamento di fase nell'intervallo di temperature del processo. Ciò che varia è quindi l'energia interna del mezzo accumulatore esclusivamente per effetto della variazione di temperatura. La quantità di energia accumulata è proporzionale alla differenza tra la temperatura finale e quella iniziale, alla massa e alla capacità termica specifica del mezzo come:

$$Q = \int_{\theta_i}^{\theta_f} m_{st}c_{st}(\theta)d\theta = m_{st}\bar{c}_{st} \cdot (\theta_f - \theta_i) \quad (2.2)$$

con

Q è l'energia termica accumulata o estratta, in [kJ];

m_{st} è la massa del mezzo d'accumulo, in [kg];

- $\bar{c}_{st}$ è la capacità termica specifica massica a pressione costante del mezzo di accumulo, valore medio nell'intervallo di temperatura di funzionamento, in [kJ/(kg K)];
- θ_f è la temperatura finale del processo di carica o scarica, in [°C];
- θ_i è la temperatura iniziale del processo di carica o scarica, in [°C],

Nel caso di accumulatori che sfruttano lo **scambio entalpico latente, LHTES** (*latent heat thermal energy storage*), l'energia viene accumulata mediante transizione di fase del mezzo di accumulo, cioè tramite l'assorbimento dell'entalpia di fusione trasferita dal fluido termovettore, che si raffredda, al materiale in transizione di fase transizione che avviene a temperatura costante. La transizione viene innescata riscaldando in modo sensibile il materiale ad una temperatura paria quella di fusione, alla quale si innesca il processo isoterma di transizione di fase. Nel processo inverso, il rilascio di energia da parte del mezzo di accumulo, avviene raffreddando inizialmente sensibilmente il materiale d'accumulo fino alla sua temperatura di solidificazione, alla quale si innesca il processo di solidificazione con rilascio della relativa entalpia e quindi di energia sotto forma di calore. Anche questo processo di solidificazione è isoterma.

Dato che, prima di poter innescare il processo isoterma di fusione o di solidificazione, si ha sempre uno scambio termico sensibile, la quantità di energia accumulata è complessivamente data dall'entalpia di transizione di fase più quello che viene ceduto sensibilmente alla fase liquida e alla fase solida, cioè:

$$Q = \int_{\theta_i}^{\theta_m} m_{st} c_{st;s}(\theta) d\theta + m_{st} \Delta h_{s \rightarrow l} + \int_{\theta_m}^{\theta_f} m_{st} c_{st;l}(\theta) d\theta =$$

$$m_{st} \bar{c}_{st;s} \cdot (\theta_m - \theta_i) + m_{st} \Delta h_{s \rightarrow l} + m_{st} \bar{c}_{st;l} \cdot (\theta_f - \theta_m) \quad (2.3)$$

dove

- $\bar{c}_{st;s}$ è la capacità termica specifica massica a pressione costante del mezzo di accumulo in fase solida, valore medio nell'intervallo di temperatura considerato, in [kJ/(kg K)];
- $\Delta h_{s \rightarrow l}$ è l'entalpia di transizione di fase nel processo di fusione, in [kJ/kg];
- θ_m è la temperatura di fusione del mezzo di accumulo utilizzato, in [°C];
- $\bar{c}_{st;l}$ è la capacità termica specifica massica a pressione costante del mezzo di accumulo in fase liquida, valore medio nell'intervallo di temperatura considerato, in [kJ/(kg K)];

L'elevata densità di accumulo dei PCM (anche 100 kW/m³) e la ridotta variazione di temperatura rendono questa tipologia di stoccaggio molto promettente: infatti è quella che attualmente catalizza la maggior parte degli interessi e degli sforzi della ricerca sul TES. Si consideri che i sistemi a LHTES, a parità di energia termica immagazzinata, hanno dimensioni decisamente inferiori ad un sistema a SHTES, sebbene questi ultimi presentino minori difficoltà di progettazione per quanto concerne la trasmissione del calore e la scelta dei materiali.

Nel caso di accumulatori che sfruttano la **variazione di energia di legame, RTRES** (*reversible thermochemical reactions energy storage*), l'accumulo il rilascio di energia termica si basa sull'energia assorbita e rilasciata durante la rottura e la formazione dei legami molecolari all'interno di una reazione chimica in teoria completamente reversibile. In questo caso l'energia accumulata dipende dalla quantità di materiale (massa), dal "calore" di reazione e dal grado di reazione (frazione di reagenti convertita); cioè:

$$Q = \alpha_r m_r \Delta h_r \quad (2.4)$$

dove

- α_r è la frazione di massa convertita, [-];

Δh_r "calore" di reazione (entalpia), in [kJ/kg];

m_r massa dei reagenti, in [kg].

Si definisce *turning temperature* la temperatura T^* alla quale la costante di equilibrio di reazione è unica. Tale valore è approssimato dal rapporto tra la variazione di entalpia standard e la variazione di entropia per la reazione:

$$T^* = \frac{\Delta H_r^0}{\Delta S_r^0} \quad (2.5)$$

A questa temperatura reagenti e prodotti saranno presenti approssimativamente in uguale quantità. Se $T > T^*$ la reazione endotermica di accumulo è favorita; se invece $T < T^*$ prevale la reazione esotermica di rilascio.

La densità di accumulo, nelle reazioni termochimiche, risulta ancora più elevata che nei sistemi a calore latente. Inoltre, in molti casi, i reagenti chimici possono essere accumulati e conservati in condizioni ambientali standard per tempi anche indefiniti, consentendo un facile trasporto e riducendo buona parte delle perdite termiche. Per questo motivo sono privilegiate le reazioni reversibili con reagenti e prodotti facilmente accumulabili in forma liquida o solida.

In Figura 11 è proposto uno schema riassuntivo come riportato in [7].

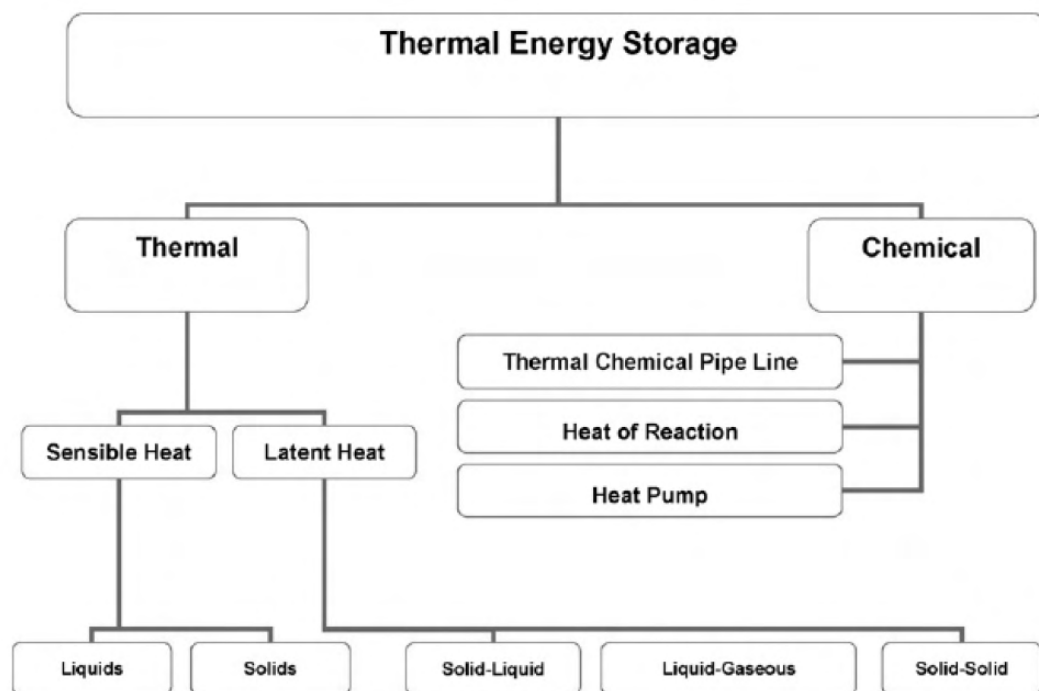


Figura 11 – Classificazione per tipologia di scambio termico.

2.3.2 Accumulatori di energia elettrica

Le modalità di accumulo dell'energia elettrica possono essere le più svariate, ma, in generale, passano sempre attraverso una conversione in un'altra forma di energia, chimica, potenziale gravitazionale o cinetica, ed è questa ad essere accumulata per poi essere riconvertita in energia elettrica. La modalità di maggiore o esclusivo impiego per i sistemi energetici degli edifici, in particolare per l'eventuale stoccaggio dell'energia elettrica prodotta in situ da sistemi fotovoltaici, è quella dell'accumulo in batterie modulari.

La tecnologia della batteria modulare è basata sulla conversione elettrochimica, immagazzinando l'energia elettrica in mezzi di supporto chimico che possono essere poi convertiti in elettricità. Queste batterie consistono in raggruppamenti di celle individuali standardizzate con capacità di potenza e tensione relativamente piccole, che vengono aggregate per servire carichi di potenza più elevati. Le batterie al piombo-acido e le celle agli ioni di litio sono le tecnologie modulari più utilizzate. Le celle agli ioni di Litio vengono utilizzate per una varietà di applicazioni, in gran parte per la loro elevata densità di energia ma anche per la capacità di sottoporsi a un numero di cicli di ricarica completa senza effetto memoria. Tuttavia, la tecnologia di accumulo elettrico tramite batterie è, in generale, economicamente poco interessante in quanto le batterie possono fornire energia solo per poche ore e il tempo necessario per ricaricarle può variare sensibilmente in funzione del tipo di batteria e, se la ricarica non viene operata con sistemi ad alta potenza, richiede svariate ore per poche decine di kWh.

La capacità di accumulo di energia elettrica è data in termini di capacità di carica, C , cioè la quantità di carica elettrica immagazzinata espressa in [Ah] ed è pari al prodotto tra la corrente di scarica I_{ds} e il tempo t_{ds} che è necessario per raggiungere la tensione finale di scarica, cioè

$$C = I_{ds}(t) \cdot t_{ds} \quad [\text{Ah}] \quad (2.6)$$

con

I_{ds} corrente di scarica, variabile durante il processo di scarica, in [A];

t_{ds} tempo di scarica, in [h];

La capacità è quindi proporzionale, tramite la tensione di erogazione, all'energia resa e non all'energia immagazzinata.

Il valore della capacità di una batteria non è una costante ma è influenzata da due fattori principali: la temperatura e l'intensità della corrente di scarica. Se la temperatura aumenta come conseguenza aumenta la capacità e viceversa; se aumenta la corrente di scarica diminuisce la capacità e viceversa. Per tale motivo si introduce una capacità nominale C_n definita come la carica erogata dalla batteria nella fase di scarica a corrente costante per un tempo $t_{ds;n}$ ad una temperatura di riferimento, mantenuta costante, di 25 °C; cioè:

$$C_{10} = \bar{I}_{ds} \cdot 10 \quad [\text{Ah}] \quad (2.7)$$

Il rendimento energetico di una batteria è dato da

$$\eta_e = \frac{\int_0^{t_{ds}} I_{ds}(t) \cdot V_{ds}(t)}{\int_0^{t_{ch}} I_{ch}(t) \cdot V_{ch}(t)} \quad (2.8)$$

dove

I_{ch} corrente di carica, in [A];

V_{ds} tensione di scarica, in [V];

V_{ch} tensione di carica, in [V];

t_{ch} tempo di carica, in [h].

2.4 I sistemi di generazione

In questo contesto, con sistemi di generazione si intendono quegli apparati che sono in grado di convertire un dato vettore energetico non termico o elettrico, o direttamente energia da una fonte energetica, in:

- energia termica (generatori termici a conversione);
- energia elettrica (generatori elettrici);
- energia termica e elettrica (cogeneratori);

ovvero quegli apparati che sono in grado di trasformare la qualità dell'energia termica, trasferendo la stessa forma di energia (quella termica) da un sistema a temperatura inferiore ad uno a temperatura superiore: generatori termici a trasformazione o trasformatori termici.

2.4.1 Generatori termici a combustione

I generatori termici a combustione, detti generatori di calore o caldaie, forniscono energia a un fluido termovettore (acqua, olio diatermico, aria) riscaldandolo tramite il processo di ossidazione di un combustibile (combustione).

I generatori di calore possono essere classificati in funzione del tipo di combustibile impiegato, del tipo di fluido termovettore, della modalità di evacuazione dei prodotti di combustione, del materiale del corpo, della tipologia costruttiva, della pressione in camera di combustione, della ermeticità della camera di combustione e del modo di funzionamento al carico variabile.

Rispetto alla tipo di combustibile impiegato:

- liquido;
- gassoso;
- solido;

Rispetto al tipo di fluido termovettore:

- ad acqua calda: acqua riscaldata fino a circa 80 °C, (riscaldamento ambientale);
- ad acqua surriscaldata: acqua a 140-180 °C, con pressione imposta superiore di almeno 3 bar a quella atmosferica, (teleriscaldamento o in applicazioni industriali);
- di vapore: vapore acqueo prodotto dall'ebollizione dell'acqua che riempie parzialmente il generatore;
- ad olio diatermico: olio minerale che può arrivare a 350 °C;
- ad aria calda: aria che, riscaldata fino a 30-50 °C, viene immessa direttamente negli ambienti da riscaldare;

Rispetto alla tipologia costruttiva:

- a tubi di fumo (i fumi percorrono i tubi all'interno dello scambiatore e cedono calore al fluido termovettore che li lambisce dall'esterno);
- a tubi d'acqua (l'acqua scorre dentro i tubi ed i fumi li lambiscono dall'esterno);

Rispetto alla modalità di evacuazione dei prodotti di combustione (solo generatori a gas):

- tipo A: apparecchio non previsto per il collegamento a camino/canna fumaria o a dispositivo di evacuazione dei prodotti della combustione all'esterno del locale in cui l'apparecchio è installato, per cui il prelievo dell'aria comburente e l'evacuazione dei prodotti della combustione avvengono nel locale di installazione;

- tipo B: apparecchio previsto per il collegamento a camino/canna fumaria o a dispositivo che evacua i prodotti della combustione all'esterno del locale in cui l'apparecchio è installato, per cui il prelievo dell'aria comburente avviene nel locale d'installazione e l'evacuazione dei prodotti della combustione avviene all'esterno del locale stesso tramite camino o canna fumaria;
- tipo C: apparecchio il cui circuito di combustione (prelievo dell'aria comburente, camera di combustione, scambiatore di calore e evacuazione dei prodotti della combustione) è a tenuta stagna rispetto al locale in cui l'apparecchio è installato; il prelievo dell'aria comburente e l'evacuazione dei prodotti della combustione avvengono direttamente all'esterno del locale.

NOTA: esistono per ogni tipo sottocategorie che individuano le modalità di evacuazione dei prodotti di combustione (per convezione naturale, con ventilatore premente, con ventilatore aspirante) e la presenza o meno della cappa fumi con rompitraggio.

Rispetto al materiale del corpo:

- in alluminio;
- in acciaio;
- in ghisa;

Rispetto alla pressione in camera di combustione:

- pressurizzati;
- in depressione;

Rispetto alla ermeticità della camera di combustione:

- camera stagna;
- camera aperta o atmosferici;

Rispetto al modo di funzionamento al carico variabile:

- singolo stadio ON/OFF;
- modulanti;
- multistadio;
- a temperatura scorrevole.

2.4.1.1 Bilancio energetico del generatore a combustione

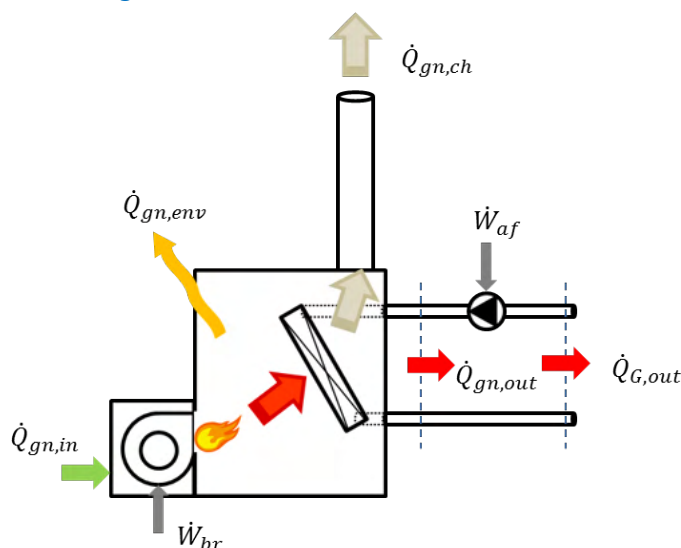


Figura 12 - Schema generatore termico a combustione.

In regime stazionario e con riferimento a Figura 12, il bilancio energetico effettuato sul confine tratteggiato più interno è:

$$\dot{Q}_{gn,in} + k_{br}\dot{W}_{br} = \dot{Q}_{gn,out} + \dot{Q}_{gn,ch} + \dot{Q}_{gn,env} \quad (2.9)$$

dove

- $\dot{Q}_{gn,in}$ potenza termica al focolare del generatore;
- $\dot{Q}_{gn,out}$ potenza termica utile del generatore;
- $\dot{Q}_{gn,ch}$ potenza termica dissipata con i fumi al camino;
- $\dot{Q}_{gn,env}$ potenza termica dissipata attraverso il mantello;
- k_{br} coefficiente di recupero bruciatore;
- $\dot{W}_{br}$ potenza elettrica assorbita dal bruciatore;

e con

$$\dot{Q}_{gn,out} = \dot{Q}_{G,out} - k_{af}\dot{W}_{af} \quad (2.10)$$

dove

- k_{af} coefficiente di recupero pompa;
- $\dot{W}_{af}$ potenza elettrica assorbita pompa.

Entrando nel dettaglio dei vari termini del bilancio di potenze, si ha che:

- la potenza termica al focolare del generatore è pari a :

$$\dot{Q}_{gn,in} = \dot{m}_f H_{X,f} \quad (2.11)$$

dove

- $\dot{m}_f$ portata massica di combustibile [kg/s];
- $H_{X,f}$ potere calorifico del combustibile, $X = I$ inferiore, $X = S$ superiore, in [J/kg]

- la potenza termica utile del generatore è pari a :

$$\dot{Q}_{gn,out} = \dot{m}_w c_w (\theta_{w,out} - \theta_{w,in}) \quad (2.12)$$

dove

- $\dot{m}_w$ portata fluido termovettore, in [kg/s];
- c_w capacità termica specifica del fluido termovettore, in [J/(kg K)];
- $\theta_{w,out}$ temperatura fluido termovettore in mandata, in [°C];
- $\theta_{w,in}$ temperatura fluido termovettore in ritorno, in [°C];

- la potenza termica dissipata con i fumi al camino è pari a :

$$\dot{Q}_{gn,ch} = \dot{m}_{fg} h_{fg} - \dot{m}_a h_a - \dot{m}_f h_f + \dot{m}_{cw} h_{cw} \quad (2.13)$$

dove

$\dot{m}_{fg}$	portata massica fumi, in [kg/s];
h_{fg}	entalpia specifica dei fumi, in [J/kg];
$\dot{m}_a$	portata massica aria comburente, in [kg/s];
$\dot{m}_f$	portata massica di combustibile [kg/s];
$\dot{m}_{cw}$	portata massica d'acqua condensata (>0, se si ha formazione di condensa, se no =0), in [kg/s];
h_a	entalpia specifica aria, in [J/kg];
h_f	entalpia specifica del combustibile (a meno del potenziale chimico $H_{X,f}$) in [J/kg];
h_{cw}	entalpia specifica dell'acqua condensata e scaricata, in [J/kg];

e con

$$\dot{m}_{fg} = \dot{m}_a + \dot{m}_f - \dot{m}_{cw} \quad (2.14)$$

e

$$A/F = \dot{m}_a/\dot{m}_f = \alpha_f(reg) \quad (2.15)$$

rapporto aria comburente-combustibile fisso o funzione della logica di regolazione;

- la potenza termica dissipata attraverso il mantello è pari a:

$$\dot{Q}_{gn,env} = A_{gn} h_{gn,CR} (\theta_{gn,avg} - \theta_{gn,a}) \quad (2.16)$$

dove

A_{gn}	area del mantello del generatore, in [m ²];
$h_{gn,CR}$	coefficiente di scambio termico superficiale, in [W/(m ² K)];
$\theta_{gn,avg}$	temperatura media del generatore [°C];
$\theta_{gn,a}$	temperatura ambiente generatore [°C];

con

$$\theta_{gn,avg} = \frac{\theta_{w,out} + \theta_{w,in}}{2} \quad (2.17)$$

Combinando la (2.13) con la (2.14) e la (2.15), nell'ipotesi semplificativa di assenza di condensazione, si ottiene

$$\dot{Q}_{gn,ch} = (1 + A/F) \cdot \dot{m}_f h_{fg} - A/F \cdot \dot{m}_f h_a - \dot{m}_f h_f \propto \dot{m}_f c_{p,flu} \theta_{flu} \quad (2.18)$$

da cui si può constatare come

- la potenza termica dissipata con i fumi al camino sia proporzionale alla portata di combustibile e alla temperatura dei fumi in uscita;

mentre dalla (2.16) si evince come:

- la potenza termica dissipata attraverso il mantello sia proporzionale alla temperatura media del generatore e non direttamente alla potenza termica erogata, ma al suo sistema di controllo in temperatura.

Escludendo il contributo a valle del generatore dato dalla pompa di circolazione, la potenza termica utile in regime stazionario si ottiene per esplicitazione dalla (2.9):

$$\dot{Q}_{gn,out} = \dot{Q}_{gn,in} + k_{br}\dot{W}_{br} - \dot{Q}_{gn,ch} - \dot{Q}_{gn,env} \quad (2.19)$$

e dividendo per $\dot{Q}_{gn,in}$ si ottiene

$$\frac{\dot{Q}_{gn,out}}{\dot{Q}_{gn,in}} = 1 + \frac{k_{br}\dot{W}_{br}}{\dot{Q}_{gn,in}} - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}}{\dot{Q}_{gn,in}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\dot{Q}_{gn,in}} \quad (2.20)$$

Definiti si seguenti termini

$$\eta_{tu} = \dot{Q}_{gn,out} / \dot{Q}_{gn,in} \quad \text{rendimento termico utile [-]} \quad (2.21)$$

$$f_{ch,on} = \dot{Q}_{gn,ch} / \dot{Q}_{gn,in} \quad \text{fattore di perdita al camino [-]} \quad (2.22)$$

$$f_{gn,env} = \dot{Q}_{gn,env} / \dot{Q}_{gn,in} \quad \text{fattore di perdita al mantello [-]} \quad (2.23)$$

$$f_{br} = k_{br}\dot{W}_{br} / \dot{Q}_{gn,in} \quad \text{fattore di recupero al bruciatore [-]} \quad (2.24)$$

e sostituiteli nella (2.20) si ottiene la seguente espressione della prestazione del generatore:

$$\eta_{tu} = 1 + f_{br} - f_{ch,on} - f_{gn,env} \quad (2.25)$$

la definizione operativa del **rendimento termico utile** η_{tu} .

2.4.1.2 Rendimento termico utile in condizioni nominali

Si definiscono condizioni Nominali quelle alla:

- potenza termica al focolare massima, 100%;
- potenza termica utile massima;

in regime stazionario e con temperature prefissate:

- $\theta_{w,out} = 80^\circ\text{C}$ temperatura fluido in mandata
- $\theta_{w,in} = 60^\circ\text{C}$ temperatura fluido in ritorno
- $\theta_{gn,a} = 20^\circ\text{C}$ temperatura ambiente di prova

da cui, espresso il rendimento in percentuale, si ha

$$\eta_{tu,N100\%} = 100 + F_{br} - P_{ch,on} - P_{gn,env} \quad (2.26)$$

dove

$\eta_{tu,N100\%}$ rendimento termico utile nominale (a potenza massima), in [%];

$F_{br} = k_{br}\dot{W}_{br} / \Phi_{cN} \cdot 100$ fattore di recupero percentuale al bruciatore, in [%];

$P_{ch,on} = \dot{Q}_{gn,ch,N} / \Phi_{cN} \cdot 100$ fattore di perdita percentuale al camino, in [%];

$P_{ch,on} = \dot{Q}_{gn,env,N} / \Phi_{cN} \cdot 100$ fattore di perdita percentuale al mantello, in [%];

con

Φ_{cN} potenza massima al focolare (potenza nominale al focolare).

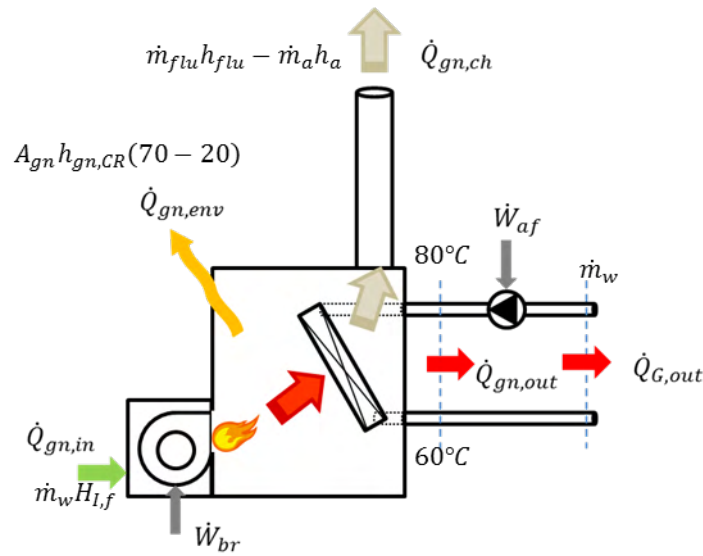


Figura 13 - Schema generatore termico a combustione nelle condizioni nominali.

2.4.1.3 Rendimento di combustione

Introducendo la definizione di **potenza termica convenzionale**:

$$\dot{Q}_{gn,con} \equiv \dot{Q}_{gn,out} + \dot{Q}_{gn,env} - k_{br} \dot{W}_{br} \quad (2.27)$$

il bilancio energetico per il generatore può essere riscritto come

$$\dot{Q}_{gn,con} = \dot{Q}_{gn,in} - \dot{Q}_{gn,ch} \quad (2.28)$$

e dividendolo per $\dot{Q}_{gn,in}$ si ha

$$\frac{\dot{Q}_{gn,con}}{\dot{Q}_{gn,in}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\dot{Q}_{gn,in}} \quad (2.29)$$

Definendo **rendimento di combustione** il rapporto tra la potenza termica convenzionale e la potenza termica al focolare:

$$\eta_c \equiv \frac{\dot{Q}_{gn,con}}{\dot{Q}_{gn,in}} \quad (2.30)$$

dalla (2.29) si ha:

$$\eta_c = 1 - f_{ch,on} \quad (2.31)$$

Il rendimento di combustione è quello che si misura in campo tramite la misura delle perdite ai fumi con la UNI 10389-1:2019 [9].

Dal confronto della (2.25) con la (2.31) si ha la seguente relazione tra i rendimenti:

$$\eta_c = \eta_{tu} + f_{br} - f_{gn,env} \quad (2.32)$$

Il rendimento di combustione è fortemente correlato alle modalità con cui avviene la combustione (eccesso d'aria), il tipo di combustibile utilizzato e le caratteristiche dello scambiatore fumi-fluido termovettore, oltre che dalla temperatura di ingresso del fluido termovettore nel generatore: se questa è sufficientemente bassa si innesca il processo di condensazione del vapore d'acqua presente nei prodotti di combustione con il recupero dell'entalpia di vaporizzazione (transizione di fase-liquido-vapore). In tal caso, siccome per "tradizione" nella definizione del rendimento termico utile e di combustione si è impiegato nella determinazione della potenza termica al focolare il potere calorifico inferiore ($H_{I,f}$) e non il vero potenziale del combustibile, cioè il potere calorifico superiore ($H_{S,f}$), i rendimenti così definiti possono e sono spesso maggiori dell'unità o del 100%.

Quindi, **in presenza di condensazione** del vapore d'acqua nei fumi nello scambiatore fumi-fluido termovettore, si può avere:

$$\eta_{c;l} = \frac{\dot{Q}_{gn,con}}{\dot{m}_f H_{I,f}} > 1 \quad \text{e} \quad \eta_{tu;l} = \frac{\dot{Q}_{G,out}}{\dot{m}_f H_{I,f}} > 1 \quad (2.33)$$

è viceversa sempre

$$\eta_{c;s} = \frac{\dot{Q}_{gn,con}}{\dot{m}_f H_{S,f}} < 1 \quad \text{e} \quad \eta_{tu;s} = \frac{\dot{Q}_{G,out}}{\dot{m}_f H_{S,f}} > 1 \quad (2.34)$$

essendo proprio la differenza

$$H_{S,f} - H_{I,f} = \Delta H_f = \left(\frac{m_{w,comb}}{m_f} \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)} \right)_f \quad (2.35)$$

corrispondente all'entalpia specifica di vaporizzazione dell'acqua contenuta nei prodotti di combustione.

2.4.1.4 Perdite al camino per espulsione dei prodotti di combustione

Nel bilancio energetico espresso dalla (2.9) sono state evidenziate e poi definite tramite la (2.18) le perdite al camino per effetto dell'espulsione dei prodotti di combustione, i fumi, che annoverano tra loro anche vapore d'acqua. Come detto al paragrafo precedente, se si fa condensare tale vapore è possibile estrarre anche la loro entalpia di transizione di fase, che viene trasferita al fluido termovettore incrementando il rendimento del processo. Fintanto che non si è passati a combustibili privi di zolfo o con trascurabile contenuto dello stesso, si è sempre evitato di raffreddare i fumi sotto il loro punto di rugiada (temperatura per la quale si ha la formazione di condensato), per evitare la formazione di acidi corrosivi che potessero danneggiare il corpo della caldaia. Con l'impiego dei combustibili gassosi praticamente privi di zolfo e l'avvento dei sistemi di emissione a bassa e bassissima temperatura (pavimenti radianti) la pratica di far condensare il vapore d'acqua dei prodotti di combustione è diventata norma. È rimasta però la consuetudine di riferire la prestazione del generatore a combustione a potere calorifico inferiore $H_{I,f}$, che esprime il potenziale termico ottenibile da un processo di combustione completa avendo tolto l'energia di transizione di fase relativa alla condensazione di tutto il vapore d'acqua presente. L'utilizzo di tale prassi comporta una modifica nella definizione delle perdite al camino, per renderle consistente con l'approccio prescelto. Se,

infatti, riscriviamo il bilancio energetico espresso dalla (2.9) mettendo in evidenza la differenza tra potere calorifico superiore e inferiore, si ha:

$$\dot{m}_f(H_{I,f} + \Delta H_f) + k_{br}\dot{W}_{br} = \dot{Q}_{gn,out} + \dot{Q}_{gn,ch} + \dot{Q}_{gn,env} \quad (2.36)$$

con la potenza termica persa ai fumi definita come:

$$\dot{Q}_{gn,ch} = \dot{m}_{fg}h_{fg} - \dot{m}_a h_a - \dot{m}_f h_f + \dot{m}_{cw}h_{cw} \quad (2.37)$$

che, risulta dipendere esclusivamente dalla portata entalpica dei fumi espulsi e da quella di aria comburente e combustibile (solo sensibile) in ingresso e dalla quantità d'acqua eventualmente condensata. In realtà, occorre modificare tale definizione, considerando il fatto che il termine $k_{br}\dot{W}_{br}$ presente nella (2.36) rappresenta l'incremento di portata entalpica in ingresso sull'aria comburente per effetto recupero della dissipazione operata dal ventilatore di alimentazione (se sulla mandata, se sui fumi allora $k_{br} = 0$) e/o della pompa di iniezione del combustibile se liquido e se presente. In entrambi i casi è quindi parte della portata entalpica in ingresso che va sottratta a quella dei fumi espulsi per ottenere la perdita netta al camino. Quindi l'effettiva perdita di potenza termica al camino è data da:

$$\dot{Q}_{gn,ch}^* \equiv \dot{m}_{fg}h_{fg} - \dot{m}_a h_a - \dot{m}_f h_f - k_{br}\dot{W}_{br} + \dot{m}_{cw}h_{cw} \quad (2.38)$$

Separando nella (2.36) il contributo al potenziale termico del combustibile legato alla condensazione del vapore d'acqua, introducendo la definizione data dalla (2.38) per la potenza termica persa al camino, e evidenziando l'effetto utile, si ottiene:

$$\dot{Q}_{gn,out} = \dot{m}_f H_{I,f} + \dot{m}_f \Delta H_f - \dot{Q}_{gn,ch}^* - \dot{Q}_{gn,env} \quad (2.39)$$

Se adesso dividiamo per una potenza termica al focolare espressa in termini di potere calorifico inferiore,

$$\Phi_f^{(L)} \equiv \dot{m}_f H_{I,f} \quad (2.40)$$

si ottiene

$$\frac{\dot{Q}_{gn,out}}{\Phi_f^{(L)}} = 1 + \frac{\dot{m}_f \Delta H_f}{\dot{m}_f H_{I,f}} - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}^*}{\Phi_f^{(L)}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\Phi_f^{(L)}} \quad (2.41)$$

e introducendo la definizione di rendimento termico utile

$$\eta_{tu}^{(L)} = 1 + \frac{\Delta H_f}{H_{I,f}} - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}^*}{\Phi_f^{(L)}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\Phi_f^{(L)}} \quad (2.42)$$

si può notare come il prendere in considerazione la possibilità di poter recuperare l'entalpia di transizione di fase del vapore d'acqua presente nei fumi comporta la comparsa di un termine aggiuntivo positivo nella definizione del **rendimento termico utile basato sul potere calorifico inferiore**, $\eta_{tu}^{(L)}$, il potenziale termico legato alla condensazione, $\Delta H_f / H_{I,f}$, espresso in termini relativi.

Se invece dividiamo la (2.39) per una potenza termica al focolare definita in termini di potere calorifico superiore

$$\Phi_f^{(H)} \equiv \dot{m}_f H_{S,f} = \dot{m}_f H_{I,f} + \dot{m}_f \Delta H_f \quad (2.43)$$

introducendo un **rendimento termico utile definito rispetto al potere calorifico superiore**, $\eta_{tu}^{(H)}$, si ha:

$$\eta_{tu}^{(H)} = 1 - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}^*}{\Phi_f^{(H)}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\Phi_f^{(H)}} \quad (2.44)$$

Se adesso si moltiplicano ambo i membri della (2.44) per il rapporto tra potere calorifico superiore e inferiore, $H_{S,f}/H_{I,f}$, si ottiene

$$\frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} \eta_{tu}^{(H)} = \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} - \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} \frac{\dot{Q}_{gn,ch}^*}{\Phi_f^{(H)}} - \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\Phi_f^{(H)}} = \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}^*}{\Phi_f^{(L)}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\Phi_f^{(L)}} \quad (2.45)$$

E sostituendo la (2.45) nella (2.42) si ottiene

$$\eta_{tu}^{(L)} = 1 + \frac{\Delta H_f}{H_{I,f}} + \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} \eta_{tu}^{(H)} - \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} = \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} \eta_{tu}^{(H)} \quad (2.46)$$

cioè il rendimento termico utile valutato su base potere calorifico inferiore, $\eta_{tu}^{(L)}$, risulta essere $H_{S,f}/H_{I,f}$ maggiore del rendimento termico utile valutato sul potere calorifico superiore, $\eta_{tu}^{(H)}$.

Le perdite al camino, così come correttamente definite dalla (2.38), sono riferite a quanto effettivamente espulso con i fumi, cioè all'entalpia specifica dei fumi umidi (cioè contenenti in tutto o in parte il vapore d'acqua prodotto nella combustione). Tale definizione, consistente e necessaria quando si determina il rendimento su base potere calorifico superiore, viene però artificialmente modificata quando si determina il rendimento su base potere calorifico inferiore. Infatti, per la (2.42), raggruppando insieme il termine di perdita effettiva al camino e il potenziale relativo di condensazione, si ha

$$\eta_{tu}^{(L)} = 1 - \left(\frac{\dot{Q}_{gn,ch}^*}{\Phi_f^{(L)}} - \frac{\Delta H_f}{H_{I,f}} \right) - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\Phi_f^{(L)}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}^* - \dot{m}_f \Delta H_f}{\Phi_f^{(L)}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\Phi_f^{(L)}} \quad (2.47)$$

e quindi si può definire una nuova potenza termica persa al camino che tenga implicitamente conto di tale potenziale, detta **potenza termica persa apparente**, come:

$$\dot{Q}_{gn,ch}^{(L)} = \dot{Q}_{gn,ch}^* - \dot{m}_f \Delta H_f \quad (2.48)$$

Introducendo tale definizione il rendimento termico utile su base potere calorifico inferiore viene ricondotto alla forma usuale, cioè

$$\eta_{tu}^{(L)} = 1 - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}^{(L)}}{\Phi_f^{(L)}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\Phi_f^{(L)}} \quad (2.49)$$

La nuova definizione di potenza termica persa al camino **non rappresenta la vera potenza termica persa** ma la combinazione di questa con il termine addizionale che tiene conto della possibilità di recuperare parte dell'entalpia di condensazione del vapore d'acqua presente nei fumi. Ciò fa sì che, quando si fa condensare parte del vapore d'acqua presente nei fumi, tale quantità diventi negativa e, se in modulo, maggiore delle perdite al mantello, per la (2.49) produca un rendimento termico utile su base PCI maggiore dell'unità.

Entrando nel dettaglio della definizione della potenza termica persa al camino **apparente**, si ha

$$\dot{Q}_{gn,ch}^{(L)} = \dot{m}_{fg} h_{fg} - \dot{m}_a h_a - \dot{m}_f h_f - k_{br} \dot{W}_{br} - \dot{m}_f \Delta H_f + \dot{m}_{cw} h_{cw} \quad (2.50)$$

a cui bisogna aggiungere il bilancio in massa dato dalla (2.14), che può essere riscritto in termini di portate dei costituenti incondensabili e delle relative umidità massiche come:

$$\dot{m}_{fg,dry}(1 + x_{fg}) = \dot{m}_{D.A.}(1 + x_{D.A.}) + \dot{m}_f - \dot{m}_{cw} \quad (2.51)$$

con

- $\dot{m}_{fg,dry}$ è la portata di fumi supposti secchi (cioè senza acqua nei prodotti di combustione), in [kg_{fg,dry}/s];
- $\dot{m}_{D.A.}$ è la portata di aria comburente supposta secca, in [kg_{D.A.}/s];
- $\dot{m}_f$ portata di combustibile supposto secco, in [kg_f/s];
- $\dot{m}_{cw}$ portata di acqua condensata in [kg_{H2O}/s];
- x_{fg} umidità massica dei fumi, in [kg_{H2O}/kg_{fg,dry}];
- $x_{D.A.}$ umidità massica dell'aria, in [kg_{H2O}/kg_{D.A.}];

Riferendo le entalpie specifiche dei gas combusti umidi e dell'aria umida alla massa dei componenti incondensabili della miscela (gas secchi e aria secca), cioè

$$h_{fg} \equiv h_{fg,wet} \text{ in [kJ/kg}_{fg,dry}] \quad \text{e} \quad h_a \equiv h_{M.A.} \text{ in [kJ/kg}_{D.A.}]$$

nella (2.50) si impiega il bilancio di massa per i soli componenti "secchi", cioè

$$\dot{m}_{fg,dry} = \dot{m}_{D.A.} + \dot{m}_f - \dot{m}_{w,comb} \quad (2.52)$$

con

$\dot{m}_{w,comb}$ portata di acqua prodotta dalla combustione e presente nei fumi umidi, in [kg_{H2O}/s].

Riscrivendo la (2.50) alla luce della (2.52) si ottiene:

$$\dot{Q}_{gn,ch}^{(L)} = \dot{m}_{fg,dry} \cdot h_{fg,wet} - \dot{m}_{D.A.} \cdot h_{M.A.} - \dot{m}_f h_f - k_{br} \dot{W}_{br} - \dot{m}_f \Delta H_f + \dot{m}_{cw} h_{cw} \quad (2.53)$$

e quindi, per unità di massa di combustibile,

$$q_{gn,ch}^{(L)} = \frac{\dot{m}_{fg,dry}}{\dot{m}_f} \cdot h_{fg,wet} - \Delta H_f - \frac{\dot{m}_{D.A.}}{\dot{m}_f} \cdot h_{M.A.} - h_f - \frac{k_{br} \dot{W}_{br}}{\dot{m}_f} + \frac{\dot{m}_{cw}}{\dot{m}_f} \cdot h_{cw} \quad [\text{kJ/kg}_f] \quad (2.54)$$

Introducendo i seguenti coefficienti

- $\frac{\dot{m}_{fg,dry}}{\dot{m}_f} = \alpha_{fg,dry}$ è il rapporto aria comburente secca/combustibile, in [kg_{D.A.}/kg_f];
- $\frac{\dot{m}_{D.A.}}{\dot{m}_f} = \left(\frac{A}{F}\right)_{dry} = \alpha_{D.A.}$ è il rapporto aria comburente secca/combustibile, in [kg_{D.A.}/kg_f];
- $\frac{\dot{m}_{w,comb}}{\dot{m}_f} = \alpha_{w,comb}$ è l'acqua prodotta per unità di massa di combustibile, in [kg_{H2O}/kg_f];
- $\frac{k_{br} \dot{W}_{br}}{\dot{m}_f} = f_{bf} \cdot H_I$ è il recupero della potenza dissipata dagli ausiliari per unità di massa di combustibile, in [kJ/kg_f];

la (2.54) si può riscrivere come

$$q_{gn,ch}^{(L)} = \alpha_{fg,dry} \cdot h_{fg,wet} - \Delta H_f - \alpha_{D.A.} \cdot h_{M.A.} - h_f - f_{bf} \cdot H_I + \alpha_{w,comb} \cdot h_{cw} \quad (2.55)$$

Se adesso separiamo, nell'entalpia specifica dei gas combusti e dell'aria umida il contributo dovuto alla presenza del vapore d'acqua da quello degli altri componenti la miscela gassosa, cioè:

$$h_{fg,wet} = h_{fg,dry} + h_{fg,H_2O} = h_{fg,dry} + x_{fg} h_v^{(H_2O)}(\theta_{fg}) \quad (2.56)$$

dove

$h_{fg,dry}$ è l'entalpia specifica rispetto alla massa di fumi secchi dei soli fumi secchi, in [kJ/kg_{fg,dry}];

h_{fg,H_2O} è l'entalpia specifica rispetto alla massa di fumi secchi del solo vapore d'acqua, in [kJ/kg_{fg,dry}];

$h_v^{(H_2O)}(\theta_{fg})$ è l'entalpia specifica del valore d'acqua alla temperatura dei fumi, in [kJ/kg_{H_{2O}}].

e

$$h_{M.A.} = h_{D.A.} + h_{M.A.;H_2O} = h_{D.A.} + x_{D.A.} h_v^{(H_2O)}(\theta_{D.A.}) \quad (2.57)$$

dove

$h_{D.A.}$ è l'entalpia specifica rispetto alla massa di aria secca della sola aria secca, in [kJ/kg_{D.A.}];

$h_{M.A.;H_2O}$ è l'entalpia specifica rispetto alla massa di aria secca del solo vapore d'acqua, in [kJ/kg_{fg,dry}];

$h_v^{(H_2O)}(\theta_{D.A.})$ è l'entalpia specifica del valore d'acqua alla temperatura dell'aria comburente, in [kJ/kg_{H_{2O}}].

sostituendo tutto nella (2.55) si ha:

$$q_{gn,ch}^{(L)} = \alpha_{fg,dry} \cdot \left(h_{fg,dry} + x_{fg} h_v^{(H_2O)}(\theta_{fg}) \right) - \Delta H_f - \alpha_{D.A.} \cdot \left(h_{D.A.} + x_{D.A.} h_v^{(H_2O)}(\theta_{D.A.}) \right) - h_f - f_{bf} \cdot H_I + \alpha_{w,comb} \cdot h_{cw} \quad (2.58)$$

e separando la parte "secca" da quella "umida", e introducendo la (2.35) si ha:

$$q_{gn,ch}^{(L)} = \alpha_{fg,dry} h_{fg,dry} - \alpha_{D.A.} h_{D.A.} - h_f - f_{bf} H_{I,f} - \left(\alpha_{w,comb} \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)} \right)_f + \alpha_{fg,dry} x_{fg} h_v^{(H_2O)}(\theta_{fg}) - \alpha_{D.A.} x_{D.A.} h_v^{(H_2O)}(\theta_{D.A.}) + \alpha_{w,comb} \cdot h_{cw} \quad (2.59)$$

Ponendo

$$q_{gn,ch,dry}^{(L)} \equiv \alpha_{fg,dry} h_{fg,dry} - \alpha_{D.A.} h_{D.A.} - h_f - f_{bf} H_{I,f} \quad (2.60)$$

perdita di energia specifica al camino per fumi e aria comburente considerati secchi, e

$$R_{H_2O}^* \equiv \alpha_{w,comb} \left[\left(\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)} \right)_f - h_{cw} \right] - \alpha_{fg,dry} x_{fg} h_v^{(H_2O)}(\theta_{fg}) + \alpha_{D.A.} x_{D.A.} h_v^{(H_2O)}(\theta_{D.A.}) \quad (2.61)$$

energia specifica recuperata se si effettua la condensazione del vapore d'acqua presente nei fumi, la perdita di energia specifica al camino può essere riscritta sinteticamente come

$$q_{gn,ch}^{(L)} = q_{gn,ch;dry}^{(L)} - R_{H2O}^* \quad (2.62)$$

Consideriamo adesso il caso in cui la temperatura di uscita dei fumi sia superiore alla sua temperatura di rugiada, cioè non vi sia formazione di condensato ($m_{cw} = 0$), in questo caso il termine R_{H2O}^* nella (2.93) dovrebbe annullarsi.

Sviluppando il termine R_{H2O}^* utilizzando il bilancio di massa per il solo componente acqua dato dalla

$$\dot{m}_{fg;dry} x_{fg} = \dot{m}_{D.A.} x_{D.A.} + \dot{m}_{w,comb} - \dot{m}_{cw} \quad (2.63)$$

da cui

$$\alpha_{fg;dry} x_{fg} = \alpha_{D.A.} x_{D.A.} + \alpha_{w,comb} - \alpha_{cw} \quad (2.64)$$

si ha

$$R_{H2O}^* = \alpha_{w,comb} \left[\left(\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H2O)} \right)_f - h_v^{(H2O)}(\theta_{fg}) \right] - \alpha_{D.A.} x_{D.A.} \left[h_v^{(H2O)}(\theta_{fg}) - h_v^{(H2O)}(\theta_{D.A.}) \right] + \alpha_{cw} \left[h_v^{(H2O)}(\theta_{fg}) - h_{cw} \right] \quad (2.65)$$

Dalla (2.65) vede chiaramente come perché possa essere nullo il **recupero specifico** R_{H2O}^* deve essere:

- nulla la formazione di condensato: $\dot{m}_{cw} = 0 \rightarrow \alpha_{cw} = 0$;
- l'aria comburente totalmente secca: $x_{D.A.} = 0$;
- l'entalpia di transizione di fase liquido vapore utilizzata per determinare il potere calorifico inferiore dalla misura del potere calorifico superiore deve essere uguale all'entalpia specifica del vapore d'acqua presente nei fumi alla temperatura di rilascio degli stessi; ciò è possibile solo se:
 - $\left(\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H2O)} \right)_f$ è il valore a 0 °C;
 - la temperatura dei fumi è pari a °C;

infatti, solo in tal caso si ha $\left(\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H2O)} \right)_f = \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H2O)}(0^\circ C) = c_p^{(H2O)} \cdot 0 + \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H2O)}(0^\circ C)$.

In conclusione, valutare la perdita al camino quando non si ha formazione di condensa utilizzando solo la perdita per fumi secchi, ponendo $R_{H2O}^* = 0$ nella (2.62) introduce un errore, che in termini di perdita percentuale può raggiungere l'1%, rilevante quando si dichiarano perdite percentuali minori del 2%. Vedremo al paragrafo 6.1.2 come ovviare a tale problema con riferimento alla norma UNI EN 304 [10].

Riscrivendo la perdita specifica al camino in termini percentuali si ha:

$$P_{ch,on} = \frac{q_{gn,ch}^{(L)}}{H_I} 100 = \frac{q_{gn,ch;dry}^{(L)}}{H_I} 100 - \frac{R_{H2O}^*}{H_I} 100 = P_{ch,on;dry} - R \quad (2.66)$$

2.4.1.5 Tipologie di generatori termici a combustione

I generatori termici a combustione si differenziano tra di loro principalmente per il tipo di combustibile impiegato e per il tipo di scambiatore impiegato (consente o meno di condensare l'acqua presente nei fumi), oltre che per il tipo di regolazione intrinseca adottata.

Riguardo al tipo di combustibile la differenziazione è legata, oltre che a un tipo di bruciatore diverso e al diverso potere calorifico del combustibile, alla presenza o meno nello stesso di umidità e di tracce di zolfo, elementi che modificano sensibilmente il **processo di combustione**, argomento che verrà approfondito nella parte che riguarda lo sviluppo dei modelli.

In generale, il processo di combustione e quindi il rendimento di combustione (a parità degli altri elementi condizionati) risulta essere parzialmente diverso per:

- combustibili liquidi e gassosi, con tenore di zolfo nullo o trascurabile;
- combustibili liquidi e solidi secchi con tenore di zolfo non trascurabile;
- combustibili solidi umidi.

Tutto questo comunque non modifica le definizioni del tutto generali che abbiamo introdotto per caratterizzarne la prestazione energetica.

2.4.1.6 Generatori con pompa di circolazione integrata

Se il generatore termico include la pompa di circolazione nel corpo macchina, cioè la caldaia comprende anche il circolatore del fluido termovettore al suo interno, se si include il contributo nel bilancio energetico (bilancio sul confine tratteggiato più esterno in Figura 14), la potenza termica utile in regime stazionario è pari a:

$$\dot{Q}_{G,out} = \dot{Q}_{gn,in} + k_{br}\dot{W}_{br} + k_{af}\dot{W}_{af} - \dot{Q}_{gn,ch} - \dot{Q}_{gn,env} \quad (2.67)$$

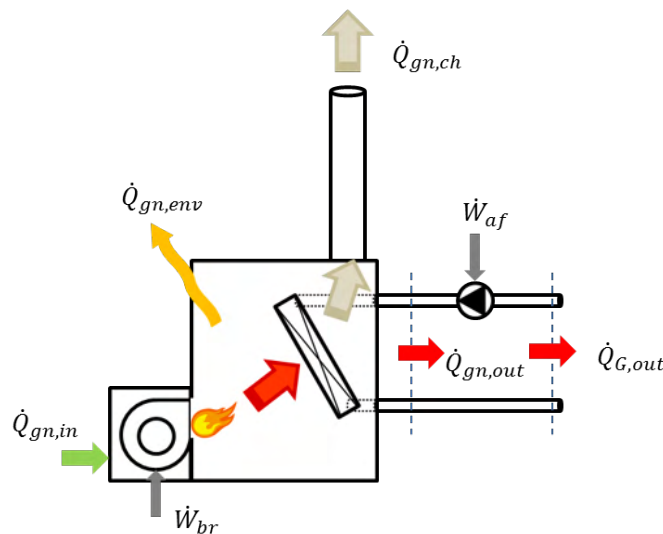


Figura 14 - Schema generatore termico a combustione comprendente il circolatore nel corpo macchina.

Dividendo la (2.67) per $\dot{Q}_{gn,in}$ si ottiene

$$\frac{\dot{Q}_{G,out}}{\dot{Q}_{gn,in}} = 1 + \frac{k_{br}\dot{W}_{br}}{\dot{Q}_{gn,in}} + \frac{k_{af}\dot{W}_{af}}{\dot{Q}_{gn,in}} - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}}{\dot{Q}_{gn,in}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\dot{Q}_{gn,in}} \quad (2.68)$$

e definiti

$f_{af} = k_{af}\dot{W}_{af}/\dot{Q}_{gn,in}$ fattore di recupero della pompa di circolazione [-]

$\eta_{gn} = \dot{Q}_{G,out}/\dot{Q}_{gn,in}$ rendimento del sistema di generazione [-]

si ha

$$\eta_{gn} = \eta_{tu} + f_{af} \quad (2.69)$$

2.4.1.7 Prestazione a carico parziale

Definito il fattore di carico al focolare, FC , il rapporto tra la potenza al focolare nell'attuale stato di esercizio $\dot{Q}_{gn,in}$ e quello in condizioni nominali $\dot{Q}_{gn,in,N} = \Phi_{cn}$ (massima potenza):

$$FC = \frac{\dot{Q}_{gn,in}}{\dot{Q}_{gn,in,N}} \quad (2.70)$$

è possibile riportare (per interpolazione) l'andamento del rendimento termico utile in funzione di FC (Figura 15).

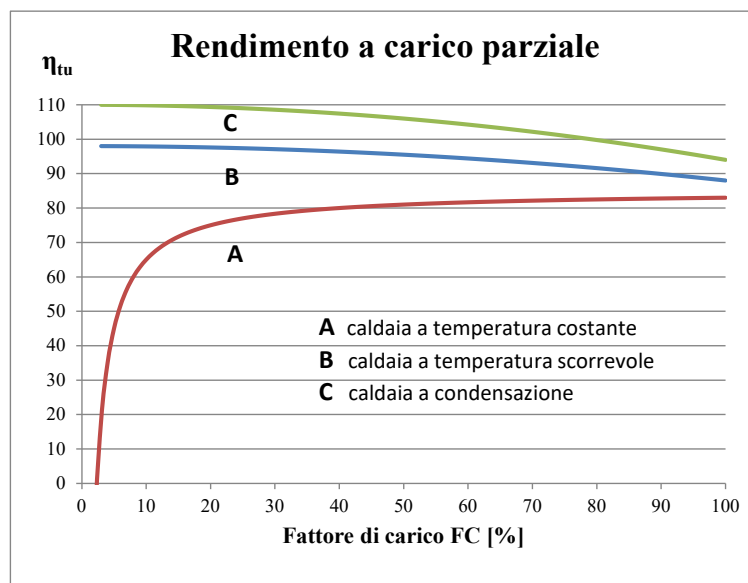


Figura 15 – Rendimento termico utile al variare del fattore di carico.

Dalla figura si può notare come per la caldaia tradizionale, che lavora a temperatura di caldaia costante, si abbia un forte decadimento del rendimento per bassi valori del fattore di carico. Tale caratteristica non dipende dal modo in cui si effettua la regolazione: modulando la portata di combustibile o spegnendo e accendendo (ON-OFF), ma dal fatto che, mantenendo costante la temperatura del corpo caldaia, le perdite al mantello restano in valore assoluto costanti e quindi, al diminuire della potenza erogata, crescono come $1/FC$ (curva A). Una caldaia con temperatura scorrevole (curva B), cioè che riduce la temperatura di mandata e quindi la sua temperatura media al ridursi della potenza erogata, ha invece una perdita al mantello che si mantiene percentualmente costante e una perdita ai fumi che percentualmente diminuisce (lo scambiatore fumi-fluido termovettore risulta sempre più efficiente al diminuire del fattore di carico, perché surdimensionato rispetto alla ridotta necessità) e quindi esibisce un rendimento che cresce debolmente al decrescere del fattore di carico. Andamento simile, ma più marcato, è quello di una caldaia a condensazione, in cui l'efficienza dello scambio termico cresce ai bassi carichi per una maggiore formazione di condensa e quindi riduce maggiormente le perdite ai fumi (considerando perdita il potenziale di condensazione del vapore espulso).

2.4.1.8 Fabbisogno elettrico degli ausiliari

Il generatore termico a combustione ha comunque bisogno di energia elettrica per suo funzionamento, in particolare se il focolare è in pressione. In tal caso vi è un ventilatore, a portata costante o a portata variabile, che introduce l'aria comburente nella camera stagna di combustione. Inoltre, si possono avere, soprattutto

per le piccole caldaie domestiche, macchine che incorporano anche il circolatore e il vaso di espansione del circuito di utenza del fluido termovettore.

Per avere quindi la richiesta completa di energia del generatore, non è sufficiente ricavare la potenza richiesta al combustibile, ma occorre aggiungere la potenza e quindi l'energia elettrica richiesta dagli ausiliari compresi nel generatore.

In modo del tutto generale, il fabbisogno elettrico degli ausiliari nel periodo Δt è dato da:

- bruciatore:

$$\dot{W}_{br} = \frac{1}{\Delta t} \sum_{i=1}^{N_{br}} \Delta t_i \cdot \dot{W}_{br,i} \quad (2.71)$$

dove

N_{br} numero bruciatori;

$\dot{W}_{br,i}$ è la potenza nominale del bruciatore i-esimo

- pompa di circolazione:

$$\dot{W}_{af} = \frac{1}{\Delta t} \cdot \sum_{i=1}^{N_{af}} \Delta t_i \cdot \dot{W}_{af,i} \quad (2.72)$$

dove

N_{af} numero circolatori;

$\dot{W}_{af,i}$ è la potenza nominale della pompa i-esima.

con $\Delta t_i \leq \Delta t$ per ogni i-esimo componente in funzione del tipo di regolazione adottata.

Complessivamente, se tutti presenti la richiesta degli ausiliari è:

$$\dot{W}_{gn,aux} = \dot{W}_{af} + \dot{W}_{br} \quad (2.73)$$

Per valutare l'impatto degli ausiliari sul fabbisogno complessivo di potenza e quindi di energia per fornire il servizio richiesto si può introdurre un fattore ausiliario come il fattore energetico degli ausiliari della macchina, AEF, definito come:

$$AEF = \frac{\dot{Q}_{G,out}}{\dot{W}_{gn,aux}} \quad (2.74)$$

Tale fattore indica quanta potenza termica il sistema fornisce per unità di potenza elettrica spesa: più è grande maggiore è l'efficienza degli ausiliari.

La relazione tra AEF fattore di carico FC, cioè l'assorbimento elettrico al carico parziale dipende esclusivamente dalle modalità di regolazione del generatore.

2.4.1.9 Modalità di regolazione intrinseca del generatore a combustione

I generatori termici a combustione si differenziano tra di loro anche in base al tipo di regolazione intrinseca adottata, intendendo con tale termine la regolazione interna della macchina non modificabile in fase di inserimento in un sistema di climatizzazione.

In generale le tipologie di regolazione adottate sono:

- regolazione tutto o niente (ON-OFF) su generatore monostadio;
- regolazione tutto o niente (ON-OFF) su generatore multistadio;
- regolazione modulante.

I generatori modulari non sono altro che una disposizione in parallelo di più generatori, ognuno dei quali può essere regolato con una delle tipologie di regolazione su indicate, gestita con una logica sequenziale in funzione della potenza richiesta.

L'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate è che **la grandezza controllata** è in ogni caso la **temperatura del fluido termovettore in mandata, $\theta_{w,out}$** .

In generale si ha sempre:

$$\theta_{SET,w} - 0.5\Delta\theta_{SET,w} \leq \theta_{w,out} \leq \theta_{SET,w} + 0.5\Delta\theta_{SET,w} \quad (2.75)$$

dove

$\theta_{SET,w}$ temperatura di setpoint per il fluido termovettore (temperatura obbiettivo della regolazione), in [°C];

$\Delta\theta_{SET,w}$ ampiezza della banda di regolazione per il fluido termovettore, in [°C],

quello che cambia tra i vari metodi di regolazione è la modalità che si adotta per soddisfare tale condizione al variare del carico, modalità che verranno esplicitate quando si descrivono i modelli di calcolo.

Ovviamente nelle caldaie a temperatura scorrevole, tale setpoint non è fisso ma variabile in funzione di un'altra grandezza in qualche modo proporzionale al carico atteso, di solito la temperatura dell'aria esterna. In tal caso il sistema di controllo prevede una sonda di temperatura sull'aria esterna. Tale setpoint può comunque essere asservito anche ad altre grandezze, in funzione del tipo di controllo principale (master control) adottato in fase di progettazione dell'intero sistema.

Le piccole caldaie impiegate per il riscaldamento di singole unità immobiliari possono adottare un doppio sistema di regolazione intrinseco, che si basa su quello descritto in precedenza, sulla temperatura del fluido termovettore in mandata, e sulla temperatura dell'aria nell'unità immobiliare. In questo caso, si ha anche l'ulteriore funzione di controllo:

$$\theta_{SET,a} - 0.5\Delta\theta_{SET,a} \leq \theta_a \leq \theta_{SET,a} + 0.5\Delta\theta_{SET,a} \quad (2.76)$$

dove

$\theta_{SET,a}$ temperatura di setpoint per l'aria ambiente, in [°C];

$\Delta\theta_{SET,a}$ ampiezza della banda di regolazione per l'aria ambiente, in [°C],

Le due regolazioni agiscono in modo gerarchico:

- la regolazione sull'aria determina lo stato di funzionamento del generatore (richiede potenza, non richiede potenza=ON-OFF);
- la regolazione sul fluido termovettore determina lo stato di parzializzazione del generatore (in funzione della logica di regolazione intrinseca sul fluido termovettore).

Le logiche di regolazione implementate nei modelli di calcolo dipenderanno quindi dalla tipologia di regolazione che il modello intende simulare, e sono quindi descritte nel relativo paragrafo.

2.4.1.10 Rendimento globale del generatore termico

È possibile derivare due diversi tipi di rendimento globale per il generatore termico, cioè che consideri tutti i vettori energetici utilizzati e non solo il principale; un rendimento globale energetico e un rendimento globale in energia primaria.

Il **rendimento globale energetico** è definito come:

$$\eta_G = \frac{\dot{Q}_{G,out}}{\dot{Q}_{gn,in} + \dot{W}_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{\dot{Q}_{gn,in}}{\dot{Q}_{G,out}} + \frac{\dot{W}_{gn,aux}}{\dot{Q}_{G,out}}} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{gn}} + \frac{1}{AEF}} = \frac{\eta_{gn} \cdot AEF}{\eta_{gn} + AEF} \quad (2.77)$$

mentre il **rendimento globale in energia primaria** è definito come:

$$\eta_{G,P} = \frac{\dot{Q}_{G,out}}{f_{P,Q} \cdot \dot{Q}_{gn,in} + f_{P,W} \cdot \dot{W}_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{f_{P,Q}}{\eta_{gn}} + \frac{f_{P,W}}{AEF}} = \frac{\eta_{gn} \cdot AEF}{f_{P,W} \cdot \eta_{gn} + f_{P,Q} \cdot AEF} \quad (2.78)$$

dove

$f_{P,Q}$ è il fattore di conversione in energia primaria del vettore energetico combustibile;

$f_{P,W}$ è il fattore di conversione in energia primaria del vettore energetico elettrico.

2.4.1.11 Parametri dichiarati per legge del generatore termico

L'attuale legislazione europea [11,12] impone che il costruttore dichiari per i generatori termici a combustione i seguenti parametri:

- la potenza termica utile nominale, P_n (valore in kW arrotondati all'intero);
- la potenza termica utile nominale a regime di alta temperatura, P_4 (valore in kW con un decimale);
- la potenza termica utile al 30% della potenza termica utile nominale e a un regime di bassa temperatura, P_1 (valore in kW con un decimale);
- il rendimento termico utile nominale a regime di alta temperatura, η_4 (in % con una cifra decimale), **riferito al potere calorifico superiore;**
- il rendimento termico utile al 30% della potenza termica utile nominale a un regime di bassa temperatura, η_1 (in % con una cifra decimale), **riferito al potere calorifico superiore;**
- consumo ausiliario di elettricità a pieno carico, $e_{l,max}$ (in kW con 3 cifre decimali);
- consumo ausiliario di elettricità a carico parziale, $e_{l,min}$ (in kW con 3 cifre decimali);
- consumo ausiliario di elettricità in modo stand-by, P_{SB} (in kW con 3 cifre decimali);
- dispersione termica in stand/by, P_{stby} (in kW con 3 cifre decimali);
- consumo energetico del bruciatore di accensione, P_{ign} (in kW con 3 cifre decimali);
- livello della potenza sonora all'interno, L_{WA} (in dBA);
- emissione di ossidi di azoto, NO_x (in mg/kWh).

con le seguenti specifiche:

- **regime ad alta temperatura:**
temperatura di ritorno di 60 °C all'entrata nell'apparecchio e 80 °C di **temperatura di fruizione all'uscita** dell'apparecchio;
- **regime a bassa temperatura:**

temperatura di ritorno (all'entrata della caldaia) per le caldaie a condensazione 30 °C, per gli apparecchi a bassa temperatura di 37 °C e per gli altri apparecchi di 50 °C.

La legislazione nazionale, avendo recepito le norme tecniche UNI 11300 per la determinazione della prestazione energetica [13], richiede inoltre i seguenti parametri aggiuntivi:

- perdite percentuali al camino a bruciatore acceso;
- perdite percentuali al mantello a bruciatore acceso;
- perdite percentuali al camino a bruciatore spento.

Si fa notare che, la potenza termica utile e il rendimento termico utile al 30% della potenza termica nominale sono determinati in condizioni diverse da quelle nominali non solo per la riduzione al 30% della potenza fornita ma soprattutto per la diversa temperatura media del generatore.

2.4.2 Pompe di calore

Le pompe di calore sono classificate in funzione del:

- tipo di servizio;
- tipo di fluido termovettore lato utenza;
- tipo di sorgente fredda correlata al tipo di fonte energetica sfruttata;
- tipo di fluido termovettore impiegato;
- tipo di tecnologia;
- tipo di vettore energetico impiegato per l'azionamento.

e sono generatori di energia termica collegati ai seguenti tipi di servizi tecnologici:

- riscaldamento;
- acqua calda sanitaria;
- combinato riscaldamento/acqua calda sanitaria.

Rispetto al fluido termovettore impiegato nel circuito di distribuzione all'utenza, le pompe di calore possono essere:

- ad aria;
- ad acqua;
- a condensazione diretta (il fluido termovettore è lo stesso fluido refrigerante).

Il tipo di fonte energetica sfruttata è relativo al tipo di sorgente termica utilizzata e non al tipo di vettore energetico utilizzato per azionare la pompa di calore, né al tipo di fluido termovettore impiegato per estrarre energia dalla sorgente. Una classificazione completa delle sorgenti termiche, delle tipologie di fonti energetiche sfruttate e fluidi termovettori relativi è riportata nella Tabella 1.

La tecnologia adottata corrisponde al tipo di processo termodinamico che consente di realizzare il trasferimento di energia termica da una sorgente a temperatura inferiore a un ricevente a temperatura superiore. In tal senso le pompe di calore si suddividono in:

- a compressione di vapore;
- ad assorbimento (assorbimento);
- ad adsorbimento.

I vettori energetici impiegati sono in parte correlati alla tecnologia adottata e possono essere:

- energia elettrica (pompe di calore a compressione di vapore azionate da motore elettrico);

- combustibili gassosi e liquidi (pompe di calore ad assorbimento/adsorbimento con generatore termico a fiamma incorporato o pompe di calore a compressione di vapore azionate da motore a combustione);
- energia termica (pompe di calore ad assorbimento/adsorbimento ad azionamento termico indiretto).

Sorgente termica	Fluido termovettore	Tipologia della fonte di energia sfruttata	Modalità di estrazione
Aria esterna	Aria esterna	Rinnovabile aerotermica	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria esterna attraverso batteria di raffreddamento ad evaporazione diretta di refrigerante
Aria esterna	Acqua/Salamoia	Rinnovabile aerotermica	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria esterna attraverso batteria di raffreddamento ad acqua / a salamoia
Aria interna	Aria interna	Rinnovabile solo se aria di espulsione da ambiente non riscaldato o climatizzato;	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria espulsa in sistemi di recupero
Roccia	Acqua/Salamoia	Rinnovabile geotermica	Raffreddamento del sottosuolo
Terreno	Acqua/Salamoia/ Evaporazione diretta	Rinnovabile geotermica	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di falda	Acqua	Rinnovabile geotermica	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di mare	Acqua	Rinnovabile idrotermica	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di lago	Acqua	Rinnovabile idrotermica	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di fiume	Acqua	Rinnovabile idrotermica	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di risulta e liquami di processi tecnologici	Acqua	Non rinnovabile	Raffreddamento acque e/o liquami di processo
Liquami urbani	Acqua	Assimilabile a rinnovabile	Raffreddamento liquami urbani

Tabella 1– Classificazione per fonte energetica sfruttata (Fonte: adattato da UNI TS 11300-4:2012)

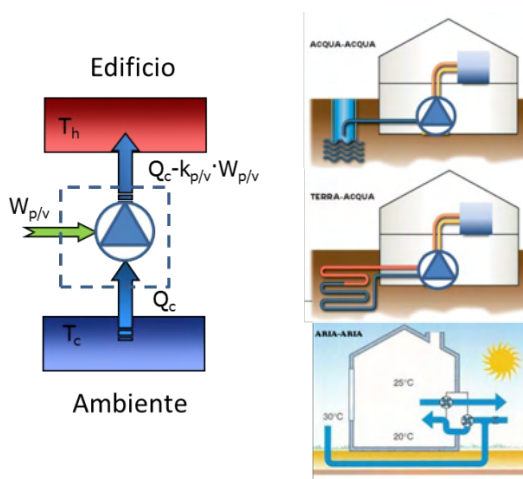


Figura 16 - Schema pompa di calore a compressione di vapore con diverse sorgenti

2.4.2.1 Bilancio energetico della pompa di calore

Il bilancio energetico per un generatore termico a pompa di calore in funzionamento ciclico (cioè in regime quasi stazionario), indipendentemente dal vettore energetico impiegato per il suo funzionamento, dalla tecnologia e dalla tipologia di sorgente fredda utilizzata, è dato, secondo il **confine tratteggiato più esterno** dello schema di Figura 17 (linea tratto- punto), da:

$$Q_{GN,in} + Q_{GN,amb} + W_{GN,aux} = Q_{GN,out} + Q_{GN,L} \quad (2.79)$$

dove:

$Q_{GN,in} = E_x$ è la quantità di energia chimica del combustibile, termica o elettrica in ingresso alla specifica pompa di calore impiegata, [kWh];

$Q_{GN,amb}$ è la quantità di energia termica estratta dalla sorgente fredda, [kWh];

$W_{GN,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari del generatore a pompa di calore, [kWh].

$Q_{GN,out}$ è la quantità di energia termica in uscita dal generatore a pompa di calore, [kWh];

$Q_{GN,L}$ è la perdita termica complessiva del generatore a pompa di calore, [kWh].

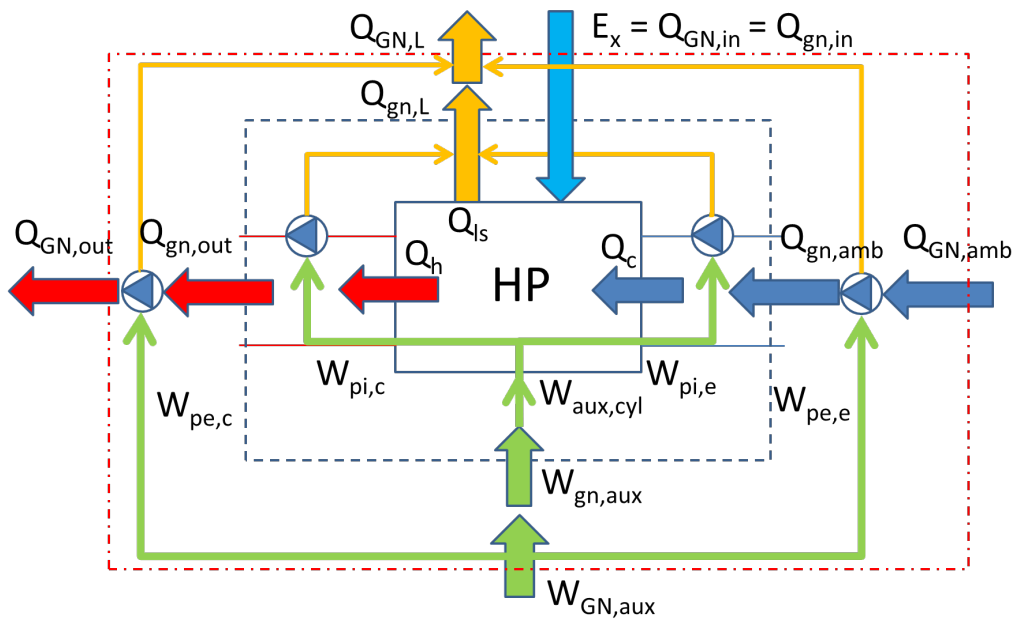


Figura 17 - Schema funzionale generalizzato della pompa di calore con ausiliari a bordo macchina.

Il confine intermedio in Figura 17 consente di determinare il bilancio energetico della pompa di calore nelle condizioni di prova, separando la pompa di calore dai tratti di circuito per la movimentazione dei fluidi termovettore esterni rispetto al confine fisico della macchina, in generale presenti sia sul lato sorgente che sul lato utenza. Tali tratti di circuito sono infatti caratterizzati da dispersioni termiche e perdite di carico che non sono attribuibili in alcun modo alla pompa di calore vera e propria. Nello schema di Figura 17 sono indicati la pompa o ventilatore lato utenza e la pompa o ventilatore lato sorgente disposti sia tra il confine continuo più interno e quello intermedio tratteggiato, sia tra il confine intermedio e quello più esterno. Tale distinzione è puramente virtuale e serve per mettere in evidenza la separazione tra consumi elettrici degli ausiliari dovuti alla movimentazione del fluido termovettore attraverso lo scambiatore lato utenza e lo scambiatore lato sorgente della macchina, associati alle pompe virtuali più interne e indicati rispettivamente come $W_{pi,c}$ e $W_{pi,e}$, e quelli dovuti alla movimentazione degli stessi fluidi nei circuiti di distribuzione esterni agli stessi, associati alle pompe virtuali più esterne e indicati con $W_{pe,c}$ e $W_{pe,e}$. Grazie alla separazione dei suddetti consumi elettrici è possibile la corretta valutazione in condizioni prova dei coefficienti di prestazione, che esprimono il rapporto tra l'energia termica fornita e l'energia spesa, differenziati per vettore energetico (COP per pompe di calore elettriche, GUE e AEF per le pompe di calore a gas). Tali coefficienti comprendono nell'energia elettrica spesa, oltre l'energia per gli ausiliari a bordo macchina, $W_{aux,cyl}$, (pompe di circolazione interna del refrigerante, riscaldatore elettrico olio del carter, soffiatore, sistema di controllo, ecc.; N.B. l'energia elettrica spesa per azionare il compressore è il vettore energetico di azionamento, $Q_{gn,in}$),

l'energia elettrica delle pompe/ventilatori che serve a compensare **esclusivamente** le perdite di carico sui circuiti degli scambiatori lato utenza e lato sorgente, conteggiate tramite gli assorbimenti elettrici, $W_{pi,c}$ e $W_{pi,e}$). In modo analogo, nell'energia termica fornita sono inclusi i recuperi delle dissipazioni termiche associate alla pompa virtuale interna lato utenza, $W_{pi,c}$.

Infine, il confine più interno in Figura 17 consente di determinare il bilancio energetico del ciclo termodinamico con cui opera la macchina al netto dei contributi degli ausiliari necessari per la movimentazione del fluido termovettore nei circuiti esterni al ciclo termodinamico.

Riscrivendo quindi il bilancio energetico rispetto al **confine intermedio**, sempre con riferimento alla Figura 16, il fabbisogno di energia del generatore a pompa di calore è dato da:

$$Q_{gn,in} = E_x = Q_{gn,out} + Q_{gn,L} - Q_{gn,amb} - W_{gn,aux} \quad (2.80)$$

dove:

$Q_{gn,in} = E_x$ è la quantità di energia chimica del combustibile, termica o elettrica in ingresso alla specifica pompa di calore impiegata, [kWh]; E_x vettore energetico di tipo x ;

$Q_{gn,out}$ è la quantità di energia termica in uscita dal generatore a pompa di calore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato condensatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore, [kWh];

$Q_{gn,L}$ è la perdita termica della pompa di calore comprensiva delle dissipazioni non recuperate dovute a pompe/ventilatori lato condensatore e lato evaporatore relative alle sole perdite di carico del fluido termovettore nel condensatore e nell'evaporatore, [kWh];

$Q_{gn,amb}$ è la quantità di energia termica in ingresso al generatore a pompa di calore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato evaporatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno all'evaporatore, [kWh];

$W_{gn,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina necessaria per il funzionamento del ciclo termodinamico e di eventuali pompe/ventilatori al condensatore e all'evaporatore per la sola quota parte relativa a vincere le perdite di carico del fluido termovettore nel condensatore e nell'evaporatore, così come misurata nelle condizioni di test, [kWh];

con

$$Q_{gn,out} = Q_{GN,out} - k_{pe,c} \cdot W_{pe,c} \quad (2.81)$$

$$Q_{gn,amb} = Q_{GN,amb} + k_{pe,e} \cdot W_{pe,e} \quad (2.82)$$

$$Q_{gn,L} = Q_{GN,L} - (1 - k_{pe,c}) \cdot W_{pe,c} - (1 - k_{pe,e}) \cdot W_{pe,e} \quad (2.83)$$

dove

$W_{pe,c}$ è l'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nel circuito esterno al condensatore, [kWh].

$W_{pe,e}$ è l'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato evaporatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nel circuito esterno all'evaporatore, [kWh].

$k_{pe,c}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore, assunta pari a 0,8;

$k_{pe,e}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato evaporatore, assunta pari a 0,8.

Mentre dal bilancio energetico rispetto al **confine più interno**, sempre con riferimento alla Figura 17, il fabbisogno di energia del generatore a pompa di calore è dato da:

$$Q_{gn,in} = E_x = Q_h + Q_{ls} - Q_c - W_{aux,cyl} \quad (2.84)$$

dove:

$Q_{gn,in} = E_x$ è la quantità di energia chimica del combustibile, termica o elettrica in ingresso alla specifica pompa di calore impiegata, [kWh]; E vettore energetico di tipo x;

Q_h è l'energia scambiata al condensatore della pompa di calore, [kWh];

Q_{ls} è la perdita termica della pompa di calore a meno delle perdite delle pompe/ventilatori lato condensatore e evaporatore, [kWh];

Q_c è l'energia scambiata all'evaporatore della pompa di calore, [kWh];

$W_{aux,cyl}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina necessari per il funzionamento del ciclo termodinamico con esclusione degli eventuali pompe/ventilatori al condensatore e all'evaporatore, [kWh];

con

$$Q_h = Q_{gn,out} - k_{pi,c} \cdot W_{pi,c} \quad (2.85)$$

$$Q_c = Q_{gn,amb} + k_{pi,e} \cdot W_{pi,e} \quad (2.86)$$

$$Q_{ls} = Q_{gn,L} - (1 - k_{pi,c}) \cdot W_{pi,c} - (1 - k_{pi,e}) \cdot W_{pi,e} \quad (2.87)$$

dove

$W_{pi,c}$ è l'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nel condensatore, [kWh].

$W_{pi,e}$ è l'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato evaporatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nell'evaporatore, [kWh].

$k_{pi,c}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore, assunta pari a 1 per consistenza con le norme di prodotto;

$k_{pi,e}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato evaporatore, assunta pari a 1 per consistenza con le norme di prodotto.

Gli assorbimenti elettrici degli ausiliari sono legati tra loro dalla seguente relazione:

$$W_{GN,aux} = W_{gn,aux} + W_{pe,e} + W_{pe,c} = (W_{aux,cyl} + W_{pi,e} + W_{pi,c}) + W_{pe,e} + W_{pe,c} \quad (2.88)$$

Il **coefficiente di prestazione medio** (cioè valutato su un predefinito intervallo di tempo) **effettivo** del generatore, COP_{GN} , è definito come il rapporto tra l'energia termica fornita e l'energia spesa nelle condizioni attuali; con riferimento al confine più esterno di Figura 17, questo è definito come:

$$COP_{GN} \equiv \frac{Q_{GN,out}}{E_x + W_{GN,aux}} \quad (2.89)$$

dove:

$Q_{GN,out}$ è la quantità di energia termica effettivamente fornita dal generatore a pompa di calore in condizioni attuali, [kWh];

E_x è la quantità di energia del vettore energetico E di tipo x richiesta in un dato intervallo di tempo in ingresso alla specifica pompa di calore impiegata, [kWh];

$W_{GN,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina in condizioni di esercizio attuali, [kWh].

Tale definizione non è direttamente utile per il calcolo della prestazione della pompa di calore, in quanto, per motivi di verificabilità e unicità della stessa, la prestazione della macchina, per non dipendere dall'estensione e tipologia dei possibili circuiti del fluido termovettore lato condensatore e lato evaporatore, è per norma riferita al confine intermedio di Figura 17, cioè il **coefficiente di prestazione medio normalizzato** è definito come:

$$COP_{gn} \equiv \frac{Q_{gn,out}}{E_x + W_{gn,aux}} \quad (2.90)$$

dove:

$Q_{gn,out}$ è la quantità di energia termica in uscita dal generatore a pompa di calore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato condensatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore, [kWh];

E_x è la quantità di energia del vettore energetico E di tipo x richiesta in un dato intervallo di tempo in ingresso alla specifica pompa di calore impiegata, [kWh];

$W_{gn,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina necessaria per il funzionamento del ciclo termodinamico e di eventuali pompe/ventilatori al condensatore e all'evaporatore per la sola quota parte relativa a vincere le perdite di carico del fluido termovettore nel condensatore e nell'evaporatore, così come misurata nelle condizioni di test, [kWh].

Sia ai fini della determinazione dei vettori energetici richiesti dalla macchina, quando questa utilizza per sua alimentazione un vettore energetico diverso da quello elettrico (usato per gli ausiliari), sia per una più chiara corrispondenza con i coefficienti di prestazione dichiarati dal costruttore, COP_{dcl} , (definizioni diverse per tipologie diverse), conviene separare l'assorbimento elettrico degli ausiliari, pur in condizioni di riferimento, dalla richiesta di energia per il funzionamento del ciclo. Di conseguenza conviene riscrivere la (2.90) come:

$$COP_{gn} = \frac{Q_{gn,out}}{E_x + W_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{E_x}{Q_{gn,out}} + \frac{W_{gn,aux}}{Q_{gn,out}}} = \frac{1}{\frac{1}{COP_{net}} + \frac{1}{AEF}} \quad (2.91)$$

dove:

COP_{net} è il coefficiente di prestazione netto della pompa di calore, che tiene conto solo dell'energia e relativo vettore energetico principale necessari per il funzionamento del ciclo termodinamico, escludendo l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari, [-];

AEF è il fattore energetico degli ausiliari della macchina, [-];

cioè

$$COP_{net} = \frac{Q_{gn,out}}{E_x} = \frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in}} \quad (2.92)$$

$$AEF = \frac{Q_{gn,out}}{W_{gn,aux}} \quad (2.93)$$

Considerando il bilancio energetico al confine intermedio, equazione (2.80), l'energia termica fornita dalla pompa di calore può essere scritta come:

$$Q_{gn,out} = E_x + Q_{gn,amb} + W_{gn,aux} - Q_{gn,L} \quad (2.94)$$

Introducendo l'espressione per l'energia termica data dalla (2.94) nella definizione del coefficiente di prestazione netto, si ha:

$$\begin{aligned} COP_{net} &= \frac{Q_{gn,out}}{E_x} = \frac{E_x + Q_{gn,amb} + W_{gn,aux} - Q_{gn,L}}{E_x} = 1 + \frac{Q_{gn,amb}}{E_x} + \frac{W_{gn,aux}}{E_x} - \frac{Q_{gn,L}}{E_x} = \\ &= 1 + \frac{Q_{gn,amb}}{E_x} + \alpha_{aux} - \beta_{ls} \end{aligned} \quad (2.95)$$

$$AEF = \frac{Q_{gn,out}}{W_{gn,aux}} = \frac{Q_{gn,out}}{E_x} \cdot \frac{E_x}{W_{gn,aux}} = \frac{COP_{net}}{\alpha_{aux}} \quad (2.96)$$

dove

$\alpha_{aux} = \frac{W_{gn,aux}}{E_x}$ è il rapporto tra energia assorbita dagli ausiliari a bordo macchina così come misurata nelle condizioni di test e l'energia richiesta dal ciclo nelle stesse condizioni, [-];

$\beta_{ls} = \frac{Q_{gn,L}}{E_x}$ è la perdita termica adimensionale della pompa di calore nelle condizioni di test, [-].

Il coefficiente di prestazione normalizzato della pompa di calore può allora essere riscritto come:

$$COP_{gn} = \frac{COP_{net}}{1 + \alpha_{aux}} \quad (2.97)$$

o, in alternativa, è possibile esprimere il coefficiente di prestazione netto e il fattore energetico degli ausiliari in funzione del COP normalizzato del generatore e del rapporto α_{aux} , cioè:

$$COP_{net} = COP_{gn} \cdot (1 + \alpha_{aux}) \quad (2.98)$$

$$AEF = \frac{Q_{gn,out}}{W_{gn,aux}} = \frac{1 + \alpha_{aux}}{\alpha_{aux}} \cdot COP_{gn} \quad (2.99)$$

Il fabbisogno del generico vettore energetico principale in ingresso al generatore a pompa di calore, nell'intervallo di tempo considerato, si ottiene quindi come:

$$Q_{gn,in} = E_x = \frac{Q_{gn,out}}{COP_{net}} = \frac{Q_{gn,out}}{COP_{gn} \cdot (1 + \alpha_{aux})} \quad (2.100)$$

mentre l'energia elettrica per gli ausiliari a bordo macchina, con esclusione dell'assorbimento elettrico dovuto alla movimentazione del fluido termovettore nei circuiti esterni al condensatore e all'evaporatore, è data da:

$$W_{gn,aux} = \frac{Q_{gn,out}}{AEF} = \frac{Q_{gn,out}}{COP_{gn} \cdot (1 + \alpha_{aux}) / \alpha_{aux}} \quad (2.101)$$

Per la determinazione dell'energia elettrica complessivamente assorbita dagli ausiliari con condizioni di funzionamento effettive, $W_{gn,aux}$, occorre aggiungere tramite la (2.88), a quanto determinato con l'equazione (2.101), l'energia elettrica assorbita dalle pompe/ventilatori per vincere le perdite di carico dei circuiti esterni al condensatore e all'evaporatore così come determinabili nelle condizioni di reale installazione, $W_{pe,c}$ e $W_{pe,e}$.

L'energia termica complessivamente fornita dalla pompa di calore, $Q_{GN,out}$, è infine calcolabile, nota l'energia elettrica assorbita dalla pompa/ventilatore per vincere le perdite di carico del circuito esterno al condensatore, $W_{pe,c}$, tramite l'equazione (2.81).

2.4.2.2 Estensione del bilancio energetico a sistemi con recupero termico

I bilanci energetici desumibili dallo schema di Figura 17 sono relativi a pompe di calore che utilizzano il vettore energetico principale esclusivamente per azionare in modo diretto un ciclo termodinamico frigorifero che trasferisca energia dalla sorgente a temperatura più bassa, θ_c , al pozzo a temperatura più alta, θ_h . Esistono anche pompe di calore che azionano il ciclo in modo diretto o indiretto attraverso l'impiego di un combustibile e che poi recuperano energia termica contenuta nei gas di scarico, ed eventualmente nei fluidi di raffreddamento del motore termico, per accrescere la quantità e qualità dell'energia termica prodotta, esempio di Figura 18.

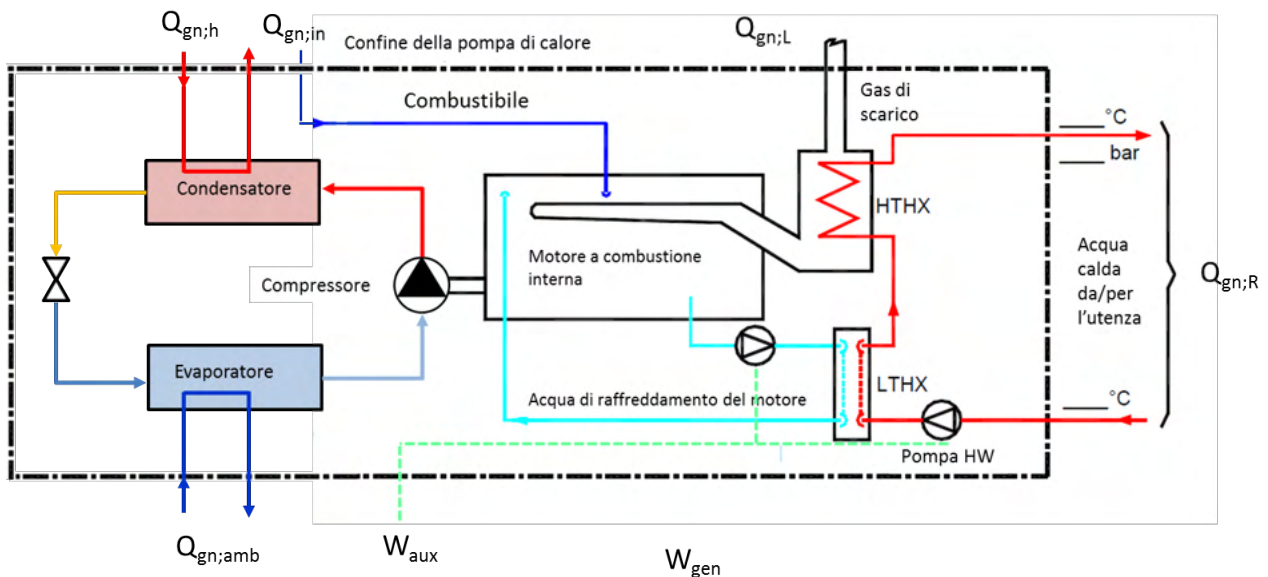


Figura 18– Esempio di pompa di calore azionata da motore endotermico con recupero di energia termica dai gas di scarico e dall'acqua di raffreddamento del motore.

Così come le pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto, cioè che incorporano un bruciatore di combustibile (in genere gas) per alimentare il processo di deassorbimento nel generatore che avviene

normalmente a temperature maggiori dei 100 °C. In tal caso è possibile recuperare energia termica dai gas di scarico tramite uno scambiatore di calore sui fumi di scarico, esempio di Figura 19.

In questo caso il bilancio energetico viene ulteriormente dettagliato esplicitando le due diverse componenti che costituiscono l'energia termica prodotta. Con riferimento alla Figura 20, il bilancio energetico relativo al confine più interno, esplicitato rispetto all'energia richiesta, diventa:

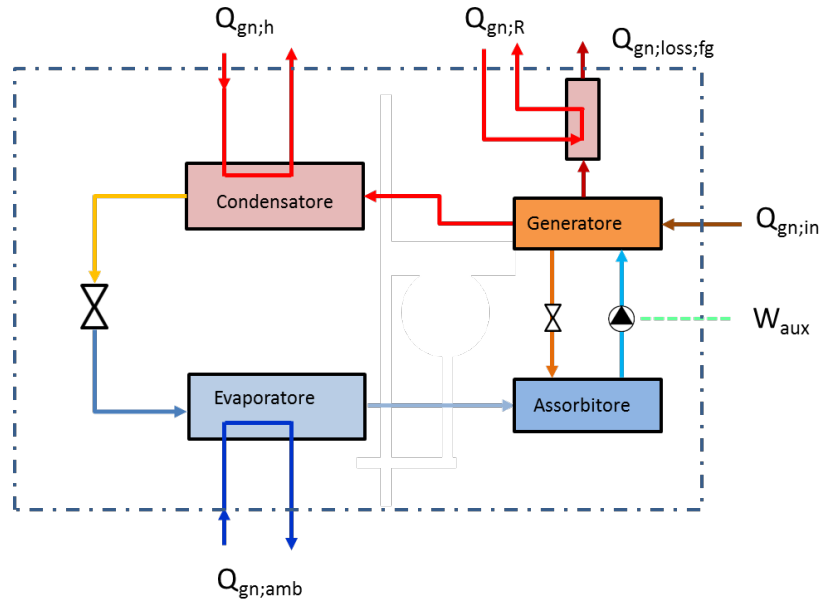


Figura 19– Esempio di pompa di calore ad assorbimento alimentata a gas con recupero sui fumi.

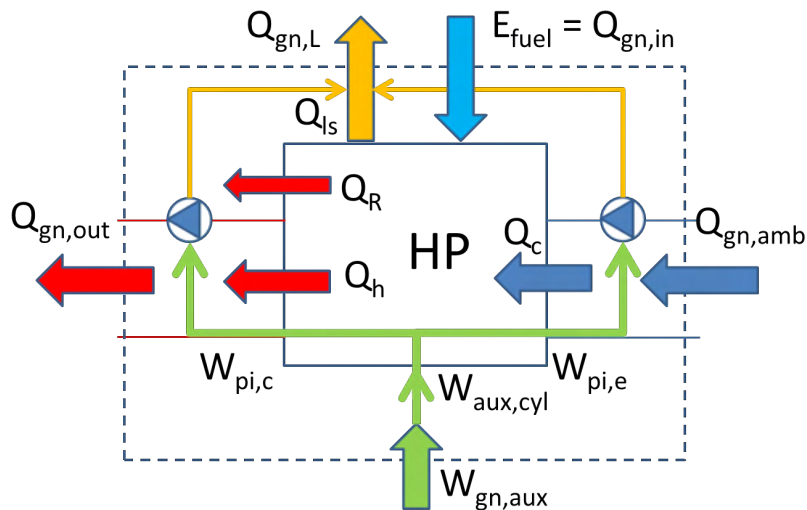


Figura 20– Schema funzionale di pompa di calore con recupero di energia termica.

$$Q_{gn,in} = E_{fuel} = Q_h + Q_R + Q_{ls} - Q_c - W_{aux,cyl} \quad (2.102)$$

dove

$Q_{gn,in} = E_{fuel}$ è la quantità di energia chimica del combustibile in ingresso alla specifica pompa di calore impiegata, [kWh];

Q_h è l'energia scambiata al condensatore della pompa di calore, [kWh];

Q_R è l'energia termica recuperata dai fumi e, eventualmente, dai fluidi di raffreddamento del motore termico, [kWh];

Q_{ls} è la perdita termica della pompa di calore a meno delle perdite delle pompe/ventilatori lato condensatore e evaporatore, [kWh];

Q_c è l'energia scambiata all'evaporatore della pompa di calore, [kWh];

$W_{aux,cyl}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina necessari per il funzionamento del ciclo termodinamico con esclusione delle eventuali pompe/ventilatori al condensatore e all'evaporatore, [kWh];

Come si può notare da Figura 20, dal punto di vista funzionale, non cambia nulla in termini di bilancio energetico definito sul confine tratteggiato, confine rispetto al quale si misurano le prestazioni dichiarate, nei due casi evidenziati. Cioè la tecnologia utilizzata nei due casi, recupero diretto sul circuito utenza, o un eventuale recupero indiretto, per innalzare la temperatura di evaporazione del refrigerante onde consentire una diminuzione del lavoro di compressione e quindi un miglioramento del COP, non modifica la determinazione del bilancio energetico e quindi la modalità di misura della prestazione. Eventualmente, può risultare diversificata la destinazione d'uso dell'energia recuperata (leggasi produzione di acqua calda sanitaria), nel qual caso si è in presenza di una pompa di calore polivalente.

2.4.2.3 Quota di energia rinnovabile sfruttata

Analogamente la quantità di energia estratta dalla sorgente termica utilizzata è data da:

$$Q_{GN,amb} = Q_{gn,amb} - k_{pe,e} \cdot W_{pe,e} = \left[1 - \frac{1 + \alpha_{aux} - \beta_{ls}}{COP_{net}} \right] \cdot Q_{gn,out} - k_{pe,e} \cdot W_{pe,e} \quad (2.103)$$

o, anche

$$Q_{GN,amb} = Q_{gn,amb} - k_{pe,e} \cdot W_{pe,e} = \left[1 - \frac{1 + \alpha_{aux} - \beta_{ls}}{(1 + \alpha_{aux}) \cdot COP_{gn}} \right] \cdot Q_{gn,out} - k_{pe,e} \cdot W_{pe,e} \quad (2.104)$$

con

$$\beta_{ls} = \frac{Q_{gn,L}}{E_x} \cong \frac{Q_{fg}}{E_{fuel}} \quad (2.105)$$

dove, considerate trascurabili le perdite termiche attraverso l'involucro della macchina,:

Q_{fg} è la quantità di energia dispersa con i fumi in pompe di calore ad assorbimento/adsorbimento che bruciano direttamente combustibile, [kWh];

E_{fuel} è il vettore energetico combustibile utilizzato dalla pompa di calore per il suo funzionamento, [kWh].

Per pompe di calore a compressione di vapore azionate da motore elettrico, il coefficiente β_{ls} è, per le ipotesi fatte, identicamente nullo.

Se poi la sorgente termica è una sorgente di energia rinnovabile si ha:

$$E_{x,ren} \equiv Q_{amb} \quad (2.106)$$

dove:

$E_{x,ren}$ è la quantità di energia termica estratta dalla sorgente rinnovabile utilizzata, x , [kWh].

2.4.2.4 Specializzazione del coefficiente di prestazione

Il coefficiente di prestazione dichiarato dal costruttore, COP_{dcl} , secondo le specifiche norme di prodotto (serie UNI EN 14511 [14,15,16,17] e la UNI EN 14825 [18] per le macchine azionate elettricamente, serie UNI EN 12309 [19,20,21,22,23,24] per le macchine ad assorbimento, serie UNI EN 16905 [25,26,27,28,29] per le macchine azionate da motore endotermico), spesso non corrisponde alla definizione generale data dalla (2.90), ma è specializzato in relazione alla tecnologia di pompa di calore considerata.

2.4.2.4.1 Pompa di calore a compressione di vapore azionata da motore elettrico

Per la pompa di calore a compressione di vapore azionata da motore elettrico viene dichiarato un solo coefficiente di prestazione:

$$COP_{dcl} \Rightarrow COP_{el} \equiv Q_{gn,out} / (W_{gn,in} + W_{gn,aux}) \quad (2.107)$$

da cui, per le (2.91), (2.92), (2.93), (2.94) e (2.95),:

$$COP_{net,el} = Q_{gn,out} / W_{gn,in} = COP_{cyl,vc} = COP_{el} \cdot (1 + \alpha_{aux}) \quad (2.108)$$

$$AEF_{el} = Q_{gn,out} / W_{gn,aux} = \frac{1 + \alpha_{aux}}{\alpha_{aux}} \cdot COP_{el} \quad (2.109)$$

dove:

$W_{gn,in}$ è l'energia elettrica fornita alla pompa di calore per il funzionamento del compressore, [kWh];

$W_{gn,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina in condizioni di test (cioè senza gli assorbimenti elettrici dovuti alle perdite di carico nei circuiti esterni al condensatore e all'evaporatore), [kWh];

$COP_{cyl,vc}$ è il coefficiente di prestazione del ciclo termodinamico a compressione di vapore, [-].

La separazione del COP_{dcl} in $COP_{net,el}$ e AEF_{el} è in generale necessaria per poter calcolare il coefficiente di prestazione in termini di energia primaria, chiamato **Primary Energy Ratio, PER**, che per la (2.91), è:

$$PER_{gn} = \frac{Q_{gn,out}}{f_{P;E_x} E_x + f_{P;el} W_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{f_{P;E_x} E_x}{Q_{gn,out}} + \frac{f_{P;el} W_{gn,aux}}{Q_{gn,out}}} = \frac{1}{\frac{f_{P;E_x}}{COP_{net,el}} + \frac{f_{P;el}}{AEF_{el}}} \quad (2.110)$$

dove

$f_{P;E_x}$ è il fattore di conversione del vettore energetico E_x in energia primaria, [-];

$f_{P;el}$ è il fattore di conversione del vettore energetico elettrico in energia primaria, [-].

In questo caso essendo il vettore energetico primario energia elettrica, $E_x = W_{gn,in}$, la (2.110) diventa:

$$PER_{gn;el} = \frac{Q_{gn,out}}{f_{P;el}(W_{gn,in} + W_{gn,aux})} = \frac{COP_{dcl}}{f_{P;el}} \quad (2.111)$$

2.4.2.4.2 Pompa di calore a compressione di vapore azionata da motore termico

Per la pompa di calore a compressione di vapore azionata da motore termico vengono dichiarati quattro distinti coefficienti di prestazione:

$$COP_{dcl} \Rightarrow COP_{net} \equiv \frac{Q_{gn,out,h}}{E_{fuel}} = \eta_{eng} \cdot \frac{Q_{gn,out,h}}{W_{eng}} = \eta_{eng} \cdot COP_{cyl,vc} \quad (2.112)$$

$$AEF_h = Q_{gn,out,h} / W_{aux} \quad (2.113)$$

$$EHRE_{f;h} = Q_{gn,out,R} / E_{fuel} = \eta_{rec} \quad (2.114)$$

$$EHRE_{el;h} = Q_{gn,out,R} / W_{aux} \quad (2.115)$$

dove:

$EHRE_{f;h}$ è l'efficienza di recupero termico dal motore rispetto al combustibile, [-];

$EHRE_{el;h}$ è l'efficienza di recupero termico dal motore rispetto al consumo elettrico, [-];

$Q_{gn,out,h}$ è quota parte attribuita al condensatore della quantità di energia termica in uscita dal generatore a pompa di calore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato condensatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore, [kWh]; cioè:

$$Q_{gn,out,h} = Q_h + k_{pi,c} \cdot W_{pi,c} \cdot Q_h / (Q_h + Q_R) \quad (2.116)$$

$Q_{gn,out,R}$ è quota parte attribuita al recuperatore (se presente) della quantità di energia termica in uscita dal generatore a pompa di calore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato condensatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore, [kWh]; cioè:

$$Q_{gn,out,R} = Q_R + k_{pi,c} \cdot W_{pi,c} \cdot Q_R / (Q_h + Q_R) \quad (2.117)$$

η_{eng} è il rendimento termomeccanico del motore a combustione che aziona la pompa di calore, [-];

η_{rec} è la frazione recuperata dai fumi e dai fluidi di raffreddamento del motore dell'energia del combustibile impiegato, [-];

E_{fuel} è il vettore energetico combustibile utilizzato dal motore a combustione, [kWh];

W_{eng} è l'energia meccanica fornita dal motore termico al ciclo a compressione di vapore, [kWh];

$COP_{cyl,vc}$ è il coefficiente di prestazione del ciclo termodinamico a compressione di vapore, [-];

Se il combustibile che alimenta il motore è un gas, il coefficiente di prestazione dichiarato cambia nome e simbolo diventando il **"Gas Utilization Factor", GUE** , cioè:

$$GUE_{dcl,h} \Rightarrow GUE_h \equiv \frac{Q_{gn,out,h}}{E_{gas}} = \eta_{eng} \cdot \frac{Q_{gn,out,h}}{W_{eng}} = \eta_{eng} \cdot COP_{cyl,vc} \quad (2.118)$$

e l'efficienza di recupero termico dal motore rispetto al combustibile diventa

$$EHRE_{gas,h} = Q_{gn,out,R} / E_{gas} = \eta_{rec} \quad (2.119)$$

Il coefficiente di prestazione della pompa di calore complessivo del recupero è quindi

$$\begin{aligned} COP_{eng} &\equiv \frac{Q_{gn,out}}{E_{fuel}} = \frac{Q_{gn,out,h}}{E_{fuel}} + \frac{Q_{gn,out,R}}{E_{fuel}} = \eta_{eng} \cdot \frac{Q_{gn,out,h}}{W_{eng}} + \eta_{rec} = \\ &= \eta_{eng} \cdot COP_{cyl,vc} + \eta_{rec} = COP_{dcl} + EHRE_{f,h} \end{aligned} \quad (2.120)$$

Se il combustibile è gas

$$GUE_{eng,h} \equiv \frac{Q_{gn,out,h}}{E_{gas}} = COP_{dcl} + EHRE_{gas,h} \quad (2.121)$$

cioè

$$\begin{cases} COP_{net,eng} = Q_{gn,out,h} / E_{fuel} = COP_{eng} = COP_{dcl} + EHRE_{f,h} \\ COP_{net,eng} = Q_{gn,out,h} / E_{gas} = GUE_{eng,h} + COP_{dcl} + EHRE_{gas,h} \end{cases} \quad (2.122)$$

mentre il fattore di energia degli ausiliari complessivo diventa:

$$AEF_{eng} = \frac{Q_{gn,out}}{W_{gn,aux}} = \frac{Q_{gn,out,h}}{W_{gn,aux}} + \frac{Q_{gn,out,R}}{W_{gn,aux}} = AEF_h + EHRE_{el,h} \quad (2.123)$$

Il coefficiente di prestazione globale del generatore è quindi

$$\begin{cases} COP_{gn,eng} = \frac{Q_{gn,out}}{E_{fuel} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{1/COP_{eng} + 1/AEF_{eng}} \\ COP_{gn,eng} = \frac{Q_{gn,out}}{E_{gas} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{1/GUE_{eng} + 1/AEF_{eng}} \end{cases} \quad (2.124)$$

Oppure, in termini dei coefficienti dichiarati, per :

$$COP_{gn,eng} = \frac{Q_{gn,out,h}}{E_{fuel} + W_{gn,aux}} + \frac{Q_{gn,out,R}}{E_{fuel} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{1}{COP_{dcl}} + \frac{1}{AEF_h}} + \frac{1}{\frac{1}{EHRE_{f,h}} + \frac{1}{EHRE_{el,h}}} \quad (2.125)$$

si ha

$$\begin{cases} COP_{gn,eng} = \frac{Q_{gn,out}}{E_{fuel} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{1}{COP_{dcl}} + \frac{1}{AEF_h}} + \frac{1}{\frac{1}{EHRE_{f,h}} + \frac{1}{EHRE_{el,h}}} \\ COP_{gn,eng} = \frac{Q_{gn,out}}{E_{gas} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{1}{GUE_{dcl,h}} + \frac{1}{AEF_h}} + \frac{1}{\frac{1}{EHRE_{gas,h}} + \frac{1}{EHRE_{el,h}}} \end{cases} \quad (2.126)$$

In termini di energia primaria si ha il **Primary Energy Ratio, PER**:

$$\left\{ \begin{array}{l} PER_{f;eng} = \frac{1}{\frac{f_{P,f}}{COP_{dcl}} + \frac{f_{P,el}}{AEF_h}} + \frac{1}{\frac{f_{P,f}}{EHRE_{f,h}} + \frac{f_{P,el}}{EHRE_{el,h}}} \\ PER_{gas;eng} = \frac{1}{\frac{f_{P,gas}}{GUE_{dcl,h}} + \frac{f_{P,el}}{AEF_h}} + \frac{1}{\frac{f_{P,gas}}{EHRE_{f,h}} + \frac{f_{P,el}}{EHRE_{el,h}}} \end{array} \right. \quad (2.127)$$

con $f_{P,f}$ fattore di conversione in energia primaria del generico combustibile.

2.4.2.4.3 Pompa di calore ad assorbimento/adsorbimento alimentata da fluido termovettore

Per la pompa di calore ad assorbimento/adsorbimento alimentata da fluido termovettore vengono dichiarati due distinti coefficienti di prestazione:

$$COP_{dcl} \Rightarrow COP_{net,th} = Q_{gn,out} / Q_{gn,in} = COP_{cyl,as} \quad (2.128)$$

$$AEF_{th} = Q_{gn,out} / W_{gn,aux} \quad (2.129)$$

da cui il coefficiente di prestazione globale del generatore è:

$$COP_{gn,th} = \frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{1/COP_{th} + 1/AEF_{th}} \quad (2.130)$$

dove:

$Q_{gn,in}$ è l'energia termica ad alta temperatura fornita alla pompa di calore per il suo funzionamento, [kWh];

$COP_{cyl,as}$ è il coefficiente di prestazione del ciclo termodinamico ad assorbimento/adsorbimento, [-].

In termini di energia primaria si ha:

$$PER_{gn,th} = \frac{1}{f_{P,th}/COP_{th} + f_{P,el}/AEF_{th}} \quad (2.131)$$

dove

$f_{P,th}$ è il fattore di conversione in energia primaria del vettore termico fornito, [-];

$f_{P,el}$ è il fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica, [-].

2.4.2.4.4 Pompa di calore ad assorbimento/adsorbimento a fuoco diretto alimentata a gas

Per la pompa di calore ad assorbimento/adsorbimento a fuoco diretto alimentata a gas, dove il coefficiente di prestazione dichiarato assume il nome di "gas utilization efficiency" (simbolo GUE): vengono dichiarati due distinti coefficienti di prestazione:

$$COP_{dcl} = GUE_h \Rightarrow COP_{net,gas} \equiv \frac{Q_{gn,out}}{E_{gas}} = \frac{Q_{gn,out,h}}{E_{gas}} + \frac{Q_{gn,out,R}}{E_{gas}} = \eta_{comb} \cdot \frac{Q_{gn,out,c}}{Q_{gas}} + \eta_{rec} = \eta_{comb} \cdot COP_{cyl,as} + \eta_{rec} \quad (2.132)$$

$$AEF_h = Q_{gn,out} / W_{gn,aux} \quad (2.133)$$

da cui il coefficiente di prestazione globale del generatore pompa di calore è:

$$COP_{gn,GUE} = \frac{Q_{gn,out}}{E_{gas} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{1/GUE_h + 1/AEF_h} \quad (2.134)$$

dove:

- E_{gas} è il vettore energetico gas utilizzato dalla pompa di calore per il suo funzionamento, [kWh];
- $Q_{gn,out,c}$ è quota parte attribuita al condensatore della quantità di energia termica in uscita dal generatore a pompa di calore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato condensatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore, [kWh]; equazione (2.116);
- $Q_{gn,out,R}$ è quota parte attribuita al recuperatore (se presente) della quantità di energia termica in uscita dal generatore a pompa di calore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato condensatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore, [kWh]; equazione (2.117);
- η_{comb} è il rendimento del combustore che aziona la pompa di calore, [-];
- η_{rec} è la frazione recuperata dai fumi dell'energia del combustibile impiegato, [-];
- Q_{gas} è l'energia termica utile prodotta dal combustore e ceduta all'assorbitore, [kWh];
- $COP_{cyl,as}$ è il coefficiente di prestazione del ciclo termodinamico ad assorbimento/adsorbimento, [-].

In termini di energia primaria si ha:

$$PER_{gn,P;GUE} = \frac{1}{f_{P,gas}/GUE_h + f_{P,el}/AEF_h} \quad (2.135)$$

2.4.2.4.5 Coefficiente di prestazione a carico parziale

Il coefficiente di prestazione di una pompa di calore, COP, indipendentemente dalla sua specializzazione (dcl = el; eng; th, GUE), è in generale dipendente da diversi fattori, tra cui:

- la temperatura di evaporazione, quindi dalla temperatura della sorgente fredda (ambiente da cui si sottrae energia termica);
- la temperatura di condensazione, quindi dalla temperatura del pozzo caldo (ambiente a cui si fornisce energia termica a temperatura superiore a quella di prelievo);
- il fattore di carico utile a cui la macchina si trova a funzionare;

cioè

$$COP_{dcl} = f(\theta_c, \theta_h, FC) \quad (2.136)$$

dove:

θ_c è la temperatura di riferimento per la sorgente fredda, [°C];

θ_h è la temperatura di riferimento per il pozzo caldo, [°C];

FC è il fattore di carico utile con cui funziona la macchina in un determinato istante o intervallo di tempo [-], definito come:

$$FC(\theta_c, \theta_h) \equiv \frac{\Phi_{gn,out}(\theta_c, \theta_h)}{\Phi_{gn,out,N}(\theta_c, \theta_h)} \quad (2.137)$$

dove:

$\Phi_{gn,out}$ è la potenza termica effettivamente utile fornita dalla pompa di calore funzionante tra le temperature (θ_c, θ_h) , [W];

$\Phi_{gn,out,N}$ è la potenza termica utile nominale (massima) erogabile dalla pompa di calore operante tra le stesse temperature (θ_c, θ_h) [W].

Si considera infine disaccoppiabile l'effetto delle temperature di sorgente fredda e pozzo caldo da quello del fattore di carico, assumendo che il coefficiente di prestazione sia calcolabile come:

$$COP_{dcl} = COP_N(\theta_c, \theta_h) \cdot f_{COP}(FC) \quad (2.138)$$

dove:

COP_N è il coefficiente di prestazione in condizioni nominali (potenza erogata massima) dalla pompa di calore funzionante tra le temperature (θ_c, θ_h) , [-];

f_{COP} è il fattore di correzione del COP_N che tiene conto della variazione del COP al variare del fattore di carico utile FC , [-].

Per i tre casi in cui il coefficiente di prestazione dichiarato non tiene conto dell'energia assorbita dagli ausiliari ($dcl = eng; th, GUE$), occorre disporre anche del fattore energetico degli ausiliari, AEF_{dcl} , in funzione delle variabili che ne condizionano il valore. Tale fattore può considerarsi dipendente dal solo fattore di carico utile, FC , cioè:

$$AEF_{dcl} = AEF_N \cdot f_{AEF}(FC) \quad (2.139)$$

dove:

AEF_N è il fattore energetico degli ausiliari in condizioni nominali (potenza erogata massima) della pompa di calore [-];

f_{AEF} è il fattore di correzione dell' AEF_N che tiene conto della variazione del AEF al variare del fattore di carico utile FC , [-].

I costruttori devono quindi fornire un insieme di coefficienti di prestazione nominali per diverse condizioni normate di funzionamento per poter valutare correttamente la prestazione a pieno carico con diversi valori delle temperature della sorgente fredda e del pozzo caldo. Possono inoltre fornire direttamente il fattore di correzione del COP_N (o altro parametro ad esso correlato) e dell' AEF_N a diverse condizioni di carico.

2.4.2.5 Modalità di regolazione intrinseca delle pompe di calore

Le pompe di calore si differenziano tra di loro anche in base al tipo di regolazione intrinseca adottata, intendendo con tale termine la regolazione interna della macchina non modificabile in fase di inserimento in un sistema di climatizzazione.

In generale le tipologie di regolazione adottate sono:

- regolazione tutto o niente (ON-OFF), su macchine a mono-compressore o ad assorbimento;
- regolazione tutto o niente (ON-OFF), su macchine pluri-compressore o compressore multistadio;
- regolazione modulante, ad inverter, su macchine a compressione azionate elettricamente o per modulazione di fiamma o portata di fluido termovettore al generatore per macchine ad assorbimento.

Le pompe di calore modulari non sono altro che una disposizione in parallelo di più generatori, ognuno dei quali può essere regolato con una delle tipologie di regolazione su indicate, gestita con una logica sequenziale in funzione della potenza richiesta.

Le tre tipologie di regolazione indicate hanno come elemento comune, la grandezza controllata, differenziato a seconda della tipologia di fluido termovettore impiegato nel circuito di distribuzione all'utenza.

d) **fluido termovettore interno acqua:**

l'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate è che **la grandezza controllata** è in ogni caso la **temperatura del fluido termovettore in mandata al condensatore, $\theta_{cn,out}$** .

In generale si ha sempre:

$$\theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \leq \theta_{cn,out} \leq \theta_{SET,f} + 0.5\Delta\theta_{SET,f} \quad (2.140)$$

dove

$\theta_{SET,f}$ temperatura di setpoint per il fluido termovettore in uscita dal condensatore (temperatura obbiettivo della regolazione), in [°C];

$\Delta\theta_{SET,f}$ ampiezza della banda di regolazione per il fluido termovettore in uscita dal condensatore, in [°C],

quello che cambia tra i vari metodi di regolazione è la modalità che si adotta per soddisfare tale condizione al variare del carico, modalità che verranno esplicitate quando si descrivono i modelli di calcolo.

Tale setpoint può essere poi asservito anche ad altre grandezze, in funzione del tipo di controllo principale (master control) adottato in fase di progettazione dell'intero sistema; ad esempio, alla temperatura dell'aria esterna tramite una sonda di temperatura sull'aria esterna.

e) **fluido termovettore interno aria o fluido frigorifero (espansione diretta) macchine non canalizzate:**

l'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate è in questo caso la **temperatura dell'aria dell'ambiente o zona servita, θ_a** .

Nel caso più semplice, controllo ON-OFF, si ha la seguente funzione di controllo:

$$\theta_{SET,a} - 0.5\Delta\theta_{SET,a} \leq \theta_a \leq \theta_{SET,a} + 0.5\Delta\theta_{SET,a} \quad (2.141)$$

dove

$\theta_{SET,a}$ temperatura di setpoint per l'aria ambiente, in [°C];

$\Delta\theta_{SET,a}$ ampiezza della banda di regolazione per l'aria ambiente, in [°C],

Mentre per gli altri casi la logica di regolazione è più complessa e verrà affrontata quando vengono descritti i modelli di calcolo.

f) **fluido termovettore interno aria o fluido frigorigeno (espansione diretta) macchine canalizzate:**

in questo caso si ricade di fatto nella condizione delle macchine con fluido all'utenza acqua, cioè si controlla la temperatura dell'aria di uscita dal condensatore e immessa nelle canalizzazioni dell'aria.

2.4.3 Generatori frigoriferi

I generatori frigoriferi, cioè quelle macchine che, a partire da diversi vettori energetici che li possono alimentare, sono in grado di produrre quella che impropriamente viene chiamata potenza e energia frigorifera, cioè di raffreddare (invece che riscaldare) un fluido termovettore che viene poi distribuito ai sistemi di emissione per raffreddare gli ambienti interni, non sono altro che pompe di calore che vengono utilizzate in modo opposto: l'effetto utile viene considerato non più l'energia fornita alla sorgente calda, ma l'energia sottratta alla sorgente fredda.

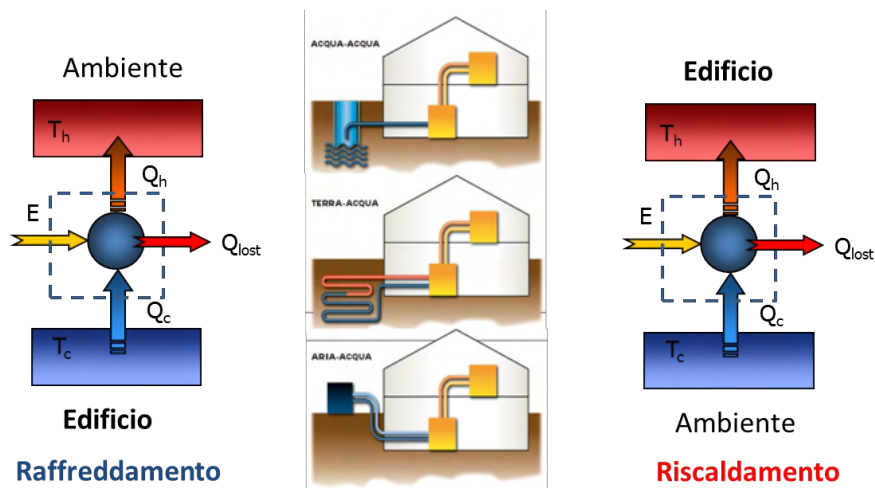


Figura 21 – Pompa di calore invertibile in modalità raffreddamento e modalità riscaldamento.

Di conseguenza classificazioni e tipologie sono esattamente le stesse definite per le pompe di calore, con l'esemplificazione, qualora la macchina non sia invertibile (cioè possa funzionare sia in modalità riscaldamento, che in modalità raffreddamento) ma specializzata per il raffreddamento, in:

- **refrigeratori d'acqua:** fluido termovettore lato utenza acqua:
 - aria-acqua, con fluido termovettore lato sorgente esterna aria;
 - acqua-acqua, con fluido termovettore lato sorgente esterna acqua;
- **refrigeratori d'aria:** fluido termovettore lato utenza aria:
 - aria-aria, con fluido termovettore lato sorgente esterna aria;
 - acqua-aria, con fluido termovettore lato sorgente esterna acqua.

Esiste in realtà un'altra macchina in grado di realizzare un raffreddamento del fluido termovettore lato utenza, poco usata in modo diretto, ma molto di più impiegata in cascata con un refrigeratore con fluido termovettore lato sorgente acqua: **la torre evaporativa**.

2.4.3.1 Pompe di calore in modalità raffrescamento o specializzate per il solo raffreddamento

I bilanci energetici dei refrigeratori d'acqua e d'aria sono esattamente gli stessi di quelli già sviluppati nel paragrafo 2.4.2.1, con l'unica accortezza di considerare adesso il contributo legato alla dissipazione dell'energia meccanica fornita delle pompe/ventilatori presenti nel componente non più positivo, ma negativo.

Con riferimento allo schema funzionale riportato in Figura 22, il bilancio energetico per un refrigeratore in funzionamento ciclico (cioè in regime quasi stazionario), indipendentemente dal vettore energetico impiegato per il suo funzionamento, dalla tecnologia e dalla tipologia di sorgente calda utilizzata, è dato, secondo il **confine tratteggiato più esterno** dello schema (linea tratto-punto), da:

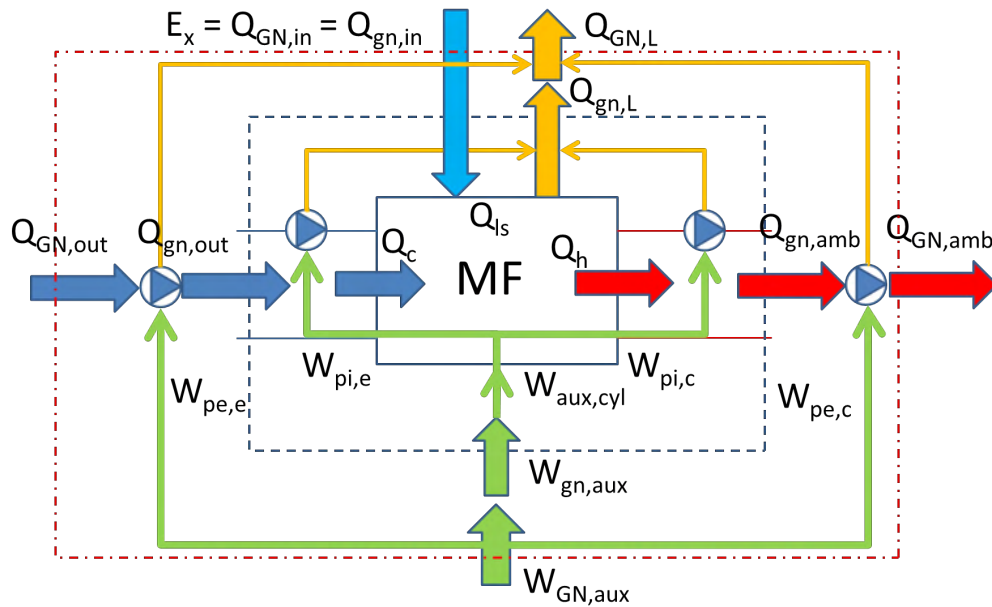


Figura 22 - Schema funzionale generalizzato della macchina frigorigena con ausiliari a bordo macchina.

$$Q_{GN,out} + Q_{GN,in} + W_{GN,aux} = Q_{GN,amb} + Q_{GN,L} \quad (2.142)$$

dove adesso l'effetto utile è l'energia asportata all'evaporatore indicata positiva entrante nello stesso, $Q_{GN,out}$, mentre l'energia scaricata nell'ambiente è positiva se uscente e indicata con $Q_{GN,amb}$; il significato degli altri simboli è analogo a quello dell'equazione (2.79).

NOTA: si evidenzia che viene considerata come output la prestazione fornita dalla macchina con una quantità definita positiva, senza tenere conto della direzione del flusso di energia: $Q_{GN,out}$ è l'energia estratta dal circuito di raffreddamento e in ingresso alla macchina frigorigena, (quindi fisicamente è una quantità in ingresso alla macchina) ma rappresenta in termici di prestazione ciò che la macchina *fornisce come effetto utile*, e quindi, per tale motivo gli viene assegnato il pedice out.

Come per la pompa di calore, il confine intermedio in Figura 22 consente di determinare il bilancio energetico del refrigeratore nelle condizioni di prova, separandolo dai tratti di circuito per la movimentazione dei fluidi termovettore esterni rispetto al confine fisico della macchina, in generale presenti sia sul lato sorgente che sul lato utenza.

Riscrivendo quindi il bilancio energetico rispetto a tale **confine intermedio**, sempre con riferimento alla Figura 22, il fabbisogno di energia del refrigeratore è dato da:

$$Q_{gn,in} = E_x = Q_{gn,amb} - Q_{gn,out} + Q_{gn,L} - W_{gn,aux} \quad (2.143)$$

dove

$Q_{gn,in} = E_x$ è la quantità di energia chimica del combustibile, termica o elettrica in ingresso allo specifico refrigeratore impiegato, [kWh]; E_x vettore energetico di tipo x ;

$Q_{gn,out}$ è la quantità di energia termica asportata dal refrigeratore all'evaporatore, senza tener conto del contributo negativo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato evaporatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno all'evaporatore, [kWh];

$Q_{gn,L}$ è la perdita termica del refrigeratore comprensiva delle dissipazioni non recuperate dovute a pompe/ventilatori lato condensatore e lato evaporatore relative alle sole perdite di carico del fluido termovettore nel condensatore e nell'evaporatore, [kWh];

$Q_{gn,amb}$ è la quantità di energia termica scaricata dal refrigeratore nell'ambiente esterno, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato condensatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore, [kWh];

$W_{gn,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina necessaria per il funzionamento del ciclo termodinamico e di eventuali pompe/ventilatori al condensatore e all'evaporatore per la sola quota parte relativa a vincere le perdite di carico del fluido termovettore nel condensatore e nell'evaporatore, così come misurata nelle condizioni di test, [kWh];

con

$$Q_{gn,out} = Q_{GN,out} + k_{pe,e} \cdot W_{pe,e} \quad (2.144)$$

$$Q_{gn,amb} = Q_{GN,amb} - k_{pe,c} \cdot W_{pe,c} \quad (2.145)$$

$$Q_{gn,L} = Q_{GN,L} - (1 - k_{pe,c}) \cdot W_{pe,c} - (1 - k_{pe,e}) \cdot W_{pe,e} \quad (2.146)$$

dove

$W_{pe,e}$ è l'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato evaporatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nel circuito esterno all'evaporatore, [kWh].

$k_{pe,e}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato evaporatore, assunta pari a 0,8.

$W_{pe,c}$ è l'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nel circuito esterno al condensatore, [kWh].

$k_{pe,c}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore, assunta pari a 0,8;

Si fa notare come nella (2.144) il recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato evaporatore sul circuito esterno alla macchina incrementi la quantità di energia che deve essere asportata (contributo negativo del recupero), diversamente da quanto avviene per la pompa di calore in modalità riscaldamento (equazione (2.81)).

Mentre dal bilancio energetico rispetto al **confine più interno**, sempre con riferimento alla Figura 22, il fabbisogno di energia del refrigeratore è dato da:

$$Q_{gn,in} = E_x = Q_h + Q_{ls} - Q_c - W_{aux,cyl} \quad (2.147)$$

dove:

$Q_{gn,in} = E_x$ è la quantità di energia chimica del combustibile, termica o elettrica in ingresso allo specifico refrigeratore impiegato, [kWh]; E_x vettore energetico di tipo x;

Q_h è l'energia scambiata al condensatore del refrigeratore, [kWh];

Q_{ls} è la perdita termica del refrigeratore a meno delle perdite delle pompe/ventilatori lato condensatore e evaporatore (positiva se uscente, negativa se entrante), [kWh];

Q_c è l'energia scambiata all'evaporatore del refrigeratore, [kWh];

$W_{aux,cyl}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina necessari per il funzionamento del ciclo termodinamico con esclusione degli eventuali pompe/ventilatori al condensatore e all'evaporatore, [kWh];

con

$$Q_c = Q_{gn,out} + k_{pi,e} \cdot W_{pi,e} \quad (2.148)$$

$$Q_h = Q_{gn,amb} - k_{pi,c} \cdot W_{pi,c} \quad (2.149)$$

$$Q_{ls} = Q_{gn,L} - (1 - k_{pi,c}) \cdot W_{pi,c} - (1 - k_{pi,e}) \cdot W_{pi,e} \quad (2.150)$$

dove

$W_{pi,e}$ è l'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato evaporatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nell'evaporatore, [kWh];

$W_{pi,c}$ è l'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore per compensare le sole perdite di carico relative alla movimentazione del fluido termovettore nel condensatore, [kWh];

$k_{pi,e}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato evaporatore, assunta pari a 1 per consistenza con le norme di prodotto;

$k_{pi,c}$ è la frazione recuperata dell'energia elettrica assorbita dalla pompa o ventilatore lato condensatore, assunta pari a 1 per consistenza con le norme di prodotto.

Gli assorbimenti elettrici degli ausiliari sono legati tra loro dalla seguente relazione:

$$W_{GN,aux} = W_{gn,aux} + W_{pe,e} + W_{pe,c} = (W_{aux,cyl} + W_{pi,e} + W_{pi,c}) + W_{pe,e} + W_{pe,c} \quad (2.151)$$

Il **coefficiente di prestazione medio** (cioè valutato su un predefinito intervallo di tempo) **effettivo** del generatore, EER_{GN} , (Efficiency Energy Ratio) è definito come il rapporto tra l'energia termica asportata e l'energia spesa nelle condizioni attuali; con riferimento al confine più esterno di Figura 22, questo è definito come:

$$EER_{GN} \equiv \frac{Q_{GN,out}}{E_x + W_{GN,aux}} \quad (2.152)$$

dove:

$Q_{GN,out}$ è la quantità di energia termica effettivamente asportata del refrigeratore in condizioni attuali, [kWh];

E_x è la quantità di energia del vettore energetico E di tipo x richiesta in un dato intervallo di tempo in ingresso allo specifico refrigeratore impiegato, [kWh];

$W_{GN,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina in condizioni di esercizio attuali, [kWh].

Analogamente a quando già detto per le pompe di calore, il **coefficiente di prestazione frigorifero normato** fa riferimento al confine intermedio (per non includere il fabbisogno elettrico dovuto alla circolazione del fluido termovettore nella distribuzione), ed è quindi definito come:

$$EER_{gn} \equiv \frac{Q_{gn,out}}{E_x + W_{gn,aux}} \quad (2.153)$$

dove:

- $Q_{gn,out}$ è la quantità di energia termica asportata dall'evaporatore del refrigeratore, senza tener conto del contributo negativo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato evaporatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno all'evaporatore, [kWh];
- E_x è la quantità di energia del vettore energetico E di tipo x richiesta in un dato intervallo di tempo in ingresso alla specifica pompa di calore impiegata, [kWh];
- $W_{gn,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina necessaria per il funzionamento del ciclo termodinamico e di eventuali pompe/ventilatori al condensatore e all'evaporatore per la sola quota parte relativa a vincere le perdite di carico del fluido termovettore nel condensatore e nell'evaporatore, così come misurata nelle condizioni di test, [kWh].

Sia ai fini della determinazione dei vettori energetici richiesti dalla macchina, quando questa utilizza per sua alimentazione un vettore energetico diverso da quello elettrico (usato per gli ausiliari), sia per una più chiara corrispondenza con i coefficienti di prestazione dichiarati dal costruttore, EER_{dcl} , (definizioni diverse per tipologie diverse), conviene separare l'assorbimento elettrico degli ausiliari, pur in condizioni di riferimento, dalla richiesta di energia per il funzionamento del ciclo. Di conseguenza conviene riscrivere la (2.153) come:

$$EER_{gn} = \frac{Q_{gn,out}}{E_x + W_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{E_x}{Q_{gn,out}} + \frac{W_{gn,aux}}{Q_{gn,out}}} = \frac{1}{\frac{1}{EER_{net}} + \frac{1}{AEF_R}} \quad (2.154)$$

dove:

- EER_{net} è il coefficiente di prestazione frigorifero netto del refrigeratore, che tiene conto solo dell'energia e relativo vettore energetico principale necessari per il funzionamento del ciclo termodinamico, escludendo l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari, [-];
- AEF_R è il fattore energetico degli ausiliari della macchina frigorifera o in funzionamento raffreddamento, [-];

cioè

$$EER_{net} = \frac{Q_{gn,out}}{E_x} = \frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in}} \quad (2.155)$$

$$AEF_R = \frac{Q_{gn,out}}{W_{gn,aux}} \quad (2.156)$$

Queste espressioni sono solo apparentemente identiche a quelle definire per la pompa di calore in funzionamento riscaldamento, equazioni (2.92) e (2.93), dato che è diverso il significato della grandezza a numeratore:

- per il refrigeratore $Q_{gn,out}$ è l'energia termica asportata all'evaporatore;
- per la pompa di calore in modalità riscaldamento $Q_{gn,out}$ è l'energia termica fornita dal condensatore.

Considerando il bilancio energetico al confine intermedio, equazione (2.143), l'energia termica asportata dal refrigeratore può essere scritta come:

$$Q_{gn,out} = Q_{gn,amb} - E_x + Q_{gn,L} - W_{gn,aux} \quad (2.157)$$

Introducendo l'espressione per l'energia termica data dalla (2.157) nella definizione del coefficiente di prestazione netto, si ha:

$$\begin{aligned} EER_{net} &= \frac{Q_{gn,out}}{E_x} = \frac{Q_{gn,amb} - E_x + Q_{gn,L} - W_{gn,aux}}{E_x} = \frac{Q_{gn,amb}}{E_x} - \frac{W_{gn,aux}}{E_x} + \frac{Q_{gn,L}}{E_x} - 1 = \\ &= \frac{Q_{gn,amb}}{E_x} - \alpha_{aux} + \beta_{ls} - 1 \end{aligned} \quad (2.158)$$

$$AEF_R = \frac{Q_{gn,out}}{W_{gn,aux}} = \frac{Q_{gn,out}}{E_x} \cdot \frac{E_x}{W_{gn,aux}} = \frac{EER_{net}}{\alpha_{aux}} \quad (2.159)$$

dove

$\alpha_{aux} = \frac{W_{gn,aux}}{E_x}$ è il rapporto tra energia assorbita dagli ausiliari a bordo macchina così come misurata nelle condizioni di test e l'energia richiesta dal ciclo nelle stesse condizioni, [-];

$\beta_{ls} = \frac{Q_{gn,L}}{E_x}$ è la perdita termica adimensionale del refrigeratore nelle condizioni di test, [-].

Il **coefficiente di prestazione normalizzato** per il refrigeratore può allora essere riscritto come:

$$EER_{gn} = \frac{EER_{net}}{1 + \alpha_{aux}} \quad (2.160)$$

o, in alternativa, è possibile esprimere il coefficiente di prestazione netto e il fattore energetico degli ausiliari in funzione del EER normalizzato del generatore e del rapporto α_{aux} , cioè:

$$EER_{net} = EER_{gn} \cdot (1 + \alpha_{aux}) \quad (2.161)$$

$$AEF_R = \frac{Q_{gn,out}}{W_{gn,aux}} = \frac{1 + \alpha_{aux}}{\alpha_{aux}} \cdot EER_{gn} \quad (2.162)$$

Il fabbisogno del generico vettore energetico principale in ingresso al refrigeratore, nell'intervallo di tempo considerato, si ottiene quindi come:

$$Q_{gn,in} = E_x = \frac{Q_{gn,out}}{EER_{net}} = \frac{Q_{gn,out}}{EER_{gn} \cdot (1 + \alpha_{aux})} \quad (2.163)$$

mentre l'energia elettrica per gli ausiliari a bordo macchina, con esclusione dell'assorbimento elettrico dovuto alla movimentazione del fluido termovettore nei circuiti esterni al condensatore e all'evaporatore, è data da, come:

$$W_{gn,aux} = \frac{Q_{gn,out}}{AEF_R} = \frac{Q_{gn,out}}{EER_{gn} \cdot (1 + \alpha_{aux}) / \alpha_{aux}} \quad (2.164)$$

Per la determinazione dell'energia elettrica complessivamente assorbita dagli ausiliari in condizioni di funzionamento effettive, $W_{gn,aux}$, occorre aggiungere tramite la (2.151), a quanto determinato con l'equazione (2.164), l'energia elettrica assorbita dalle pompe/ventilatori per vincere le perdite di carico dei circuiti esterni al condensatore e all'evaporatore così come determinabili nelle condizioni di reale installazione, $W_{pe,c}$ e $W_{pe,e}$.

L'energia termica effettivamente asportata dal refrigeratore, $Q_{GN,out}$, è, infine, calcolabile, nota l'energia elettrica assorbita dalla pompa/ventilatore per vincere le perdite di carico del circuito esterno all'evaporatore, $W_{pe,e}$, tramite l'equazione (2.144).

2.4.3.2 Refrigeratori con recupero termico

I bilanci energetici desumibili dallo schema di Figura 22 sono relativi a refrigeratori che utilizzano il vettore energetico principale esclusivamente per azionare un ciclo termodinamico frigorifero che estrae energia dalla sorgente a temperatura più bassa, θ_c , e la scarica nel pozzo a temperatura più alta, θ_h . Tale energia scaricata nell'ambiente può essere altresì recuperata per altri usi di riscaldamento che possono coesistere con la richiesta di raffreddamento, ad esempio la produzione di acqua calda sanitaria, condividendo quindi l'impiego del vettore energetico principale tra più servizi o funzioni.

Si distinguono tre casi sostanzialmente diversi tra loro:

- il refrigeratore è una pompa di calore che lavora in modalità raffreddamento;
- il refrigeratore è una pompa di calore con recupero termico o desurriscaldatore, che lavora in modalità raffreddamento;
- il refrigeratore è una pompa di calore polivalente che lavora in modalità raffrescamento.

Il caso a) è rappresentato da pompe di calore invertibili che, per inversione o interna o esterna del condensatore con l'evaporatore rispetto al circuito dell'utenza, lavorano in modalità raffreddamento scaricando tramite il condensatore l'energia termica asportata dall'interno nell'ambiente esterno. Se lo scambiatore di calore esterno, in questo caso con funzione condensante, è raffreddato ad acqua, è possibile recuperare tutta l'energia disponibile al condensatore nei limiti della temperatura massima disponibile. Se invece lo scambiatore è raffreddato ad aria, occorre che la macchina sia dotata di uno scambiatore aggiuntivo-refrigerante-acqua per poter procedere al recupero, che in questo caso risulta più efficiente per effetto delle più elevate temperature di condensazione nei sistemi condensati ad aria rispetto a quelli ad acqua (Figura 23).

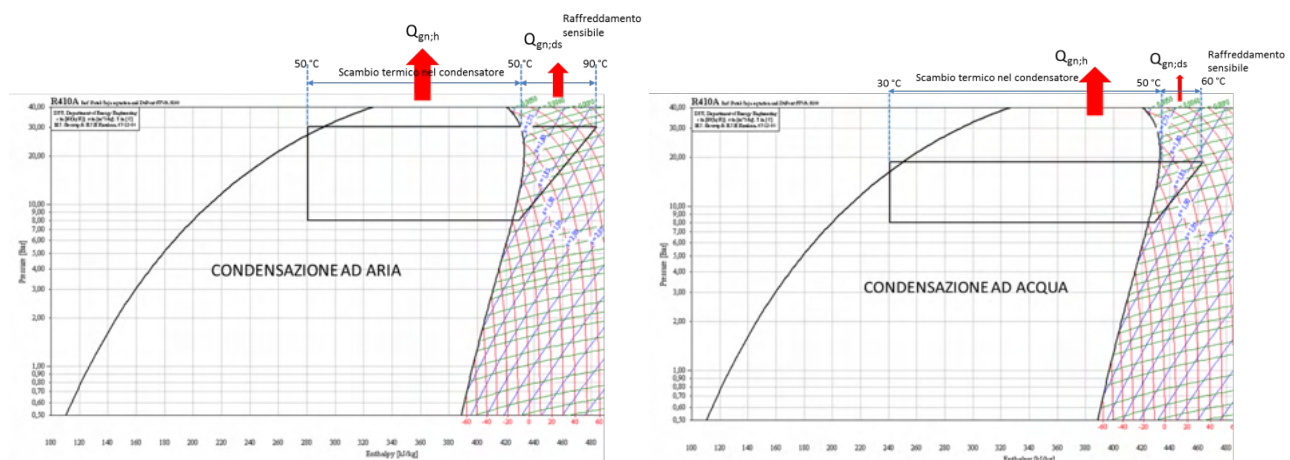


Figura 23 – Confronto tra surriscaldamento nel ciclo frigorifero condensato ad aria e ad acqua alla stessa temperatura di evaporazione

Il caso b) rappresenta una pompa di calore che è dotata di un secondo scambiatore sul lato “caldo” posto in serie al condensatore (Figura 24), il desurriscaldatore, che raffredda solo in modo sensibile, cioè senza transizione di fase, il refrigerante che si trova nello stato di vapore surriscaldato, prima che questi entri nel condensatore nello stato vapore saturo, dove avviene quasi esclusivamente lo scambio termico in transizione di fase.

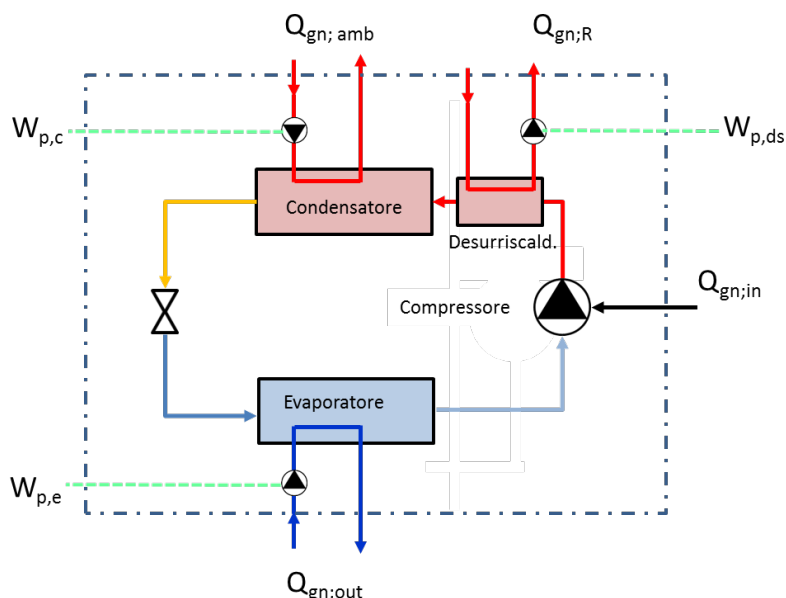


Figura 24 - Schema del refrigeratore con desurriscaldatore.

In modalità di funzionamento riscaldamento, tale macchina è **multifunzione**, in quanto può fornire acqua calda al sistema di riscaldamento ad una temperatura inferiore di quella con cui può fornire acqua calda al sistema di produzione di acqua calda sanitaria. In modalità raffreddamento diventa una macchina **polivalente**, in quanto fornisce contemporaneamente freddo e caldo anche se limitatamente alla produzione di acqua calda sanitaria, se condensata ad aria. Da quanto illustrato in Figura 23, il desurriscaldatore è molto più efficiente, in termini di potenza estraibile e temperatura massima ottenibile, se la macchina è condensata ad aria invece che ad acqua. Si ricollegano a questa tipologia anche le pompe di calore azionate da motore termico, qualora abbiano lo scambiatore di recupero energia del motore in parallelo e non in serie al circuito utenza collegato al condensatore.

Il caso c) rappresenta quello delle macchine con **tre scambiatori** di calore: le **polivalenti o polivalenti a 4 tubi**, progettate per fornire contemporaneamente freddo e caldo al servizio climatizzazione nel modo migliore possibile, o le **multifunzione o polivalenti a 2 tubi**, progettate per fornire in modo alternato automatico o cado o freddo al servizio climatizzazione e acqua calda sanitaria, sia nel periodo di riscaldamento e di raffreddamento che intermedi.

Le polivalenti a 4 tubi sono macchine dotate di due scambiatori associati al servizio climatizzazione, che mantengono sempre il loro ruolo di evaporatore e di condensatore durante il funzionamento in ogni periodo dell'anno (due tubi per l'utenza calda, due per quella fredda), e di un ulteriore scambiatore ausiliario con sorgente esterna, aria o acqua. La macchina cerca prevalentemente di lavorare trasferendo energia dal circuito utenza freddo a quello caldo; cioè possibile se i carichi risultano bilanciati: in questo caso si ha un recupero totale dell'energia che verrebbe dissipata in ambiente (Figura 25). Se i carichi non sono bilanciati, interviene lo scambiatore con l'ambiente esterno, fungendo indifferentemente da condensatore o da evaporatore a seconda della necessità:

- nel periodo invernale, Figura 26, in cui c'è prevalenza di richiesta di riscaldamento e meno di raffreddamento, lo scambiatore ausiliario diventa un evaporatore aggiuntivo, che consente di soddisfare maggiore richiesta di riscaldamento, mentre la parte raffreddamento lavora a “recupero

totale” nel senso che tutta l’energia che verrebbe scaricata in ambiente viene invece utilizzata dalla parte riscaldamento con efficienze superiori essendo tale energia a temperatura più elevata di quella dell’ambiente esterno;

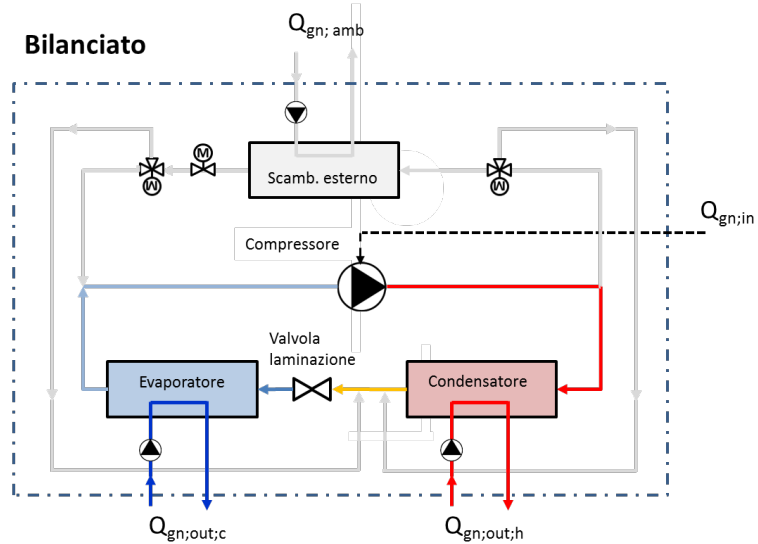


Figura 25 - Refrigeratore polivalente con carichi bilanciati: recupero totale.

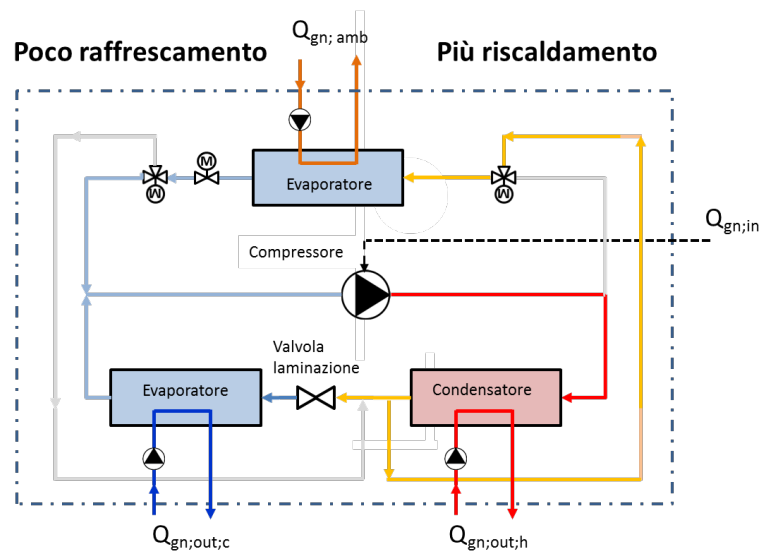


Figura 26 - Refrigeratore polivalente con carichi sbilanciati, più riscaldamento: recupero totale.

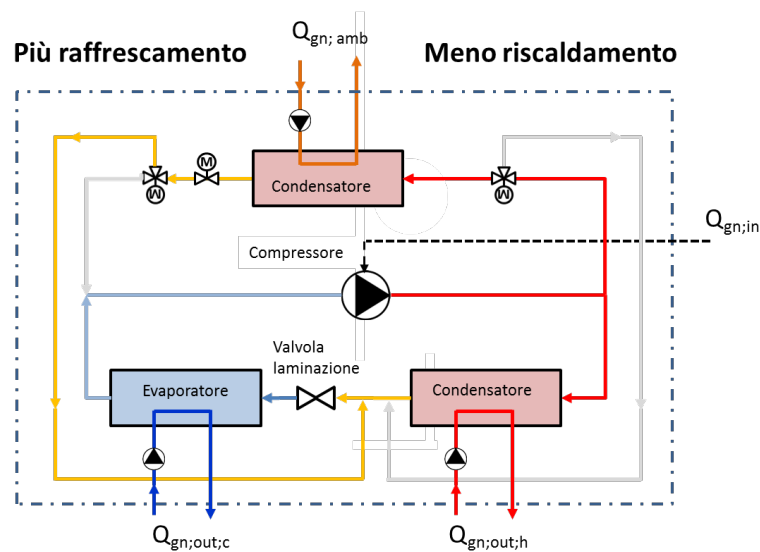


Figura 27 - Refrigeratore polivalente con carichi sbilanciati, più raffrescamento: recupero parziale.

- nel periodo estivo, Figura 27, in cui c'è prevalenza di richiesta di raffrescamento e meno di riscaldamento, lo scambiatore ausiliario diventa un condensatore aggiuntivo, che consente di soddisfare maggiore richiesta di raffrescamento; in questo caso il recupero è solo parziale e corrisponde alla quota di energia utilizzata dal condensatore del servizio riscaldamento e/o acqua calda sanitaria.

I refrigeratori multifunzione o polivalenti a 2 tubi sono sempre dotati di tre scambiatori, uno collegato all'utenza primaria (servizio riscaldamento o raffrescamento), uno all'utenza secondari (servizio acqua calda sanitaria) e uno collegato con l'ambiente esterno. Tali scambiatori, a differenza delle macchine polivalenti a 4 tubi, non lavorano mai contemporaneamente e si scambiano reciprocamente le funzioni di condensatore e evaporatore a seconda delle modalità di funzionamento richieste.

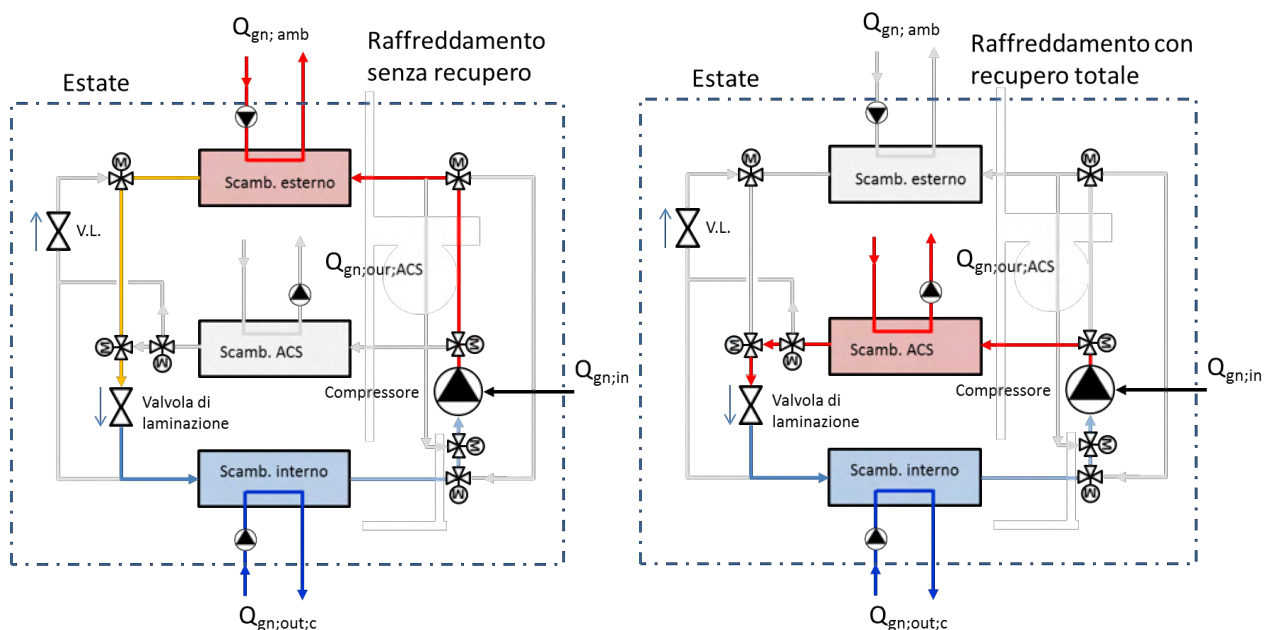


Figura 28 - Refrigeratore multifunzione in regime estivo: solo raffreddamento senza recupero termico, con raffreddamento e recupero termico per la produzione di acqua calda sanitaria.

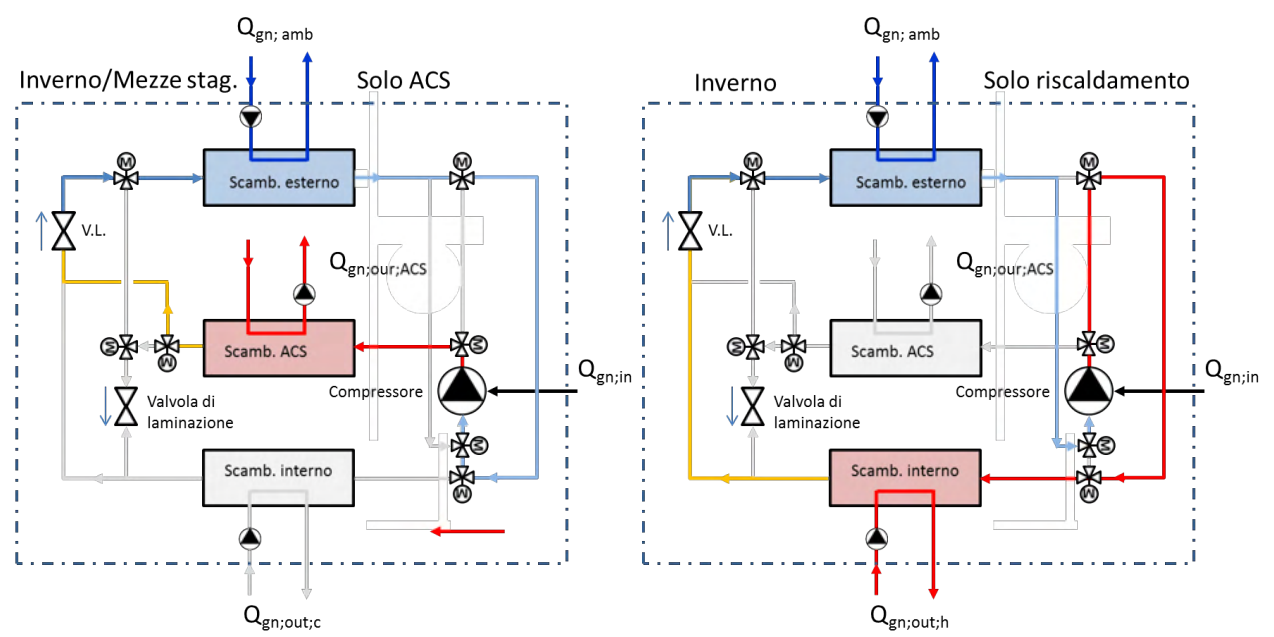


Figura 29 - Refrigeratore multifunzione in regime intermedio o invernale: solo la produzione di acqua calda sanitaria, solo riscaldamento.

In Figura 28 è rappresentata sia la modalità di funzionamento in raffrescamento senza recupero (figura a sinistra), che quella di funzionamento con recupero totale; la seconda si attua automaticamente quando c’è richiesta di potenza da parte del servizio acqua calda sanitaria (ad esempio si carica l’accumulo termico). In Figura 29 è invece rappresentata la modalità tipica delle stagioni intermedie, sola produzione di acqua calda sanitaria, o la condizione invernale di richiesta di ACS (figura a sinistra); mentre la figura a destra rappresenta la modalità solo riscaldamento.

Nella pratica, i refrigeratori polivalenti spesso sono dotati di 2 circuiti frigoriferi (2 compressori e 2 valvole di laminazione), che consentono alla stessa macchina di lavorare sia secondo la modalità a 4 tubi che a 2 tubi, con in più la possibilità di avere contemporaneamente e in modo indipendente il riscaldamento ambientale e la produzione di acqua calda sanitaria.

Produzione acqua calda all’impianto e acqua calda al sanitario

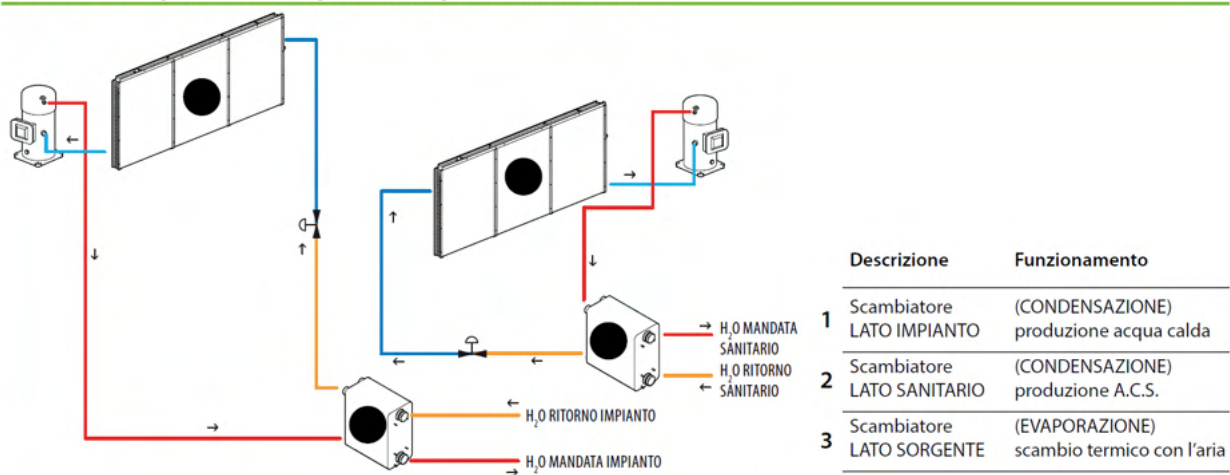


Figura 30 – Refrigeratore polivalente in modalità 2 tubi con produzione separata di acqua calda sanitaria.

2.4.3.3 Estensione del bilancio energetico a refrigeratori con recupero

Nel caso dei refrigeratori con recupero termico di tipo a) e b), il bilancio energetico viene ulteriormente dettagliato esplicitando le due diverse componenti che costituiscono l'energia termica scambiata al condensatore e al desurriscaldatore o all'eventuale scambiatore aggiuntivo per le macchine condensate ad aria. Con riferimento alla Figura 31, il bilancio energetico relativo al confine più interno, esplicitato rispetto all'energia richiesta per il funzionamento della macchina, diventa:

$$Q_{gn,in} = E_x = Q_h + Q_R + Q_{ls} - Q_c - W_{aux,cyl} \quad (2.165)$$

dove

$Q_{gn,in} = E_{fuel}$ è la quantità di energia chimica del combustibile in ingresso allo specifico refrigeratore impiegato, [kWh];

Q_h è l'energia dissipata in ambiente al condensatore del refrigeratore, [kWh];

Q_R è l'energia termica recuperata nel desurriscaldatore e inviata al servizio secondario, [kWh];

Q_{ls} è la perdita termica del refrigeratore a meno delle perdite delle pompe/ventilatori lato condensatore e evaporatore, [kWh];

Q_c è l'energia asportata dall'evaporatore del refrigeratore, [kWh];

$W_{aux,cyl}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina necessari per il funzionamento del ciclo termodinamico con esclusione delle eventuali pompe/ventilatori al condensatore e all'evaporatore, [kWh].

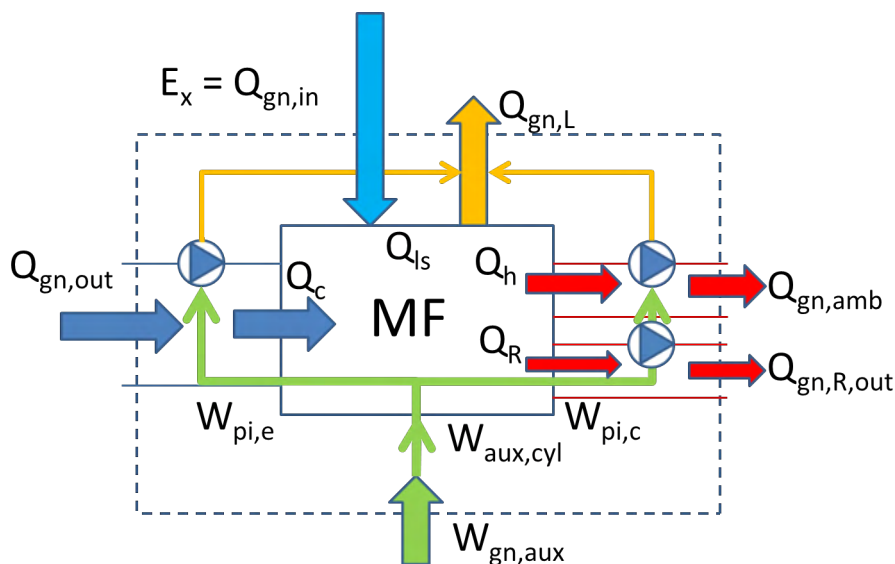


Figura 31 - Schema funzionale del refrigeratore con recupero termico.

Come si può notare da Figura 31, dal punto di vista funzionale, non cambia nulla in termini di bilancio energetico definito sul confine tratteggiato, confine rispetto al quale si misurano le prestazioni dichiarate, se non per il fatto che occorrerebbe definire oltre l'EER anche il COP relativo al servizio aggiuntivo. Se si considera l'energia termica quale recupero dell'energia altrimenti dissipata dal ciclo frigorifero in ambiente, e quindi senza richiesta di un vettore energetico per la sua produzione, tale coefficiente di prestazione diventerebbe infinito.

Di conseguenza i refrigeratori con recupero di tipo a) e b) sono caratterizzati da un coefficiente di prestazione frigorifero, *EER*, che si definisce e determina in modo del tutto analogo a quello delle macchine senza recupero, se invertibili dal *COP*, e **in aggiunta viene fornita la potenza termica disponibile al recuperatore**. In genere le macchine polivalenti sono tutte con azionamento elettrico e quindi non vien fornito l'AEF.

Occorre notare che:

- Il coefficiente di prestazione con recupero attivo è, nei sistemi condensati ad aria, in genere leggermente maggiore di quello che si ha senza il recupero in funzione, poiché nel primo caso il raffreddamento del vapore surriscaldato non avviene nella sezione iniziale del condensatore ma in uno scambiatore dedicato a liquido e quindi con maggiore efficienza;
- la potenza frigorifera massima erogabile, e di conseguenza la potenza elettrica assorbita, risultano un po' inferiori che con il recupero attivo.

Diverso è il caso dei **refrigeratori polivalenti**, indipendentemente dal fatto che siano utilizzati in modalità 2 o 4 tubi, in particolare se dotati di due circuiti frigoriferi indipendenti (due compressori e due valvole di laminazione). Evidenziato che, dal punto di vista del bilancio energetico vale sempre il bilancio energetico esplicitato dalla (2.165) e rappresentato in Figura 31, si ha che:

- **per il funzionamento a 2 tubi:**

dove uno scambiatore interno alternativamente diventa condensatore (in riscaldamento) e evaporatore (in raffreddamento), mentre l'altro è sempre asservito alla produzione di acqua calda sanitaria, viene valutata la prestazione per:

- o solo raffrescamento con l'EER, allo stesso modo di un refrigeratore non polivalente;
- o solo riscaldamento con il COP, allo stesso modo di una pompa di calore per solo riscaldamento;
- o per la produzione indipendente di acqua calda sanitaria con il COP, allo stesso modo di una pompa di calore per sola produzione di acqua calda;
- o per il funzionamento bilanciato in parallelo di freddo e acqua calda sanitaria viene introdotto un nuovo coefficiente di prestazione, il "**Total Energy Ratio**", **TER**, definito come:

$$TER = \frac{Q_{gn,out} + Q_{gn;R,out}}{E_{el} + W_{gn,aux}} \quad (2.166)$$

dove

$Q_{gn,out}$ è l'energia "frigorifera" asportata all'evaporatore, incluso l'effetto negativo dell'energia dissipata dalla pompa/ventilatore per vincere le perdite di carico nell'evaporatore;

$Q_{gn;R,out}$ è l'energia termica recuperata al condensatore per la produzione di acqua calda sanitaria, comprensiva del contributo positivo dell'energia dissipata dalla pompa/ventilatore per vincere le perdite di carico nel condensatore;

E_{el} è l'energia elettrica impiegata per azionare il ciclo termodinamico a compressione di vapore;

$W_{gn,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina necessari per il controllo e l'azionamento delle pompe/ventilatori presenti a bordo macchina per la sola parte dovuta alle perdite di carico nei vari scambiatori di calore.

- **per il funzionamento a 4 tubi:**

dove uno scambiatore interno è sempre condensatore (dedicato al riscaldamento) e l'altro sempre evaporatore (dedicato al raffreddamento), per cui non c'è produzione diretta di acqua calda sanitaria, viene valutata la prestazione per:

- solo raffrescamento con l'EER, allo stesso modo di un refrigeratore non polivalente;
- solo riscaldamento con il COP, allo stesso modo di una pompa di calore per solo riscaldamento;
- per il funzionamento bilanciato in parallelo di freddo e caldo viene utilizzato il **TER**, definito dalla (2.156) ma dove il termine $Q_{gn;R;out}$ si riferisce adesso all'energia termica fornita al sistema di riscaldamento.

2.4.3.4 Estensione del bilancio energetico a refrigeratori in modalità free-cooling

I tutti quei casi in cui esiste un carico di raffreddamento anche nel periodo invernale, come nel caso dei Centri Elaborazione Dati (CED), di impianti industriali caratterizzati da macchinari che devono essere raffreddati, di macchine ospedaliere per la diagnostica, come per esempio alcune unità per la risonanza magnetica per le quali è indispensabile il raffreddamento del magnete interno, può essere conveniente utilizzare dei refrigeratori d'acqua che implementino la cosiddetta tecnica di "free-cooling". Tali refrigeratori sono organizzati in modo da poter raffreddare l'acqua proveniente dall'utenza disattivando il ciclo frigorifero quando le condizioni dell'aria esterna lo consentono, e quindi ottenendo l'effetto di raffreddamento solo spendendo l'energia elettrica necessaria all'azionamento di ventilatori e non di uno o più compressori. Da qui il nome di "raffreddamento gratuito".

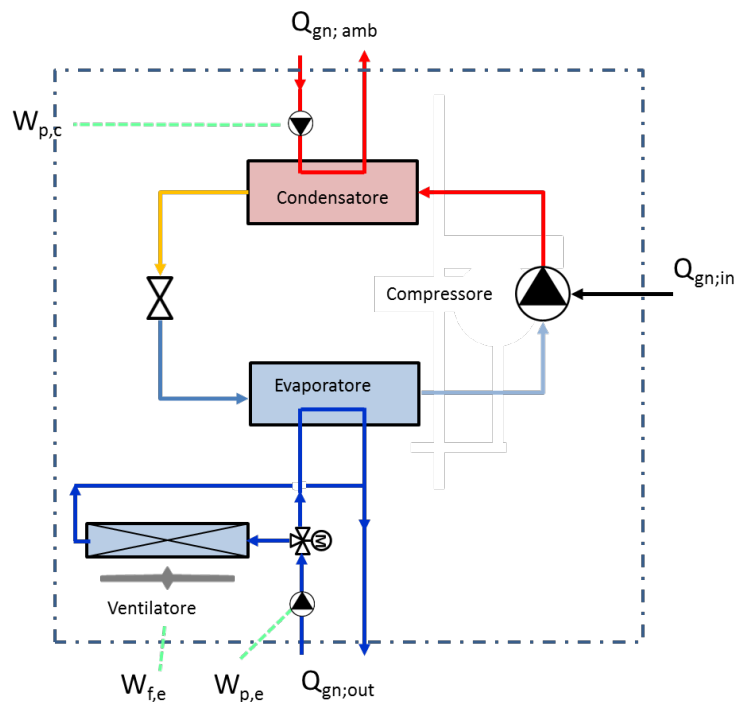


Figura 32 - Refrigeratore con batteria ad aria per il "free cooling"

I refrigeratori con free cooling (vedasi Figura 32) sono equipaggiati con una batteria alettata aggiuntiva con valvola deviatrice a 3 vie sull'ingresso del fluido termovettore all'evaporatore. Tale valvola ha la funzione di deviare l'acqua nella batteria, escludendo l'evaporatore, quando la temperatura dell'aria è tale da poter raffreddare l'acqua alla temperatura di ritorno prefissata. In tal modo si può disattivare il compressore riducendo la spesa energetica per il raffreddamento al solo consumo dei ventilatori.

Un refrigeratore con free cooling non è in genere attrezzato per l'inversione di ciclo e quindi è in grado di fare solo raffreddamento. Le sue modalità di funzionamento sono molto semplici:

- stagione estiva:

la valvola deviatrice è in posizione passante e il fluido termovettore circola nell'evaporatore alimentato di refrigerante dal compressore; la batteria per il free cooling è in stato di non utilizzo (ventilatore fermo);

- stagione intermedia:

il fluido termovettore viene raffreddato in parte grazie alla batteria ad aria esterna e in parte grazie all'attivazione del ciclo frigorifero anche in regime di parzializzazione; la percentuale di free cooling ottenuto dal sistema dipende dall'andamento della temperatura dell'aria esterna rispetto a quello del carico frigorifero;

- stagione invernale;

quando la temperatura esterna è sufficientemente bassa, viene completamente spento il ciclo frigorifero, la valvola deviatrice è posta in posizione di deviazione sulla batteria ad aria esterna mantenendo attivato il solo ventilatore; si ha il free-cooling totale.

Dal punto di vista del bilancio energetico un refrigeratore con free-cooling non presenta alcuna differenza, rispetto al refrigeratore senza free-cooling, ma occorre prendere in considerazione l'alternanza dei due diversi modi di funzionare: free-cooling con compressore spento e ventilatore acceso, raffreddamento convenzionale co compressore acceso e ventilatore spento.

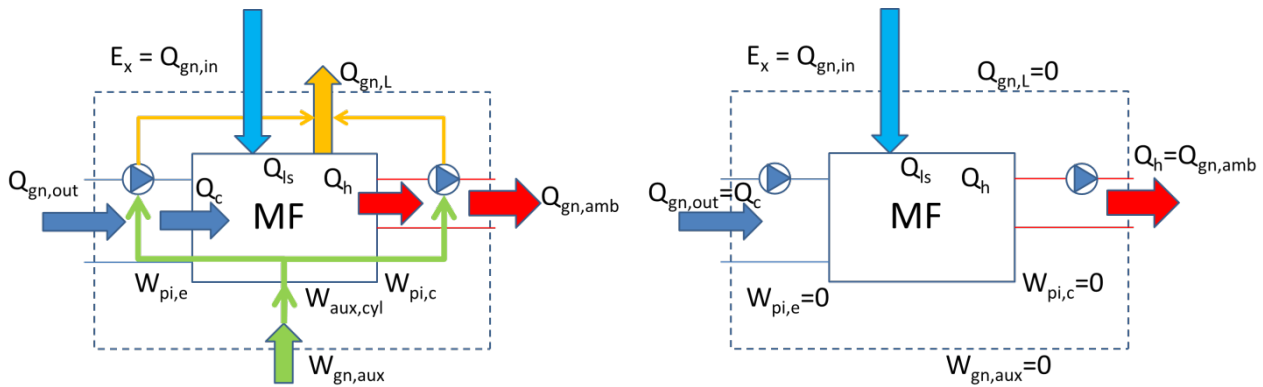


Figura 33 – Schema funzionale del refrigeratore con batteria ad aria per il “free cooling”

Con riferimento alla Figura 33, il bilancio energetico relativo al confine più interno, esplicitato rispetto all'energia richiesta per il funzionamento della macchina, diventa:

$$Q_{gn,in} = E_x = Q_h + Q_{ls} - Q_c - W_{aux,cyl} \quad (2.167)$$

quando non è attivo il free-cooling (figura di sinistra), mentre diventa:

$$Q_{gn,in} = E_x = Q_h - Q_c = Q_{gn,amb} - Q_{gn,out} \quad (2.168)$$

quando è attivo il free-cooling e il ciclo frigorifero è spento. Il bilancio è sostanzialmente identico nella forma, mentre ovviamente cambiano i valori delle energie scambiate e soprattutto i loro rapporti: il secondo si ottiene dal primo mettendo a zero i contributi per gli ausiliari e l'energia elettrica assorbita dal compressore.

Quindi occorre soltanto aggiungere ai parametri caratterizzanti il refrigeratore nel suo funzionamento standard l'EER e eventualmente l'AEF, un altro parametro analogo per il suo funzionamento in free cooling, l'Energy Efficiency Ratio in free-cooling:

$$EER_{free} = \frac{Q_{gn,out}}{E_{el,fan}} \quad (2.169)$$

dove:

$Q_{gn,out}$ è l'energia sottratta dalla batteria alettata raffreddata con aria esterna al fluido termovettore;

$E_{el,fan}$ è l'energia elettrica assorbita dal ventilatore che forza l'aria esterna attraverso la batteria.

La prestazione effettiva del refrigeratore con free cooling dipenderà in modo sostanziale dalla durata del periodo in cui, in presenza di carico di raffrescamento, la temperatura dell'aria si troverà in condizioni tali da poter raffreddare il fluido termovettore alla temperatura richiesta.

2.4.3.5 Specializzazione del coefficiente di prestazione

Il coefficiente di prestazione dichiarato dal costruttore, EER_{dcl} , secondo le specifiche norme di prodotto (serie UNI EN 14511 [14,15,16,17] e la UNI EN 14825 [18] per le macchine azionate elettricamente, serie UNI EN 12309 [19,20,21,22,23,24] per le macchine ad assorbimento, serie UNI EN 16905 [25,26,27,28,29] per le macchine azionate da motore endotermico), spesso non corrisponde alla definizione generale data dalla (2.153), ma è specializzato in relazione alla tecnologia di refrigeratore considerata.

2.4.3.5.1 Refrigeratore a compressione di vapore azionato da motore elettrico

Per il refrigeratore a compressione di vapore azionato da motore elettrico viene dichiarato un solo coefficiente di prestazione:

$$EER_{dcl} \Rightarrow EER_{el} \equiv Q_{gn,out} / (W_{gn,in} + W_{gn,aux}) \quad (2.170)$$

da cui, per le (2.154), (2.155), (2.156), (2.157), (2.158) e (2.159),:

$$EER_{net,el} = Q_{gn,out} / W_{gn,in} = EER_{cyl,vc} = EER_{el} \cdot (1 + \alpha_{aux}) \quad (2.171)$$

$$AEF_{el} = Q_{gn,out} / W_{gn,aux} = \frac{1 + \alpha_{aux}}{\alpha_{aux}} \cdot EEP_{el} \quad (2.172)$$

dove:

$W_{gn,in}$ è l'energia elettrica fornita al refrigeratore per il funzionamento del compressore, [kWh];

$W_{gn,aux}$ è l'energia elettrica assorbita dagli ausiliari a bordo macchina in condizioni di test (cioè senza gli assorbimenti elettrici dovuti alle perdite di carico nei circuiti esterni al condensatore e all'evaporatore), [kWh];

$EER_{cyl,vc}$ è il coefficiente di prestazione del ciclo termodinamico a compressione di vapore, [-].

La separazione del EER_{dcl} in $EER_{net,el}$ e AEF_{el} , che è in generale, necessaria per poter calcolare il coefficiente di prestazione in termini di energia primaria, PER_{gn} , dato per la (2.154) da:

$$PER_{gn} = \frac{Q_{gn,out}}{f_{P;E_x} E_x + f_{P;el} W_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{f_{P;E_x} E_x}{Q_{gn,out}} + \frac{f_{P;el} W_{gn,aux}}{Q_{gn,out}}} = \frac{1}{\frac{f_{P;E_x}}{EER_{net,el}} + \frac{f_{P;el}}{AEF_{el}}} \quad (2.173)$$

dove

$f_{P;E_x}$ è il fattore di conversione del vettore energetico E_x in energia primaria, [-];

$f_{P;el}$ è il fattore di conversione del vettore energetico elettrico in energia primaria, [-],

nel caso in considerazione, essendo il vettore energetico primario energia elettrica, $E_x = W_{gn,in}$, la (2.173) diventa:

$$PER_{gn;el} = \frac{Q_{gn,out}}{f_{P;el}(W_{gn,in} + W_{gn,aux})} = \frac{EER_{dcl}}{f_{P;el}} \quad (2.174)$$

2.4.3.5.2 Refrigeratore a compressione di vapore azionato da motore termico

Per il refrigeratore a compressione di vapore azionato da motore termico vengono dichiarati quattro distinti coefficienti di prestazione:

$$EER_{dcl} \Rightarrow EER_{net} \equiv \frac{Q_{gn,out,c}}{E_{fuel}} = \eta_{eng} \cdot \frac{Q_{gn,out,c}}{W_{eng}} = \eta_{eng} \cdot EER_{cyl,vc} \quad (2.175)$$

$$AEF_c = Q_{gn,out,c} / W_{aux} \quad (2.176)$$

$$EHRE_{f;c} = (Q_{gn,amb} + Q_{gn,R}) / E_{fuel} = \eta_{rec} \quad (2.177)$$

$$EHRE_{el;c} = (Q_{gn,amb} + Q_{gn,R}) / W_{aux} \quad (2.178)$$

dove:

$EHRE_{f;c}$ è l'efficienza di recupero termico dal motore termico rispetto al combustibile, [-];

$EHRE_{el;c}$ è l'efficienza di recupero termico dal motore termico rispetto al consumo elettrico, [-];

$Q_{gn,out,c}$ è l'energia asportata all'evaporatore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato evaporatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno all'evaporatore, [kWh]; cioè:

$$Q_{gn,out,c} = Q_c - k_{pi,e} \cdot W_{pi,e} \quad (2.179)$$

$Q_{gn,amb}$ è l'energia termica che viene recuperata al condensatore invece di essere smaltita in ambiente, se tale recupero viene effettuato, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato condensatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore [kWh]; cioè

$$Q_{gn,amb} = Q_h + k_{pi,c} \cdot W_{pi,c} \cdot Q_h / (Q_h + Q_R) \quad (2.180)$$

$Q_{gn,R}$ è l'energia termica recuperata dal motore termico del refrigeratore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato condensatore/recuperatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore, [kWh]; cioè:

$$Q_{gn,R} = Q_R + k_{pi,c} \cdot W_{pi,c} \cdot Q_R / (Q_h + Q_R) \quad (2.181)$$

η_{eng} è il rendimento termomeccanico del motore a combustione che aziona il refrigeratore, [-];

η_{rec} è la frazione recuperata dai fumi e dai fluidi di raffreddamento del motore dell'energia del combustibile impiegato, [-];

E_{fuel} è il vettore energetico combustibile utilizzato dal motore a combustione, [kWh];

W_{eng} è l'energia meccanica fornita dal motore termico al ciclo a compressione di vapore, [kWh];

$EER_{cyl,vc}$ è il coefficiente di prestazione del ciclo termodinamico a compressione di vapore, [-];

Se il combustibile che alimenta il motore termico è un gas, il coefficiente di prestazione dichiarato cambia nome e simbolo diventato il **"Gas Utilization Factor", GUE**, cioè:

$$GUE_{dcl,c} \Rightarrow GUE_c \equiv \frac{Q_{gn,out,c}}{E_{gas}} = \eta_{eng} \cdot \frac{Q_{gn,out,c}}{W_{eng}} = \eta_{eng} \cdot EER_{cyl,vc} \quad (2.182)$$

e l'efficienza di recupero termico dal condensatore e dal motore rispetto al combustibile diventa

$$EHRE_{gas;c} = (Q_{gn,amb} + Q_{gn,R}) / E_{gas} = \eta_{rec} \quad (2.183)$$

Il coefficiente di prestazione del refrigeratore complessivo del recupero termico, cioè quando produce simultaneamente "freddo" e "caldo", espresso in termini di *TER* (equazione (2.156)) è quindi

$$\begin{aligned} TER_{eng} &\equiv \frac{Q_{gn,out,c} + (Q_{gn,amb} + Q_{gn,R})}{E_{fuel}} = \frac{Q_{gn,out,c}}{E_{fuel}} + \frac{Q_{gn,amb}}{E_{fuel}} + \frac{Q_{gn,R}}{E_{fuel}} \\ &= \eta_{eng} \cdot \left(\frac{Q_{gn,out,c}}{W_{eng}} + \frac{Q_{gn,amb}}{W_{eng}} \right) + \eta_{rec} = (2 EER_{cyl,vc} + 1) + \eta_{rec} \\ &= EER_{dcl} + EHRE_{f;c} \end{aligned} \quad (2.184)$$

Se il combustibile è gas, il *TER* è normato dalla UNI EN 16905-4 [28], utilizzando nel *GUE* il pedice *shc* (*simultaneous heating and cooling*) come

$$GUE_{eng,shc} \equiv \frac{Q_{gn,out,c} + (Q_{gn,amb} + Q_{gn,R})}{E_{gas}} = EER_{dcl} + EHRE_{gas;c} \quad (2.185)$$

cioè

$$\begin{cases} TER_{eng} = (Q_{gn,out,c} + Q_{gn,amb} + Q_{gn,R}) / E_{fuel} = EER_{dcl} + EHRE_{f;c} \\ GUE_{eng,shc} = (Q_{gn,out,c} + Q_{gn,amb} + Q_{gn,R}) / E_{gas} = GUE_{dcl,c} + EHRE_{gas;c} \end{cases} \quad (2.186)$$

mentre il fattore di energia degli ausiliari per la prestazione simultanea di raffrescamento e riscaldamento diventa:

$$AEF_{shc} = \frac{Q_{gn,out,c}}{W_{gn,aux}} + \frac{Q_{gn,amb}}{W_{gn,aux}} + \frac{Q_{gn,R}}{W_{gn,aux}} = AEF_c + EHRE_{el;c} \quad (2.187)$$

Il coefficiente di prestazione effettivo del refrigeratore in **uso senza recupero** è quindi, in termini dei coefficienti dichiarati,

$$\begin{cases} EER_{gn,eng} = \frac{Q_{gn,out,c}}{E_{fuel} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{1/EER_{dcl} + 1/AEF_c} \\ GUE_{gn,eng,c} = \frac{Q_{gn,out,c}}{E_{gas} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{1/GUE_{dcl,c} + 1/AEF_c} \end{cases} \quad (2.188)$$

mentre in **produzione contemporanea di caldo e freddo tramite il recupero** si ha:

$$\begin{cases} EER_{gn,eng} = \frac{Q_{gn,out,c} + Q_{gn,amb} + Q_{gn,R}}{E_{fuel} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{1}{EER_{dcl}} + \frac{1}{AEF_c}} + \frac{1}{\frac{1}{EHRE_{f;c}} + \frac{1}{EHRE_{el;c}}} \\ GUE_{gn,eng,shc} = \frac{Q_{gn,out,c} + Q_{gn,amb} + Q_{gn,R}}{E_{gas} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{\frac{1}{GUE_{dcl}} + \frac{1}{AEF_c}} + \frac{1}{\frac{1}{EHRE_{gas;c}} + \frac{1}{EHRE_{el;c}}} \end{cases} \quad (2.189)$$

In termini di energia primaria si ha il **PER senza recupero**:

$$\begin{cases} PER_{f;eng} = \frac{Q_{gn,out,c}}{E_{fuel} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{f_{P,f}/EER_{dcl} + f_{P,el}/AEF_c} \\ PER_{gas;eng} = \frac{Q_{gn,out,c}}{E_{gas} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{f_{P,f}/GUE_{dcl,c} + f_{P,el}/AEF_c} \end{cases} \quad (2.190)$$

mentre in **produzione contemporanea di caldo e freddo tramite il recupero** si ha:

$$\begin{cases} PER_{f;eng} = \frac{1}{\frac{f_{P,f}}{EER_{dcl}} + \frac{f_{P,el}}{AEF_c}} + \frac{1}{\frac{f_{P,f}}{EHRE_{f;c}} + \frac{f_{P,el}}{EHRE_{el;c}}} \\ PER_{gas;eng} = \frac{1}{\frac{f_{P,gas}}{GUE_{dcl}} + \frac{f_{P,el}}{AEF_c}} + \frac{1}{\frac{f_{P,gas}}{EHRE_{gas;c}} + \frac{f_{P,el}}{EHRE_{el;c}}} \end{cases} \quad (2.191)$$

con $f_{P,f}$ fattore di conversione in energia primaria del generico combustibile.

2.4.3.5.3 Refrigeratore ad assorbimento/adsorbimento alimentato da fluido termovettore

Per il refrigeratore ad assorbimento/adsorbimento alimentato da fluido termovettore vengono dichiarati due distinti coefficienti di prestazione:

$$EER_{dcl} \Rightarrow EER_{net,th} = Q_{gn,out} / Q_{gn,in} = EER_{cyl,as} \quad (2.192)$$

$$AEF_{th,c} = Q_{gn,out} / W_{gn,aux} \quad (2.193)$$

da cui il coefficiente di prestazione globale del generatore è:

$$EER_{gn,th} = \frac{Q_{gn,out}}{Q_{gn,in} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{1/EER_{del} + 1/AEF_{tc,c}} \quad (2.194)$$

dove:

$Q_{gn,in}$ è l'energia termica ad alta temperatura fornita alla pompa di calore per il suo funzionamento, [kWh];

$EER_{cyl,as}$ è il coefficiente di prestazione del ciclo termodinamico ad assorbimento/adsorbimento, [-].

In termini di energia primaria si ha:

$$PER_{gn;th} = \frac{1}{f_{P;th}/EER_{th} + f_{P;el}/AEF_{th,c}} \quad (2.195)$$

dove

$f_{P;th}$ è il fattore di conversione in energia primaria del vettore termico fornito, [-];

$f_{P;el}$ è il fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica, [-].

2.4.3.5.4 Refrigeratore ad assorbimento/adsorbimento a fuoco diretto alimentato a gas

Per refrigeratore ad assorbimento/adsorbimento a fuoco diretto alimentato a gas, dove il coefficiente di prestazione dichiarato assume il nome di "gas utilization efficiency" (simbolo GUE): vengono dichiarati due distinti coefficienti di prestazione:

$$EER_{acl} = GUE_c \Rightarrow EER_{net,gas} \equiv \frac{Q_{gn,out}}{E_{gas}} = \eta_{comb} \cdot \frac{Q_{gn,out,c}}{Q_{gas}} = \eta_{comb} \cdot COP_{cyl,as} \quad (2.196)$$

$$AEF_c = Q_{gn,out} / W_{gn,aux} \quad (2.197)$$

da cui il coefficiente di prestazione globale del refrigeratore è:

$$EER_{gn,GUE} = \frac{Q_{gn,out}}{E_{gas} + W_{gn,aux}} = \frac{1}{1/GUE_c + 1/AEF_c} \quad (2.198)$$

dove:

E_{gas} è il vettore energetico gas utilizzato dalla pompa di calore per il suo funzionamento, [kWh];

$Q_{gn,out}$ è l'energia asportata dall'evaporatore, senza tener conto del contributo dovuto al recupero di energia dissipata dalla pompa/ventilatore lato evaporatore per vincere le perdite di carico dovute al solo circuito esterno al condensatore, [kWh]; equazione (2.148);

η_{comb} è il rendimento del combustore che aziona la pompa di calore, [-];

Q_{gas} è l'energia termica utile prodotta dal combustore e ceduta all'assorbitore, [kWh];

$EER_{cyl,as}$ è il coefficiente di prestazione del ciclo termodinamico ad assorbimento/adsorbimento, [-].

In termini di energia primaria si ha:

$$PER_{gn;GUE} = \frac{1}{f_{P;gas}/GUE_c + f_{P;el}/AEF_c} \quad (2.199)$$

2.4.3.5.5 Coefficiente di prestazione a carico parziale

Il coefficiente di prestazione di refrigeratore, EER , indipendentemente dalla sua specializzazione ($dcl = el; eng; th, GUE$), è in generale dipendente da diversi fattori, tra cui:

- g) la temperatura di evaporazione, quindi dalla temperatura della sorgente fredda (ambiente da cui si sottrae energia termica);
- h) la temperatura di condensazione, quindi dalla temperatura del pozzo caldo (ambiente a cui si fornisce energia termica a temperatura superiore a quella di prelievo);
- i) il fattore di carico utile a cui la macchina si trova a funzionare;

cioè

$$EER_{dcl} = f(\theta_c, \theta_h, FC) \quad (2.200)$$

dove:

θ_c è la temperatura di riferimento per la sorgente fredda, [°C];

θ_h è la temperatura di riferimento per il pozzo caldo, [°C];

FC è il fattore di carico utile con cui funziona la macchina in un determinato istante o intervallo di tempo [-], definito come:

$$FC(\theta_c, \theta_h) \equiv \frac{\Phi_{gn,out}(\theta_c, \theta_h)}{\Phi_{gn,out,N}(\theta_c, \theta_h)} \quad (2.201)$$

dove:

$\Phi_{gn,out}$ è la potenza termica effettivamente estratta dal refrigeratore funzionante tra le temperature (θ_c, θ_h) , [W];

$\Phi_{gn,out,N}$ è la potenza termica frigorifera nominale (massima) estraibile dal refrigeratore operante tra le stesse temperature (θ_c, θ_h) [W].

Si considera infine disaccoppiabile l'effetto delle temperature di sorgente fredda e pozzo caldo da quello del fattore di carico, assumendo che il coefficiente di prestazione sia calcolabile come:

$$EER_{dcl} = EER_N(\theta_c, \theta_h) \cdot f_{EER}(FC) \quad (2.202)$$

dove:

EER_N è il coefficiente di prestazione in condizioni nominali (potenza estratta massima) del refrigeratore funzionante tra le temperature (θ_c, θ_h) , [-];

f_{EER} è il fattore di correzione del EER_N che tiene conto della variazione del EER al variare del fattore di carico utile FC , [-].

Per i tre casi in cui il coefficiente di prestazione dichiarato non tiene conto dell'energia assorbita dagli ausiliari ($dcl = eng; th, GUE$), occorre disporre anche del fattore energetico degli ausiliari, AEF_{dcl} , in funzione delle variabili che ne condizionano il valore. Tale fattore può considerarsi dipendente dal solo fattore di carico utile, FC , cioè:

$$AEF_{dcl} = AEF_N \cdot f_{AEF}(FC) \quad (2.203)$$

dove:

AEF_N è il fattore energetico degli ausiliari in condizioni nominali (potenza estratta massima) del refrigeratore [-];

f_{AEF} è il fattore di correzione dell' AEF_N che tiene conto della variazione del AEF al variare del fattore di carico utile FC , [-].

I costruttori devono quindi fornire un insieme di coefficienti di prestazione nominali per diverse condizioni normate di funzionamento per poter valutare correttamente la prestazione a pieno carico con diversi valori delle temperature della sorgente fredda e del pozzo caldo. Possono inoltre fornire direttamente il fattore di correzione del EER_N (o altro parametro ad esso correlato) e dell' AEF_N a diverse condizioni di carico.

2.4.3.6 Modalità di regolazione intrinseca dei refrigeratori

I refrigeratori si differenziano tra di loro anche in base al tipo di regolazione intrinseca adottata, intendendo con tale termine la regolazione interna della macchina non modificabile in fase di inserimento in un sistema di climatizzazione.

In generale le tipologie di regolazione adottate sono:

- regolazione tutto o niente (ON-OFF), su macchine a mono-compressore o ad assorbimento;
- regolazione tutto o niente (ON-OFF), su macchine pluri-compressore o compressore multistadio;
- regolazione modulante, ad inverter su macchine a compressione azionate elettricamente o per modulazione di fiamma o portata di fluido termovettore al generatore per macchine ad assorbimento.

I refrigeratori modulari non sono altro che una disposizione in parallelo di più generatori, ognuno dei quali può essere regolato con una delle tipologie di regolazione su indicate, gestita con una logica sequenziale in funzione della potenza richiesta.

Le tre tipologie di regolazione indicate hanno un elemento comune, la grandezza controllata, differenziato a seconda della tipologia di fluido termovettore impiegato nel circuito di distribuzione all'utenza.

j) fluido termovettore interno acqua:

l'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate è che la **grandezza controllata** è in ogni caso la **temperatura del fluido termovettore in mandata all'evaporatore**, $\theta_{ev,out}$.

In generale si ha sempre:

$$\theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \leq \theta_{ev,out} \leq \theta_{SET,f} + 0.5\Delta\theta_{SET,f} \quad (2.204)$$

dove

$\theta_{SET,f}$ temperatura di setpoint per il fluido termovettore in uscita dall'evaporatore (temperatura obbiettivo della regolazione), in [°C];

$\Delta\theta_{SET,f}$ ampiezza della banda di regolazione per il fluido termovettore in uscita dall'evaporatore, in [°C],

quello che cambia tra i vari metodi di regolazione è la modalità che si adotta per soddisfare tale condizione al variare del carico, modalità che verranno esplicitate quando si descrivono i modelli di calcolo.

Tale setpoint può essere poi asservito anche ad altre grandezze, in funzione del tipo di controllo principale (master control) adottato in fase di progettazione dell'intero sistema; ad esempio, alla temperatura dell'aria esterna tramite una sonda di temperatura sull'aria esterna.

k) **fluido termovettore interno aria o fluido frigorigeno (espansione diretta) macchine non canalizzate:**

l'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate è in questo caso la **temperatura dell'aria dell'ambiente o zona servita, θ_a** .

Nel caso più semplice, controllo ON-OFF, si ha la seguente funzione di controllo:

$$\theta_{SET,a} - 0.5\Delta\theta_{SET,a} \leq \theta_a \leq \theta_{SET,a} + 0.5\Delta\theta_{SET,a} \quad (2.205)$$

dove

$\theta_{SET,a}$ temperatura di setpoint per l'aria ambiente, in [°C];

$\Delta\theta_{SET,a}$ ampiezza della banda di regolazione per l'aria ambiente, in [°C],

Mentre per gli altri casi la logica di regolazione è più complessa e verrà affrontata quando vengono descritti i modelli di calcolo.

l) **fluido termovettore interno aria o fluido frigorigeno (espansione diretta) macchine canalizzate:**

in questo caso si ricade di fatto nella condizione delle macchine con fluido all'utenza acqua, cioè si controlla la temperatura dell'aria di uscita dall'evaporatore e immessa nelle canalizzazioni dell'aria.

3 Struttura del codice relativo alla nuova parte di impianti

In questa fase di sviluppo software sono state poste le basi per la creazione di tutti i futuri componenti dell'impianto di climatizzazione. A tal fine sono state create delle strutture che fossero sufficientemente generiche da potersi adattare a qualsiasi componente e che consentissero la comunicazione fra tali componenti e con i componenti già presenti nelle librerie di OpenBPS, relativi all'ambiente esterno ed alle zone climatizzate o non climatizzate. Nei prossimi paragrafi verrà descritta tale struttura.

3.1 Nuove classi relative agli impianti

Per la descrizione dell'impianto sono state create tre classi principali:

1. una classe pubblica "manager/contenitore": *HVACSystem*;
2. una classe pubblica per il generico elemento di impianto: *HVACcomponent*;
3. una classe pubblica per il generico modello di componente: *HVACCustomElement*.

È stata creata poi un'ulteriore classe *HVACSingleZoneElement*, che eredita da *HVACcomponent*, di cui tuttavia se ne sta valutando l'utilità e che potrebbe essere cancellata in una prossima fase di sviluppo.

3.1.1 HVACSystem: il sistema impiantistico

La classe chiamata *HVACSystem* è stata creata per contenere tutti gli elementi collegati fisicamente in una rete impiantistica.

L'edificio per il quale è stato definito il modello geometrico può avere una o più reti impiantistiche, ovvero una delle proprietà dell'edificio, introdotta in questa fase di sviluppo, ha lo scopo di contenere la lista di uno o più oggetti di tipo *HVACSystem*.

Il singolo oggetto di tipo *HVACSystem* è un oggetto contenitore e gestore degli elementi costituenti una rete impiantistica.

Tale oggetto contiene infatti la lista dei componenti appartenenti alla rete impiantistica ed ha come compito principale, quello di lanciare per ciascuno di tali componenti i relativi metodi responsabili delle azioni di:

- controllo;
- inizializzazione;
- calcolo;
- consolidamento dei risultati di timestep.

3.1.2 HVACcomponent

La classe relativa al generico elemento di impianto ha, fra le altre proprietà e metodi, le seguenti proprietà fondamentali:

- un tipo: *HVACElementType* che ne descrive la natura (Generatore, Emittitore, Pompa, Tubo, ecc.);
- una lista di *WorkingPeriods* che serve, quando necessario, a definire degli intervalli temporali in cui erogare un servizio (ad esempio per una macchina a ciclo frigorifero attivabile solo nel periodo estivo, verrà definito un unico intervallo di operatività associato alla modalità operativa di raffrescamento);
- un array di Parametri: che dovrebbe contenere dati di input fissi nel tempo;

- un array di Parametri aggiuntivi: che serve per stoccare parametri non inseriti dall'utente, ma calcolati, ad esempio in fase di inizializzazione, e riutilizzati durante la simulazione;
- un Modello: ovvero un'istanza della classe *HVACCustomElement* che contenga i dati di un modello di componente, in presenza di tale campo l'array di Parametri è coincidente con l'array di parametri del modello;
- un array di Input: che contenga i dati di input al modello di calcolo;
- un array di Output: che contenga i dati di output del modello di calcolo;
- degli array di stoccaggio di input ed output precedenti, se l'oggetto ne dovesse aver bisogno;
- una lista di InputPair, nella quale sono descritti per ogni input il collegamento con il relativo output di un altro componente;
- un moltiplicatore (usato attualmente solo per gli emettitori);

ed i seguenti metodi fondamentali:

- *Check*;
- *Initialize*;
- *ReadInput*;
- *Calculate*;
- *HasConverged*;
- *TimeConverged*.

La classe di cui si sta valutando la reale utilità *HVACSingleZoneElement*, eredita da questa classe estendendone le proprietà con altre proprietà, fra le quali la più rilevante è la zona in cui si trova. Qualora si decidesse che qualsiasi componente debba essere collegato ad una ed una sola zona, tale classe potrebbe essere riassorbita dalla sua classe padre *HVACcomponent*.

Qualsiasi elemento quindi dell'impianto può ereditare da una di queste due classi per specificare il suo metodo di calcolo ed aggiungere eventuali altre proprietà.

In linea di principio le classi che ereditano possono tenere buoni tutti i metodi della classe padre tranne il metodo di calcolo.

All'interno della specificazione del metodo di calcolo è sempre utile eseguire il metodo di calcolo base (ovvero quello della classe padre *HVACcomponent*), in quanto al suo interno è contenuto l'algoritmo di lettura degli input dai relativi output degli altri componenti, come definiti nella relativa lista di accoppiamento (InputPair).

Da tali classi padre, ad esempio, sono state implementate le seguenti classi figlie (nello specifico tutte figlie di *HVACSingleZoneElement*):

- *FanCoil*: per i ventilconvettori;
- *Boiler*: per la caldaia a condensazione;
- *HeatPump*: per la pompa di calore invertibile;
- *Pipe*: per i tubi della distribuzione;
- *HVACSplitter*: come distributore da cui si dipartono più tubazioni d'impianto;
- *Mixer*: come collettore di più tubazioni in un'unica tubazione.

Tali classi contengono i metodi di calcolo specifici per lo specifico elemento di impianto.

3.1.3 HVACCustomElement

Questa classe è stata creata per contenere i dati di un modello di componente.

Ad esempio, il ventilconvettore di taglia XY verrà prima creato come una istanza di *HVACCustomElement* ed in seguito assegnato a tutti i terminali di emissione di quel modello, distribuiti nelle diverse zone. In questo modo, qualora fosse necessario cambiare un solo dato di “targa” di un elemento, sarà possibile farlo una volta sola per vedere cambiati tutti i relativi riferimenti negli elementi ad esso collegati.

3.2 Collegamento Edificio-Impianto

Come detto inizialmente viene definito uno o più sistemi impiantistici per l’edificio oggetto di studio. Ogni timestep viene chiamato ciascun *HVACSystem*, che ha il compito di chiamare il metodo di calcolo di ciascuno dei componenti appartenenti alla rete ad esso associata. I componenti che hanno un effetto diretto su di una zona, come un tubo che disperde calore o un terminale di emissione, conterranno all’interno del loro metodo di calcolo gli algoritmi per assegnare alla zona in cui sono stati collocati i relativi flussi di calore.

3.3 Definizione dell’impianto all’interno dell’edificio

È stata infine realizzata una parte di interfaccia grafica utente (Graphical User Interface o “GUI”) rudimentale, per la definizione di un sistema impiantistico. Tale interfaccia permette di definire una lista di elementi e di creare in automatico la lista di accoppiamento fra tali elementi. Non sono ancora gestiti però sistemi impiantistici che abbiano più generatori operanti in parallelo fra loro, per questo dovrà essere creata una classe “contenitore” aggiuntiva.

4 Modelli dei sistemi di emissione

I principali sistemi di emissione nel seguito modellati sono uno di tipo “passivo”, il corpo scaldante, che è impiegato per il solo al riscaldamento ambientale, e uno “attivo” (nel senso che richiede un ausiliario per funzionare, il ventilconvettore, che invece può essere utilizzato sia per il riscaldamento sia per il raffrescamento ambientale. In entrambi i casi i modelli sviluppati sono basati sui dati di targa reperibili facilmente sui cataloghi dei costruttori.

4.1 Corpi e superfici scaldanti

Le norme tecniche relative ai vari tipi di terminali di emissione [30, 31, 32] forniscono le curve caratteristiche, le potenze termiche nominali e il valore dell'esponente n della curva caratteristica, la cui equazione è data da:

$$\Phi_{em} = B \cdot \Delta\theta_{em}^n \quad (3.1)$$

dove:

Φ_{em} è la potenza termica dell'unità terminale, [W];

B è una costante del componente¹, dichiarata dal fabbricante, [W/ Kⁿ];

$\Delta\theta_{em}$ è la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente, [K];

n è l'esponente della curva caratteristica, dichiarato dal fabbricante, [-].

Definita la temperatura media del terminale di emissione come la media aritmetica delle temperature di mandata e di ritorno del fluido termovettore, cioè:

$$\theta_{em} = \frac{\theta_{em,f} + \theta_{em,r}}{2} \quad (3.2)$$

la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente impiegata nella definizione della curva caratteristica dei terminali di emissione è la differenza tra la temperatura media dell'emettitore e la temperatura ambiente, cioè:

$$\Delta\theta_{em} = \theta_{em} - \theta_a = \frac{\theta_{em,f} + \theta_{em,r}}{2} - \theta_a \quad (3.3)$$

dove:

$\Delta\theta_{em}$ è la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente, [K];

θ_{em} è la temperatura media dell'emettitore, [K];

$\theta_{em,f}$ è la temperatura di mandata del fluido termovettore al terminale di emissione, [°C];

¹ Nel caso di sistemi modulari la costante può essere per unità di elemento o di superficie.

$\theta_{em,r}$ è la temperatura di ritorno del fluido termovettore dal terminale di emissione, [°C];

θ_a è la temperatura dell'ambiente in cui si trova il terminale, [°C].

La potenza termica nominale, $\Phi_{em;N}$, definita nelle norme tecniche di prodotto è la potenza ottenuta sulla curva caratteristica in corrispondenza della differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente nominale, $\Delta\theta_{em;N}$, fissata dalla stessa normativa tecnica, e non deve essere confusa con la potenza di progetto, che deve essere determinata sulla stessa curva caratteristica in corrispondenza della differenza $\Delta\theta_{em;des}$ di progetto. Se sono note la potenza termica nominale e la differenza di temperatura nominale, la potenza termica in condizioni di progetto è ricavabile come:

$$\Phi_{em;des} = B \cdot \Delta\theta_{em;des}^n = \frac{\Phi_{em;N}}{\Delta\theta_{em;N}^n} \cdot \Delta\theta_{em;des}^n = \Phi_{em;N} \cdot \left(\frac{\Delta\theta_{em;des}}{\Delta\theta_{em;N}} \right)^n \quad (3.4)$$

dove:

$\Phi_{em;N}$ è la potenza termica nominale dichiarata dal fabbricante, [W];

$\Delta\theta_{em;N}$ è la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente nominale definita nelle norme tecniche di prodotto, [K];

$\Delta\theta_{em;des}$ è la differenza di temperatura media fluido termovettore-ambiente di progetto, [°C].

Ad esempio, nel caso di radiatori, il $\Delta\theta_{em;N}$ fissati dalla UNI EN 442 è pari a 50 K e in corrispondenza di tale valore la curva caratteristica fornisce il valore nominale di potenza termica $\Phi_{em;N}$ dichiarato nella documentazione tecnica, unitamente al valore dell'esponente n della curva caratteristica.

Se la temperatura media di progetto $\Delta\theta_{em;des}$ sulla base della quale è assunta la potenza di progetto $\Phi_{em;des}$ è pari a 30 K, si avrà:

$$\Phi_{em;des} = \Phi_{em;N} \cdot \left(\frac{\Delta\theta_{em;des}}{\Delta\theta_{em;N}} \right)^n = \Phi_{em;N} \cdot \left(\frac{30}{50} \right)^n \quad (3.5)$$

Nel caso in cui non sia noto il valore dell'esponente n (unità terminali per le quali non sia prescritta la marcatura CE o unità terminali di costruzione antecedente alla emanazione delle specifiche norme tecniche) è possibile utilizzare i valori riportati nella Tabella 2.

Tipo di unità terminale	n
Radiatori	1,30
Termoconvettori	1,40
Pannelli radianti	1,10
Aerotermini e ventilconvettori	1,00
Batterie alettate	1,00

Tabella 2– Valori medi dell'esponente caratteristico n (Fonte: adattato da UNI TS 11300-2:2019)

La potenza termica dei terminali di emissione è anche determinabile tramite il bilancio entalpico sul fluido termovettore, cioè come:

$$\Phi_{em} = \dot{m}_{em} \cdot c_w \cdot (\theta_{em,f} - \theta_{em,r}) \quad (3.6)$$

dove

Φ_{em} è la potenza termica dell'unità terminale, [W];

$\dot{m}_{em}$ è la portata massica di fluido termovettore, [kg/s];

c_w è la capacità termica massica del fluido termovettore (liquido, normalmente acqua), [J/(kg K)];
 $\theta_{em,f}$ è la temperatura di mandata del fluido termovettore al terminale di emissione, [°C];
 $\theta_{em,r}$ è la temperatura di ritorno del fluido termovettore dal terminale di emissione, [°C].

Eguagliando le due espressioni della potenza termica, equazioni (3.1) e (3.6), e tenuto conto della definizione data dalla (3.4), si ottiene la seguente relazione:

$$\dot{m}_{em} \cdot c_w \cdot (\theta_{em,f} - \theta_{em,r}) = \frac{B}{2^n} \cdot (\theta_{em,f} + \theta_{em,r} - 2\theta_a)^n \quad (3.7)$$

che lega tra di loro la portata circolante e le temperature di mandata, ritorno e ambiente attraverso il coefficiente caratteristico del terminale di emissione, B , e il suo esponente n .

Se si conoscono la portata e la temperatura di mandata del fluido termovettore ed è assegnato il tipo di terminale di emissione (noti B e n) e la temperatura dell'ambiente con cui scambia termicamente, l'equazione (3.7) può essere risolta in modo approssimato rispetto all'unica incognita, la temperatura di ritorno.

Definita una temperatura di ritorno adimensionale, θ , come:

$$\theta = \frac{\theta_{em,r}}{\theta_{em,f} - 2\theta_a} \quad (3.8)$$

dalla (3.7) sostituendo si ottiene:

$$\frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c_w \cdot \theta_{em,f}}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^n} - \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c_w}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^{n-1}} \cdot \theta = (1 + \theta)^n \quad (3.9)$$

un'equazione in θ che può essere risolta in modo approssimato sostituendo al termine $(1 + \theta)^n$ la sua espansione in serie troncata al terzo ordine, cioè:

$$(1 + \theta)^n \cong 1 + n \cdot \theta + \frac{n \cdot (n-1)}{2} \cdot \theta^2 + \frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)}{6} \cdot \theta^3 \quad (3.10)$$

ottenendo un'equazione algebrica di terzo grado:

$$\left[\frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)}{6} \right] \cdot \theta^3 + \left[\frac{n \cdot (n-1)}{2} \right] \cdot \theta^2 + \left[n + \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c_w}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^{n-1}} \right] \cdot \theta + \left[1 - \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c \cdot \theta_{em,f}}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^n} \right] = 0 \quad (3.11)$$

Tale equazione, valida per $n > 1$, per $n = 1$ si riduce alla seguente semplice relazione lineare esatta (non più approssimata):

$$\left[1 + \frac{2 \cdot \dot{m}_{em} \cdot c_w}{B} \right] \cdot \theta + \left[1 - \frac{2 \cdot \dot{m}_{em} \cdot c_w \cdot \theta_{em,f}}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)} \right] = 0 \quad (3.12)$$

per la quale si trova immediatamente la soluzione come:

$$\theta_{em,r} = \theta \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a) = \frac{2 \cdot \dot{m}_{em} \cdot c_w \cdot \theta_{em,f} - B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)}{B + 2 \cdot \dot{m}_{em} \cdot c_w} \quad (3.13)$$

Se θ_1 , θ_2 e θ_3 sono invece le tre radici reali e distinte dell'equazione(3.11), la temperatura di ritorno effettiva alle condizioni date è quella che soddisfa la condizione:

$$\theta_a \leq (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^n \cdot \theta_x \leq \theta_{em,f} \quad (3.14)$$

cioè

$$\theta_{em,r} = (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^n \cdot \theta_x \quad (3.15)$$

con $x = 1$ o 2 o 3 , che indica quale delle tre radici θ_1 , θ_2 e θ_3 soddisfa la condizione (3.14).

Posto

$$\begin{aligned} a &= \left[\frac{3}{(n-2)} \right] \\ b &= \left[n + \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^{n-1}} \right] / \left[\frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)}{6} \right] \\ c &= \left[1 - \frac{2^n \cdot \dot{m}_{em} \cdot c \cdot \theta_f}{B \cdot (\theta_{em,f} - 2\theta_a)^n} \right] / \left[\frac{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)}{6} \right] \end{aligned} \quad (3.16)$$

le equazioni che consentono di determinare le radici del polinomio di 3° grado sono:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= S + T - \frac{1}{3}a \\ \theta_2 &= -\frac{1}{2}(S + T) - \frac{1}{3}a + i \frac{\sqrt{3}}{2}(S - T) \\ \theta_3 &= -\frac{1}{2}(S + T) - \frac{1}{3}a - i \frac{\sqrt{3}}{2}(S - T) \end{aligned}$$

con

$$\begin{aligned} S &= \sqrt[3]{R + \sqrt{Q^3 + R^2}} \\ T &= \sqrt[3]{R - \sqrt{Q^3 + R^2}} \\ Q &= \frac{3b - a^2}{9} \\ R &= \frac{9ab - 27c - 2a^3}{54} \end{aligned} \quad (3.17)$$

NOTA: S e T possono essere numeri complessi anche se poi le radici risultano tutte reali.

Se il discriminante $\Delta = Q^3 + R^2$ è definito positivo ($\Delta > 0$), la soluzione possibile è la sola θ_1 ; se il discriminante è nullo ($\Delta = 0$) si hanno due soluzioni reali ($\theta_2 = \theta_3$ essendo $(S - T) = 0$) e occorre verificare qual è la radice che soddisfa la condizione (3.14).

Se il discriminante $\Delta = Q^3 + R^2$ è definito negativo ($\Delta < 0$), si hanno tre radici reali che si determinano più rapidamente come:

$$\begin{aligned}
 \theta_1 &= 2\sqrt{-Q} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{3}\right) - \frac{a}{3} \\
 \theta_2 &= 2\sqrt{-Q} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{3} + 120^\circ\right) - \frac{a}{3} \\
 \theta_3 &= 2\sqrt{-Q} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{3} + 240^\circ\right) - \frac{a}{3}
 \end{aligned}
 \tag{3.18}$$

con

$$\cos(\alpha) = R/\sqrt{-Q^3}$$

Determinata in tal modo la temperatura di ritorno, cioè $\theta_{em,r}$, è possibile calcolare direttamente la potenza termica ceduta all'ambiente con l'equazione caratteristica (3.2).

4.2 Ventilconvettori

Il ventilconvettore è una macchina che permette di trasferire energia termica da una corrente fluida a un'altra corrente fluida, nello specifico da un liquido (acqua) all'aria ambiente, e, spesso, provvede anche alla deumidificazione dell'aria anche se non rientrerebbe nelle sue specifiche progettuali. Il modello qui schematizzato è costituito da due organi principali: la batteria di scambio termico e il ventilatore. Può inoltre essere presente quale organo di controllo un termostato sull'acqua o sull'aria che agisce sul ventilatore in modo on-off o proporzionale (se ventilatore a portata variabile).

Le prestazioni del ventilconvettore dipendono dalle sue caratteristiche costruttive, dalle temperature e dalle portate dei fluidi termovettori.

Il modello di seguito descritto tratta in modo dettagliato lo scambio termico nella batteria alettata nell'ipotesi di regime quasi-stazionario utilizzando un metodo $\epsilon - NTU$ modificato per scambiatore controcorrente. Per la completa definizione del problema occorre conoscere i coefficienti di scambio termico globali relativi alle condizioni di funzionamento a secco e con superfici bagnate; tali coefficienti vengono desunti dai dati di targa in funzionamento invernale ed estivo della specifica unità che si vuole simulare. In Figura 34 è riportata una schematizzazione della batteria alettata.

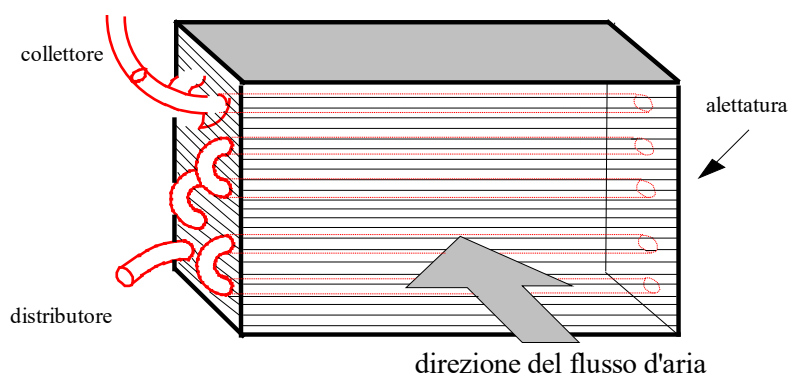


Figura 34 – Schema batteria alettata del ventilconvettore.

4.2.1 Modello matematico

Il modello matematico del ventilconvettore è costituito:

- dal modello della batteria di scambio termico, che calcola le condizioni dell'aria umida in uscita in funzione delle condizioni in ingresso, della portata d'aria imposta dal ventilatore e delle caratteristiche (portata, temperatura) del fluido termovettore;

- da un modello di sistema di regolazione e controllo locale, che comprende la logica di modifica automatica della velocità del ventilatore tra quelle disponibili.

4.2.1.1 Modello della batteria alettata

La batteria alettata che riscalda o raffredda l'aria ambiente, in relazione a una modalità di funzionamento invernale o estivo del ventilconvettore, è un particolare tipo di scambiatore di calore, che in regime di raffrescamento può operare anche una deumidificazione: il vapore d'acqua presente nell'aria condensa sulla superficie esterna della batteria. Le usuali relazioni caratterizzanti le prestazioni degli scambiatori (es. $\epsilon - NTU$) definite per scambi termici puramente sensibili (in assenza di condensazione) non sono più valide; occorre quindi ridefinire il problema quando si è in presenza di condensazione.

Il flusso termico specifico su una superficie fredda a contatto con una miscela binaria aria secca-vapore d'acqua (aria umida) sarà costituito da due termini, uno scambio termico convettivo tra la miscela e la superficie, φ_{cv} , e uno diffusivo, φ_D , dovuto alla diffusione del componente acqua dalla massa d'aria umida verso la superficie dove per effetto della condensazione si ha una concentrazione inferiore.

Posto $\theta = T - T_0$ [°C], con $T_0 = 273.15$ [K], sarà quindi:

$$\varphi = \varphi_{cv} + \varphi_D = h_{cv,e}(\langle\theta_a\rangle - \theta_s) + D_m \cdot \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_s) \cdot (\langle x \rangle - x_s) \quad (3.19)$$

dove

φ_{cv}	componente convettiva del flusso termico areico, in [W/m ²];
φ_D	componente diffusiva del flusso termico areico, in [W/m ²];
$h_{cv,e}$	coefficiente di scambio termico superficiale convettivo, in [W/(m ² K)];
$\langle\theta_a\rangle$	temperatura media dell'aria di sezione tra due alette, in [°C];
θ_s	temperatura della superficie dell'aletta, in [°C];
D_m	coefficiente di diffusione di massa, in [kg/(s m ²)];
$\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_s)$	entalpia di transizione di fase liquido-vapore alla temperatura della superficie, in [J/kg _{H2O}];
$\langle x \rangle$	umidità massica dell'aria media di sezione tra due alette, in [kg _{H2O} /kg _{DA}].
x_s	umidità massica dell'aria a contatto con l'aletta, in [kg _{H2O} /kg _{DA}].

avendo assunto:

1. la temperatura media del film liquido condensato pari a quella della superficie, θ_s ;
2. il coefficiente di diffusione di massa D_m costante e indipendente dalla temperatura.

Per la miscela aria secca-vapore di acqua si ha:

$$c_{p;MA} = c_{p;DA} + x \cdot c_{p;wv} \quad (3.20)$$

con

$c_{p;DA}$	capacità termica specifica dell'aria secca, in [J/(kg K)];
$c_{p;wv}$	capacità termica specifica del vapore d'acqua, in [J/(kg K)];

da cui se si assumono costanti le due capacità termiche specifiche si ha

$$c_{p;MA} = c_{p;MA}(x) \quad (3.21)$$

Dividendo e moltiplicandola (3.19) per $c_{p;MA}$ ed avendo assunto:

3. l'entalpia di transizione di fase $\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}$ costante e pari al suo valore al punto triplo $\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(0^\circ C) = \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)PT}$

si ottiene

$$\begin{aligned} \varphi = \frac{h_{cv,e}}{c_{p;MA}(x)} & \left[c_{p;MA}(x) \cdot (\langle \theta_a \rangle - \theta_s) + \frac{c_{p;MA}(x) \cdot D_m \cdot \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)PT}}{h_{cv,e}} \cdot (\langle x \rangle - x_s) \right] = \\ \frac{h_{cv,e}}{c_{p;MA}(x)} & \left[c_{p;DA} \cdot (\langle \theta_a \rangle - \theta_s) + \left(c_{p;wv} \cdot \langle \theta_a \rangle + \frac{c_{p;MA}(x) \cdot D_m \cdot \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)PT}}{h_e} \right) \langle x \rangle - \right. \\ & \left. \left(c_{p;wv} \cdot \theta_s + \frac{c_{p;MA}(x) \cdot D_m \cdot \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)PT}}{h_{cv,e}} \right) x_s \right] \end{aligned} \quad (3.22)$$

Per

$$\frac{c_{p;MA}(x) \cdot D_m}{h_{cv,e}} = L_e \cong 1 \quad (3.23)$$

L_e numero di Lewis, condizione sufficientemente verificata per aria umida a pressione atmosferica, la (3.22) si riduce a:

$$\varphi = \frac{h_{cv,e}}{c_{p;MA}(x)} [h^{(MA)} - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_s)] \quad (3.24)$$

dove

$h^{(MA)}$ è l'entalpia specifica dell'aria umida (MA), in [J/kg_{D.A.}];

$h_{SAT}^{(MA)}(\theta_s)$ è l'entalpia specifica dell'aria umida (MA) in condizioni di saturazione alla temperatura θ_s , in [J/kg_{D.A.}];

Considerando un elemento infinitesimo della batteria di scambio termico e sostituendo al coefficiente di scambio termico convettivo superficiale, h_e , un coefficiente corretto che tenga conto della presenza di un'alettatura, U_e , il flusso termico scambiato dall'aria umida con la superficie esterna della batteria è:

$$d\Phi = \frac{U_e}{c_{p;MA}(x)} [h^{(MA)} - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_s)] dA_e \quad (3.25)$$

mentre il bilancio dell'energia relativo alla corrente di aria umida è:

$$d\dot{Q}_{MA} = -\dot{m}_{DA} dh^{(MA)} \quad (3.26)$$

Per il lato acqua della batteria, attribuendo a questo anche la resistenza termica della parete interposta tra i due fluidi, si ha:

$$d\Phi = \frac{1}{1/C_{tubo} + 1/h_i} (\theta_s - \theta_w) dA_i = U_i (\theta_s - \theta_w) \cdot \xi \cdot dA_e \quad (3.27)$$

dove

- C_{tubo} è la conduttanza termica del sistema tubazione-aletta riferita alla superficie interna della tubazione, in $[W/(m^2 K)]$;
- h_i è il coefficiente di scambio termico superficiale convettivo tra superficie interna del tubo e acqua, in $[W/(m^2 K)]$;
- θ_s è la temperatura superficiale esterna dell'aletta, in $[^\circ C]$;
- θ_w è la temperatura media di sezione del liquido termovettore nel tubo, in $[^\circ C]$;
- dA_i è l'area infinitesima della superficie interna del tubo, in $[m^2]$;
- dA_e è l'area infinitesima della superficie esterna dell'aletta, in $[m^2]$;
- ξ è il fattore geometrico adimensionale tra superficie di tubo per superficie di aletta.

mentre il bilancio dell'energia relativo al fluido termovettore è:

$$d\dot{Q}_w = \dot{m}_w c_{p,w} d\theta_w \quad (3.28)$$

con

$c_{p,w}$ capacità termica specifica del liquido fluido termovettore, in $[J/(kg K)]$.

Definendo

$$c_{SAT} = \frac{h_{SAT}^{(MA)}(\theta_s) - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_w)}{\theta_s - \theta_w} = f(\theta_s, \theta_w) \quad (3.29)$$

con

$h_{SAT}^{(MA)}(\theta)$ entalpia dell'aria umida in condizioni di saturazione alla temperatura θ , in $[J/kg_{DA}]$;

e sostituendo la(3.29) nella (3.27) si ottiene

$$d\Phi = \frac{U_i \cdot \xi \cdot dA_e}{c_{SAT}(\theta_s, \theta_w)} [h_{SAT}^{(MA)}(\theta_s) - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_w)] \quad (3.30)$$

Sommando la (3.25) con la (3.30) si ricava:

$$\frac{d\Phi}{dA_e} \cdot \left[\frac{c_{p,MA}(x)}{U_e} + \frac{c_{SAT}(\theta_s, \theta_w)}{U_i \cdot \xi} \right] = h^{(MA)} - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_w) \quad (3.31)$$

Posto

$$U^* = \left[\frac{c_{p,MA}(x)}{U_e} + \frac{c_{SAT}(\theta_s, \theta_w)}{U_i \cdot \xi} \right]^{-1} \quad (3.32)$$

il flusso termico infinitesimo scambiato tra le due correnti fluide può essere espresso come:

$$d\Phi = U^*(x, \theta_s, \theta_w) \cdot [h^{(MA)} - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_w)] dA_e \quad (3.33)$$

equazione che, insieme alla (3.26) e alla (3.28), definisce in forma differenziale il modello della batteria di scambio termico. Però mentre nella (3.33) e nella (3.26) la variabile indipendente è l'entalpia dell'aria umida, nella (3.28) compare la temperatura dell'acqua. Per rendere consistenti tra loro le equazioni occorre allora introdurre una seconda trasformazione di coordinate (la prima è rappresentata dalla (3.29)) che consenta di esplicitare il legame fisico rappresentato dalla (3.28) in funzione dell'entalpia dell'aria umida.

Dalla definizione semplificata di entalpia dell'aria umida in condizioni di saturazione:

$$h_{SAT}^{(MA)}(\theta) = c_{p,DA} \cdot \theta + x_{SAT}(\theta) \cdot \left(\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)PT} + c_{p,wv} \cdot \theta \right) \quad (3.34)$$

si ricava

$$\begin{aligned} \frac{dh_{SAT}^{(MA)}}{d\theta} &= c_{p,DA} + c_{p,wv} \cdot x_{SAT}(\theta) + \left(\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)PT} + c_{p,wv} \cdot \theta \right) \cdot \frac{dx_{SAT}(\theta)}{d\theta} = \\ &= c_{p,MA;SAT}(\theta) + \left(\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)PT} + c_{p,wv} \cdot \theta \right) \frac{dx_{SAT}(\theta)}{d\theta} = g(\theta) \end{aligned} \quad (3.35)$$

da cui, si ottiene la trasformazione

$$d\theta = \frac{1}{g(\theta)} dh_{SAT}^{(MA)}(\theta) \quad (3.36)$$

Sostituendo la (3.36) nella (3.28) si ottiene infine

$$d\dot{Q}_w = \dot{m}_w \frac{c_{p,w}}{g(\theta_w)} dh_{SAT}^{(MA)}(\theta_w) \quad (3.37)$$

Posto

$$\dot{C}_{DA} = \dot{m}_{DA} \quad ; \quad \dot{C}_w = \dot{m}_w \frac{c_{p,w}}{g(\theta_w)} \quad (3.38)$$

il sistema di equazioni differenziali ordinarie che descrivono il comportamento della batteria di scambio termico in presenza di deumidificazione risulta essere, nell'ipotesi dello stato quasi stazionario:

$$\begin{aligned} d\dot{Q}_{MA} &= -\dot{C}_{DA} dh^{(MA)} \\ d\dot{Q}_w &= \dot{C}_w dh_{SAT}^{(MA)}(\theta_w) \\ d\Phi &= U^* \cdot \left[h^{(MA)} - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_w) \right] dA_e \end{aligned} \quad (3.39)$$

Le equazioni (3.39) sono formalmente identiche alle equazioni di governo dello scambio termico in una batteria "secca", cioè in assenza di formazione di condensa sul lato aria. Per descrivere le prestazioni della batteria "umida" è possibile quindi utilizzare le equazioni integrali fornite, ad esempio, dal metodo $\epsilon - NTU$, purché si sostituisca alle temperature le entalpie dell'aria umida e dell'aria umida in condizioni di saturazione alla temperatura dell'acqua refrigerata, e si usino le "portate di capacità" definite dalla (3.38).

Per uno scambiatore cross-flow a correnti non miscelate, quale è una batteria alettata, si ha:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \epsilon \cdot \dot{Q}_{max} \\ \dot{Q}_{max} &= \dot{C}_{min} (\theta_{h,in} - \theta_{c,in}) \\ \epsilon &= 1 - \exp \left[\frac{NTU^{0.22}}{\dot{C}_R} (e^{-\dot{C}_R NTU^{0.78}} - 1) \right] \quad ; \quad NTU = \frac{AU}{\dot{C}_{min}} \quad \dot{C}_R = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \end{aligned} \quad (3.40)$$

e quindi per la batteria alettata "umida" si ha

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \epsilon \cdot \dot{Q}_{max} \\ \dot{Q}_{max} &= \dot{C}_{DA} \left[h_{in}^{(MA)} - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_{w;in}) \right] \\ \epsilon &= 1 - \exp \left[\frac{NTU^{0.22}}{\dot{C}_R} (e^{-\dot{C}_R NTU^{0.78}} - 1) \right] \quad ; \quad \dot{C}_R = \frac{\dot{C}_{DA}}{\dot{C}_w} \\ NTU &= \int_0^L \frac{U^*}{\dot{C}_{DA}} dA_e = \frac{A_e}{\dot{C}_{DA}} \langle U^* \rangle \quad ; \quad \dot{C}_R = (1 - \langle \dot{C}_R \rangle)\end{aligned}\tag{3.41}$$

avendo applicato il teorema della media all'integrale e **approssimando la media del prodotto con il prodotto delle medie** (ipotesi vera se la covarianza tra le due quantità è nulla). Il valore medio della trasmittanza e del rapporto tra le portate di capacità termica, per la (3.32) e la (3.38), sono dati da:

$$\begin{aligned}\langle U^* \rangle &= \left[\frac{\langle c_{p;MA}(x) \rangle}{U_e} + \frac{\langle c_{SAT}(\theta_s, \theta_w) \rangle}{U_i \cdot \xi} \right]^{-1} \\ \langle \dot{C}_R \rangle &= \frac{\dot{m}_{DA}}{\dot{m}_w c_{p;w}} \langle g(\theta_w) \rangle\end{aligned}\tag{3.42}$$

mentre i valori medi che compaiono nelle (3.42) sono **approssimati** con le:

$$\begin{aligned}\langle c_{p;MA}(x) \rangle &\cong c_{p;MA}(x_{in}) \\ \langle c_{SAT}(\theta_s, \theta_w) \rangle &\cong \frac{h_{SAT}^{(MA)}(\theta_{w;out}) - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_{w;in})}{\theta_{w;out} - \theta_{w;in}} = c_{SAT}(\theta_{w;out}, \theta_{w;in}) \\ \langle g(\theta_w) \rangle &= \left\langle \frac{dh_{SAT}^{(MA)}}{d\theta} \right\rangle \cong \frac{h_{SAT}^{(MA)}(\theta_{w;out}) - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_{w;in})}{\theta_{w;out} - \theta_{w;in}} = c_{SAT}(\theta_{w;out}, \theta_{w;in})\end{aligned}\tag{3.43}$$

Le **equazioni risolventi** nelle ipotesi riportate risultano quindi essere:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \epsilon \cdot \dot{Q}_{max} \\ \dot{Q}_{max} &= \dot{m}_{DA} \left[h_{in}^{(MA)} - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_{w;in}) \right] \\ \epsilon &= 1 - \exp \left[\frac{NTU^{0.22}}{\dot{C}_R} (e^{-\dot{C}_R NTU^{0.78}} - 1) \right] \quad ; \quad \dot{C}_R = \frac{\dot{m}_{DA} \cdot c_{SAT}(\theta_{w;out}, \theta_{w;in})}{\dot{m}_w c_{p;w}} \\ NTU &= \frac{A_e U^*}{\dot{m}_{DA}} \cdot (1 - \dot{C}_R) = \frac{1}{\dot{m}_{DA}} \left[\frac{c_{p;MA}(x_{in})}{A_e U_e} + \frac{c_{SAT}(\theta_{w;out}, \theta_{w;in})}{A_i U_i} \right]^{-1}\end{aligned}\tag{3.44}$$

Le (3.44) risultano implicite in $\theta_{w;out}$ (temperatura dell'acqua in uscita dalla batteria) e vanno risolte quindi in modo iterativo, note le condizioni d'ingresso per le due correnti fluide e i coefficienti di scambio termico globali esterno ($A_e U_e$) e interno ($A_i U_i$).

4.2.1.2 Stima dei coefficienti globali di scambio termico

I coefficienti di scambio termico non vengono calcolati in modo dettagliato, a partire dalla geometria della batteria, ecc., dati normalmente non disponibili, ma derivati dai dati di prestazione in condizioni nominali

usualmente riportati sugli opuscoli informativi dei produttori. A tale scopo viene impiegato il metodo del Bypass Factor per separare il coefficiente di scambio termico globale nella sua componente lato aria e lato acqua e poter quindi simulare il più correttamente possibile le condizioni di funzionamento fuori progetto.

I coefficienti di scambio termico globali, esterno ($A_e U_e$) e interno ($A_i U_i$), vengono quindi in tale modo ricavati direttamente dai dati di targa del ventilconvettore, cioè la potenza termica globale, $\dot{Q}_{C,tot}$, e quella latente, $\dot{Q}_{C,l}$, richieste in raffrescamento, e la potenza termica fornita in riscaldamento, $\dot{Q}_H$, con un metodo modificato rispetto a quello presentato in [33].

Nell'ambito dell'aeraulica, l'energia termica specifica trasferita viene ripartita **convenzionalmente** in due componenti dette **calore sensibile**, $q_{C;s}$ e **calore latente**, $q_{C;l}$, le cui definizioni, posto (i_w) essere lo stato termodinamico di un'aria umida con temperatura pari alla temperatura di ingresso, $\theta_{MA,in}$, e umidità assoluta pari all'umidità massica in uscita, x_{out} , sono:

$$\begin{aligned} q_{C;s} &= \frac{\dot{Q}_{C,s}}{\dot{m}_{DA}} = h_{iw}^{(MA)} - h_{out}^{(MA)} = c_{p;MA}(x_{out})(\theta_{MA,in} - \theta_{MA,out}) \\ q_{C;l} &= \frac{\dot{Q}_{C,l}}{\dot{m}_{DA}} = h_{in}^{(MA)} - h_{iw}^{(MA)} = h_{in}^{(MA)} \cdot (x_{in} - x_{out}) \end{aligned} \quad (3.45)$$

noti $\dot{Q}_{C,s}$, $\dot{Q}_{C,l}$ e $\dot{m}_{DA}$ e le condizioni d'ingresso, $h_{in}^{(MA)}$, $\theta_{MA,in}$ e x_{in} , è possibile ricavare dalle (3.45) in successione:

$$\begin{aligned} h_{iw}^{(MA)} &= h_{in}^{(MA)} - q_{C;l} \\ x_{out} &= x(h_{iw}^{(MA)}, \theta_{MA,in}) \\ h_{out}^{(MA)} &= h_{in}^{(MA)} - (q_{C;s} + q_{C;l}) \end{aligned} \quad (3.46)$$

le condizioni dell'aria umida in uscita.

Note le condizioni dell'aria umida in uscita e le condizioni d'ingresso, applicando alle equazioni (3.44) una procedura iterativa, è possibile calcolare il coefficiente di scambio termico entalpico globale, $A_e U^*$ (kg/s). Per poter pervenire invece alla stima del coefficiente di scambio termico globale esterno, $A_e U_e$, ed interno, $A_i U_i$, occorre ricavare la temperatura media superficiale della batteria alettata lato aria.

L'efficienza di una batteria alettata deumidificante non è mai tale da poter portare l'aria trattata ad una temperatura pari a quella superficiale. Le caratteristiche dell'aria in uscita dalla batteria possono essere quindi definite come l'effetto di una miscelazione tra un'aria umida che si porta alle condizioni di saturazioni relative alla temperatura superficiale media della batteria (θ_{dp} , *temperatura di rugiada della batteria*) e un'altra che si mantiene nelle condizioni d'ingresso.

Il rapporto in massa tra l'aria che risulta, secondo tale schema, non trattata e la massa totale entrante viene chiamato **Fattore di Bypass**, che si dimostra essere pari a:

$$BF = \frac{\dot{m}_{DA,by}}{\dot{m}_{DA}} = \frac{h_{out}^{(MA)} - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_{dp})}{h_{in}^{(MA)} - h_{SAT}^{(MA)}(\theta_{dp})} = \frac{x_{out} - x_{SAT}(\theta_{dp})}{x_{in} - x_{SAT}(\theta_{dp})} \quad (3.47)$$

Il punto caratterizzante lo stato dell'aria trattata si trova allora sul segmento di retta congiungente le condizioni d'ingresso e quelle caratteristiche del punto di rugiada della batteria, nel piano (h-x), con pendenza pari a:

$$\frac{dh}{dx} = \frac{h_{out}^{(MA)} - h_{in}^{(MA)}}{x_{out} - x_{in}} \quad (3.48)$$

Il punto di rugiada della batteria può quindi essere definito come l'**intersezione** con la curva di saturazione della retta passante per le condizioni d'ingresso ($h_{in}^{(MA)}$ e x_{in}) e di pendenza data dalla (3.48). Calcolata in tal modo la temperatura di rugiada della batteria, θ_{dp} , è possibile calcolare con la (3.47) il fattore di bypass.

Il fattore di bypass a sua volta risulta essere il complementare all'unità dell'efficienza ϵ_s , in un processo di scambio termico tra l'aria umida e una superficie a temperatura uniforme, $\theta_s = \theta_{dp}$, che ha come equazioni di governo:

$$\begin{aligned} \epsilon_s &= 1 - BF = 1 - \exp(NTU) \\ NTU &= \frac{A_e U_e}{\dot{m}_{DA} c_{p;MA}(x_{in})} \end{aligned} \quad (3.49)$$

da cui si ottiene il coefficiente di scambio termico globale esterno, e per l'ultima delle (3.44) l'interno:

$$\begin{aligned} A_e U_e &= \dot{m}_{DA} c_{p;MA}(x_{in}) \ln(1 - BF) \\ A_i U_i &= c_{SAT}(\theta_{w;out}, \theta_{w;in}) \cdot \left[\frac{1}{A_e U^*} - \frac{c_{p;MA}(x_{in})}{A_e U_e} \right]^{-1} \end{aligned} \quad (3.50)$$

I coefficienti dati dalle (3.50) sono relativi alla batteria "umida", cioè in presenza di condensato sulla superficie esterna. In modalità di riscaldamento o in raffrescamento ma in assenza di formazione di condensa, il coefficiente di scambio che è soggetto a variazioni è esclusivamente quello esterno (per portate d'acqua fisse e pari a quelle nominali). In tal caso il diverso coefficiente di scambio esterno viene stimato come:

$$\langle A_e U_e \rangle_{dry} = \left[\frac{1}{A_e U_g} - \frac{1}{A_i U_i} \right]^{-1} \quad (3.51)$$

dove U_g è il coefficiente di scambio termico globale ricavato applicando una procedura iterativa alle (3.40), note le condizioni dell'aria umida in ingresso, la potenza termica fornita in riscaldamento, $\dot{Q}_H$, e le condizioni in uscita date da:

$$\left. \begin{aligned} h_{out}^{(MA)} &= h_{in}^{(MA)} + q_H = h_{in}^{(MA)} + \frac{\dot{Q}_H}{\dot{m}_{DA}} \\ x_{out} &= x_{in} \end{aligned} \right\} \rightarrow \theta_{out} \quad (3.52)$$

4.2.2 Regolazione

Sono state previste due modalità di regolazione per il ventilconvettore:

1. una più semplice, tipicamente impiegata in questo tipo di emettitori, che prevede una regolazione basata sulla temperatura di mandata dell'aria in ambiente,
2. ed una più complessa che prevede la regolazione sia basata sul collegamento con una sonda di zona (ad esempio WiFi), in grado di comunicare la temperatura operante della zona in cui è collocato il ventilconvettore, al ventilconvettore stesso.

Questa seconda modalità di regolazione è stata prevista in quanto nella fase di test sul caso studio fornito da Enea, è utilizzata una regolazione sulla temperatura operante delle zone, come definito dalla normativa EN

ISO 52016-2 e si è pertanto dovuto allinearsi a questa richiesta per potersi confrontare con i risultati ottenuti in precedenza, in fase di fabbisogno termico utile, nonché con i risultati ottenuti dal Politecnico di Torino.

4.2.2.1 Regolazione ON-OFF sulla temperatura di mandata

Il ventilconvettore, per mantenere sotto le più generali condizioni di carico, i livelli di temperatura richiesti dall'utenza, è dotato di un sistema di regolazione interno. Il sistema di controllo è del tipo ON-OFF con banda e a logica invertita se in funzionamento invernale (riscaldamento) o estivo (raffrescamento)

Riscaldamento

La logica di controllo si basa sul cercare di mantenere la temperatura dell'aria all'uscita del ventilconvettore, $\theta_{a,out}$, non discoste dal valore desiderato definito dalla temperatura di set point invernale, $\theta_{SET;H}$. Per fare ciò, il controllore, che agisce esclusivamente sull'accensione o spegnimento del ventilatore, utilizza un ulteriore valore di set point (la differenza di temperatura che definisce la "banda morta"), $\Delta\theta_{SET;H}$, e come informazioni, il valore attuale della temperatura dell'aria in uscita ed il valore al passo temporale precedente, $\theta_{a,out}(t)$ e $\theta_{a,out}(t + \Delta t)$.

La banda di funzionamento è quindi definita dalle seguenti disequazioni:

$$\begin{aligned}
 \theta_{a,out} < \theta_{SET;H} - 0.5 \Delta\theta_{SET;H} & \Rightarrow ON \\
 \theta_{a,out} > \theta_{SET;H} + 0.5 \Delta\theta_{SET;H} & \Rightarrow OFF \\
 \theta_{SET;H} - 0.5 \Delta\theta_{SET;H} \leq \theta_{a,out} \leq \theta_{SET;H} + 0.5 \Delta\theta_{SET;H} & \\
 \Rightarrow \begin{cases} \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) < 0 & \Rightarrow ON \\ \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) > 0 & \Rightarrow OFF \end{cases} & (3.53)
 \end{aligned}$$

N.B. : Perché il sistema abbia un funzionamento stabile, $\Delta\theta_{SET;H}$, deve essere superiore al massimo incremento di temperatura che il ventilconvettore è in grado di conferire all'aria.

Raffrescamento

La logica di controllo si basa sul cercare di mantenere la temperatura dell'aria all'uscita del ventilconvettore, $\theta_{a,out}$, non discoste dal valore desiderato definito dalla temperatura di set point estivo, $\theta_{SET;C}$. Per fare ciò, il controllore, che agisce esclusivamente sull'accensione o spegnimento del ventilatore, utilizza un ulteriore valore di set point (la differenza di temperatura che definisce la "banda morta"), $\Delta\theta_{SET;C}$, e come informazioni, il valore attuale della temperatura dell'aria in uscita ed il valore al passo temporale precedente, $\theta_{a,out}(t)$ e $\theta_{a,out}(t + \Delta t)$.

La banda di funzionamento è quindi definita dalle seguenti disequazioni:

$$\begin{aligned}
 \theta_{a,out} < \theta_{SET;C} - 0.5 \Delta\theta_{SET;C} & \Rightarrow OFF \\
 \theta_{a,out} > \theta_{SET;C} + 0.5 \Delta\theta_{SET;C} & \Rightarrow ON \\
 \theta_{SET;C} - 0.5 \Delta\theta_{SET;C} \leq \theta_{a,out} \leq \theta_{SET;C} + 0.5 \Delta\theta_{SET;C} & \\
 \Rightarrow \begin{cases} \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) < 0 & \Rightarrow OFF \\ \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) > 0 & \Rightarrow ON \end{cases} & (3.54)
 \end{aligned}$$

N.B. : Perché il sistema abbia un funzionamento stabile, $\Delta\theta_{SET;C}$, deve essere superiore al massimo decremento di temperatura che il ventilconvettore è in grado di conferire all'aria.

4.2.2.2 Regolazione ON-OFF sulla temperatura operante di zona

Come nel precedente caso è stata implementata una regolazione a banda attorno ad un valore di setpoint della temperatura operante di zona.

In regime di riscaldamento il ventilconvettore si spegnerà quando la temperatura che leggerà dal sensore di zona sarà maggiore del valore di set point più mezza banda e si riaccenderà quando tale temperatura scenderà al di sotto del valore di setpoint meno mezza banda.

In regime di raffrescamento il ventilconvettore si spegnerà quando la temperatura letta dal sensore di zona sarà inferiore al valore di setpoint meno mezza banda, e si riaccenderà quando tale temperatura salirà oltre il valore di setpoint più mezza banda.

Per entrambi i casi è stata scelta una banda di 1 °C attorno al valore di setpoint della temperatura operante di zona, che varia da zona a zona, così come definito in fase di scelta dei dati di input per il caso studio.

5 Modelli dei sistemi di distribuzione

Il progetto OpenBPS (Open Building Simulation tool) è stato implementato in c# seguendo la logica della programmazione orientata agli oggetti. Pertanto, ogni unità concettuale è stata tradotta in una classe a se stante che conterrà, una volta istanziata, i valori numerici delle sue proprietà e sarà responsabile dei calcoli che le competono all'interno della simulazione dinamica. Vi saranno componenti legati ad oggetti fisici e componenti che avranno il compito di gestire l'interazione fra di essi. Anche i componenti del sistema di distribuzione vengono prodotti e gestiti in questa logica.

La prestazione del sistema di distribuzione consiste nel trasferire energia termica dal sistema di generazione o di accumulo al sistema di emissione in ambiente e questa è tanto maggiore quanto minore è la perdita di energia che si ha durante tale trasferimento. In generale tale prestazione può essere evidenziata tramite il bilancio energetico sul box funzionale, così come descritto al paragrafo 1.2, in termini di energia persa nell'assolvere un certo servizio, o tramite un rendimento del sistema di distribuzione. A titolo esemplificativo consideriamo il servizio riscaldamento (H) e una distribuzione idronica, il sottosistema di distribuzione ha, in tal caso e con riferimento a Figura 35, in ingresso $Q_{D,H,in}$ e in uscita $Q_{D,H,out}$.

L'ausiliario è costituito da una pompa di circolazione che assorbe l'energia elettrica $W_{D,H}$ che viene tutta dissipata in energia termica, parte recuperata dal fluido termovettore (l'energia cinetica fornita dalla pompa per vincere le perdite di carico si trasforma in energia interna incrementando la temperatura del fluido), parte dissipata nell'ambiente.

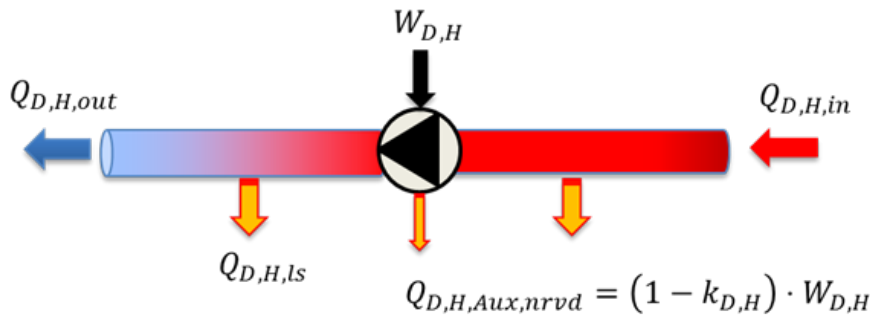


Figura 35 – Schema funzionale della distribuzione idronica per il servizio riscaldamento.

Le perdite termiche di processo $Q_{H,D,ls}$ in questo caso sono le perdite dovute allo scambio termico tra fluido-tubazione-ambiente, che possono esser calcolate analiticamente in come:

$$Q_{H,D,ls} = \sum_{i=1}^N A_{d,i} U_{d,i} (\theta_{w,i} - \theta_{a,i}) \Delta t \quad (5.1)$$

dove

- $A_{d,i} U_{d,i}$ coefficiente di scambio termico globale tra fluido e ambiente, in [W/K];
- $\theta_{w,i}$ temperatura media del fluido termovettore nel tratto i-esimo della distribuzione, in [°C];
- $\theta_{a,i}$ temperatura dell'aria dell'ambiente con cui interagisce la tubazione, in [°C];

Δt intervallo di tempo di calcolo considerato, in [s].

L'equazione caratteristica del BOX relativo alla distribuzione, per la (1.11), è data da:

$$Q_{H,D,out} = Q_{H,D,in} - Q_{H,D,ls} + k_{H,D} \cdot W_{H,D} \quad (5.2)$$

dove

$W_{H,D}$ è l'energia elettrica assorbita dal circolatore, in [kJ];

$k_{H,D}$ è il fattore di recupero della pompa (quale percentuale dell'energia assorbita viene trasferita al fluido termovettore con un incremento della sua entalpia), in [-].

La (5.14) ci consente di definire un rendimento della distribuzione come rapporto tra quanto viene fornito ai terminali e quanto si ha in ingresso al sistema di distribuzione, come

$$\eta_{H,D} = \frac{Q_{H,D,out}}{Q_{H,D,in}} = 1 - \frac{Q_{H,D,ls}}{Q_{H,D,in}} + \frac{k_{H,D} \cdot W_{H,D}}{Q_{H,D,in}} \leq 1 \quad (5.3)$$

Come già evidenziato al paragrafo 1.2, quest'approccio ha il difetto di basarsi sui valori assoluti (definiti positivi) delle quantità in gioco, obbligando a considerare in modo distinto il bilancio espresso dalla (5.2) se il fluido termovettore ha una temperatura media inferiore a quella dell'ambiente (caso del **raffrescamento**). In tal caso, per essere consistenti, la (5.2) va riscritta come:

$$Q_{C,D,out} = Q_{C,D,in} + Q_{C,D,gain} + k_{C,D} \cdot W_{C,D} \quad (5.4)$$

dove $Q_{C,D,ls} = Q_{C,D,gain} > 0$

le perdite diventano guadagni e cambiando il segno nell'equazione sono sempre quantità positive.

Di conseguenza il rendimento della distribuzione deve essere modificato nella sua definizione come rapporto tra quanto immesso e quanto fornito ai terminali, cioè

$$\eta_{C,D} = \frac{Q_{C,D,in}}{Q_{C,D,out}} = 1 / \left(1 + \frac{Q_{C,D,gain}}{Q_{C,D,in}} + \frac{k_{C,D} \cdot W_{C,D}}{Q_{C,D,in}} \right) \leq 1 \quad (5.5)$$

L'approccio simulativo aggira tale problema considerando, come prestazione del sistema di distribuzione il valore della temperatura o entalpia specifica del fluido termovettore fornito ai terminali d'impianto a seguito delle interazioni termiche della distribuzione con gli ambienti che la ospitano, cioè, nell'ipotesi di stato stazionario, **presi positivi i flussi entranti** e escludendo transizioni di fase se il fluido è aria umida, per

$$\Phi_{D,out} - \Phi_{D,in} = \dot{m}_f \cdot c_f (\theta_{f,out} - \theta_{f,in}) = \Phi_{D,gain} + k_D \cdot \dot{W}_D \quad (5.6)$$

con

$\dot{m}_f$ portata massica fluido termovettore nella distribuzione, in [kg/s];

c_f capacità termica specifica massica a pressione costante del fluid termovettore, in [kJ/(kg K)];

$\theta_{f,out}$ temperature di uscita del fluido termovettore dalla distribuzione, in [°C];

$\theta_{f,in}$ temperature di ingresso del fluido termovettore nella distribuzione, in [°C];

$\Phi_{D,gain}$ potenza termica scambiata con l'ambiente, **positiva se entrante, negativa se uscente**, in [W];

$k_D \cdot \dot{W}_D$ potenza termica introdotta nel fluido termovettore per le dissipazioni degli ausiliari, in [W]

Dalla (5.6) si ricava la temperatura di uscita come

$$\theta_{f,out} = \theta_{f,in} + \frac{1}{\dot{m}_f \cdot c_f} (\Phi_{D,gain} + k_D \cdot \dot{W}_D) \quad (5.7)$$

da cui:

- se si è in regime di riscaldamento sarà $\Phi_{D,gain} < 0$ e si ha $\theta_{f,out} < \theta_{f,in}$
- se si è in regime di raffreddamento sarà $\Phi_{D,gain} > 0$ e si ha $\theta_{f,out} > \theta_{f,in}$

Il segno di $\Phi_{D,gain}$, essendo questo pari a

$$\Phi_{D,gain} = \sum_{i=1}^N A_{d,i} U_{d,i} (\theta_{a,i} - \bar{\theta}_{f,i}) \quad (5.8)$$

è automaticamente determinato dalle differenze di temperature medie ($\theta_{a,i} - \bar{\theta}_{f,i}$): se $\theta_{a,i} - \bar{\theta}_{f,i} > 0$, $\Phi_{D,gain} > 0$ si ha un guadagno termico, se invece $\theta_{a,i} - \bar{\theta}_{f,i} < 0$, $\Phi_{D,gain} < 0$ si ha una perdita di energia.

5.1 Distribuzione con fluido termovettore acqua o aria

Sono stati presi in considerazione due modelli di calcolo:

1. un primo modello, non implementato, valido sia per sistemi di distribuzione ad acqua che aria, caratterizzato da una soluzione analitica, ma il quale non considera le capacità del fluido termovettore ed ignora la dipendenza temporale del coefficiente di scambio dovuto al fenomeno di convezione interna al tubo di distribuzione;
2. un secondo modello, che è stato in seguito implementato, che non ha una soluzione analitica, bensì deve essere risolto numericamente, e che ancora opera delle semplificazioni, ma tenendo in considerazione la capacità della tubazione e del fluido termovettore e la variabilità del coefficiente di scambio dovuta alla convezione forzata presente internamente alla tubazione

5.1.1 Modello di calcolo stazionario

L'insieme delle equazioni (5.6) e (5.7) di fatto costituisce la base del modello di calcolo nell'ipotesi di validità dell'ipotesi di stato quasi stazionario.

Il modello di calcolo stazionario può essere però affinato integrando per ogni tratto di condotta, canale o tubazione considerata nella distribuzione, l'equazione differenziale di bilancio energetico data da:

$$\dot{m}_f \cdot c_f \frac{d\theta_f(x)}{dx} = -U_{d,i} w_{d,i} (\theta_f(x) - \theta_{a,i}) \quad (5.9)$$

dove

- $U_{d,i}$ trasmittanza termica del tratto i-esimo di distribuzione definito alla superficie esterna, in $[W/(m^2 \cdot K)]$;
- $w_{d,i}$ perimetro esterno del tratto di distribuzione considerato, in $[m]$;
- $\theta_f(x)$ temperatura media di sezione del fluido termovettore, in $[^\circ C]$;
- $\theta_{a,i}$ temperature dell'ambiente attraversato dal tratto i-esimo di distribuzione, in $[^\circ C]$.

L'integrazione della (5.9) porta alla seguente soluzione:

$$\theta_f(x) = \theta_{a,i} + (\theta_{f,in} - \theta_{a,i}) e^{-\frac{U_{d,i} w_{d,i}}{\dot{m}_f \cdot c_f} x} \quad (5.10)$$

da cui si può calcolare il valore medio della temperatura del fluido termovettore sulla lunghezza L_i del tratto i -esimo di distribuzione come

$$\theta_{f,av,i} = \theta_{a,i} + (\theta_{f,in} - \theta_{a,i}) \frac{1}{L_i} \int_0^{L_i} e^{-\frac{U_{d,i} w_{d,i}}{\dot{m}_f \cdot c_f} x} dx = \theta_{a,i} + (\theta_{f,in} - \theta_{a,i}) \frac{1 - e^{-\frac{U_{d,i} A_{d,i}}{\dot{m}_f \cdot c_f}}}{\frac{U_{d,i} A_{d,i}}{\dot{m}_f \cdot c_f}} \quad (5.11)$$

e la temperatura di uscita direttamente come

$$\theta_{f,out} = \theta_{a,i} + (\theta_{f,in} - \theta_{a,i}) e^{-\frac{U_{d,i} A_{d,i}}{\dot{m}_f \cdot c_f}} \quad (5.12)$$

dove

$A_{d,i} = w_{d,i} L_i$ è l'area superficiale esterna de tratto i -esimo di distribuzione, in $[m^2]$.

Dal punto di vista simulativo, è sufficiente utilizzare la (5.12) per determinare il valore della temperatura del fluido termovettore da ogni tratto di distribuzione e utilizzarla come temperatura di ingresso per il tratto successivo fino ad arrivare ai terminali d'impianto, con le seguenti avvertenze:

- occorre spezzare la distribuzione in modo da avere tratti con:
 - portata costante al loro interno;
 - caratteristiche della tubazione, condotto o canale e del suo isolamento uniformi.

La temperatura media del fluido termovettore, data dalla (5.11), serve solo se si vuole calcolare in modo diretto la perdita o guadagno termico tramite la (5.21).

La perdita o guadagno per interazione termica con l'ambiente circostante può in alternativa e ad esclusione del tratto in cui è inserita la pompa essere direttamente calcolata come:

$$\Phi_{D,gain} = \dot{m}_f \cdot c_f (\theta_{f,out} - \theta_{f,in}) \quad (5.13)$$

5.1.2 Modello di calcolo dinamico semplificato con risoluzione numerica

Il modello implementato è un modello semplificato, a parametri concentrati, usato anche in altri software di simulazione dinamica, che valuta gli effetti delle perdite di calore del sistema di distribuzione e dei tempi di scarico e carico termico della relativa rete. Gli utenti possono definire l'ambiente in cui si trova il tubo; qualora tale dato, invece, non fosse fornito, il programma lo considererà esposto all'ambiente esterno, usando la temperatura esterna a bulbo secco e la velocità del vento fornite nel file climatico (per futuri sviluppi, in quanto al momento il coefficiente di scambio superficiale è mantenuto fisso). Quando invece è stata definita una "Zona" a cui è associato il tubo, viene utilizzata la temperatura dell'aria media di volume della zona ed un coefficiente di scambio convettivo per il momento fisso, per non appesantire troppo il calcolo. In quest'ultimo caso lo scambio di calore fra tubo e zona è incluso nei calcoli del bilancio termico dell'aria per la specifica zona.

Sempre per non appesantire troppo il calcolo, al momento non è prevista una suddivisione in lunghezza del tubo, ma una modifica in tal senso sarebbe facilmente implementabile, nel frattempo, eventualmente, potrebbero essere inseriti più tubi, uno per ciascun volume desiderato. Il tubo, pertanto, è considerato come un unico volume di controllo, con un nodo per il fluido che scorre internamente al tubo ed un nodo per la

parte capacitiva delle superfici del tubo. Il fluido e il tubo hanno infatti una capacità termica, mentre l'isolante attorno al tubo è considerato come strato puramente resistivo (nessuna massa termica).

Il coefficiente di scambio superficiale interno è calcolato considerando il flusso convettivo in un tubo e la trasmittanza dell'isolante U_{ext} , contiene il coefficiente di scambio superficiale convettivo esterno ed è calcolata, utilizzando l'analogia elettrica, come una trasmittanza termica in stato stazionario per geometria cilindrica.

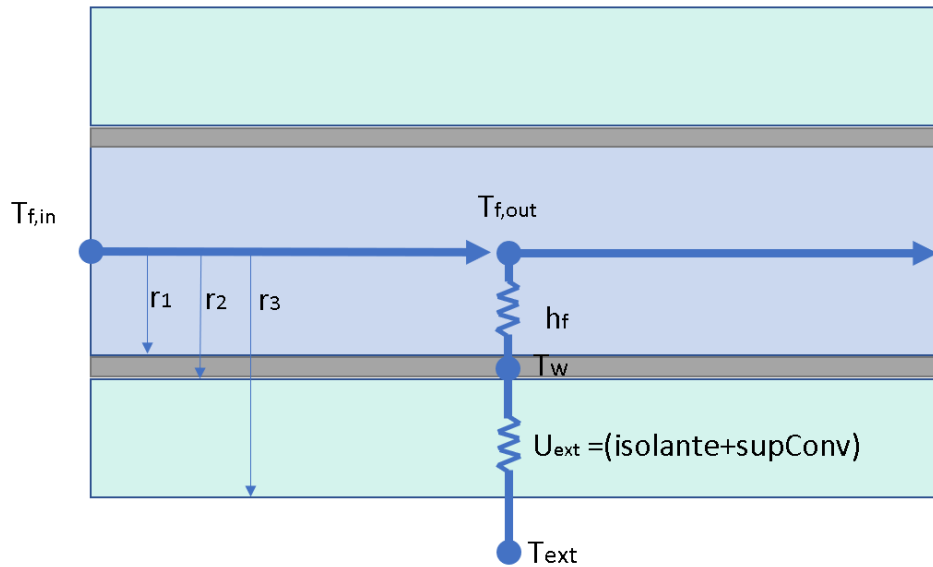


Figura 36 – OpenBPS: volume di controllo per il calcolo delle perdite di distribuzione.

Le semplificazioni adottate sono le seguenti:

1. resistenza strato capacitivo ignorata;
2. capacità isolante ignorata;
3. coefficiente di scambio superficiale verso l'ambiente fisso (di facile estensione a coefficienti variabili);
4. proprietà del fluido per il calcolo della convezione interna non definibili dall'utente, prese pari a quelle dell'acqua (di facile implementazione l'estensione all'aria).

Le equazioni differenziali ordinarie per i due nodi capacitivi sono:

$$M_f C_{p,f} \frac{dT_{f,out}}{dt} = \dot{m} C_{p,f} (T_{f,in} - T_{f,out}) - h_f (2\pi r_1 L) (T_{f,out} - T_w) \quad (5.14)$$

$$M_w C_{p,w} \frac{dT_w}{dt} = h_f (2\pi r_1 L) (T_{f,out} - T_w) - U_{ext} (2\pi r_2 L) (T_w - T_{ext}) \quad (5.15)$$

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{r_2}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_2}{r_3} \frac{1}{h_{ext}}} \quad (5.16)$$

Usando un metodo implicito di discretizzazione temporale abbiamo per il nodo relativo al fluido vettore:

$$M_f C_{p,f} (T_{f,out}^\tau - T_{f,out}^{\tau-1}) = \dot{m} C_{p,f} \Delta t (T_{f,in}^\tau - T_{f,out}^\tau) - h_f A_1 \Delta t (T_{f,out}^\tau - T_w^\tau) \quad (5.17)$$

$$T_{f,out}^\tau (M_f C_{p,f} + \dot{m} C_{p,f} \Delta t + h_f A_1 \Delta t) = M_f C_{p,f} T_{f,out}^{\tau-1} + \dot{m} C_{p,f} \Delta t T_{f,in}^\tau + h_f A_1 \Delta t T_w^\tau \quad (5.18)$$

$$a_1 T_{f,out}^\tau = a_2 T_{f,out}^{\tau-1} + a_3 T_{f,in}^\tau + a_4 T_w^\tau$$

con $a_1 = a_2 + a_3 + a_4$

(5.19)

Analogamente per il nodo di materiale capacitivo costituente il tubo:

$$M_w C_{p,w} (T_w^\tau - T_w^{\tau-1}) = h_f A_1 \Delta t (T_{f,out}^\tau - T_w^\tau) - U_{ext} A_2 \Delta t (T_w^\tau - T_{ext}^\tau) \quad (5.20)$$

$$T_w^\tau (M_w C_{p,w} + h_f A_1 \Delta t + U_{ext} A_2 \Delta t) = M_w C_{p,w} T_w^{\tau-1} + h_f A_1 \Delta t T_{f,out}^\tau + U_{ext} A_2 \Delta t T_{ext}^\tau \quad (5.21)$$

$$b_1 T_w^\tau = b_2 T_w^{\tau-1} + b_3 T_{f,out}^\tau + b_4 T_{ext}^\tau$$

con $b_1 = b_2 + b_3 + b_4$ e $b_3 = a_4$

(5.22)

$$T_w^\tau = \frac{b_2 T_w^{\tau-1} + b_3 T_{f,out}^\tau + b_4 T_{ext}^\tau}{b_1} \quad (5.23)$$

Sostituendo

$$a_1 T_{f,out}^\tau = a_2 T_{f,out}^{\tau-1} + a_3 T_{f,in}^\tau + a_4 \frac{b_2 T_w^{\tau-1} + b_3 T_{f,out}^\tau + b_4 T_{ext}^\tau}{b_1} \quad (5.24)$$

$$T_{f,out}^\tau \left(a_1 - \frac{a_4 b_3}{b_1} \right) = a_2 T_{f,out}^{\tau-1} + a_3 T_{f,in}^\tau + a_4 \frac{b_2 T_w^{\tau-1} + b_4 T_{ext}^\tau}{b_1} \quad (5.25)$$

$$T_{f,out}^\tau = \frac{a_2 T_{f,out}^{\tau-1} + a_3 T_{f,in}^\tau + a_4 \frac{b_2 T_w^{\tau-1} + b_4 T_{ext}^\tau}{b_1}}{\left(a_1 - \frac{a_4 b_3}{b_1} \right)} \quad (5.26)$$

6 Modelli dei sistemi di generazione

Nella logica della simulazione dinamica del sistema edificio –impianto, anche per i generatori di energia termica dei sistemi di riscaldamento e raffrescamento, i modelli sono basati non sul soddisfacimento di una richiesta energetica (energia richiesta nell'intervallo tempore di calcolo), ma sulla definizione del legame funzionale e prestazionale tra portata e temperatura del fluido termovettore in ingresso e portata e temperatura del fluido termovettore in uscita, tale legame a sua volta determina la richiesta di potenza e quindi di energia agli specifici vettori energetici che alimentano i generatori.

Il modello del generico generatore termico è quindi caratterizzato, con riferimento a Figura 37, da un sistema di controllo comune a tutte le tipologie, che è quello di mantenere, per quanto possibile, la temperatura del fluido termovettore in uscita dal generatore al valore obiettivo fissato dal setpoint (così come avviene nella realtà).

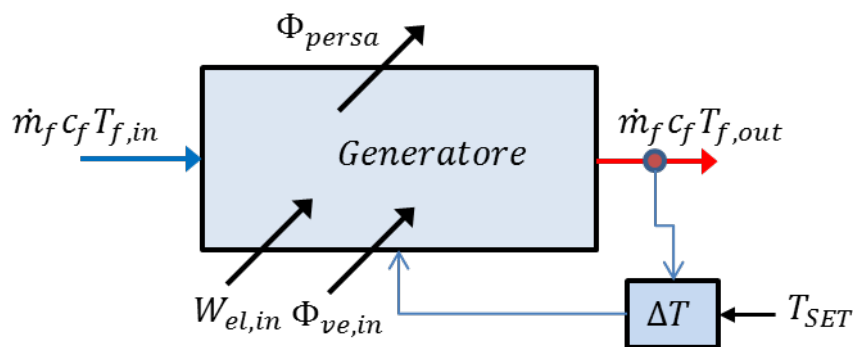


Figura 37– Rappresentazione funzionale del generico modello di generatore termico

Il modello, in funzione delle condizioni di ingresso (portata e temperatura del fluido termovettore), delle specificità del tipo di generatore considerato e dei suoi dati prestazionali dichiarati, determina:

- 1) la capacità o meno del generatore di fornire il livello termico richiesto;
- 2) l'adeguamento delle sue condizioni di funzionamento, in funzione delle sue caratteristiche intrinseche di regolazione, in modo da ottenere il raggiungimento della temperatura desiderata, se possibile; se il generatore ha raggiunto il massimo della potenza erogabile la temperatura del fluido termovettore in uscita non raggiungerà il valore obiettivo fissato dal setpoint;
- 3) la potenza richiesta ai vari vettori energetici che lo alimentano.

Nel seguito vengono riportate le descrizioni dei vari modelli di generatore che sono stati sviluppati e implementati nel codice OpenBPS.

6.1 Generatori di acqua calda a combustione con fiamma utilizzando combustibili fossili

Il processo termo-fisico che determina la prestazione di generatore termico a combustione è principalmente determinato da due componenti:

- il processo di combustione;
- lo scambio termico tra fumi (i prodotti della combustione) e il fluido termovettore.

La qualità con cui vengono realizzati tali processi determina in modo dominante la prestazione del generatore, qualità che viene sintetizzata e quantificata con un unico indicatore, il **rendimento di combustione** (§ 2.4.1.3).

Per la determinazione analitica del rendimento di combustione, occorre descrivere in modo dettagliato sia il processo di combustione che di scambio termico che avviene nello scambiatore fluido termovettore-fumi. Un approccio di questo tipo richiede dettagli costruttivi del generatore quasi mai disponibili, per cui nel seguito si sviluppa un modello semplificato, che, a partire dai dati forniti secondo le norme di prodotto, consente di ricavare la prestazione del generatore con buona precisione.

Tale modello assume come base di partenza i valori di potenza termica utile alle temperature di prova, sia a carico 100% che al 30%, i relativi rendimenti termici utili, le perdite percentuali dichiarate al mantello e ai fumi, le temperature di uscita dei fumi ed il tenore di ossigeno nei fumi.

6.1.1 Modello semplificato del processo di combustione di idrocarburi in funzione del tenore di ossigeno nei fumi

Il modello descritto nel seguito assume accettabile considerare, ai fini del calcolo della CO₂ prodotta, dell'eccesso d'aria e della perdita termica dei fumi secchi,:

1. trascurabile l'effetto della presenza di CO nell'aria comburente e altri gas costituenti, aria secca considerata composta per il 79.05% da azoto e il 20.95 da ossigeno;
2. trascurabile l'effetto della produzione di ossidi di azoto;
3. il combustibile privo di zolfo.

La formula chimica generale che descrive, sotto tali ipotesi, il processo di combustione ideale in aria, valida per un generico idrocarburo avente m atomi di carbonio e n di idrogeno e privo di zolfo, conglobata la CO₂ e tutti gli altri gas presenti nell'aria comburente nella percentuale in volume di azoto ($N_2\%_V = 79.05\%$; $O_2\%_V = 20.95\%$), è:

$$C_m H_n + \left(m + \frac{n}{4}\right) \left(O_2 + \frac{79.05}{20.95} N_2\right) = m CO_2 + \frac{n}{2} H_2O + \left(m + \frac{n}{4}\right) R_{N_2/O_2} N_2 \quad (6.1)$$

con

m numeri di atomi di carbonio, [-];

n numeri di atomi di idrogeno, [-];

R_{N_2/O_2} il rapporto in volume tra azoto e ossigeno nell'aria secca standard, qui preso pari a $R_{N_2/O_2} = 79.05/20.95$.

La quantità d'ossigeno per unità di massa di combustibile e quindi d'aria secca necessaria per la combustione ideale, detta stechiometrica, è calcolabile come:

$$\left(\frac{m_{O_2}}{m_{C_m H_n}}\right)_{st} = \frac{32 \left(m + \frac{n}{4}\right)}{12m + n} \quad \left[\frac{kg_{O_2}}{kg_{C_m H_n}}\right] \quad (6.2)$$

da cui, essendo la percentuale in massa dell'ossigeno biatomico in aria secca standard pari a

$$O_2\%_M = O_2\%_V \cdot \frac{M_{M,O_2}}{M_{M,D.A.}} = 20.95\% \cdot \frac{32}{28.965} = 23.15\% \quad (6.3)$$

la quantità d'aria stechiometrica necessaria è

$$\alpha_{st} = \left(\frac{m_{D.A.}}{m_{C_mH_n}} \right)_{st} = \frac{1}{0.2315} \left(\frac{m_{O_2}}{m_{C_mH_n}} \right)_{st} = 4.320 \frac{32 \left(m + \frac{n}{4} \right)}{12m + n} \left[\frac{\text{kg}_{D.A.}}{\text{kg}_{C_mH_n}} \right] \quad (6.4)$$

Il rapporto α_{st} definito dalla (6.4) è chiamato **rapporto stechiometrico aria-combustibile**.

È possibile definire, in particolare per i combustibili gassosi, un analogo rapporto ma in termini volumici, essendo **alla stessa temperatura e pressione** i volumi occupati dai componenti proporzionali al numero di moli, come:

$$\left(\frac{V_{O_2}}{V_{C_mH_n}} \right)_{st} = m + \frac{n}{4} \left[\frac{m_{O_2}^3}{m_{C_mH_n}^3} \right] \quad (6.5)$$

e essendo la percentuale in volume dell'ossigeno biatomico in aria secca standard pari a 20.95% si ha:

$$\beta_{st} = \left(\frac{V_{D.A.}}{V_{C_mH_n}} \right)_{st} = \frac{1}{0.2095} \left(\frac{V_{O_2}}{V_{C_mH_n}} \right)_{st} = 4.773 \left(m + \frac{n}{4} \right) \left[\frac{m_{D.A.}^3}{m_{C_mH_n}^3} \right] \quad (6.6)$$

Tale rapporto β_{st} non va confuso con il rapporto aria-combustibile α_{st} e può essere indicato come volume d'aria richiesta per unità di volume di combustibile per la combustione stechiometrica, o più sinteticamente **volume d'aria stechiometrico per unità di combustibile**.

La (6.6) è anche derivabile direttamente dalla (6.4) come:

$$\beta_{st} = \left(\frac{V_{D.A.}}{V_{C_mH_n}} \right)_{st} = \left(\frac{m_{D.A.}}{m_{C_mH_n}} \right)_{st} \left(\frac{\rho_{C_mH_n}}{\rho_{D.A.}} \right)_{T,P} = \alpha_{st} \left(\frac{\rho_{C_mH_n}}{\rho_{D.A.}} \right)_{T,P} \left[\frac{m_{D.A.}^3}{m_{C_mH_n}^3} \right] \quad (6.7)$$

dove

$\rho_{D.A.}$ massa volumica dell'aria secca alla temperatura T e pressione P , in $[\text{kg}_{D.A.}/m_{D.A.}^3]$;

$\rho_{C_mH_n}$ massa volumica dell'idrocarburo alla temperatura T e pressione P , in $[\text{kg}_{C_mH_n}/m_{C_mH_n}^3]$.

Il rapporto tra le masse volumiche alla stessa temperatura e pressione è ricavabile come:

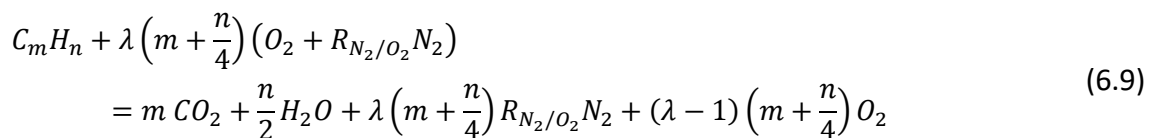
$$\left(\frac{\rho_{D.A.}}{\rho_{C_mH_n}} \right)_{T,P} = \frac{\alpha_{st}}{\beta_{st}} = \frac{M_{M;D.A.}}{M_{M;C_mH_n.}} \left[\frac{\text{kg}_{D.A.}}{\text{kg}_{C_mH_n}} \right] \quad (6.8)$$

dove

$M_{M;D.A.}$ massa molare dell'aria secca, pari a 28.965 $[\text{kg}/\text{kmol}]$;

$M_{M;C_mH_n.}$ massa molare dell'idrocarburo, in kg/kmol .

Si può notare come nella combustione ideale, rappresentata dalla (6.1), non sia presente ossigeno tra i prodotti di combustione. In realtà per riuscire a ossidare tutto il combustibile occorre aggiungere più aria comburente rispetto alla quantità stechiometrica; si lavora in eccesso d'aria. La reazione di combustione diventa in tal caso, escludendo per semplicità la formazione di ossidi secondari (monossido di carbonio e ossidi di azoto), :



con

λ **rapporto relativo di miscela**, o anche **indice d'aria**, definito come:

$$\lambda = \alpha_R / \alpha_{st} \quad \left[\frac{\text{kg}_{D.A.}}{\text{kg}_{D.A.;st}} \right] \quad (6.10)$$

cioè come rapporto tra il rapporto aria-combustibile realmente utilizzato α_R e il suo valore stechiometrico.

Si può facilmente dimostrare come il rapporto λ sia anche pari a:

$$\lambda = \beta_R / \beta_{st} \quad \left[\frac{m_{D.A.}^3}{m_{D.A.;st}^3} \right] \quad (6.11)$$

Infatti per la (6.8) si ha

$$\lambda = \left(\frac{\rho_{D.A.}}{\rho_{C_m H_n}} \right)_{TPN} \beta_R / \left(\frac{\rho_{D.A.}}{\rho_{C_m H_n}} \right)_{TPN} \beta_{st} = \beta_R / \beta_{st} = \frac{V_{D.A.;R}}{V_{D.A.;st}} \quad (6.12)$$

Per tale motivo λ è chiamato anche indice d'aria e $(\lambda - 1)$ con il termine **eccesso d'aria**; infatti

$$e = \lambda - 1 = \frac{\alpha_R - \alpha_{st}}{\alpha_{st}} = \frac{\left(\frac{m_{D.A.}}{m_{C_m H_n}} \right)_R - \left(\frac{m_{D.A.}}{m_{C_m H_n}} \right)_{st}}{\left(\frac{m_{D.A.}}{m_{C_m H_n}} \right)_{st}} = \frac{m_{D.A.;R} - m_{D.A.;st}}{m_{D.A.;st}} = \frac{V_{D.A.;R} - V_{D.A.;st}}{V_{D.A.;st}} \quad (6.13)$$

Il volume d'aria effettivamente richiesto dalla combustione con un prefissato eccesso d'aria è calcolabile come:

$$\beta_R = \lambda \cdot \beta_{st} = (1 + e) \beta_{st} = (1 + e) \cdot (R_{N_2/O_2} + 1) \left(m + \frac{n}{4} \right) \quad \left[\frac{m_{D.A.}^3}{m_{C_m H_n}^3} \right] \quad (6.14)$$

Dall'equazione (6.9) si vede come l'eccesso d'aria sia direttamente correlato alla quantità di ossigeno libero che si trova nei prodotti di combustione:

$$\frac{n_{O_2}}{n_{C_m H_n}} = \frac{V_{O_2}}{V_{C_m H_n}} = e \left(m + \frac{n}{4} \right) \quad \left[\frac{m_{O_2}^3}{m_{C_m H_n}^3} \right] \quad (6.15)$$

con

n_{O_2} numero di moli di ossigeno libero presente nei prodotti di combustione, in [kmol];

$n_{C_m H_n}$ numero di moli di combustibile, in [kmol].

Per verificare sperimentalmente con quale eccesso d'aria sta avvenendo la combustione, si misura la sua percentuale in volume nei fumi resi secchi, cioè depurati del contenuto di vapore d'acqua. Quindi la quantità percentuale di ossigeno libero deve essere riferita non alla quantità di combustibile bruciato ma alla quantità di fumi e in particolare di fumi secchi.

La quantità di fumi prodotti è calcolabile come numero totale di moli presenti nei prodotti di combustione riferite al numero di moli di combustibile, cioè:

$$\left(\frac{n_{fg}}{n_{C_m H_n}} \right)_{wet} = \left(\frac{V_{fg}}{V_{C_m H_n}} \right)_{wet} = \left(m + \frac{n}{2} \right) + \left(m + \frac{n}{4} \right) [\lambda (R_{N_2/O_2} + 1) - 1] = \frac{1}{4} [(R_{N_2/O_2} + 1)(4m + n)\lambda + n] \quad \left[\frac{m_{fg;wet}^3}{m_{C_m H_n}^3} \right] \quad (6.16)$$

mentre quella di fumi secchi come:

$$\left(\frac{n_{fg}}{n_{C_mH_n}}\right)_{dry} = \left(\frac{V_{fg}}{V_{C_mH_n}}\right)_{dry} = m + \left(m + \frac{n}{4}\right) [\lambda(R_{N_2/O_2} + 1) - 1] = \frac{1}{4} [(R_{N_2/O_2} + 1)(4m + n)\lambda - n] \left[\frac{m_{fg,dry}^3}{m_{C_mH_n}^3} \right] \quad (6.17)$$

La massa molare dei fumi secchi prodotti dipende dall'indice d'aria e si può calcolare come:

$$(M_{m,fg})_{dry} = \frac{(28 \cdot R_{N_2/O_2} + 32)(m + n/4) \cdot \lambda + 12 \cdot m - 8 \cdot n}{(R_{N_2/O_2} + 1)(m + n/4) \cdot \lambda - n/4} \quad [-] \quad (6.18)$$

La quantità di fumi secchi prodotta in condizioni di eccesso d'aria può essere riferita alla quantità prodotta in condizioni stechiometriche come:

$$\left(\frac{V_{fg}}{V_{fg,st}}\right)_{dry} = \left(\frac{V_{fg}}{V_{C_mH_n}}\right)_{dry} / \left(\frac{V_{fg}}{V_{C_mH_n}}\right)_{dry,st} = \frac{(R_{N_2/O_2} + 1)(4m + n)\lambda - n}{4(R_{N_2/O_2} + 1)m + (R_{N_2/O_2})n} \quad [-] \quad (6.19)$$

relazione che può essere scritta in forma più compatta, considerando il significato dei termini che vi compaiono.

Dalla (6.187) per $\lambda \neq 1$

$$m + \lambda \left(m + \frac{n}{4}\right) R_{N_2/O_2} + (\lambda - 1) \left(m + \frac{n}{4}\right) = \left(\frac{V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}}{V_{C_mH_n}}\right)_{dry} \left[\frac{m_{fg,dry}^3}{m_{C_mH_n}^3} \right] \quad (6.20)$$

e per $\lambda = 1$

$$m + \left(m + \frac{n}{4}\right) R_{N_2/O_2} = \left(\frac{V_{CO_2} + V_{N_2}}{V_{C_mH_n}}\right)_{dry,st} \left[\frac{m_{fg,dry}^3}{m_{C_mH_n}^3} \right] \quad (6.21)$$

si vede come il rapporto tra la quantità di fumi secchi prodotta in condizioni di eccesso d'aria e quella in condizioni stechiometriche è pari a:

$$\left(\frac{V_{fg}}{V_{fg,st}}\right)_{dry} = \frac{(V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2})_{dry}}{(V_{CO_2} + V_{N_2})_{dry,st}} = \frac{(V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2})_{dry}}{(V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{O_2})_{dry} - (V_{N_2} + V_{O_2})_{dry} + V_{N_2,st2}} \quad [-] \quad (6.22)$$

e dividendo per il numeratore

$$\left(\frac{V_{fg}}{V_{fg,st}}\right)_{dry} = \frac{1}{1 - \frac{(V_{N_2} + V_{O_2})_{dry} - V_{N_2,st2}}{V_{fg,dry}}} = \frac{1}{1 - \frac{e V_{D.A,st}}{V_{fg,dry}}} \quad [-] \quad (6.23)$$

essendo

$$\frac{(V_{N_2} + V_{O_2})_{dry} - V_{N_2,st2}}{V_{C_mH_n}} = (\lambda - 1) \left[\left(m + \frac{n}{4}\right) (R_{N_2/O_2} + 1) \right] = \frac{e V_{D.A,st}}{V_{C_mH_n}} \left[\frac{m_{D.A.}^3}{m_{C_mH_n}^3} \right] \quad (6.24)$$

Moltiplicando il numeratore e il denominatore della (6.23) per il rapporto

$$\frac{V_{O_2;st}}{V_{D.A;st}} = 0.2095 \quad \left[\frac{m_{O_2}^3}{m_{D.A.}^3} \right] \quad (6.25)$$

si ricava la **quantità di gas secchi rispetto al valore stechiometrico** in funzione del solo **tenore di ossigeno libero nei fumi**:

$$\left(\frac{V_{fg}}{V_{fg;st}} \right)_{dry} = \frac{0.2095}{0.2095 - \frac{e V_{O_2;st}}{V_{fg;dry}}} = \frac{20.95}{20.95 - O_2 \%_V} \quad [-] \quad (6.26)$$

avendo indicato con $O_2 \%_V$ la percentuale in volume dell'ossigeno libero nei fumi secchi in eccesso d'aria.

La quantità di ossigeno libero in volume riferita ai fumi umidi è calcolabile come:

$$\frac{V_{O_2}}{V_{fg;wet}} = \frac{V_{O_2}}{V_{C_m H_n}} \left/ \left(\frac{V_{fg}}{V_{C_m H_n}} \right)_{wet} \right. = (\lambda - 1) \frac{4m + n}{(R_{N_2/O_2} + 1)\lambda(4m + n) + n} \quad \left[\frac{m_{O_2}^3}{m_{fg;wet}^3} \right] \quad (6.27)$$

e la quantità di ossigeno libero in volume riferita ai fumi secchi è calcolabile come:

$$\frac{V_{O_2}}{V_{fg;dry}} = \frac{V_{O_2}}{V_{C_m H_n}} \left/ \left(\frac{V_{fg}}{V_{C_m H_n}} \right)_{dry} \right. = (\lambda - 1) \frac{4m + n}{(R_{N_2/O_2} + 1)\lambda(4m + n) - n} \quad \left[\frac{m_{O_2}^3}{m_{fg;dry}^3} \right] \quad (6.28)$$

o in percentuale,

$$O_2 \%_V = \frac{V_{O_2}}{V_{fg;dry}} = (\lambda - 1) \frac{4m + n}{(R_{N_2/O_2} + 1)\lambda(4m + n) - n} * 100 \quad [\%] \quad (6.29)$$

dove con il simbolo $O_2 \%_V$ [$m^3_{O_2}/m^3_{fg;dry} \cdot 100$], si è indicato **tenore di ossigeno presente nei gas combusti considerati secchi** (privati di tutto il contenuto d'acqua presente) espresso nella sua percentuale in volume.

Dalla (6.29) si può ricavare l'indice d'aria in funzione del tenore di ossigeno libero nei fumi secchi come:

$$\lambda = \frac{n \left(\frac{O_2 \%_V}{100} - 1 \right) - 4m}{\left[(R_{N_2/O_2} + 1) \frac{O_2 \%_V}{100} - 1 \right] (4m + n)} * 100 \quad [\%] \quad (6.30)$$

La quantità d'aria comburente in condizioni di eccesso d'aria può essere ricavata dalla (6.23) in funzione del rapporto volume fumi secchi su volume fumi secchi stechiometrici:

$$\frac{e V_{D.A;st}}{V_{fg;dry}} = 1 - 1 / \left(\frac{V_{fg}}{V_{fg;st}} \right)_{dry} \rightarrow \frac{e V_{D.A;st}}{V_{fg;dry;st}} = \left(\frac{V_{fg}}{V_{fg;st}} \right)_{dry} - 1 \quad (6.31)$$

e quindi per la (6.26)

$$\frac{V_{D.A.} - V_{D.A;st}}{V_{fg;dry;st}} = \frac{e V_{D.A;st}}{V_{fg;dry;st}} = \frac{O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} \quad \left[\frac{m_{D.A.}^3}{m_{fg;dry}^3} \right] \quad (6.32)$$

da cui

$$V_{D.A.} = V_{D.A;st} + \frac{O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} V_{fg;dry;st} \quad [m_{D.A.}^3] \quad (6.33)$$

Risulta più comodo correlare le quantità di fumi secchi e di aria comburente alla quantità di combustibile utilizzato; per cui tramite la relazione tra quantità di fumi secchi prodotti rispetto al combustibile impiegato in condizioni stechiometriche, derivata dalla (6.17) per $\lambda = 1$:

$$\left(\frac{V_{fg}}{V_{C_m H_n}} \right)_{dry;st} = \frac{V_{fg;dry;st}}{V_{C_m H_n}} = m + \left(m + \frac{n}{4} \right) [(R_{N_2/O_2} + 1) - 1] \quad \left[\frac{m_{fg;dry}^3}{m_{C_m H_n}^3} \right] \quad (6.34)$$

La (6.33) e la (6.26) possono essere riscritte come:

$$\frac{V_{D.A.}}{V_{C_m H_n}} = \frac{V_{D.A;st}}{V_{C_m H_n}} + \frac{O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} \left(\frac{V_{fg}}{V_{C_m H_n}} \right)_{dry;st} \quad \left[\frac{m_{D.A.}^3}{m_{C_m H_n}^3} \right] \quad (6.35)$$

e

$$\frac{V_{fg;dry}}{V_{C_m H_n}} = \frac{20.95}{20.95 - O_2 \%_V} \left(\frac{V_{fg}}{V_{C_m H_n}} \right)_{dry;st} \quad \left[\frac{m_{fg;dry}^3}{m_{C_m H_n}^3} \right] \quad (6.36)$$

L'eccesso d'aria e può adesso essere ricavato combinando insieme la (6.13) con la (6.35) e la (6.34) ottenendo:

$$\begin{aligned} e = \lambda - 1 = \beta_R / \beta_{st} - 1 &= \frac{V_{D.A.} - V_{D.A;st}}{V_{D.A;st}} = \frac{V_{D.A.} - V_{D.A;st}}{V_{C_m H_n}} \cdot \frac{V_{C_m H_n}}{V_{D.A;st}} = \\ &= \frac{O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} \cdot \frac{V_{fg;dry;st}}{V_{D.A;st}} \quad \left[\frac{m_{D.A.}^3}{m_{D.A;st}^3} \right] \end{aligned} \quad (6.37)$$

e di conseguenza l'indice d'aria λ è:

$$\lambda = 1 + e = 1 + \frac{O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} \cdot \frac{V_{fg;dry;st}}{V_{D.A;st}} = \frac{20.95 - O_2 \%_V (1 - V_{fg;dry;st} / V_{D.A;st})}{20.95 - O_2 \%_V} \quad (6.38)$$

NOTA:

Le (6.37) e (6.38) mostrano come le definizioni riportate nella norma UNI EN 15316-4-1:2018 [34], nella norma UNI 10389-1:2019 [9] e nella specifica tecnica UNI/TS 11300-2:2019 [13]:

$$e = \frac{O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} \quad ; \quad \lambda = \frac{20.95}{20.95 - O_2 \%_V}$$

siano scorrette o, perlomeno, ingiustificatamente approssimate essendo il rapporto $V_{fg;dry;st} / V_{D.A;st}$ una caratteristica predefinita del combustibile impiegato e quindi facilmente predefinibile.

Quindi, l'indice d'aria e l'eccesso d'aria sono più correttamente calcolabili in funzione del tenore di ossigeno libero nei prodotti di combustione come:

$$\lambda = \frac{20.95 - (1 - k) \cdot O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} \quad ; \quad e = \frac{k \cdot O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} \quad (6.39)$$

con k costante funzione del tipo di combustibile impiegato, riportata in Tabella 3 per alcuni combustibili.

Combustibile	$\left(\frac{V_{fg,dry}}{V_{C_mH_n}}\right)_{st}$	$\left(\frac{V_{D.A.}}{V_{C_mH_n}}\right)_{st}$	$k = \frac{V_{fg,dry;st}}{V_{D.A.;st}}$	$1 - k$
	m^3_{fg}/m^3_f	$m^3_{D.A.}/m^3_f$	$m^3_{fg}/m^3_{D.A.}$	$m^3_{fg}/m^3_{D.A.}$
CH ₄ (Metano)	8.55	9.55	0.8953	0.1048
C ₃ H ₈ (Propano)	21.87	23.87	0.9162	0.0838
GPL(30/70)	23.86	26.01	0.9171	0.0829
C ₄ H ₁₀ (Butano)	28.53	31.03	0.9194	0.0806
Gasolio	10.43	11.12	0.9387	0.0613

Tabella 3– Rapporto k tra volume gas combusti e volume aria secca in condizioni stechiometriche, calcolato sui rapporti gas combusti/combustibile e aria secca/combustibile basati sulla ripartizione $R_{N_2/O_2} = 79.05/20.95$ e non $79/21$ come nella UNI 19389 [9]

I rapporti gas combusti/combustibile e aria secca/combustibile riportati in Tabella 3 sono di fatto rapporti tra numeri di moli e quindi, come tali, non dipendo dalle condizioni di temperatura e pressione a cui si trovano i due componenti, ma solo dalla reazione chimica adottata.

L'equazione (6.39) consente di determinare l'indice d'aria λ , e quindi l'eccesso d'aria e , in funzione della conoscenza del solo contenuto di ossigeno libero nei prodotti di combustione in percentuale in volume, $O_2\%_V$.

La concentrazione percentuale in volume dell'anidride carbonica prodotta, $CO_2\%$, è direttamente determinabile in funzione del tenore di ossigeno, $O_2\%$. Infatti, per la (6.9) si ha che la contrazione molare della CO_2 nei prodotti di combustione considerati secchi è paria a:

$$CO_2\%_V = \frac{n_{CO_2}}{n_{fg,dry}} = \frac{V_{CO_2}}{V_{fg,dry}} = \frac{4m}{(R_{N_2/O_2} + 1)\lambda(4m + n) - n} \quad (6.40)$$

e in condizioni stechiometriche, $\lambda = 1$,

$$CO_2\%_{V,st} = \left(\frac{V_{CO_2}}{V_{fg,dry}}\right)_{st} = \frac{4m}{(R_{N_2/O_2} + 1)(4m + n) - n} \quad (6.41)$$

da cui

$$\frac{CO_2\%_V}{CO_2\%_{V,st}} = \frac{(R_{N_2/O_2} + 1)(4m + n) - n}{(R_{N_2/O_2} + 1)\lambda(4m + n) - n} = \frac{n_{fg,dry;st}}{n_{fg,dry}} = \frac{V_{fg,dry;st}}{V_{fg,dry}} \quad (6.42)$$

Quindi, per la (6.36)

$$\frac{V_{fg,dry}}{V_{fg,dry;st}} = \frac{V_{fg,dry}}{V_{C_mH_n}} \cdot \frac{V_{C_mH_n}}{V_{fg,dry;st}} = \frac{20.95}{20.95 - O_2\%_V} \quad (6.43)$$

sostituendo la (6.43) nella (6.42) si ottiene

$$CO_2\% = CO_2\%_{st} \cdot \frac{20.95 - O_2\%_V}{20.95} \quad (6.44)$$

dove

$CO_2\%_{st}$ concentrazione percentuale in volume di anidride carbonica nei fumi secchi in condizioni stechiometriche alla pressione e temperatura considerate, in $[m^3_{CO_2}/m^3_{fg,dry}]$;

$O_2\%$ concentrazione percentuale in volume di ossigeno nei fumi secchi alla temperatura di emissione dei fumi e a pressione atmosferica, in $[m^3_{O_2}/m^3_{fg,dry}]$.

6.1.2 Modello per la determinazione delle perdite energetiche dovute all'espulsione dei prodotti di combustione

Il generatore termico, tramite lo scambiatore di calore, recupera energia dai prodotti di combustione raffreddandoli e, eventualmente, condensando parte del vapore d'acqua presente, recuperando l'entalpia di transizione di fase liquido-vapore dell'acqua condensata. Per motivazioni di carattere pratico e economico (per avere uno scambiatore con efficienza unitaria occorrerebbe una superficie infinita che comporterebbe perdite di carico infinite) non si raffreddano mai i fumi fino a temperatura ambiente, ma si espellono a temperature che possono variare tra i 160° e i 40°C, in funzione delle caratteristiche della caldaia e della temperatura dell'acqua di alimentazione della stessa.

Le perdite energetiche legate all'espulsione dei prodotti di combustione ancora caldi, sinteticamente dette perdite ai fumi, sono date dal bilancio entalpico tra fumi espulsi e aria comburente e, qualora vi sia formazione di condensa, dalla sua quantità e entalpia, come descritto dall'equazione (2.38) dove si è incluso anche il contributo entalpico dovuto alla dissipazione degli ausiliari ($k_{br}\dot{W}_{br}$), cioè:

$$\Phi_{gn;ch} = \dot{m}_{fg,wet} h'_{fg,wet} - \dot{m}_{M.A.} h'_{M.A.} - \dot{m}_f h_f - k_{br} \dot{W}_{br} + \dot{m}_{cw} h_{cw} \quad (6.45)$$

dove

- $\dot{m}_{fg,wet}$ portata massica dei fumi umidi espulsi, in [kg_{fg,w}/s];
- $h'_{fg,wet}$ entalpia specifica dei fumi umidi alle condizioni di espulsione, in [kJ/kg_{fg,w}];
- $\dot{m}_{M.A.}$ portata massica dell'aria umida comburente, in [kg_{MA}/s];
- $h'_{M.A.}$ entalpia specifica dell'aria umida alle condizioni di immissione, in [kJ/kg_{MA}];
- $\dot{m}_f$ portata massica di combustibile considerato privo d'acqua, in [kg_f/s];
- h_f entalpia specifica del combustibile (senza considerare il potenziale chimico $H_{X,f}$, in [kJ/kg_f];
- $k_{br} \dot{W}_{br}$ entalpia recuperata dalla potenza dissipata dagli ausiliari del bruciatore, in [kW];
- $\dot{m}_{cw}$ portata massica d'acqua condensata dai fumi prima dell'espulsione, in [kg_{H2O}/s];
- h_{cw} entalpia specifica dell'acqua condensata e scaricata, in [kJ/kg_{H2O}];

con

$$\dot{m}_{fg,wet} = \dot{m}_{M.A.} + \dot{m}_f - \dot{m}_{cw} \quad (6.46)$$

NOTA: la (6.45) non include il termine aggiuntivo presente nella potenza persa apparente definita dalla (2.50) in quanto si intende operare utilizzando il potere calorifico superiore, e poi ricavare il rendimento di combustione e il termico utile su base PCI usando il rapporto PCS/PCI, equazione (2.46).

Riferendo, come già visto nel paragrafo 2.4.1.4, le grandezze specifiche non all'unità di massa della miscela gas umidi o aria umida, ma alla componente incondensabile, cioè fumi secchi e aria secca, e introducendo quindi le seguenti definizioni per le entalpie specifiche:

$$h_{fg,wet} = h_{fg,dry} + x_{fg} h_{H2O;fg} \quad (6.47)$$

$$h_{M.A.} = h_{D.A.} + x_{D.A.} h_{H2O;DA} \quad (6.48)$$

con

- $h_{fg,wet}$ entalpia specifica dei gas umidi riferita all'unità di massa di gas secchi (privi d'acqua), in [kJ/kg_{fg,dry}];

$h_{M.A.}$ entalpia specifica dell'aria umida riferita, come usuale, alla massa di aria secca, in [kJ/kg_{D.A.}];

x_{fg} umidità massica nei fumi umidi per unità di massa di fumi secchi, [kg_{H2O}/kg_{fg,dry}];

$x_{D.A.}$ umidità massica nell'aria umida per unità di massa di aria secca, [kg_{H2O}/kg_{D.A.}];

$h_{H2O;fg}$ l'entalpia specifica del vapore d'acqua presente nei fumi umidi, in [kJ/kg_{H2O}];

$h_{H2O;MA}$ l'entalpia specifica del vapore d'acqua presente nell'aria umida, in [kJ/kg_{H2O}];

l'equazione (6.45) si può riscrivere come

$$\begin{aligned}\Phi_{gn;ch} &= \dot{m}_{fg,dry} h_{fg,wet} - \dot{m}_{D.A.} h_{MA} - \dot{m}_f h_f - k_{br} \dot{W}_{br} + \dot{m}_{cw} h_{cw} \\ &= (\dot{m}_{fg,dry} h_{fg,dry} - \dot{m}_{D.A.} h_{DA} - \dot{m}_f h_f - k_{br} \dot{W}_{br}) \\ &\quad + (\dot{m}_{fg,dry} x_{fg} h_{H2O;fg} - \dot{m}_{D.A.} x_{D.A.} h_{H2O;MA} + \dot{m}_{cw} h_{cw}) = \Phi_{gn;ch;dry} + \Phi_{gn;ch;H2O}\end{aligned}\quad (6.49)$$

dove

$\dot{m}_{fg,dry}$ portata massica dei fumi secchi (cioè senza considerare l'acqua presente), in [kg_{fg,dry}/s];

$\dot{m}_{D.A.}$ portata massica d'aria comburente secca e, in [kg_{D.A.}/s];

$\Phi_{gn;ch;dry}$ potenza termica persa al camino per l'espulsione dei fumi considerati secchi, in [kW];

$\Phi_{gn;ch;H2O}$ potenza termica persa al camino per l'espulsione di vapore d'acqua, in [kW];

con

$$\dot{m}_{fg,dry} = \dot{m}_{D.A.} + \dot{m}_f - \dot{m}_{w,comb} \quad (6.50)$$

considerato il combustibile privo d'acqua cioè sottraendo alla massa in uscita la quantità d'acqua prodotta nel processo di combustione, $\dot{m}_{w,comb}$.

6.1.2.1 Perdite al camino per i fumi secchi

Per la (6.49) la potenza persa al camino per i fumi considerati secchi è :

$$\Phi_{gn;ch;dry} = \dot{m}_{fg,dry} h_{fg,dry} - \dot{m}_{D.A.} h_{D.A.} - \dot{m}_f h_f - k_{br} \dot{W}_{br} \quad (6.51)$$

Per

$$h_{fg,dry} = c_{p;fg} \cdot \theta_{fg} \quad (6.52)$$

$$h_{D.A.} = c_{p;D.A.} \cdot \theta_{D.A.} \quad (6.53)$$

$$h_f = c_{p;f} \cdot \theta_f \quad (6.54)$$

avendo assunto le entalpie specifiche di riferimento nulle alla temperatura di $T_0 = 273.15$ K (θ temperatura in gradi Celsius = $T - T_0$), sostituendo nella (6.51) si ha:

$$\Phi_{gn;ch;dry} = \dot{m}_{fg,dry} c_{p;fg} \cdot \theta_{fg} - \dot{m}_{D.A.} c_{p;D.A.} \cdot \theta_{D.A.} - \dot{m}_f c_{p;f} \cdot \theta_f - k_{br} \dot{W}_{br} \quad (6.55)$$

E, nell'**ipotesi** che il combustibile introdotto si trovi alla stessa temperatura dell'aria comburente, cioè

$$\theta_f = \theta_{D.A.}$$

si ha

$$\Phi_{gn;ch;dry} = \dot{m}_{fg,dry} c_{p;fg} \cdot \theta_{fg} - (\dot{m}_{D.A.} c_{p;D.A.} + \dot{m}_f c_{p;f}) \cdot \theta_{D.A.} - k_{br} \dot{W}_{br} \quad (6.56)$$

da cui si vede che, **se si assume**

$$c_{p;f} \cong c_{p;D.A.} \cong c_{p;fg}$$

la potenza persa può essere stimata, per la (6.56), come

$$\Phi_{gn;ch;dry} = \dot{m}_{fg,dry} c_{p;fg} \cdot (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) - k_{br} \dot{W}_{br} \quad (6.57)$$

formula che è la base di partenza per la derivazione della formula di Siegert nella sua forma estesa [35].

Sotto tali semplificazioni, il fattore di perdita al camino, **riferito al potere calorifico inferiore, $H_{I,f}$** , scelta compiuta per poter effettuare dei confronti e successivamente rimossa, è dato da:

$$f_{ch;on;dry} = \frac{\Phi_{gn;ch;dry}}{\Phi_{CN}} = \frac{\dot{m}_{fg,dry} c_{p;fg}}{\dot{m}_f H_{I,f}} \cdot (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) - \frac{k_{br} \dot{W}_{br}}{\dot{m}_f H_{I,f}} \quad (6.58)$$

con $\Phi_{CN} = \dot{m}_f H_{I,f}$, potenza termica al focolare nominale o portata termica (riferita al PCI) e dove, posto

$$f_{br} = \frac{k_{br} \dot{W}_{br}}{\dot{m}_f H_{I,f}} \quad (6.59)$$

fattore di recupero dell'energia dissipata dagli ausiliari, e specificando che il combustibile è un idrocarburo ($f = C_m H_n$), e considerando che

$$\frac{\dot{m}_{fg,dry}}{\dot{m}_f} = \frac{m_{fg,dry}}{m_{C_m H_n}} \quad (6.60)$$

si semplifica in

$$f_{ch;on;dry} = \frac{m_{fg,dry}}{m_{C_m H_n}} \cdot \frac{c_{p;fg}}{H_{I,f}} \cdot (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) - f_{br} \quad (6.61)$$

Con riferimento alla (6.9) si ha

$$\frac{m_{fg,dry}}{m_{C_m H_n}} = \frac{\left(m + \frac{n}{4}\right) (28 \cdot R_{N_2/O_2} + 32) \lambda + 12 m - 8 n}{12 m + n} \quad (6.62)$$

o anche

$$\frac{m_{fg,dry}}{m_{C_m H_n}} = C_1 \cdot \lambda + C_2 \quad (6.63)$$

con

$$C_1 = \frac{\left(m + \frac{n}{4}\right) (28 \cdot R_{N_2/O_2} + 32)}{12 m + n} \quad ; \quad C_2 = \frac{12 m - 8 n}{12 m + n} \quad (6.64)$$

Sostituendo la (6.63) nella (6.61) si ha:

$$f_{ch;on;dry} = \left[\left(C_1 \cdot \frac{c_{p;fg}}{H_{l,f}} \right) \cdot \lambda + \left(C_2 \cdot \frac{c_{p;fg}}{H_{l,f}} \right) \right] \cdot (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) - f_{br} \quad (6.65)$$

Posto, per la (6.64)

$$A \equiv C_1 \cdot \frac{c_{p;fg}}{H_{l,f}} = \frac{\left(m + \frac{n}{4}\right) (28 \cdot R_{N_2/O_2} + 32)}{12 m + n} \cdot \frac{c_{p;fg}}{H_{l,f}} \quad (6.66)$$

$$B \equiv C_2 \cdot \frac{c_{p;fg}}{H_{l,f}} = \frac{12 m - 8 n}{12 m + n} \cdot \frac{c_{p;fg}}{H_{l,f}} \quad (6.67)$$

per la (6.39) si ha:

$$f_{ch;on;dry} = \left[A \cdot \frac{20.95 - (1 - k) \cdot O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} + B \right] \cdot (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) - f_{br} \quad (6.68)$$

che per $k = 1$ (definizione approssimata dell'indice d'aria λ) coincide con la forma della formula estesa di Siegert (la formula originale aveva un unico coefficiente chiamato fattore di Siegert [36]), **a meno del fattore di recupero delle potenza dissipata dal bruciatore f_{br}** .

I coefficienti A e B dati dalla (6.66) e (6.67) sono esclusivamente funzione della composizione chimica del combustibile e sono riportati in Tabella 4 per alcuni combustibili tipici.

Combustibile	m	n	$c_{p;fg,dry}$	H_l	A	B
	moli	moli	kJ/(kg K)	MJ/kg	$\cdot 10^3$	$\cdot 10^3$
CH ₄ (Metano – G20)	1	4	0.9771	50.06	0.33585	-0.024398
C ₃ H ₈ (Propano - G31))	3	8		46.34		
GPL(30/70)	3.7	9.4		45.83		
C ₄ H ₁₀ (Butano - G30)	4	10		45.65		
Gasolio				42.70		

Tabella 4– Valori dei coefficienti A e B per alcuni combustibili in condizioni standard² (TPN)

L'ipotesi $c_{p;f} \cong c_{p;D.A.} \cong c_{p;fg}$, sotto cui è stata scritta la (6.57) e sviluppata la (6.68), e quasi sicuramente la formula estesa di Siegert, porta ad una sovrastima delle perdite ai fumi essendo, per esempio, in condizioni TPN e per la combustione del metano,

$$c_{p;fg;dry} = 0.9771 \text{ kJ/(kg K)} \text{ contro } c_{p;D.A.} = 1.005 \text{ kJ/(kg K)} \text{ e } c_{p;CH_4} = 2.177 \text{ kJ/(kg K)}$$

Quindi, mentre la differenza tra capacità termica dei fumi e quella dell'aria secca è del 2.86%, rispetto al metano risulta essere del 123%, con una sottostima significativa del contributo riduttivo alle perdite dell'entalpia del combustibile introdotto.

La formula completa del fattore di perdita al camino con fumi secchi, **senza ipotesi semplificative**, è

$$f_{ch;on;dry} = \frac{m_{fg;dry}}{m_{C_m H_n}} \frac{c_{p;fg;dry}}{H_{l,f}} \cdot \theta_{fg} - \frac{m_{D.A.}}{m_{C_m H_n}} \frac{c_{p;D.A.}}{H_{l,f}} \theta_{D.A.} - \frac{c_{p;f}}{H_{l,f}} \theta_f - f_{br} \quad (6.69)$$

dove, per la (6.10) e la (6.4), è

² Le condizioni standard sono temperatura e pressione normalizzate (TPN) pari a 237.15 K e 101 325 Pa.

$$\frac{m_{D.A.}}{m_{C_m H_n}} = \lambda \cdot \alpha_{st} = \lambda \cdot 4.320 \frac{32 \left(m + \frac{n}{4} \right)}{12m + n} \quad (6.70)$$

Quindi per la (6.63) e (6.64) si ha:

$$f_{ch;on;dry} = (C_1 \cdot \lambda + C_2) \frac{c_{p;fg;dry}}{H_{I,f}} \cdot \theta_{fg} - \lambda \cdot \alpha_{st} \frac{c_{p;D.A.}}{H_{I,f}} \theta_{D.A.} - \frac{c_{p;f}}{H_{I,f}} \theta_f - f_{br} \quad (6.71)$$

cioè, per le (6.66) e (6.67)

$$f_{ch;on;dry} = (A \cdot \lambda + B) \cdot \theta_{fg} - C \cdot \lambda \cdot \theta_{D.A.} - D \cdot \theta_f - f_{br} \quad (6.72)$$

dove

$$C = \alpha_{st} \frac{c_{p;D.A.}}{H_{I,f}} = 4.320 \frac{32 \left(m + \frac{n}{4} \right)}{12m + n} \cdot \frac{c_{p;D.A.}}{H_{I,f}} \quad (6.73)$$

$$D = \frac{c_{p;f}}{H_{I,f}} \quad (6.74)$$

con

$$\lambda = \frac{20.95 - (1 - k) \cdot O_2 \%_V}{20.95 - O_2 \%_V} \quad (6.75)$$

Per il metano si ha, in condizioni TPN, si ha:

$$C = \alpha_{st} \frac{c_{p;D.A.}}{H_{I,CH_4}} = 17.28 \cdot \frac{1.005}{50\,600} = 0.3470 \cdot 10^{-3} \quad [K^{-1}] \quad (6.76)$$

$$D = \frac{c_{p;f}}{H_{I,CH_4}} = \frac{2.177}{50\,600} = 0.04349 \cdot 10^{-3} \quad [K^{-1}] \quad (6.77)$$

da cui, per $O_2 \%_V = 4.5\%$

$$\lambda = \frac{20.95 - 0.1048 \cdot 4.5}{20.95 - 4.5} = 1.24489 \quad (6.78)$$

da cui, **trascurando il fattore di recupero delle perdite del bruciatore f_{br}** , si ha:

$$\begin{aligned} f_{ch;on;dry} = & \\ & [(0.33585 \cdot 1.24489 - 0.024398) \cdot \theta_{fg} - 0.3470 \cdot 1.24489 \cdot \theta_{D.A.} - 0.04349 \cdot \theta_f] \cdot 10^{-3} = \\ & [0.393698 \cdot \theta_{fg} - 0.43198 \cdot \theta_{D.A.} - 0.04349 \cdot \theta_f] \cdot 10^{-3} \end{aligned} \quad (6.79)$$

e per $\theta_{fg} = 70\,^{\circ}C$, $\theta_{D.A.} = 20\,^{\circ}C$ e $\theta_f = 20\,^{\circ}C$, si ha $f_{ch;on;dry} = 0.01805$, cioè $P_{ch;on;dry} = 1.81\, \%$.

Quindi, a titolo comparativo, per la combustione del metano con un tenore di ossigeno libero nei fumi secchi del 4.5%, si trovano, a seconda delle formule che si impiegano, per le perdite percentuali al camino i valori riportati in Tabella 5.

Formula	A	B	λ	C	D	$P_{ch;on;dry}$	$\Delta\%$
	$[K^{-1}]$	$[K^{-1}]$	-	$[K^{-1}]$	$[K^{-1}]$	[%]	
UNI 10389	0.03143	+0.01	1.2727	-	-	2.50	-
(6.68)	0.03359	-0.0244	1.2449	-	-	1.97	-21.3
(6.72)	0.03359	-0.0244	1.2449	0.03470	0.004349	1.81	-27.8

Tabella 5– Perdite % al camino per metano per $O_2=4.5\%$ con $\theta_{fg} = 70^\circ C$, $\theta_{D.A.} = 20^\circ C$ e $\theta_f = 20^\circ C$

Dai dati riportati in Tabella 5 si vede come utilizzando, al posto della formula riportata nella UNI 10389 [9], la formula semplificata (6.68) si abbia (anche per effetto del calcolo corretto dell'indice d'aria) una riduzione del 21.3% delle perdite stimate, che passa al 27.8% se si considera la formula (6.72). Una stima più precisa delle perdite al camino si può poi ottenere considerando le varie proprietà, come le capacità termiche specifiche, alle effettive temperature dei fluidi considerati, cioè $c_{p;fg} = c_{p;fg}(\theta_{fg})$, $c_{p;D.A.} = c_{p;D.A.}(\theta_{D.A.})$ e $c_{p;CH_4} = c_{p;CH_4}(\theta_f)$.

Occorre adesso definire quanto pesa il termine sino ad ora trascurato delle perdite recuperate al bruciatore, che essendo definito positivo e sottrattore, provoca una riduzione delle perdite al camino per i fumi considerati secchi.

Il termine

$$f_{br} = \frac{k_{br}\dot{W}_{br}}{\dot{m}_f H_{I,f}} \quad (6.80)$$

è dipendente dalle caratteristiche del sistema di alimentazione del bruciatore (aria forzata, pompa d'iniezione del combustibile) e quindi di difficile generalizzazione.

Prendendo per esempio i dati nominali di una caldaia ad aria soffiata alimentata a gas, si ha:

- $\dot{W}_{br} = 0.283 \text{ kW}$
- $\dot{m}_f H_{I,f} = 143 \text{ kW}$
- assunto $k_{br} = 0.8$

si ha $f_{br} = 0.00158$, cioè in termini percentuali 0.16 %; sufficientemente piccolo per poter essere considerato trascurabile **se la definizione delle perdite al camino non pretende di essere precisa al primo decimale del valore percentuale.**

La **forma neutra** della perdita al camino, rispetto alla scelta di utilizzare il potere calorifico inferiore o superiore nella definizione del rendimento termico utile/o di combustione, è quella che si ricava considerando la **perdita specifica** al camino per fumi e aria comburente supposti secchi, $q_{ch;on;dry}$, cioè quello che si ottiene dalla (6.55) dividendo solo per la portata di combustibile:

$$q_{gn;ch;dry} = \frac{\Phi_{gn;ch;dry}}{m_{C_m H_n}} = \frac{m_{fg;dry}}{m_{C_m H_n}} c_{p;fg} \theta_{fg} - \frac{m_{D.A.}}{m_{C_m H_n}} c_{p;D.A.} \theta_{D.A.} - c_{p;f} \theta_f - f_{br} H_{I,f} \quad (6.81)$$

e quindi, per le (6.63) e (6.70)

$$q_{gn;ch;dry} = (C_1 \cdot \lambda + C_2) c_{p;fg} \theta_{fg} - \lambda \alpha_{st} \cdot c_{p;D.A.} \theta_{D.A.} - c_{p;f} \theta_f - f_{br} H_{I,f} \quad (6.82)$$

con C_1 e C_2 dati dalla (6.64) e $\lambda \alpha_{st}$ dalla (6.70) in funzione della composizione dell'idrocarburo, $c_{p;fg}$ ricavabile per ponderazione dai c_p di componenti i fumi, e $c_{p;f}$ dalle caratteristiche del combustibile.

6.1.2.2 Perdite al camino legate al vapore d'acqua

Per la (6.49) la potenza persa al camino dovuta al contributo del vapore d'acqua presente nei fumi e nell'aria comburente è :

$$\Phi_{gn;ch;H_2O} = \dot{m}_{fg,dry} x_{fg} h_{H_2O;fg} - \dot{m}_{D.A.} x_{D.A.} h_{H_2O;M.A.} \quad (6.83)$$

con

x_{fg} l'umidità massica nei gas umidi, in $[kg_{H_2O}/kg_{fg,dry}]$;

$x_{D.A.}$ l'umidità massica riferita alla massa di aria secca dell'aria comburente, in $[kg_{H_2O}/kg_{D.A.}]$;

$h_{H_2O;fg}$ l'entalpia specifica del vapore d'acqua presente nei fumi umidi, in $[kJ/kg_{H_2O.}]$;

$h_{H_2O;MA}$ l'entalpia specifica del vapore d'acqua presente nell'aria umida, in $[kJ/kg_{H_2O.}]$;

a cui occorre aggiungere il bilancio di massa di vapore

$$\dot{m}_{fg,dry} x_{fg} = \dot{m}_{D.A.} x_{D.A.} + \dot{m}_{H_2O,comb} - \dot{m}_{cw}. \quad (6.84)$$

dove

$\dot{m}_{H_2O,comb}$ è la portata in massa d'acqua prodotta dalla combustione, in $[kg/s]$;

$\dot{m}_{cw.}$ è la portata in massa d'acqua di eventuale vapore d'acqua condensato se la temperatura dei fumi lo consente, in $[kg/s]$.

dove, si ha formazione di condensato, cioè $\dot{m}_{cw} > 0$, solo se la temperatura dei fumi risulta essere minore o uguale alla temperatura di rugiada dei fumi, definita come la temperatura di saturazione del vapore d'acqua corrispondente alla sua pressione parziale nei fumi umidi, cioè:

$$\theta_{dp;fg} = \theta_{dp}^{(H_2O)}(p_{H_2O;fg;wet}) \quad (6.85)$$

dove la pressione parziale del vapore nei fumi umidi è data per la (6.9) da:

$$p_{H_2O;fg;wet} = p_{atm} \frac{n_{H_2O;fg;wet}}{n_{fg;wet}} = p_{atm} \frac{n/2}{(R_{N_2/O_2} + 1)\lambda(m + n/4) + n/4} \quad (6.86)$$

In realtà la (6.86) non dà l'effettiva pressione parziale nei fumi umidi, giacché non considera la quantità d'acqua introdotta con l'aria comburente ma solo quella prodotta dalla combustione (equazione (6.9)). Per determinarla occorre aggiungere, sia a numeratore che a denominatore in numero di moli d'acqua introdotte con l'aria comburente, cioè note le condizioni dell'aria umida in ingresso, $\theta_{D.A.}$ e $\phi_{D.A.}$:

$$p_{H_2O;D.A.} = p_{atm} \frac{n_{H_2O;D.A.}}{n_{H_2O;D.A.} + n_{D.A.}} \quad (6.87)$$

da cui

$$n_{H_2O;D.A.} = n_{D.A.} \frac{p_{H_2O;D.A.}}{p_{atm} - p_{H_2O;D.A.}} = n_{D.A.} \frac{p_{SAT}(\theta_{D.A.}) \cdot \phi_{D.A.}}{p_{atm} - p_{SAT}(\theta_{D.A.}) \cdot \phi_{D.A.}} = n_{D.A.} \frac{x_{D.A.}}{0.62144} \quad (6.88)$$

Il numero di moli di aria secca introdotti sono definiti per la (6.11) e (6.6) in funzione dell'indice d'aria λ come:

$$\frac{n_{D.A.}}{n_{C_m H_n}} = \lambda \cdot \beta_{st} = \left[\frac{\text{mol}_{D.A.}}{\text{mol}_{C_m H_n}} \right] \quad (6.89)$$

e sostituendo nella (6.88) si ottiene:

$$\frac{n_{H_2O;D.A.}}{n_{C_m H_n}} = \frac{x_{D.A.}}{0.62144} \cdot 4.773 \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot \lambda = 7.681 \cdot x_{D.A.} \cdot \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot \lambda \quad (6.90)$$

Da cui, essendo sia il numeratore che il denominatore della (6.86) riferiti alla mole di combustibile, aggiungendo si ottiene:

$$p_{H_2O;fg;wet} = p_{atm} \frac{\frac{n}{2} + 7.681 \cdot x_{D.A.} \cdot \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot \lambda}{(R_{N_2/O_2} + 1)\lambda(m + n/4) + \frac{n}{4} + 7.681 \cdot x_{D.A.} \cdot \left(m + \frac{n}{4} \right) \cdot \lambda} \quad (6.91)$$

Per il metano (m=1, n=4) si ottiene:

$$p_{H_2O;fg;wet;CH_4} = p_{atm} \frac{2 + 15.362 \cdot x_{D.A.} \cdot \lambda}{(9.5465 + 15.362 \cdot x_{D.A.}) \cdot \lambda + 1} \quad (6.92)$$

Ad esempio per un'aria comburente umida con $\phi_{D.A.} = 0.5$ e $\theta_{D.A.} = 20^\circ C$, per cui si ha $x_{D.A.} = 0.0072558$ [kg_{H2O}/kg_{D.A.}] si ottiene in funzione dell'indice d'aria quanto riportato in Tabella 6.

Indice d'aria	Formula	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	2
$p_{H_2O;fg;wet;CH_4}$	(6.99)	0.19226	0.18103	0.17104	0.16209	0.15404	0.1467	0.11865
$p_{H_2O;fg;wet;CH_4}$	(6.92)	0.19811	0.18261	0.16949	0.15824	0.14848	0.13994	0.10942

Tabella 6– Pressioni parziali del vapore nei fumi umidi con aria comburente umida, $\theta_{D.A.} = 20^\circ C$ e $\phi_{D.A.} = 0.5$

Per la (6.85), utilizzando i valori di pressione parziale ricavati in Tabella 6, si possono ricavare le temperature di rugiada dei fumi umidi nella combustione di metano in funzione dell'indice d'aria, sia nella forma approssimata che nella forma corretta, così come riportato in Tabella 7, che evidenzia anche l'errore introdotto dal considerare trascurabile l'umidità dell'aria comburente.

Indice d'aria	Formula	1	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	2
$\theta_{dp;fg(CH_4)}$	(6.99)	59.2	57.9	56.7	55.6	54.5	53.5	49.2
$\theta_{dp;fg(CH_4)}$	(6.92)	59.9	58.1	56.5	55.1	53.8	52.5	47.6
$\Delta\theta_{dp;fg(CH_4)}$	%	-1.1%	-0.3%	0.3%	0.9%	1.4%	1.9%	3.4%

Tabella 7– Temperature di rugiada dei fumi umidi con aria comburente umida, $\theta_{D.A.} = 20^\circ C$ e $\phi_{D.A.} = 0.5$

Riprendendo il bilancio di massa del vapore dato dalla (6.84) e dividendo ambo i membri per la portata di combustibile si ha

$$\frac{m_{fg,dry}}{m_f} x_{fg} = \frac{m_{D.A.}}{m_f} x_{D.A.} + \frac{m_{H_2O,comb}}{m_f} - \frac{m_{cw}}{m_f} \quad (6.93)$$

che, per le (6.4), (6.10), (6.63), (6.64) può esser riscritta in funzione dell'indice d'aria λ come

$$(C_1 \cdot \lambda + C_2) x_{fg} = \lambda \cdot \alpha_{st} \cdot x_{D.A.} + \alpha_{w,comb} - \alpha_{cw} \quad (6.94)$$

avendo posto per combustibile idrocarburo ($m_f = m_{C_m H_n}$)

$$\alpha_{w,comb} = \frac{m_{H_2O,comb}}{m_{C_m H_n}} = \frac{9n}{12m+n} \quad ; \quad \alpha_{cw} = \frac{m_{cw}}{m_{C_m H_n}} \quad (6.95)$$

La quantità di acqua condensata per unità di massa di combustibile dipende dalla temperatura dei fumi e in particolare si ha:

$$\begin{aligned} \theta_{fg} > \theta_{dp;fg} &\rightarrow m_{cw} = \alpha_{cw} = 0 \rightarrow x_{fg} = \frac{\lambda \cdot \alpha_{st} \cdot x_{D.A.} + \alpha_{w,comb}}{(C_1 \cdot \lambda + C_2)} \\ \theta_{fg} \leq \theta_{dp;fg} &\rightarrow \alpha_{cw} = \lambda \cdot \alpha_{st} \cdot x_{D.A.} + \alpha_{w,comb} - (C_1 \cdot \lambda + C_2) x_{fg;sat} \end{aligned} \quad (6.96)$$

cioè:

- temperatura dei fumi maggiore della temperatura di rugiada dei fumi:
la (6.96) consente di determinare l'umidità dei fumi;
- temperatura dei fumi minore o uguale alla temperatura di rugiada dei fumi:
la (6.96) consente di determinare la quantità di condensato per unità di massa di combustibile impiegato assunto che il vapore nei fumi sia saturo, e quindi l'umidità massica $x_{fg;sat}$ sia nota.

Ritornando al bilancio entalpico per l'acqua, utilizzando la formula semplificata per l'entalpia specifica del vapore d'acqua, che considera il vapore un gas ideale, e un riscaldamento isobaro dal punto triplo,

$$h_v^{(H_2O)}(\theta) = h_l^{(H_2O)}(\theta_{TP}) + c_{p;l}^{(H_2O)} \cdot (\theta_{dp} - \theta_{TP}) + \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp}) + c_{p;v}^{(H_2O)} \cdot (\theta - \theta_{dp}) \quad (6.97)$$

con

- θ_{TP} temperatura del punto triplo dell'acqua = 0.01 °C, **approssimato a 0°C**;
- $h_l^{(H_2O)}(\theta_{TP})$ entalpia specifica dell'acqua liquida al punto triplo **posta uguale a zero**, in [kJ/kg];
- $c_{p;l}^{(H_2O)}$ capacità termica specifica del liquido, in [kJ/(kg K)]
- θ_{dp} temperatura di rugiada del vapore che si trova a temperatura finale θ , in [°C];
- $c_{p;v}^{(H_2O)}$ capacità termica specifica del vapore, in [kJ/(kg K)]

la (6.83), per le assunzioni fatte ($\theta_{TP} \cong 0^\circ C$ e $h_l^{(H_2O)}(\theta_{TP}) = 0$) si può riscrivere come

$$\begin{aligned} \Phi_{gn;ch;H_2O} = \dot{m}_{fg,dry} x_{fg} \left[c_{p;l}^{(H_2O)} \cdot \theta_{dp;fg} + \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;fg}) + c_{p;v}^{(H_2O)} \cdot (\theta_{fg} - \theta_{dp;fg}) \right] \\ - \dot{m}_{D.A.} x_{D.A.} \left[c_{p;l}^{(H_2O)} \cdot \theta_{dp;D.A.} + \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;D.A.}) + c_{p;v}^{(H_2O)} \cdot (\theta_{D.A.} - \theta_{dp;D.A.}) \right] + \dot{m}_{cw} c_w \theta_{cw} \end{aligned} \quad (6.98)$$

con, se c'è condensazione ($\dot{m}_{cw} > 0$),

- $\theta_{cw} \cong \theta_{fg}$ temperatura dell'acqua condensata evacuata, in [°C];
- $c_w = c_{p;l}^{(H_2O)}$ capacità termica specifica del liquido, in [kJ/(kg K)].

Separando la variazione entalpica legata al termine di transizione di fase rispetto al riscaldamento sensibile ha:

$$\begin{aligned}
 \Phi_{gn;ch;H_2O;s} &= \dot{m}_{fg,dry} x_{fg} \left[c_{p;l}^{(H_2O)} \cdot \theta_{dp;fg} + c_{p;v}^{(H_2O)} \cdot (\theta_{fg} - \theta_{dp;fg}) \right] \\
 -\dot{m}_{D.A.} x_{D.A.} \left[c_{p;l}^{(H_2O)} \cdot \theta_{dp;D.A.} + c_{p;v}^{(H_2O)} \cdot (\theta_{D.A.} - \theta_{dp;D.A.}) \right] + \dot{m}_{cw} c_{p;l}^{(H_2O)} \theta_{fg} = \\
 \dot{m}_{fg,dry} x_{fg} c_{p;v}^{(H_2O)} \left[\theta_{fg} + \theta_{dp;fg} \cdot \left(c_{p;l}^{(H_2O)} - c_{p;v}^{(H_2O)} \right) / c_{p;v}^{(H_2O)} \right] \\
 -\dot{m}_{D.A.} x_{D.A.} c_{p;v}^{(H_2O)} \left[\theta_{D.A.} + \theta_{dp;D.A.} \cdot \left(c_{p;l}^{(H_2O)} - c_{p;v}^{(H_2O)} \right) / c_{p;v}^{(H_2O)} \right] + \dot{m}_{cw} c_{p;l}^{(H_2O)} \theta_{fg}
 \end{aligned} \quad (6.99)$$

e

$$\Phi_{gn;ch;H_2O;l} = \dot{m}_{fg,dry} x_{fg} \left[\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;fg}) \right] - \dot{m}_{D.A.} x_{D.A.} \left[\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;D.A.}) \right] \quad (6.100)$$

La capacità termica specifica del vapore d'acqua saturo (e quindi anche surriscaldato) dipende sia dalla temperatura che dalla pressione parziale a cui si trova il vapore. Nel campo 0°C - 100°C, **in condizioni di saturazione** si ha $c_{p;v;sat}^{(H_2O)}(0^\circ C) = 1.86 \text{ kJ/(kg K)}$ e $c_{p;v;sat}^{(H_2O)}(100^\circ C) = 2.07 \text{ kJ/(kg K)}$. Nella termodinamica dell'aria umida si impiega di solito il $c_{p;v;sat}^{(H_2O)}(0^\circ C)$, preso costante su tutto il campo di pressione e temperatura di interesse, e si utilizza l'entalpia di transizione di fase alla stessa temperatura, $\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(0^\circ C) = 2501 \text{ kJ/kg}$, per la stima dell'entalpia specifica del vapore surriscaldato. Avendo scelto invece di considerare la transizione di fase non la punto triplo, ma alla pressione corrispondente alla pressione parziale a cui si trova il vapore in miscela o con i fumi o con l'aria comburente, la corrispondente entalpia specifica così come la capacità termica specifica dipendono dalla temperatura di rugiada della miscela.

Per semplificare si assume costante il $c_{p;v}^{(H_2O)}$ nel campo di temperature tra 0°C e 100 °C e pari a 1.965 kJ/(kg K).

Sotto tale ipotesi si ha:

$$\left(c_{p;l}^{(H_2O)} - c_{p;v}^{(H_2O)} \right) / c_{p;v}^{(H_2O)} = \frac{4.187 - 1.965}{1.965} = 1.1308 \quad (6.101)$$

da cui la (6.99) diventa

$$\begin{aligned}
 \Phi_{gn;ch;H_2O;s} &= \dot{m}_{fg,dry} x_{fg} c_{p;v}^{(H_2O)} \left[\theta_{fg} + 1.1308 \theta_{dp;fg} \right] - \dot{m}_{D.A.} x_{D.A.} c_{p;v}^{(H_2O)} \left[\theta_{D.A.} + \right. \\
 &\quad \left. 1.1308 \theta_{dp;D.A.} \right] + \dot{m}_{cw} c_{p;l}^{(H_2O)} \theta_{fg}
 \end{aligned} \quad (6.102)$$

La perdita di energia specifica ai fumi relativa alla parte sensibile dell'entalpia del vapore d'acqua è quindi:

$$\begin{aligned}
 q_{gn;ch;H_2O;s} &= \frac{\Phi_{gn;ch;H_2O;s}}{\dot{m}_{C_m H_n}} = \frac{\dot{m}_{fg,dry}}{\dot{m}_{C_m H_n}} c_{p;v}^{(H_2O)} x_{fg} \cdot \left[\theta_{fg} + 1.1308 \theta_{dp;fg} \right] \\
 &\quad - \frac{\dot{m}_{D.A.}}{\dot{m}_{C_m H_n}} c_{p;v}^{(H_2O)} x_{D.A.} \cdot \left[\theta_{D.A.} + 1.1308 \theta_{dp;D.A.} \right] + \frac{\dot{m}_{cw}}{\dot{m}_{C_m H_n}} c_{p;l}^{(H_2O)} \theta_{fg}
 \end{aligned} \quad (6.103)$$

dove

$x_{fg} = x_{fg}(\theta_{fg}, \phi_{fg})$	l'umidità massica dei fumi dipende dalla temperatura e umidità relativa e
$x_{D.A.} = x_{D.A.}(\theta_{D.A.}, \phi_{D.A.})$	l'umidità massica dell'aria dipende dalla sua temperatura e umidità relativa,
$\theta_{dp;fg} = \theta_{dp;fg}(\theta_{fg}, \phi_{fg})$	temperatura di rugiada dei fumi;

$\theta_{dp;D.A.} = \theta_{dp;D.A.}(\theta_{D.A.}, \phi_{D.A.})$ temperatura di rugiada dell'aria.

Per le (6.94) e (6.95), si ha:

$$q_{gn;ch;H_2O;s} = (C_1 \cdot \lambda + C_2) c_{p;v}^{(H_2O)} x_{fg} [\theta_{fg} + 1.1308 \theta_{dp;fg}] - \lambda \cdot \alpha_{st} \cdot x_{D.A.} [\theta_{D.A.} + 1.1308 \theta_{dp;D.A.}] + \alpha_{cw} c_{p;l}^{(H_2O)} \theta_{fg} \quad (6.104)$$

Se si considera il metano, si ha:

$$(C_1 \cdot \lambda + C_2) c_{p;v}^{(H_2O)} = (17.2065 \lambda - 1.25) \cdot 1.965 = 33.81 \lambda - 2.46 \quad (6.105)$$

$$\lambda \cdot \alpha_{st} = 17.28 \cdot \lambda \quad (6.106)$$

cioè

$$q_{gn;ch;H_2O;s} = (33.81 \cdot \lambda - 2.46) \cdot x_{fg} \cdot [\theta_{fg} + 1.1308 \theta_{dp;fg}] - 17.28 \cdot \lambda x_{D.A.} [\theta_{D.A.} + 1.1308 \theta_{dp;D.A.}] + 4.186 \alpha_{cw} \theta_{fg} \quad (6.107)$$

Se si considera lo stesso caso preso in esame per l'analisi delle perdite dei fumi secchi, cioè per $O_2 \%_V = 4.5\%$, per cui l'indice d'aria è $\lambda = 1.24489$, e per $\theta_{fg} = 70^\circ C$, $\theta_{D.A.} = 20^\circ C$, per cui

$$\text{posto } \phi_{D.A.} = 0.5 \rightarrow \begin{cases} \theta_{dp;D.A.} [0.5 \cdot p_{SAT}(20^\circ C)] = 9.3 [^\circ C] \\ x_{D.A.} = 0.007256 \quad kg_{H_2O}/kg_{D.A.} \end{cases} \quad (6.108)$$

essendo la **temperatura dei fumi superiore alla loro temperatura di rugiada** (da Tabella 7, per $\lambda = 1.2$ è $\theta_{dp;fg} = 60.2^\circ C$), dalla prima delle (6.96) si ricava l'umidità massica dei fumi come:

$$x_{fg(CH_4)} = \frac{\lambda \cdot \alpha_{st} \cdot x_{D.A.}}{(C_1 \cdot \lambda + C_2)} + \frac{18 n}{2 (12 m + n)(C_1 \cdot \lambda + C_2)} = \frac{1.24489 \cdot 17.28 \cdot 0.007256}{(17.2065 \cdot 1.24489 - 1.25)} + \frac{18 \cdot 4}{2 (16)(17.2065 \cdot 1.24489 - 1.25)} \quad (6.109)$$

$$= 0.007738 + 0.111551 = 0.119289 \quad kg_{H_2O}/kg_{fg(CH_4)}$$

La pressione parziale del vapore d'acqua nei fumi umidi risulta essere

$$p_{H_2O;fg} = \frac{x_{fg} \cdot p_{atm}}{x_{fg} + \frac{M_{m;H_2O}}{M_{m;fg;dry}}} \quad (6.110)$$

e quindi per i fumi di metano in esame è

$$p_{H_2O;fg;CH_4} = \frac{0.119289 \cdot 1.01325}{0.119289 + \frac{18}{29.65}} = 0.166402 \quad [bar] \rightarrow \theta_{dp;fg} = 56.1^\circ C \quad (6.111)$$

da cui si ricava

$$q_{gn;ch;H_2O;s} = (33.81 \cdot 1.24489 - 2.46) \cdot 0.119289 \cdot [70 + 1.1308 \cdot 56.1] - 17.28 \cdot 1.24489 \cdot 0.007256 \cdot [20 + 1.1308 \cdot 9.3] + 0 = \mathbf{626.1} \quad [kJ/kg_{CH_4}] \quad (6.112)$$

Resta da determinare la perdita al camino legata all'entalpia di transizione di fase, che è data dalla:

$$q_{gn;ch;H_2O;l} = \frac{m_{fg;dry}}{m_{C_mH_n}} x_{fg} [\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;fg})] - \frac{m_{D.A.}}{m_{C_mH_n}} x_{D.A.} [\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;D.A.})] \quad (6.113)$$

Per le (6.94) e (6.95), si ha:

$$q_{gn;ch;H_2O;l} = (C_1 \cdot \lambda + C_2) x_{fg} [\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;fg})] - \lambda \cdot \alpha_{st} \cdot x_{D.A.} [\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;D.A.})] \quad (6.114)$$

Utilizzando per l'entalpia di transizione di fase liquido-vapore dell'acqua la relazione:

$$\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta) = 2500.6 - 2.435 \cdot \theta \quad [kJ/kg] \quad (6.115)$$

si può verificare l'importanza di tale termine nell'esempio della combustione da metano in precedenza descritto. In tal caso si ha per $\lambda = 1.24489$, e per $\theta_{fg} = 70^\circ C$, $\theta_{D.A.} = 20^\circ C$, per il quale si ha

$$\Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(70^\circ C) = 2330.15 \quad [kJ/kg] ; \quad \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(20^\circ C) = 2451.9 \quad [kJ/kg] \quad (6.116)$$

e quindi

$$q_{gn;ch;H_2O;l} = (17.2065 \lambda - 1.25) \cdot 0.119289 \cdot [2330.15] - 17.28 \cdot 1.24489 \cdot 0.007256 \cdot [2451.9] = \mathbf{5223.8} \quad [kJ/kg_{CH_4}] \quad (6.117)$$

da cui si vede, nel confronto con la (6.112), come la componente di perdita dovuta alla diversa entalpia di transizione di fase sia quasi di un ordine di grandezza maggiore di quella dovuta al riscaldamento sensibile, nonostante tale entalpia diminuisca al crescere della temperatura.

Ricomponendo le due relazioni, la (6.104) e la (6.114), la perdita ai fumi dovuta alla presenza di acqua sia per alimentazione con aria comburente umida sia per la produzione di vapore d'acqua da parte del processo di combustione è data da:

$$q_{gn;ch;H_2O} = (C_1 \cdot \lambda + C_2) x_{fg} [c_{p;v}^{(H_2O)}(\theta_{fg} + 1.1308 \theta_{dp;fg}) + \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;fg})] - \lambda \cdot \alpha_{st} \cdot x_{D.A.} [c_{p;v}^{(H_2O)}(\theta_{D.A.} + 1.1308 \theta_{dp;D.A.}) + \Delta h_{l \rightarrow v}^{(H_2O)}(\theta_{dp;D.A.})] \quad (6.118)$$

Nel caso dell'esempio di combustione di metano con $\lambda = 1.24489$, $\theta_{fg} = 70^\circ C$, $\theta_{D.A.} = 20^\circ C$, $\phi_{D.A.} = 0.5$, si ha:

$$q_{gn;ch;H_2O} = \mathbf{626.1} + \mathbf{5223.8} = \mathbf{5849.9} \quad [kJ/kg_{CH_4}] \quad (6.119)$$

Se si riprende il fattore di perdita calcolato nelle stesse condizioni per i fumi considerati secchi, riferito al poter calorifico inferiore, e lo si moltiplica per questo, si ottiene la perdita specifica al camino per fumi secchi, che risulta essere pari a :

$$q_{gn;ch;dry} = f_{ch;on;dry} \cdot H_I = 0.01805 \cdot 50\,600 = \mathbf{913.3} \quad [kJ/kg_{CH_4}] \quad (6.120)$$

Quindi, le perdite al camino per il mancato sfruttamento potenziale di condensazione del vapore d'acqua presente nei fumi sono di un ordine di grandezza maggiore delle perdite al camino con fumi secchi, cioè nell'ipotesi di trascurare la presenza d'acqua nell'aria di alimentazione e nei fumi umidi.

Le perdite specifiche complessive al camino risultano quindi essere:

$$q_{gn;ch} = q_{gn;ch;dry} + q_{gn;ch;H_2O} = \mathbf{913.3 + 5849.9 = 6763.2} \quad [kJ/kg_{CH_4}] \quad (6.121)$$

6.1.2.3 Recupero di energia per condensazione del vapore d'acqua

Se la temperatura di uscita dei fumi dallo scambiatore è inferiore alla temperatura di rugiada, vuol dire che si è verificato sullo scambiatore un processo di condensazione, cioè si è nella condizione indicata dalla seconda delle (6.96):

$$\theta_{fg} \leq \theta_{dp;fg} \rightarrow \frac{m_{cw}}{m_f} = \alpha_{cw} = \lambda \cdot \alpha_{st} \cdot x_{D.A.} + \alpha_{w;cond} - (C_1 \cdot \lambda + C_2) x_{fg;sat} \quad (6.122)$$

dove

$$x_{fg;sat} = \frac{18}{M_{m,fg}(\lambda)} \cdot \frac{p_{sat}(\theta_{fg})}{p_{atm} - p_{sat}(\theta_{fg})} \quad (6.123)$$

Se si ha combustione di metano con $\lambda = 1.24489$, $\theta_{D.A.} = 20^\circ C$, $\phi_{D.A.} = 0.5$, e la temperatura dei fumi è ridotta a $\theta_{fg} = 35^\circ C$, per cui $p_{sat}(35^\circ C) = 0.056278 \text{ bar}$, si ha:

$$x_{fg;sat} = \frac{18}{29.65} \cdot \frac{0.056278}{1.01325 - 0.056278} = 0.03725 \quad \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{fg;dry}} \right] \quad (6.124)$$

da cui la massa di condensato per unità di massa di combustibile per la (6.95) è pari a

$$\alpha_{cw} = 1.24489 \cdot 17.28 \cdot 0.007256 + \frac{18 \cdot 4}{32} - (17.206 \cdot 1.24489 - 1.25) 0.03725 = 1.655 \quad (6.125)$$

in $[kg_{H_2O}/kg_{CH_4}]$

Sostituendo nella (6.118) il valore dell'umidità massica nei fumi in condizioni di saturazione, equazione (6.124), insieme con la nuova temperatura dei fumi di $\theta_{fg} = 35^\circ C$, che essendo saturi è anche la relativa temperatura di rugiada, $\theta_{dp;fg} = 35^\circ C$, si ottiene direttamente la perdita al camino legata al vapore d'acqua che include il recupero energetico dovuto alla condensazione, cioè:

$$q_{gn;ch;H_2O} = (17.206 \cdot 1.24489 - 1.25) 0.03725 \cdot [1.965 \cdot (35 + 1.1308 \cdot 35) + 2415.4] - 1.24489 \cdot 17.28 \cdot 0.007256 \cdot [1.965 \cdot (20 + 1.1308 \cdot 9.3) + 2451.9] = \mathbf{1532.8} \quad [kJ/kg_{CH_4}] \quad (6.126)$$

che risulta essere pari a **22.6%** delle analoghe perdite specifiche in assenza di condensazione e con temperatura dei fumi pari a $70^\circ C$.

Se poi si ricalcolano le perdite al camino per i fumi supposti secchi per $\theta_{fg} = 35^\circ\text{C}$, nell'ipotesi adottata di considerare trascurabile il termine $f_{br}H_{I,f}$, e si usa per confronto lo stesso $c_{p,fg}$ a 0°C , usato nell'esempio a 70°C , si trova

$$q_{gn,ch,dry} = (17.206 \cdot 1.24489 - 1.25) \cdot 0.9771 \cdot 35 - 1.24489 \cdot 17.28 \cdot 1.005 \cdot 20 - 2.177 \cdot 20 = \mathbf{213.9} \text{ [kJ/kg}_{CH_4}\text{]} \quad (6.127)$$

la perdita specifica totale al camino risulta essere pari a

$$q_{gn,ch} = \mathbf{213.9 + 1532.8 = 1743.9} \text{ [kJ/kg}_{CH_4}\text{]} \quad (6.128)$$

che risulta essere pari al **25.8%** delle perdite specifiche complessive a 70°C .

Quello che si evince da tale risultato, ma anche direttamente dalla struttura delle formule e dalla definizione stessa delle perdite, è che

le perdite ai fumi sono costituite SEMPRE da una quantità definita positiva, anche in presenza di un forte recupero entalpico per effetto della condensazione del vapore presente nei fumi.

Perché le perdite ai fumi possano essere negative occorre che la portata entalpica in uscita con i fumi sia inferiore a quella in ingresso con l'aria umida comburente e il combustibile, cosa possibile solo se la temperatura e l'umidità dei fumi è inferiore a quelle dell'aria comburente, cosa certamente non realizzabile nelle normali condizioni di prova e di esercizio dei generatori. Quella che può risultare negativa è la perdita apparente ai fumi, così come definita e analizzata al paragrafo 2.4.1.4.

6.1.2.4 Perdite al camino per fumi umidi di cui si considera solo l'entalpia "sensibile" del vapore d'acqua

La norma UNI EN 304:2018 [10] per il calcolo delle perdite al camino utilizza un metodo "ibrido", cioè considera delle perdite al camino a fumi umidi ma contenente solo la parte sensibile dell'entalpia del vapore d'acqua, cioè, con riferimento alle (6.49), (6.51), (6.99) e (6.100),

$$\Phi_{gn,ch} = (\Phi_{gn,ch,dry} + \Phi_{gn,ch,H_2O,s}) + \Phi_{gn,ch,H_2O,l} = \Phi_{gn,ch,wet*} + \Phi_{gn,ch,H_2O,l} \quad (6.129)$$

che, in termini di perdita specifica, cioè dividendo per la portata massica di combustibile, può essere riscritta come:

$$q_{gn,ch} = (q_{gn,ch,dry} + q_{gn,ch,H_2O,s}) + q_{gn,ch,H_2O,l} = q_{gn,ch,wet*} + q_{gn,ch,H_2O,l} \quad (6.130)$$

dove

$q_{gn,ch,wet*}$ perdita termica specifica rispetto alla massa di combustibile per fumi umidi, ma limitatamente alla quota di entalpia dovuta al riscaldamento sensibile del vapore d'acqua (escludendo quindi l'entalpia di transizione di fase), in [kJ/kg_f].

Tale perdita termica specifica, per la (6.82) e la (6.104), risulta essere data da:

$$q_{gn,ch,wet*} = q_{gn,ch,dry} + q_{gn,ch,H_2O,s} = \alpha_{fg,dry} c_{p,fg} \theta_{fg} - \alpha_{D.A.} \cdot c_{p,D.A.} \theta_{D.A.} + c_{p,f} \theta_f - f_{br} H_{I,f} + \alpha_{fg,dry} x_{fg} c_{p,v}^{(H_2O)} [\theta_{fg} + 1.1308 \theta_{dp,fg}] - \alpha_{D.A.} x_{D.A.} c_{p,v}^{(H_2O)} [\theta_{D.A.} + 1.1308 \theta_{dp,D.A.}] + \alpha_{cw} c_{p,l}^{(H_2O)} \theta_{fg} \quad (6.131)$$

con

$\alpha_{fg,dry} = (C_1 \cdot \lambda + C_2)$ rapporto in massa tra fumi secchi e combustibile, in [kg_{fg}/kg_f];

$\alpha_{D.A.} = \lambda \alpha_{st}$ rapporto in massa tra aria secca comburente e combustibile, in [kg_{D.A.}/kg_f];

$\alpha_{D.A.}$ rapporto in massa tra acqua condensata e combustibile, in [kg_{H2O}/kg_f].

La UNI EN 304:2018 semplifica molto tale termine adottando le seguenti ipotesi:

- assenza di acqua condensata: $\alpha_{cw} = 0$;
- combustibile alla stessa temperatura dell'aria comburente: $\theta_f = \theta_{D.A.}$;
- trascura l'entalpia dell'acqua in fase liquida per la determinazione dell'entalpia del vapore d'acqua, sia per l'aria comburente, che per i gas combusti, il che vuol dire considerare la transizione di fase al punto triplo: $\theta_{dp,fg} = \theta_{dp,D.A.} = 0^\circ\text{C}$;
- trascura l'eventuale recupero dell'energia dissipata dal bruciatore: $f_{br} = 0$;

Sotto tali ipotesi si ha:

$$q_{gn,ch;wet*} = \alpha_{fg,dry} c_{p,fg} \theta_{fg} - (\alpha_{D.A.} c_{p,D.A.} + c_{p,f}) \theta_{D.A.} + \alpha_{fg,dry} x_{fg} c_{p,v}^{(H2O)} \theta_{fg} - \alpha_{D.A.} x_{D.A.} c_{p,v}^{(H2O)} \theta_{D.A.} \quad (6.132)$$

a cui aggiunge l'ipotesi:

- $\alpha_{fg,dry} c_{p,fg} \cong \alpha_{D.A.} c_{p,D.A.} + c_{p,f}$, verificata per $c_{p,fg} \cong c_{p,D.A.} \cong c_{p,f}$;

mentre l'ipotesi

- $\alpha_{D.A.} x_{D.A.} \cong \alpha_{fg,dry} x_{fg}$ è compensabile se nella parte latente dell'entalpia del vapore d'acqua si considera l'entalpia di transizione di fase alla temperatura di uscita dei fumi e non quella, fissa, al punto triplo;

da cui, la forma finale è:

$$q_{gn,ch;wet*} = \alpha_{fg,dry} c_{p,fg} (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) + \alpha_{fg,dry} x_{fg} c_{p,v}^{(H2O)} (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) \quad (6.133)$$

dove

$c_{p,fg}$ è la capacità termica specifica media dei fumi secchi nel campo di temperatura $\theta_{fg} \div \theta_{D.A.}$, in [kJ/(kg_{fg} K)];

$c_{p,v}^{(H2O)}$ è la capacità termica specifica media del vapore d'acqua nel campo di temperatura $\theta_{fg} \div \theta_{D.A.}$, in [kJ/(kg_{H2O} K)];

La norma inoltre riporta delle correlazioni per la determinazione di tali quantità in funzione delle temperature, e per i gas combusti anche in funzione del contenuto di CO₂, espressi però in [Wh/(m³ K)]

$$c_{p,fg}(\theta, CO_2) = 0.361 + 0.008 \cdot \left(\frac{\theta_{fg}}{1000}\right) + 0.034 \cdot \left(\frac{\theta_{fg}}{1000}\right)^2 + \left[0.085 + 0.19 \cdot \left(\frac{\theta_{fg}}{1000}\right) - 0.14 \cdot \left(\frac{\theta_{fg}}{1000}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{CO_2\%}{100}\right) + \left[0.3 \cdot \left(\frac{\theta_{fg}}{1000}\right) - 0.2 \cdot \left(\frac{\theta_{fg}}{1000}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{CO_2\%}{100}\right)^2 \quad (6.134)$$

dove però il primo termine contenente la CO₂% è erroneamente elevato al quadrato come il secondo, e

$$c_{p,v}^{(H_2O)}(\theta_{fg}) = 0.414 + 0.038 \cdot \left(\frac{\theta_{fg}}{1000}\right) + 0.034 \cdot \left(\frac{\theta_{fg}}{1000}\right)^2 \quad (6.135)$$

dove però non si specifica che si fa riferimento non al volume del vapore d'acqua ma a quello dei fumi e non è detto se considerati secchi o umidi (per consistenza dovrebbero essere secchi).

Utilizzando per semplicità e per poter effettuare un confronto i valori adottati in precedenza, $c_{p,v}^{(H_2O)} = 1.965$ [kJ/(kg_{H2O} K)] e il valore (sottostimato) di $c_{p,fg} = 0.9771$ [kJ/(kg_{fg} K)] determinato a 0°C per l'indice d'aria $\lambda = 1.24489$, per le condizioni $\theta_{fg} = 70$ °C, $\theta_{D.A.} = 20$ °C, $\phi_{D.A.} = 0.5$, e x_{fg} determinato con la prima delle (6.96) e pari a 0.11929 [kg_{H2O}/kg_{fg}], si ha:

$$q_{gn;ch;wet^*} = 20.17 \cdot 0.9771(70 - 20) + 20.17 \cdot 0.11929 \cdot 1.965 (70 - 20) = \mathbf{1221.8} \left[\frac{kJ}{kg_f}\right] \quad (6.136)$$

È più interessante però derivare la forma delle perdite in termini di fattore di perdita riferito al potere calorifico inferiore, cioè

$$f_{ch;on;wet^*} = \frac{q_{gn;ch;wet^*}}{H_{I,f}} = \alpha_{fg;dry} \frac{c_{p,fg} + x_{fg} c_{p,v}^{(H_2O)}}{H_{I,f}} (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) \quad (6.137)$$

dove per $\alpha_{fg;dry} = (C_1 \cdot \lambda + C_2)$ si ha:

$$f_{ch;on;wet^*} = (C_1 \cdot \lambda + C_2) \frac{c_{p,fg} + x_{fg} c_{p,v}^{(H_2O)}}{H_{I,f}} (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) \quad (6.138)$$

Posto

$$A_w = C_1 \frac{c_{p,fg} + x_{fg} c_{p,v}^{(H_2O)}}{H_{I,f}} \quad (6.139)$$

$$B_w = C_2 \frac{c_{p,fg} + x_{fg} c_{p,v}^{(H_2O)}}{H_{I,f}} \quad (6.140)$$

la (6.138) può essere riscritta come

$$f_{ch;on;wet^*} = (A_w \cdot \lambda + B_w) (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) \quad (6.141)$$

e per la forma approssimata che fornisce l'indice d'aria in funzione del tenore di ossigeno nei fumi, si ha

$$f_{ch;on;wet^*} = \left(\frac{A_w \cdot 21}{21 - O_2 \%_V} + B_w \right) (\theta_{fg} - \theta_{D.A.}) \quad (6.142)$$

ottenendo una formula che ha la stessa struttura della formula di Siegert estesa.

Per il metano, utilizzando gli stessi parametri impiegati in precedenza, assumendo cioè un'umidità massica dei fumi pari a $x_{fg} = 0.11929$ [kg_{H2O}/kg_{fg}], si ha:

$$A_w \cdot 21 = 0.8744 \cdot 10^{-3} \quad [\text{K}^{-1}] \quad (6.143)$$

$$B_w = -0.03025 \cdot 10^{-3} \quad [\text{K}^{-1}] \quad (6.144)$$

e per $\theta_{fg} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, $\theta_{D.A.} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ si ha $P_{ch,on;wet^*} = 2.5 \%$, che è molto simile al valore ricavato con la formula della UNI 10389 (Tabella 5), che quindi potrebbe non fare riferimento ai fumi secchi, ma ai fumi considerati umidi a meno dell'entalpia di transizione di fase del vapore di acqua con un riferimento prefissato.

6.1.2.5 Relazione tra rendimenti, perdite specifiche e fattore di recupero

Le perdite specifiche $q_{gn,ch}$ definite nei paragrafi precedenti sono indipendenti dalla scelta di utilizzare un rendimento termico utile o un rendimento di combustione basati o sul potere calorifico inferiore o su quello superiore; l'unica avvertenza è che nel momento del loro impiego nel calcolo del rendimento o dei fattori di perdita occorre tener conto della diversa definizione degli stessi. Infatti, riprendendo quanto sviluppato nel paragrafo 2.4.1.4, si ha:

$$\eta_{tu}^{(H)} = 1 - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}^*}{\dot{m}_f H_{S,f}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\dot{m}_f H_{S,f}} = 1 - \frac{q_{gn,ch}}{H_{S,f}} - \frac{q_{gn,env}}{H_{S,f}} = 1 - f_{ch,on}^{(H)} - f_{gn,env}^{(H)} \quad (6.145)$$

rispetto al potere calorifico superiore, e

$$\eta_{tu}^{(L)} = 1 + \frac{\Delta H_f}{H_{I,f}} - \frac{\dot{Q}_{gn,ch}^*}{\dot{m}_f H_{I,f}} - \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\dot{m}_f H_{I,f}} = 1 + \frac{\Delta H_f}{H_{I,f}} - \frac{q_{gn,ch}}{H_{I,f}} - \frac{q_{gn,env}}{H_{I,f}} = 1 - f_{ch,on}^{(L)} - f_{gn,env}^{(L)} \quad (6.146)$$

rispetto al potere calorifico inferiore, avendo posto

$$f_{ch,on}^{(L)} = \frac{q_{gn,ch} - \Delta H_f}{H_{I,f}} = \frac{q_{gn,ch}^{(L)}}{H_{I,f}} \quad (6.147)$$

dove

$q_{gn,ch}^{(L)}$ perdita specifica apparente al camino definita dall'equazione (2.54), in $[\text{kJ/kg}_f]$;

ΔH_f differenza tra potere calorifico superiore e inferiore, in $[\text{kJ/kg}_f]$.

Da cui la relazione tra i due rendimenti è, come dimostrato dalla (2.46):

$$\eta_{tu}^{(L)} = \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} \eta_{tu}^{(H)} \quad (6.148)$$

Separando le perdite specifiche al camino nella componente relativa ai fumi considerati secchi, $q_{gn,ch;dry}$ e quella dovuta alla presenza di vapore d'acqua, $q_{gn,ch;H_2O}$, il fattore di perdita apparente al camino può essere anch'esso separato in due parti come:

$$f_{ch,on}^{(L)} = \frac{q_{gn,ch;dry}}{H_{I,f}} - \frac{\Delta H_f - q_{gn,ch;H_2O}}{H_{I,f}} = f_{ch,on;dry}^{(L)} - R_{H_2O} \quad (6.149)$$

con

$f_{ch,on;dry}^{(L)}$ fattore di perdita al camino per fumi considerati secchi basati sul potere calorifico inferiore;

R_{H2O} fattore di recupero, quasi nullo in assenza di condensazione, >0 se in presenza di condensazione. Da cui la (2.138) può essere riscritta come:

$$\eta_{tu}^{(L)} = 1 - (f_{ch,on,dry}^{(L)} - R) - f_{gn,env}^{(L)} \quad (6.150)$$

e la (2.137) come:

$$\eta_{tu}^{(H)} = 1 - (f_{ch,on,dry}^{(H)} + f_{ch,on,H2O}^{(H)}) - f_{gn,env}^{(H)} \quad (6.151)$$

Sussistono quindi le seguenti relazioni tra i vari fattori di perdita:

$$f_{ch,on,dry}^{(L)} = f_{ch,on,dry}^{(H)} \cdot \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} \quad (6.152)$$

$$R_{H2O} = \frac{\Delta H_f - q_{gn,ch,H2O}}{H_{I,f}} = \frac{\Delta H_f}{H_{I,f}} - f_{ch,on,H2O}^{(H)} \cdot \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} \quad (6.153)$$

$$f_{gn,env}^{(L)} = f_{gn,env}^{(H)} \cdot \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} \quad (6.154)$$

6.1.2.6 Norme UNI 10389, UNI EN 15316-4-1 e il recupero

La normativa specifica alle prestazioni di generatori termici a combustione è rappresentata dalla UNI EN 15316-4-1, aggiornata nel 2017 [34], che riporta due diversi modelli di calcolo della prestazione energetica, e dalla norma UNI 10389, aggiornata nel 2019 [9], che ripota il modello di calcolo del rendimento di combustione a partire dalla misura in campo o dell'ossigeno libero o dell'anidride carbonica presente nei gas combusti.

Entrambe le norme citate, partendo dalla conoscenza di dati misurati, introducono il concetto di recupero di energia dai prodotti di combustione per effetto della condensazione, argomento qui trattato al paragrafo 2.4.1.4.:

- UNI EN 15316-4-1:

5.7.3 Additional default data and calculation for condensing boilers

"The calculation is based on gross calorific values to get positive values, so the recovered latent heat of condensation P_{cond} is calculated with Formula (24) (see Table A.13 and Table B.13)":

$$P_{cond} = \frac{Q_{cond}}{H_S} \cdot P_{gen,del} \geq 0 \quad (24)$$

dove

$$Q_{cond} = m_{H2O,cond} \cdot h_{cond,fg} \geq 0 \quad [kJ/kg_f]$$

energia per unità di massa di combustibile che viene recuperata per effetto della condensazione parziale del vapore d'acqua presente nei fumi (semi-definita positiva), che **corrisponde con qualche approssimazione al recupero specifico R_{H2O}^* introdotto al paragrafo 2.4.1.4 equazione (2.61)**;

$P_{gen,del}$ è la potenza termica al focolare (portata termica) richiesta al generatore, che viene **sottratta**, se >0, dalle perdite al camino

“The efficiency of the boiler at part load $\eta_{gen;Pint}$ is calculated with Formula (8)”:

$$\eta_{gen;Pint} = 1 - \frac{P_{gen;ls;ch;on} - P_{cond}}{P_{gen;del}} - \frac{P_{gen;ls;env}}{P_{gen;del}} - \left(\frac{1 - \beta_{Pint}}{\beta_{Pint}} \right) \frac{P_{gen;ls;ch;off} + P_{gen;ls;env}}{P_{gen;del}} \quad (8)$$

anche se poi viene del tutto “dimenticata” nella precedente formula (7), “The efficiency of the boiler at full load $\eta_{gen;Pn}$ is calculated with Formula (7)”:

$$\eta_{gen;Pn} = 1 - \frac{P_{gen;ls;ch;on}}{P_{gen;del}} - \frac{P_{gen;ls;env}}{P_{gen;del}} \quad (7)$$

dove si fa confusione tra la potenza termica nominale e la potenza termica a pieno carico; infatti per la prima le prove normate impongono una temperatura di mandata di 80°C e una di ritorno di 60°C, che non consentono la condensazione, mentre la potenza termica a pieno carico può essere realizzata con temperature di mandata e ritorno che consentono la condensazione (normalmente 50-30 °C), per cui facendo riferimento a “full load” e non “nominal condition” nella (7) manca il termine, possibile, di recupero per condensazione.

Inoltre, occorre notare che **l’operazione di sottrazione dell’energia recuperata per condensazione del vapore d’acqua è corretta SE e SOLO SE la potenza termica persa al camino a bruciatore acceso, considerata fornita dal produttore del generatore in termini di perdita percentuale, è determinata per FUMI SECCHI avendo definito le altre perdite e la potenza termica al focolare in termini di POTERE CALORIFICO INFERIORE (vedasi paragrafo 2.4.1.4).**

Infine, l’espressione “The calculation is based on gross calorific values to get positive values” è del tutto scorretta; se si parla della potenza termica recuperata per la condensazione questa è sempre definita positiva; se si intende che le perdite al camino dividendo l’energia recuperata per il PCS risultano positive ciò è manifestamente falso e in contraddizione con la definizione data di rendimento (formula 8). Quindi, **la formula (24) è sbagliata: occorre dividere per il potere calorifico inferiore per essere consistenti con le altre parti della norma.**

- **UNI 10389:2019:**

APPENDICE B (NORMATIVA) CALCOLO DEL RENDIMENTO DI COMBUSTIONE

“B.1 Calcolo del rendimento di combustione per caldaie non condensanti

La potenza termica persa al camino si ricava con le seguenti formule convenzionali:

$$Q_s = [A_1 / (21 - O_2) + B] \times (t_f - t_a)$$

nel caso di misurazione della concentrazione dell’ossigeno nei prodotti della combustione;

$$Q_s = [A_2 / CO_2 + B] \times (t_f - t_a)$$

nel caso di misurazione della concentrazione dell’anidride carbonica nei prodotti della combustione.

dove:

A₁, A₂, B sono i coefficienti, dati dal prospetto 4, per i diversi combustibili.”

Coefficienti per il calcolo del rendimento di combustione

A ₁	A ₂	B	Combustibile
0.66	0.38	0.01	gas naturale
0.63	0.42	0.008	propano/GPL/butano
0.68	0.5	0.007	gasolio
0.68	0.52	0.007	oli combustibili

“B.2 Calcolo del rendimento di combustione per caldaie a condensazione

.....

14. Calcolare il rendimento di combustione η_{comb} , in presenza di condensazione, con la formula:

$$\eta_{comb} = 100 - Q_s + ET$$

dove $ET = ER / PCI \times 100$ e $ER = CD \times H_{cond}$, energia recuperata dalla condensazione di CD kg di vapore per metro cubo di gas (PCI = potere calorifico inferiore).

In questo caso, a differenza della UNI EN 15316-4-1, essendo il rendimento e tutti i termini del calcolo riferiti al potere calorifico inferiore, è corretto sottrarre il recupero percentuale ET alla perdita al camino Q_s calcolata per fumi secchi.

Dal confronto effettuato al paragrafo 6.1.2.1, si evince invece che la formula e i coefficienti riportati in tabella (detta formula di Siegert estesa) risultano essere un po' diversi (in particolare il coefficiente B risulta essere negativo e non positivo), ma come si è visto nel paragrafo 6.1.2.4 molto probabilmente i coefficienti sono ricavati per un'aria umida convenzionale, e quindi per fumi umidi con esclusione dell'entalpia di transizione di fase del vapore d'acqua; da verificare quando sarà disponibile il riferimento bibliografico [35].

Se confrontiamo i risultati ottenibili per l'esempio del paragrafo precedente, combustione di metano con contenuto di ossigeno libero pari a $O_2 \%_V = 4.5 \%$, $\theta_{D.A.} = 20^\circ C$, $\phi_{D.A.} = 0.5$, e temperatura dei fumi $\theta_{f.g} = 35^\circ C$, secondo la procedura della norma UNI 10389:2019 e secondo quanto calcolato in questo rapporto, riportato in termini potere calorifico inferiore per poter comparare, si trova:

- UNI 10389:2019:

$$Q_s = 0.75\% , ET = 8.94\% \rightarrow (Q_s - ET) = -8.185\% < 0 \rightarrow \eta_{comb} = 108.2\%$$

- Procedura paragrafo 6.1.2.3

$$q_{ch,on} = 1874 \text{ kJ/kg}_{CH_4} \rightarrow \eta_{comb;H} = 96.6\% \rightarrow \eta_{comb;L} = \eta_{comb;H} \frac{H_s}{H_l} = 107.2\%$$

Nella procedura UNI esistono poi una serie di approssimazioni non sempre giustificabili, che producono la differenza dell'1% sul rendimento di combustione, quali:

- non viene presa in considerazione l'entalpia persa con lo scarico dell'acqua di condensa;
- assumere la massa volumica dell'aria e dei fumi uguali a pari temperatura, di cui la seconda indipendente dal tipo di combustibile impiegato;
- la massa volumica riportata in tabella è riferita a una pressione parziale dell'aria pari alla pressione totale atmosferica, mentre l'aria è in miscela con il vapore d'acqua e quindi si trova ad una pressione parziale inferiore e quindi la massa volumica risulta differente (questo punto provoca un'inconsistenza con quanto riportato nella UNI EN 15316-4-1 che più correttamente determina le masse volumiche del vapore nella miscela e quindi usa le pressioni parziali);
- assumere l'umidità massica in condizioni di saturazione dell'aria e dei fumi uguali a pari temperatura, di cui la seconda indipendente dal tipo di combustibile impiegato;
- assumere che si possa passare dall'umidità massica in condizioni di saturazione a quella in uno stato non saturo semplicemente moltiplicando per l'umidità relativa (non è così l'umidità relativa si trova sia a numeratore che a denominatore:

$$x = \frac{M_{m;H_2O}}{M_{D.A.} \text{ o } M_{fg}} \frac{p_{sat}(\theta) \cdot \phi}{p_{atm} - p_{sat}(\theta) \cdot \phi}$$

- la formula impiegata sembrerebbe riguardare fumi “umidi” con un certo grado di umidità, ma i coefficienti non dipendono dall’umidità dell’aria in ingresso, né se ne tiene conto in modo esplicito.

6.1.2.6.1 Perdite al camino per incombusti

Nessuna delle due norme precedentemente citate, la UNI EN 15316-4-1 e la UNI 10389:2019, prendono in considerazione le possibili perdite (sempre imputate ai gas espulsi) dovute alla non perfetta ossidazione del combustibile e quindi alla produzione di incombusti. Anche la reazione di combustione semplificata adottata in questa analisi li trascura, equazioni (6.1) stechiometrica e (6.9) con eccesso d’aria. Di contro una delle norme di prodotto per i generatori a combustione, la UNI EN 304:2017 [10] invece le valuta, almeno per il principale incombusto componente i gas di scarico al camino, il monossido di carbonio, CO. Se presente la relativa **perdita per incombusti** è calcolata nella norma in termini di perdita percentuale come:

$$P_{gn;ch;unb} = CO_{Vfg;dry} \cdot v_{fg;dry} \frac{H_{I;CO}}{H_{I,f}} \cdot 100 \quad (6.155)$$

con

$CO_{Vfg;dry}$ massa di CO nei gas combusti considerati secchi per unità di volume di gas, [$\text{kg}_{\text{CO}}/\text{m}^3_{\text{fg}}$];

$v_{fg;dry}$ volume specifico dei gas combusti rispetto alla massa di combustibile; in [$\text{m}^3_{\text{fg}}/\text{kg}_f$]

$H_{I;CO}$ potere calorifico inferiore del CO, preso pari a 12640 kJ/kg_{CO};

$H_{I,f}$ potere calorifico inferiore del combustibile, in [kJ/kg_f],

che può essere riscritta in termini di **perdita specifica per incombusti** come:

$$q_{gn;ch;unb} = CO_{Vfg;dry} \cdot v_{fg;dry} H_{I;CO} \quad (6.156)$$

Tuttavia la UNI EN 304 considera tale perdita giacché fa riferimento a metodi misura del rendimento di generatori, e quindi parte dal presupposto che la quantità di monossido di carbonio presente nei gas combusti sia una quantità nota perché misurata. Di conseguenza, se non si complica la chimica dell’ossidazione del combustibile, introducendo le reazioni secondarie che si possono instaurare, non è possibile, tramite la reazione semplificata espressa dalla (6.9) tenere conto di tale perdita al livello previsionale e quindi di modello.

6.1.3 Modello di generatore a combustione basato sui dati dei costruttori

Il modello di generatore a combustione basato sui dati forniti dai costruttori utilizza questi in combinazione con il modello del processo semplificato di combustione riportato nei paragrafi precedenti. Ricordando che i dati forniti sono basati sul potere calorifico inferiore, i principali dati su cui si basa il modello sono:

- $\Phi_{tu;N}$ la potenza termica utile nominale (massima al 100%), in [kW];
- $\eta_{tu;N}$ il rendimento termico utile nominale ($=\Phi_{tu;N}/\Phi_{cN} \cdot 100$), fornito in [%], **in questo rapporto considerato adimensionale se non diversamente specificato**;
- $P_{ch;on;N}$ la perdita percentuale al camino con bruciatore acceso in condizioni nominali, in [-];
- $P_{gn;env;N}$ il fattore di perdita percentuale al mantello in condizioni nominali, in [-];
- $O_2\%_V$ il tenore di ossigeno presente nei gas combusti considerati secchi (privati di tutto il contenuto d’acqua presente) espresso nella sua percentuale in volume, [$\text{m}^3_{\text{O}_2}/\text{m}^3_{\text{fg};dry} \cdot 100$].

Le condizioni prova nominali, oltre che dalla massima potenza, sono caratterizzate da:

- $\theta_{w,out} = 80^\circ\text{C}$ temperatura fluido in mandata;

- $\theta_{w,in} = 60^{\circ}\text{C}$ temperatura fluido in ritorno;
- $\theta_{gn,a} = 20^{\circ}\text{C}$ temperatura ambiente di prova,

da cui, espresso il rendimento(basato sul PCI) in percentuale, si ha

$$\eta_{tu,N100\%} = 100 + F_{br} - P_{ch,on} - P_{gn,env} \quad (6.157)$$

dove

$\eta_{tu,N100\%}$ rendimento termico utile nominale (a potenza massima), in [%];

$F_{br} = k_{br} \dot{W}_{br} / \Phi_{cN} \cdot 100$ recupero percentuale al bruciatore, in [%];

$P_{ch,on} = \dot{Q}_{gn,ch,N} / \Phi_{cN} \cdot 100$ perdita percentuale al camino, in [%];

$P_{gn,env} = \dot{Q}_{gn,env,N} / \Phi_{cN} \cdot 100$ perdita percentuale al mantello, in [%];

con

- Φ_{cN} la potenza termica al focolare nominale (massima al 100%), in [kW].

NOTA: nella (6.157) non compare il recupero percentuale R , così come definito dalla (2.66), perché in condizioni nominali non si ha mai formazione di condensato e si assume quindi che R sia uguale a zero, anche se non è proprio così, come dimostrato al paragrafo 2.4.1.4.

Inoltre, come riportato al paragrafo 2.4.1.11, viene fornito il dato di prestazione ad una potenza minore di quella nominale, che dovrebbe essere pari al 30% della potenza termica utile nominale, indicata qui e nella normativa come potenza intermedia (int):

- $\Phi_{tu,int}$ la potenza termica utile intermedia (dovrebbe essere al 30% della nominale), in [kW];
- $\eta_{tu,int}$ il rendimento termico utile alla potenza intermedia ($= \Phi_{tu,int} / \Phi_{c,int} \cdot 100$), in [%];

con le seguenti specifiche:

- **temperatura di ritorno** $\theta_{w,in}$ (fluido termovettore all'entrata della caldaia) per le caldaie a condensazione 30°C , per gli apparecchi a bassa temperatura di 37°C e per gli altri apparecchi di 50°C .

Infine, occorre che sia dichiarata sia la potenza elettrica assorbita a carico nullo, sia la potenza termica dissipata, che la dispersione termica in stand/by.

La legislazione europea richiede che i rendimenti termici utili dichiarati siano definiti in base al potere calorifico superiore, mentre la normativa nazionale fa riferimento al potere calorifico inferiore; è quindi bene prestare attenzione prima dell'impiego dei dati a quale base questi facciano riferimento, essendo, come visto, diversi tra loro, anche se dagli uni si possono ricavare gli altri. Alcuni produttori presentano sia gli uni che gli altri, altri solo quelli su base PCI.

In sostanza per ogni generatore c'è l'obbligo di riportare nei documenti tecnici i dati principali di funzionamento su due punti, potenza massima e potenza intermedia, punti che spesso hanno temperature di funzionamento del generatore diverse tra loro.

Il modello utilizza i due punti di prestazione dichiarati per determinare le principali grandezze necessarie e interpolare linearmente tra di loro, in funzione della potenza termica utile fornita dal generatore.

6.1.3.1 Perdite al mantello: identificazione dei dati

Per determinare le perdite al mantello nelle varie condizioni funzionamento del generatore, dalle perdite percentuali al mantello nelle condizioni nominali si ricava il coefficiente di scambio termico globale come:

$$AU = \frac{P_{gn,env}}{100} \cdot \frac{\Phi_{tu;N}}{\eta_{tu;N}} \cdot \frac{1}{(\theta_{w,out} + \theta_{w,in})/2 - \theta_{gn,a}} = \frac{P_{gn,env}}{5000} \cdot \frac{\Phi_{tu;N}}{\eta_{tu;N}} \quad (6.158)$$

dove si utilizza la potenza termica utile e il rendimento termico utile invece della potenza termica al focolare perché ritenuti dati più affidabili (**N.B. nella (6.158) compare il diviso cento perché sono state utilizzate le perdite percentuali così come fornite dai costruttori, in percentuale**).

Determinato così il coefficiente di scambio termico globale del generatore, la potenza termica dissipata viene quindi calcolata di volta in volta come:

$$\dot{Q}_{gn,env} = AU \cdot \left(\frac{\theta_{w,out}(t) + \theta_{w,in}(t)}{2} - \theta_{gn,a}(t) \right) \quad (6.159)$$

dove

$\theta_{w,out}$, $\theta_{w,in}$ e $\theta_{gn,a}$ sono le attuali temperature di esercizio e ambientali nell'istante temporale considerato per il calcolo.

Questo modo di procedere **evita l'errore sistematico riportato nella regola tecnica UNI/TS 11300-2** [13] causato dal determinare la potenza termica persa al mantello SOLO tramite una correzione in temperatura della perdita termica percentuale³, cioè:

$$P_{gn,env} = P_{gn,env;N} \cdot \frac{\theta_{gn,avg} - \theta_{a,gn}}{\theta_{gn,test} - \theta_{a,test}} = P_{gn,env;N} \cdot \frac{\theta_{gn,avg} - \theta_{gn,a}}{50} \quad (6.160)$$

dove

$$\theta_{gn,avg} = \frac{\theta_{w,out} + \theta_{w,in}}{2}$$

Per comprendere come tale approccio sia sbagliato basta considerare la definizione di tale fattore:

$$P_{gn,env} = \frac{\dot{Q}_{gn,env}}{\dot{m}_f H_{I,f}} \cdot 100 \quad (6.161)$$

Dalla (6.161) per la (6.159) si comprende come, per temperature medie del generatore e dell'ambiente costanti, il numeratore sia una costante, mentre il denominatore dipende dalla portata di combustibile e quindi, al diminuire di questa, rispetto alla condizione nominale di massima potenza, non può che diminuire, comportamento che non viene intercettato dalla (6.160).

6.1.3.2 Perdite ai fumi: identificazione dei dati

Per il calcolo delle perdite ai fumi i due dati fondamentali di ingresso del modello sono:

- la temperatura di scarico dei fumi, θ_{fg} , che tiene conto delle caratteristiche dello scambiatore fluido termovettore-fumi, condensazione compresa, se vi è;
- il tenore di ossigeno libero nei fumi, $O_2\%_V$, che consente di determinare l'indice d'aria con cui avviene la combustione nel generatore e quindi le caratteristiche della stessa.

³ In realtà, quando si calcola il valore medio mensile, tale correzione viene moltiplicata per il fattore di carico medio mensile al focolare elevato alla potenza m , che però nel caso di circolazione permanente di acqua in caldaia è sempre posta paria a zero; solo se la circolazione d'acqua viene arrestata quando il bruciatore è spento dal sistema di regolazione allora l'esponente m assume valori non nulli compresi tra 0,05 e 0,15 ma per tenere conto di effetti capacitivi legati allo spegnimento e non certo per tener conto delle maggiori perdite per riduzione della potenza erogata a temperatura costante.

Se tali dati non fossero direttamente disponibili, questi possono essere derivati dai dati minimi forniti nel seguente modo:

- **condizioni nominali:**

sono sempre noti il rendimento termico utile nominale $\eta_{tu;N}$, qui riferito sempre NON in percentuale, la perdita percentuale al mantello, $P_{gn,env}$, e la perdita percentuale ai fumi, $P_{gn,ch,on}$, da cui si può ricavare il rendimento di combustione, come:

$$\eta_{c;N} = \eta_{tu;N} + P_{gn,env}/100 \quad (6.162)$$

se è nota la percentuale di ossigeno libero nei fumi, $O_2\%_V$, si assume questo valore e si determina con la procedura di cui al paragrafo successivo il rendimento di combustione, che è funzione di della temperatura dei fumi in uscita θ_{fg} , del tenore di ossigeno $O_2\%_V$, della temperatura dell'aria comburente θ_{air} e del tipo di combustibile impiegato, cioè

$$\eta_{c;N;calc} = \eta_{c;N;calc}(\theta_{fg}, \theta_{air}, O_2\%_V, \text{tipo combustibile}) \quad (6.163)$$

Quindi si modifica con una procedura trial-and-error θ_{fg} , nella (6.163) finché la differenza tra il valore dichiarato, tramite la (6.162) e quello calcolato con la (6.163) non sia minima, cioè:

$$|\eta_{c;N} - \eta_{c;N;calc}| < 0.01\% \quad (6.164)$$

In questo modo si determina la temperatura dei fumi delle condizioni nominali. Se non fosse disponibile il tenore di ossigeno dei fumi in condizioni nominali, essendo comunque il rendimento di combustione debolmente dipendente da questo, rispetto alla temperatura dei fumi (parametro dominante), si assume come valore default il 6%, così come indicato nella UNI TS 11300-2 [13], e si applica la procedura appena descritta per la determinazione della temperatura dei fumi.

Nota la temperatura dei fumi $\theta_{fg;N}$, essendo nota la temperatura dell'acqua di alimentazione del generatore, si può determinare il salto termico all'uscita dello scambiatore tra fumi e acqua di alimentazione, se non fosse dichiarato, come:

$$\Delta\theta_{fg-w;N} = \theta_{fg;N} - \theta_{w,in;N} = \theta_{fg;N} - 60^\circ C \quad (6.165)$$

necessaria al modello per tener conto dell'efficienza dello scambiatore.

- **condizioni diverse dalle nominali:**

fuori dalle condizioni nominali, si può trovare disponibilità di dati su punti di funzionamento molto diversi tra loro a seconda del produttore di generatore; l'unico dato obbligatorio che tutti devono per legge fornire è il rendimento termico utile al 30% della potenza termica nominale con diverse temperature dell'acqua di alimentazione a seconda di tipo di generatore (vedere paragrafo 2.4.1.11). Tale punto non è detto che coincida con il valore della potenza minima utile erogabile da un generatore modulante, che in genere oggi può essere inferiore. Di conseguenza dovendo il modello essere applicabile alla totalità dei generatori, si assume tale dato come l'unico disponibile per la successiva interpolazione al variare delle condizioni di funzionamento, eventualmente andando in estrapolazione se la potenza minima di modulazione risultasse inferiore.

Se per tale punto di funzionamento non sono disponibili né la temperatura dei fumi né il tenore di ossigeno, si opera in analogia al punto precedente:

- si fissa il tenore di ossigeno, se dichiarato si prende questo, altrimenti si usa il valore di default del 6% per bruciatori modulati sia il combustibile che l'aria comburente, o paria al 15% se modulanti solo il combustibile (portata aria fissa);
- si determina il fattore di perdita (adimensionale) al mantello come:

$$f_{gn,env,int} = \frac{\eta_{tu,int}}{\dot{Q}_{gn,out,int}} \dot{Q}_{gn,env,int} = \frac{\eta_{tu,int}}{\dot{Q}_{gn,out,int}} AU \cdot \left(\frac{\theta_{w,out} + \theta_{w,in}}{2} - 20^{\circ}C \right) \quad (6.166)$$

dove $\eta_{tu,int}$ e $\dot{Q}_{gn,out,int}$ sono rispettivamente il rendimento termico utile e la potenza termica utile dichiarati in tali condizioni alle temperature di prova $\theta_{w,out}$ e $\theta_{w,in}$;

- si determina il rendimento di combustione con la

$$\eta_{c,int} = \eta_{tu,int} + f_{gn,env,int} \quad (6.167)$$

- si determina con la procedura trial-and-error la temperatura dei fumi in tali condizioni $\theta_{fg,int}$ tramite la (6.163) finché non sia rispettato il vincolo dato dalla (6.164) ;
- si determina il salto termico all'uscita dello scambiatore tra fumi e acqua di alimento, se non fosse dichiarato, come:

$$\Delta\theta_{fg-w,int} = \theta_{fg,int} - \theta_{w,in,int} \quad (6.168)$$

Operando in tal modo si ha consistenza, almeno sui due punti dichiarati, tra i dati del costruttore, in termini di rendimento, e i valori di temperatura dei fumi in uscita θ_{fg} , del tenore di ossigeno $O_2\%$ e soprattutto del salto termico $\Delta\theta_{fg-w}$ tra fumi e acqua di alimento che caratterizza la prestazione dello scambiatore dello specifico generatore considerato.

6.1.3.3 Procedura di calcolo del rendimento di combustione

Note al tempo t

- la temperatura del fluido termovettore in ingresso al generatore, $\theta_{w,in}$;
- la temperatura dell'aria comburente, $\theta_{D,A}$;
- l'umidità relativa dell'aria comburente, ϕ_{MA}
- la potenza termica utile, $\Phi_{gn,out}$

si determina

1. la temperatura di uscita dei fumi, con l'equazione

$$\theta_{fg} = \theta_{w,in} + \Delta\theta_{w-fg}(\Phi_{gn,out}) \cdot \frac{(\dot{m}_w c_{p,w})_N}{(\dot{m}_w c_{p,w})_{act}} \quad (6.169)$$

dove $\Delta\theta_{w-fg}$ è la differenza di temperatura tra la temperatura di uscita dei fumi e quella d'acqua di alimentazione, interpolata linearmente tra i dati disponibili (alla potenza nominale e al 30% della stessa) come:

$$\Delta\theta_{w-fg}(\Phi_{gn,out}) = \Delta\theta_{w-fg;N} + \frac{\Delta\theta_{w-fg;N} - \Delta\theta_{w-fg;int}}{\Phi_{gn,out;N} - \Phi_{gn,out;int}} (\Phi_{gn,out} - \Phi_{gn,out;N}) \quad (6.170)$$

e dove

$(\dot{m}_w c_{p,w})_N$ è la portata di capacità termica dell'acqua in condizioni nominali, in [kW/K];

$(\dot{m}_w c_{p,w})_{act}$ è la portata di capacità termica dell'acqua che viene effettivamente fatta circolare nel generatore, in [kW/K];

Il loro rapporto consente di simulare in modo semplificato la variazioni di efficienza dello scambiatore conseguente ad una variazione della portata rispetto al valore nominale e che risulta in una più alta o più bassa temperatura dei fumi;

2. il tenore di ossigeno nei fumi, con l'equazione

$$O_2\%_V(\Phi_{gn,out}) = O_2\%_{V;N} + \frac{O_2\%_{V;N} - O_2\%_{V;int}}{\Phi_{gn,out;N} - \Phi_{gn,out;int}} (\Phi_{gn,out} - \Phi_{gn,out;N}) \quad (6.171)$$

3. il rendimento di combustione riferito al potere calorifico superiore del combustibile, con l'equazione

$$\eta_c^{(H)}(\theta_{fg}, O_2\%_V, \theta_{air}, \phi_{MA}) = 1 - \frac{q_{gn;ch;dry}}{H_{S,f}} - \frac{q_{gn;ch;H_2O}}{H_{S,f}} \quad (6.172)$$

con

$q_{gn;ch;dry}$ perdite specifiche al camino per fumi considerati secchi, calcolate con la (6.82) in funzione di $\theta_{fg}, O_2\%_V, \theta_{air}, \phi_{MA}$, in [kJ/kg_f];

$q_{gn;ch;H_2O}$ perdite specifiche al camino dovute alla presenza di vapore d'acqua, calcolate con la (6.118), in funzione di $\theta_{fg}, O_2\%_V, \theta_{air}, \phi_{MA}$, in [kJ/kg_f];

$H_{S,f}$ potere calorifico superiore del combustibile, in [kJ/kg_f];

4. il rendimento di combustione riferito al potere calorifico inferiore del combustibile, con l'equazione

$$\eta_c^{(L)} = \eta_c^{(H)} \frac{H_{S,f}}{H_{I,f}} = f(\theta_{w,in}, \theta_{air}, \phi_{MA}, \Phi_{gn,out}) \quad (6.173)$$

con

$H_{I,f}$ potere calorifico inferiore del combustibile, in [kJ/kg_f];

Il rendimento di combustione risulta quindi, fissato il combustibile, una funzione della temperatura dell'acqua di alimentazione del generatore $\theta_{w,in}$, della temperatura dell'aria comburente θ_{air} (si assume il combustibile alla stessa temperatura dell'aria) e della sua umidità ϕ_{MA} , e della potenza termica utile erogata $\Phi_{gn,out}$.

6.1.3.4 Procedura di calcolo della prestazione

La procedura di calcolo è relativamente semplice e simula il comportamento di una caldaia reale: fissato il set point $\theta_{SET,w}$ sulla temperatura dell'acqua di mandata, l'algoritmo di controllo cerca di ottenere quell'obiettivo in funzione delle specifiche caratteristiche del tipo di generatore che si sta considerando e del tipo di regolazione presente, tra:

- regolazione tutto o niente (ON-OFF) su generatore monostadio;

- regolazione tutto o niente (ON-OFF) su generatore multistadio;
- regolazione modulante.

L'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate è che **la grandezza controllata** è in ogni caso la **temperatura del fluido termovettore in mandata, $\theta_{w,out}$** .

In generale si ha sempre:

$$\theta_{SET,w} - 0.5\Delta\theta_{SET,w} \leq \theta_{w,out} \leq \theta_{SET,w} + 0.5\Delta\theta_{SET,w} \quad (6.174)$$

dove

$\theta_{SET,w}$ temperatura di setpoint per il fluido termovettore (temperatura obbiettivo della regolazione), in [°C];

$\Delta\theta_{SET,w}$ ampiezza della banda di regolazione per il fluido termovettore, in [°C],

quello che cambia tra i vari metodi di regolazione è la modalità che si adotta per soddisfare tale condizione al variare del carico.

Al generico passo temporale t , l'algoritmo, in funzione dei dati d'ingresso, utilizza la massima potenza termica disponibile per determinare la possibile temperatura dell'acqua di mandata come:

$$\theta_{w,out} = \theta_{w,in} + \frac{\Phi_{gn,out,N}}{\dot{m}_w c_{p;w}} \quad (6.175)$$

con

$\theta_{w,in}$ temperatura dell'acqua in ingresso (temperatura di ritorno) in [°C];

$\Phi_{gn,out,N}$ potenza termica utile nominale (massima) in [kW];

$\dot{m}_w c_{p;w}$ portata di capacità termica dell'acqua circolante in caldaia, in [kW/K];

Il risultato della (6.175) viene quindi confrontato con il set point e $\theta_{SET,w}$:

- se $\theta_{w,out} \leq \theta_{SET,w} - 0.5\Delta\theta_{SET,w}$ la potenza erogata è la massima e il generatore fornirà un'acqua più fredda del set point;
- se $\theta_{w,out} \geq \theta_{SET,w} + 0.5\Delta\theta_{SET,w}$, si attua la strategia di regolazione per limitare la temperatura di mandata al valore obbiettivo;
- se il valore è intermedio il generatore permane nello stato del passo temporale precedente.

Se il generatore ha una **regolazione modulante** si opera nel seguente modo:

1. si impone che la temperatura di mandata si uguale al set point:

$$\theta_{w,out} = \theta_{SET,w} \quad (6.176)$$

2. si calcola la potenza necessaria per ottenere tale valore come:

$$\Phi_{gn,out} = \dot{m}_w c_{p;w} (\theta_{SET,w} - \theta_{w,in}) \quad (6.177)$$

3. si verifica che tale potenza non sia più piccola della minima potenza di modulazione:

$$\Phi_{gn,out} \geq \Phi_{gn,out,min} \quad (6.178)$$

4. se verificata la (6.178), si procede alla determinazione del rendimento di combustione tramite l'algoritmo descritto al paragrafo 6.1.3.3, essendo $\eta_c^{(L)} = f(\theta_{w,in}, \theta_{air}, \phi_{MA}, \Phi_{gn,out})$ funzione adesso di grandezze note;
5. nel caso in cui la (6.178) non fosse verificata si passa alla regolazione ON-OFF, che verrà spiegata in seguito;
6. noto il rendimento di combustione si determina il rendimento termico utile tramite la conoscenza della potenza termica dissipata all'involucro $\Phi_{gn,env}$, calcolata come descritto al paragrafo 6.1.3.1, come:

$$\eta_{tu}^{(L)} = \eta_c^{(L)} / \left(1 + \frac{\Phi_{gn,env}}{\Phi_{gn,out}} \right) \quad (6.179)$$

7. noto il rendimento termico utile si determina potenza termica al focolare dalla definizione di rendimento, cioè:

$$\Phi_{gn,in} = \Phi_{gn,out} / \eta_{tu}^{(L)} \quad (6.180)$$

8. infine si considera l'intervallo di tempo di calcolo per definire l'energia richiesta nel time-step di integrazione, come:

$$Q_{gn,in} = \Phi_{gn,in} \cdot \Delta t \quad (6.181)$$

9. l'assorbimento elettrico degli ausiliari presenti è quindi determinato interpolando linearmente tra le potenze assorbite nei due punti di funzionamento noti in funzione della potenza termica utile effettivamente fornita, come:

$$W_{gn,aux}(\Phi_{gn,out}) = \left[\dot{W}_{gn,aux,N} + \frac{\dot{W}_{gn,aux,N} - \dot{W}_{gn,aux,int}}{\Phi_{gn,out;N} - \Phi_{gn,out;int}} (\Phi_{gn,out} - \Phi_{gn,out;N}) \right] \cdot \Delta t \quad (6.182)$$

6.2 Pompa di calore

Le prestazioni di una pompa di calore sono definite attraverso la mappa di prestazione (performance map), cioè la conoscenza per punti discreti della potenza termica erogata, $\Phi_{gn,out}$, del coefficiente di prestazione, COP , e, eventualmente del fattore energetico degli ausiliari, AEF , in funzione delle temperature medie di condensazione e di evaporazione del fluido refrigerante, così come riportato al paragrafo 2.4.2, cioè:

$$\Phi_{gn,out} = \Phi_{cn}(\bar{\theta}_{evap}, \bar{\theta}_{cond}) \quad (6.183)$$

$$COP = COP(\bar{\theta}_{evap}, \bar{\theta}_{cond}) \quad (6.184)$$

$$AEF = AEF(\bar{\theta}_{evap}, \bar{\theta}_{cond}) \quad (6.185)$$

con

Φ_{cn}	potenza termica erogata al condensatore, [kW];
COP	coefficiente di prestazione a pieno carico, [-];
AEF	fattore energetico degli ausiliari, [];
$\bar{\theta}_{evap}$	temperatura media di evaporazione, in [°C];
$\bar{\theta}_{cond}$	temperatura media di condensazione, in [°C].

In realtà, le norme di prodotto (serie UNI EN 14511 [14,15,16,17] e la UNI EN 14825 [18] per le macchine azionate elettricamente, serie UNI EN 12309 [19,20,21,22,23,24] per le macchine ad assorbimento, serie UNI EN 16905 [25,26,27,28,29] per le macchine azionate da motore endotermico) riferiscono le prestazioni delle pompe di calore (COP, potenza termica resa e AEF) non alle temperature medie di evaporazione e condensazione ma:

per le macchine condensate a liquido alla:

- temperatura in uscita del fluido termovettore nel condensatore, $\theta_{cn,out}$,
- temperatura di ingresso del fluido termovettore nell'evaporatore $\theta_{ev,in}$;

cioè

$$\Phi_{gn,out} = \Phi_{dcl}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out}) \quad (6.186)$$

$$COP = COP_{dcl}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out}) \quad (6.187)$$

$$AEF = AEF_{dcl}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out}) \quad (6.188)$$

per le macchine condensate ad aria:

- temperatura di ingresso dell'aria nel condensatore, $\theta_{cn,in}$,
- temperatura di ingresso del fluido termovettore nell'evaporatore $\theta_{ev,in}$;

cioè

$$\Phi_{gn,out} = \Phi_{dcl}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,in}) \quad (6.189)$$

$$COP = COP_{dcl}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,in}) \quad (6.190)$$

$$AEF = AEF_{dcl}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,in}) \quad (6.191)$$

La norma UNI EN 15316-4-2:2018 [37], così come la norma ISO/FDIS 13612-2:2014 [38], correlano tali temperature alle temperature medie di evaporazione e condensazione in modo lineare tramite le:

$$\bar{\theta}_{evap} = \theta_{ev,in} - |\Delta\theta_{e,int,in}| \quad (6.192)$$

$$\bar{\theta}_{cond} = \theta_{cn,out} + |\Delta\theta_{c,int,out}| \quad (6.193)$$

dove

$|\Delta\theta_{e,int,in}|$ modulo della differenza tra la temperatura media di evaporazione e la temperatura del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, [°C];

$|\Delta\theta_{c,int,out}|$ modulo della differenza tra la temperatura media di condensazione e la temperatura del fluido termovettore in uscita dal condensatore, [°C];

I valori assegnati a tali salti di temperatura medi sono riportati in Tabella 8.

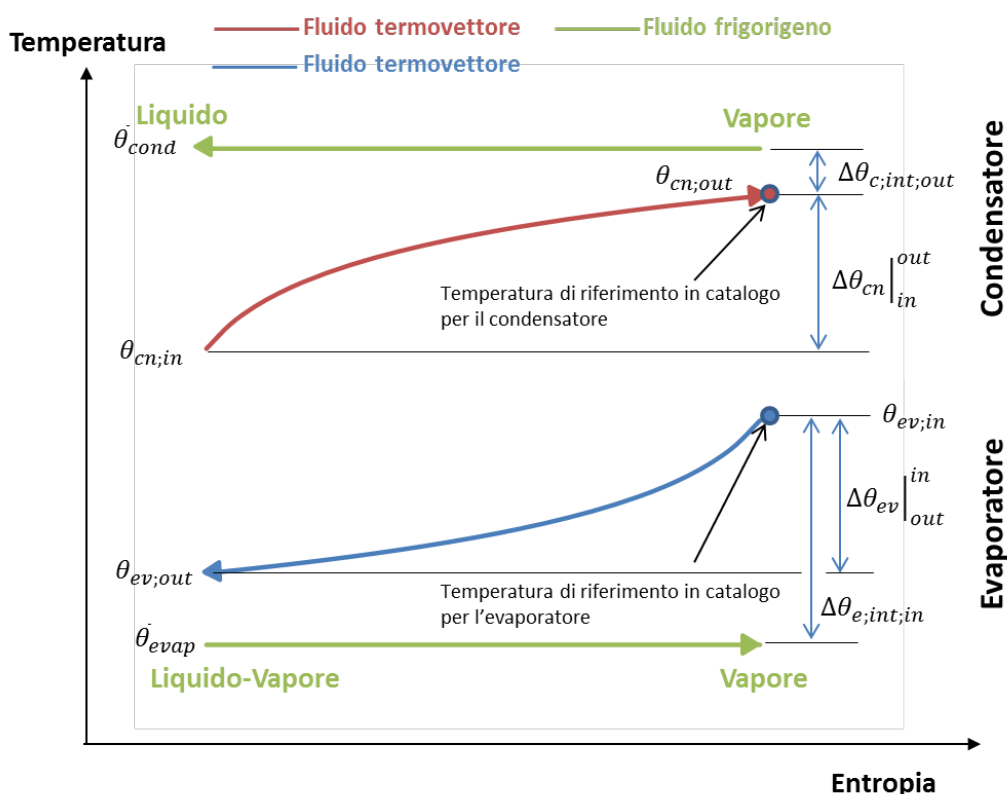


Figura 38– Esplicitazione grafica delle differenze di temperatura nel condensatore e nell'evaporatore della pompa di calore corretta rispetto alla ISO/FDIS 13612-2:2014 [38], che indica come $\Delta\theta_{e,int,in}$ il salto $\theta_{ev,out} - \theta_{evap}$.

Fluido termovettore	Differenza di temperatura tra refrigerante e fluido termovettore [°C]	
	Condensatore $ \Delta\theta_{c,int,out} $	Evaporatore $ \Delta\theta_{e,int,in} $
Aria	5	15
Acqua	5	10

Tabella 8– Differenza di temperatura tra temperature medie di condensazione e evaporazione e temperature di riferimento dei fluidi termovettori al condensatore e all'evaporatore della pompa di calore
(Fonte: ISO/FDIS 13612-2:2013 [38])

I dati, di cui alle curve discrete di prestazione date dalle (6.186), (6.187) e (6.188), o (6.189), (6.190) e (6.191), sono ricavati secondo le procedure standardizzate definite dalle norme di prodotto citate (serie UNI EN 14511 [14,15,16,17] e la UNI EN 14825 [18] per le macchine azionate elettricamente, serie UNI EN 12309 [19,20,21,22,23,24] per le macchine ad assorbimento, serie UNI EN 16905 [25,26,27,28,29] per le macchine

azionate da motore endotermico), non solo per definiti valori delle temperature del fluido termovettore in uscita dal condensatore, $\theta_{cn,out;dcl}$ e in ingresso all'evaporatore $\theta_{ev,in;dcl}$, ma anche per specifici valori delle temperature in ingresso al condensatore, $\theta_{cn,in;dcl}$ e in uscita all'evaporatore, $\theta_{ev,out;dcl}$, con esclusione del caso in cui il fluido termovettore sia aria nel qual caso si assegna solo il valore della temperatura in ingresso (condensatore o evaporatore) e dell'umidità in termini di temperatura a bulbo umido. Questo corrisponde a mantenere fisso il salto termico del fluido termovettore tra ingresso e uscita del componente (condensatore e/o evaporatore) al variare delle condizioni di prova, cioè le curve discrete di prestazione sono ricavate, al variare delle temperature di riferimento,:

- tenendo costante il salto termico del fluido termovettore tra ingresso e uscita del condensatore e dell'evaporatore:

$$[\Delta\theta_{cn}|_{in}^{out}]_{dcl} = (\theta_{cn,out} - \theta_{cn,in})_{dcl} = cost \quad (6.194)$$

$$[\Delta\theta_{ev}|_{out}^{in}]_{dcl} = (\theta_{ev,in} - \theta_{ev,out})_{dcl} = cost \quad (6.195)$$

- facendo variare le portate del fluido termovettore nel condensatore e nell'evaporatore:

$$\dot{m}_{c,dcl} = f_c(\theta_{ev,in;dcl}, \theta_{cn,out;dcl}) \quad (6.196)$$

$$\dot{m}_{e,dcl} = f_e(\theta_{ev,in;dcl}, \theta_{cn,out;dcl}) \quad (6.197)$$

6.2.1 Modello della pompa di calore basato sulle curve di prestazione

Il modello basato sulle curve discrete di prestazione fornite dal costruttore parte dal dato di fatto che, tra la potenza termica resa e quella elettrica assorbita (o equivalentemente il *COP*) il dato che risulta dipendere più debolmente dalle condizioni di esercizio è la potenza termica resa Φ_{cn} , per la determinazione della quale è quindi sufficiente:

- un'interpolazione lineare della potenza termica al condensatore Φ_{cn} rispetto ai dati dichiarati in funzione della temperatura del fluido termovettore all'uscita del condensatore, $\theta_{cn,out}$, e del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, $\theta_{ev,in}$, nelle condizioni di funzionamento richieste.

Indicata con $\Phi_{cn}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out})$ la potenza termica erogabile alle condizioni assegnate $(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out})$ si interpola bilinearmente tra i dati dichiarati più vicini alle condizioni assegnate. Cioè per:

$$\theta_{ev,in;dcl;j-1} \leq \theta_{ev,in} \leq \theta_{ev,in;dcl;j} \quad (6.198)$$

$$\theta_{cn,out;dcl;i-1} \leq \theta_{cn,out} \leq \theta_{cn,out;dcl;i} \quad (6.199)$$

si hanno quattro valori della potenza termica in funzione dei quattro indici $(i, i-1, j, j-1)$ indicati come:

$$\Phi_{cn;dcl;i,j} = \Phi_{cn;dcl}(\theta_{ev,in;dcl;j}, \theta_{cn,out;dcl;i}) \quad (6.200)$$

Definiti i parametri

$$R_x = (\theta_{cn,out} - \theta_{cn,out;dcl;i-1}) / (\theta_{cn,out;dcl;i} - \theta_{cn,out;dcl;i-1}) \quad (6.201)$$

$$R_y = (\theta_{ev,in} - \theta_{ev,in;dcl;j-1}) / (\theta_{ev,in;dcl;j} - \theta_{ev,in;dcl;j-1}) \quad (6.202)$$

il valore interpolato si determina come:

$$\begin{aligned} \Phi_{cn}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out}) = & (1 - R_x) \cdot (1 - R_y) \cdot \Phi_{cn;dcl;i-1;j-1} + R_y \cdot (1 - R_x) \cdot \Phi_{cn;dcl;i-1;j} \\ & + R_x \cdot (1 - R_y) \cdot \Phi_{cn;dcl;i;j-1} + R_x \cdot R_y \cdot \Phi_{cn;dcl;i;j} \end{aligned} \quad (6.203)$$

Nel calcolo delle prestazioni della pompa di calore in una simulazione dinamica però i **dati d'ingresso** sono:

- la temperatura del fluido termovettore in ingresso al condensatore, $\theta_{cn,in}$;
- la portata massica del fluido termovettore in ingresso a condensatore, $\dot{m}_{cn,in}$;
- la temperatura del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, $\theta_{ev,in}$;
- la portata massica del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, $\dot{m}_{ev,in}$;

e come visto, invece, le curve di prestazione date dalle (6.186), (6.187) e (6.188) sono definite in funzione della temperatura del fluido termovettore in uscita al condensatore, per cui per poter utilizzare la (6.203)(6.209) occorre determinare in qualche modo la temperatura di uscita dal condensatore $\theta_{cn,out}$ in funzione della temperatura d'ingresso $\theta_{cn,in}$ e operare in modo iterativo.

Inoltre, per poter utilizzare le curve discrete di prestazione determinate secondo normativa anche in condizioni diverse da quelle di prova e tenere conto implicitamente delle variazioni di prestazioni in condizioni di carico parziale, si introduce nel modello una forma modificata delle relazioni tra temperatura media di condensazione e evaporazione e temperature dei fluidi termovettori. Le (6.192) e (6.193) vengono riscritte in funzione della temperatura media dei fluidi termovettori, cioè:

$$\bar{\theta}_{evap} = 0.5 \cdot (\theta_{ev,in} + \theta_{ev,out}) - |\Delta\theta_{e,int}| \quad (6.204)$$

$$\bar{\theta}_{cond} = 0.5 \cdot (\theta_{cn,in} + \theta_{cn,out}) + |\Delta\theta_{c,int}| \quad (6.205)$$

dove, con riferimento alla Figura 39 i termini $|\Delta\theta_{e,int}|$ e $|\Delta\theta_{c,int}|$ sono:

- | | |
|--------------------------|---|
| $ \Delta\theta_{e,int} $ | modulo della differenza tra la temperatura media di evaporazione e la temperatura media aritmetica del fluido termovettore nell'evaporatore, [°C]; |
| $ \Delta\theta_{c,int} $ | modulo della differenza tra la temperatura media di condensazione e la temperatura media aritmetica del fluido termovettore nel condensatore, [°C]. |

Indicati con $|\Delta\theta_{e,int;N}|$ e $|\Delta\theta_{c,int;N}|$ tali differenze di temperature medie nelle condizioni di prova **nominali** (pedice **N**), per cui si ha la potenza termica resa $\Phi_{cn;N}$ e la corrispondente potenza termica scambiata all'evaporatore $\Phi_{ev;N}$, **si impone che**, in condizioni diverse da quelle nominali, tali differenze di temperatura dipendano dal rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata alle condizioni considerate e quella nominale:

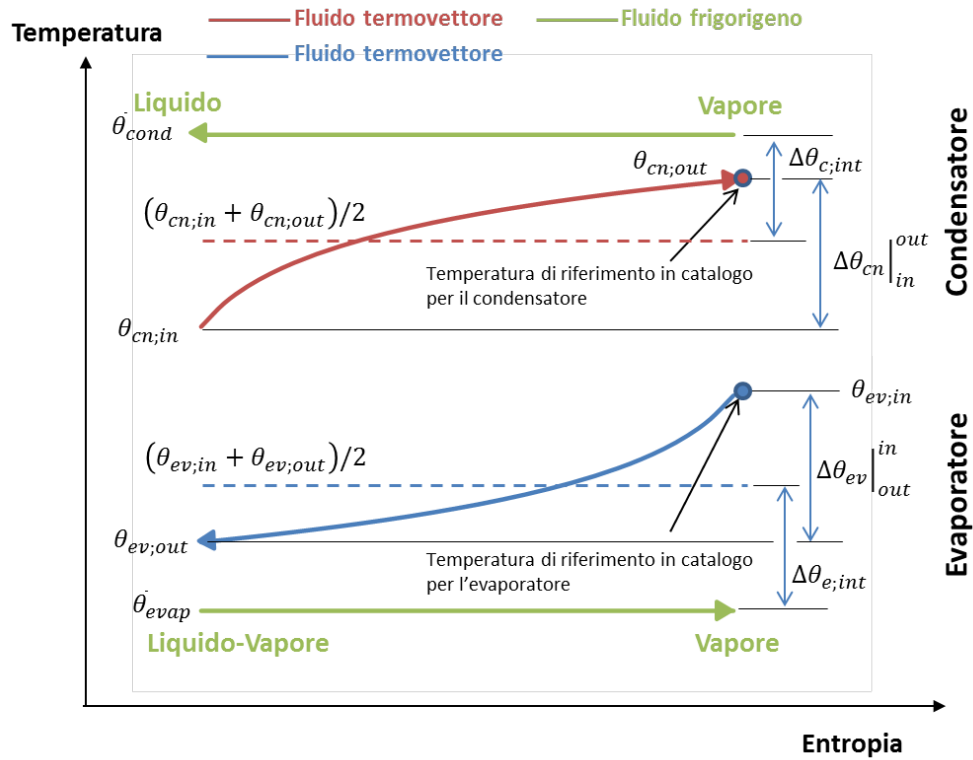


Figura 39– Esplicitazione grafica delle differenze di temperatura medie nel condensatore e nell’evaporatore.

$$|\Delta\theta_{e,int}| = |\Delta\theta_{e,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{ev}}{\Phi_{ev;N}} \quad (6.206)$$

$$|\Delta\theta_{c,int}| = |\Delta\theta_{c,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{cn}}{\Phi_{cn;N}} \quad (6.207)$$

Le (6.204) e (6.205) implicano l’assunzione che l’NTU del condensatore e dell’evaporatore rimangano costanti sull’intero intervallo operativo della macchina.

Essendo nelle condizioni di prova fissati i salti termici del fluido termovettore all’evaporatore e al condensatore, rispettivamente a:

$$\text{fluido= liquido} \quad [\Delta\theta_{cn}|_{in}^{out}]_N = [\Delta\theta_{ev}|_{out}^{in}]_N = 5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.208)$$

$$\text{fluido= aria} \quad [\Delta\theta_{cn}|_{in}^{out}]_N = [\Delta\theta_{ev}|_{out}^{in}]_N = 5 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.209)$$

salti eventualmente rideterminabili dai dati tecnici della specifica pompa di calore considerata, le differenze tra le temperature medie al condensatore e all’evaporatore sono determinabili, in funzione dei dati di Tabella 8, come:

$$|\Delta\theta_{e,int;N}| = |\Delta\theta_{e,int;in}| - 0.5 \cdot [\Delta\theta_{ev}|_{out}^{in}]_N \quad (6.210)$$

$$|\Delta\theta_{c;int;N}| = |\Delta\theta_{c;int;out}| + 0.5 \cdot [\Delta\theta_{cn}|_{in}^{out}]_N \quad (6.211)$$

6.2.1.1 Modello in stato stazionario

Nell'ipotesi di stato stazionario, e di assenza di perdite termiche al condensatore e all'evaporatore, le potenze termiche scambiate al condensatore e all'evaporatore possono essere espresse in funzione di portata e temperatura del fluido termovettore come:

$$\Phi_{cn} = \dot{m}_c c_c \cdot (\theta_{cn,out} - \theta_{cn,in}) > 0 \quad (6.212)$$

dove

- $\dot{m}_c$ portata massica del fluido termovettore in ingresso al condensatore, [°C];
- c_c capacità termica specifica massica a pressione costante del fluido termovettore; [kJ/(kg K)];
- $\theta_{cn,in}$ temperatura del fluido termovettore in ingresso al condensatore, in [°C];
- $\theta_{cn,out}$ temperatura del fluido termovettore in uscita dal condensatore, in [°C].

$$\Phi_{ev} = \dot{m}_e c_e \cdot (\theta_{ev,out} - \theta_{ev,in}) > 0 \quad (6.213)$$

dove

- $\dot{m}_e$ portata massica del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, [°C];
- c_e capacità termica specifica massica a pressione costante del fluido termovettore; [kJ/(kg K)];
- $\theta_{ev,in}$ temperatura del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, in [°C];
- $\theta_{ev,out}$ temperatura del fluido termovettore in uscita dall'evaporatore, in [°C].

Dalle equazioni (6.212) e (6.213) è possibile ricavare le temperature del fluido termovettore in uscita sia dal condensatore che dall'evaporatore come:

$$\theta_{cn,out} = \theta_{cn,in} + \frac{\Phi_{cn}}{\dot{m}_c c_c} \quad (6.214)$$

$$\theta_{ev,out} = \theta_{ev,in} - \frac{\Phi_{ev}}{\dot{m}_e c_e} \quad (6.215)$$

L'equazione (6.214) rappresenta la **relazione implicita** che consente di determinare la potenza termica resa nelle condizioni assegnate tramite l'interpolazione sui dati dichiarati in modo iterativo con la (6.203), cioè:

$$\begin{aligned} \theta_{cn,out;n=1} &= \theta_{cn,in} + |\Delta\theta_{c,int;N}|/2 \quad (\text{prima stima}) \\ \left\{ \begin{array}{l} \Phi_{cn;n}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out;n}) \quad \text{dalla (6.203)} \\ \theta_{cn,out;n+1} = \theta_{cn,in} + \frac{\Phi_{cn;n}}{\dot{m}_c c_c} \\ \text{finché} \quad |\theta_{cn,out;n+1} - \theta_{cn,out;n}| < \varepsilon \end{array} \right. \end{aligned} \quad (6.216)$$

Si fa notare che la portata del fluido termovettore al condensatore è l'effettiva portata circolante e non quella in condizioni nominali o di determinazione dei punti dichiarati.

Per determinare il coefficiente di prestazione e quindi la potenza elettrica assorbita, in modo da tener conto degli effetti di variazione della prestazione sia al variare del fattore di carico (in particolare per le macchine ad inverter) che delle portate circolanti per determinate temperature richieste, non si interpola più linearmente sui dati del costruttore ma in modo indiretto e non lineare impiegando il rendimento di secondo principio, η_{II} .

Per un ciclo frigorifero a compressione di vapore viene utilizzato per la pompa di calore il coefficiente di prestazione massimo teorico possibile che è quello del ciclo di Carnot, cioè:

$$COP_{max} = COP_{CARNOT} = \frac{T_h}{T_h - T_c} \quad (6.217)$$

con

T_h temperatura assoluta della sorgente calda, in [K];

T_c temperatura assoluta della sorgente fredda, in [K];

da cui

$$COP_{max} = \frac{\bar{\theta}_{cond} + 273.15}{\bar{\theta}_{cond} - \bar{\theta}_{evap}} \quad (6.218)$$

Il **rendimento di 2° principio** è quindi definito come:

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{max}} = COP(\bar{\theta}_{evap}, \bar{\theta}_{cond}) \cdot \frac{\bar{\theta}_{cond} - \bar{\theta}_{evap}}{\bar{\theta}_{cond} + 273.15} \quad (6.219)$$

ovvero come il rapporto tra il coefficiente di prestazione effettivo e quello massimo possibile tra le stesse temperature medie di condensazione e evaporazione.

Per determinare il rendimento di 2° principio occorre conoscere quindi tre parametri:

- il COP effettivo alle temperature assegnate:

$$COP(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out});$$

- la temperatura media di condensazione alle temperature assegnate:

$$\bar{\theta}_{cond}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out});$$

- la temperatura media di evaporazione alle temperature assegnate:

$$\bar{\theta}_{evap}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out})$$

Si opera quindi nel seguente modo:

1. si determina per ogni punto dichiarato $(\theta_{ev;in;dcl}, \theta_{cn;out;dcl})$:

- a. la temperatura di condensazione tramite la

$$\bar{\theta}_{cond;dcl} = 0.5 \cdot (\theta_{cn;in;dcl} + \theta_{cn;out;dcl}) + |\Delta\theta_{c;int;N}| \cdot \frac{\Phi_{cn;dcl}}{\Phi_{cn;N}} \quad (6.220)$$

ottenuta sostituendo la (6.207) nella (6.205) e utilizzando i dati tabulati;

- b. la temperatura di evaporazione tramite la

$$\bar{\theta}_{evap;dcl} = 0.5 \cdot (\theta_{ev;in;dcl} + \theta_{ev;out;dcl}) - |\Delta\theta_{e;int;N}| \cdot \frac{\Phi_{ev;dcl}}{\Phi_{ev;N}} \quad (6.221)$$

ottenuta sostituendo la (6.206) nella (6.204) e utilizzando i dati tabulati, per $\Phi_{ev;dcl} = \Phi_{cn;dcl} - \dot{W}_{dcl}$, oppure $\Phi_{ev;dcl} = (1 - 1/COP_{dcl}) \cdot \Phi_{cn;dcl}$;

- c. il rendimento di 2° principio usando il coefficiente di prestazione dichiarato, la (6.219) e i valori di temperatura di condensazione e evaporazione calcolati con le (6.220) e (6.221):

$$\eta_{II;dcl} = COP_{dcl}(\theta_{ev;in;dcl}, \theta_{cn;out;dcl}) \cdot \frac{\bar{\theta}_{cond;dcl} - \bar{\theta}_{evap;dcl}}{\bar{\theta}_{cond;dcl} + 273.15} \quad (6.222)$$

ottenendo in tal modo una funzione discreta di η_{II} nei punti dichiarati;

2. la funzione discreta $\eta_{II;dcl}(\theta_{ev;in;dcl}, \theta_{cn;out;dcl})$ viene poi utilizzata per interpolare bilinearmente in funzione delle condizioni di temperatura assegnate $(\theta_{ev;in}, \theta_{cn;out})$ tramite i parametri R_x , e R_y definiti dalla (6.201) e dalla (6.202), ottenendo il rendimento di 2° principio relativo al punto assegnato come:

$$\begin{aligned} \eta_{II}(\theta_{ev;in}, \theta_{cn;out}) = & (1 - R_x) \cdot (1 - R_y) \cdot \eta_{II;dcl;i-1;j-1} + R_y \cdot (1 - R_x) \cdot \eta_{II;dcl;i-1;j} \\ & + R_x \cdot (1 - R_y) \cdot \eta_{II;dcl;i;j-1} + R_x \cdot R_y \cdot \eta_{II;dcl;i;j} \end{aligned} \quad (6.223)$$

Ottenuto il rendimento di 2° principio per il punto assegnato si può ricavare dalla (6.219) il coefficiente di prestazione di prestazione come:

$$COP(\theta_{ev;in}, \theta_{cn;out}) = \eta_{II}(\theta_{ev;in}, \theta_{cn;out}) \cdot \frac{\bar{\theta}_{cond} + 273.15}{\bar{\theta}_{cond} - \bar{\theta}_{evap}} \quad (6.224)$$

dove $\bar{\theta}_{cond}$ è nota perché ricavata con l'iterazione sulle (6.216), mentre la $\bar{\theta}_{evap}$ non è nota e va determinata per iterazione nel seguente modo:

1. si determina una prima stima del coefficiente di prestazione per interpolazione bilineare direttamente dai dati dichiarati per le condizioni di temperatura assegnate $(\theta_{ev;in}, \theta_{cn;out})$ tramite i parametri R_x , e R_y definiti dalla (6.201) e dalla (6.202), come:

$$\begin{aligned} COP_{int}(\theta_{ev;in}, \theta_{cn;out}) = & (1 - R_x) \cdot (1 - R_y) \cdot COP_{dcl;i-1;j-1} + R_y \cdot (1 - R_x) \cdot COP_{dcl;i-1;j} \\ & + R_x \cdot (1 - R_y) \cdot COP_{dcl;i;j-1} + R_x \cdot R_y \cdot COP_{dcl;i;j} \end{aligned} \quad (6.225)$$

2. si opera una stima iniziale della temperatura di uscita dall'evaporatore come

$$\begin{aligned} \text{m) se il fluido è aria:} \quad & \theta_{ev,out;n=1} = \theta_{ev,in} - |\Delta\theta_{e,int;N}| \\ \text{n) se il fluido è liquido:} \quad & \theta_{ev,out;n=1} = \theta_{ev,in} - |\Delta\theta_{e,int;N}|/2 \end{aligned} \quad (6.226)$$

3. si determinano, iterando, la potenza termica scambiata all'evaporatore, la temperatura di evaporazione, il coefficiente di prestazione con la (6.224) in funzione del rendimento di 2° principio e delle temperature di condensazione e evaporazione:

$$\begin{aligned} COP_{n=1} &= COP_{int}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out}) \\ \Phi_{ev;n} &= \Phi_{cn}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out}) \cdot (1 - 1/COP_n) \\ \text{se il fluido è liquido si usa la (6.215):} \quad & \theta_{ev,out;n} = \theta_{ev,in} - \Phi_{ev;n}/(\dot{m}_e c_e) \\ \text{se il fluido è aria si ipotizza che il controllo del ventilatore sia tale da tenere costante il} \\ & \text{salto termico tra ingresso e uscita al valore nominale, cioè: } \theta_{ev,out;n} = \theta_{ev,out;n=1} \\ \bar{\theta}_{evap,n} &= 0.5 \cdot (\theta_{ev,in} + \theta_{ev,out;n}) - |\Delta\theta_{e,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{ev;n}}{\Phi_{ev;N}} \\ COP_{n+1} &= \eta_{II}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out}) \cdot \frac{\bar{\theta}_{cond} + 273.15}{\bar{\theta}_{cond} - \bar{\theta}_{evap,n}} \\ \text{finché} \quad & |COP_{n+1} - COP_n| < \varepsilon \end{aligned} \quad (6.227)$$

4. e quindi la potenza elettrica assorbita come:

$$\dot{W} = \frac{\Phi_{cn}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out})}{COP_{n+1}} \quad (6.228)$$

6.2.1.2 Modello dinamico

Il modello dinamico basato sulle curve discrete di prestazione è un modello semplificato a due nodi capacitivi: il condensatore e l'evaporatore.

Con riferimento a Figura 40 l'equazione di bilancio energetico integrale per i due componenti è data rispettivamente, da:

$$C_c \frac{d\langle T_c \rangle_V}{dt} = \Phi_{cn} + \Phi_{c,loss} + \dot{m}_c c_c (T_{cn,in} - T_{cn,out}) \quad (6.229)$$

e

$$C_e \frac{d\langle T_e \rangle_V}{dt} = -\Phi_{ev} + \Phi_{e,loss} + \dot{m}_e c_e (T_{ev,in} - T_{ev,out}) \quad (6.230)$$

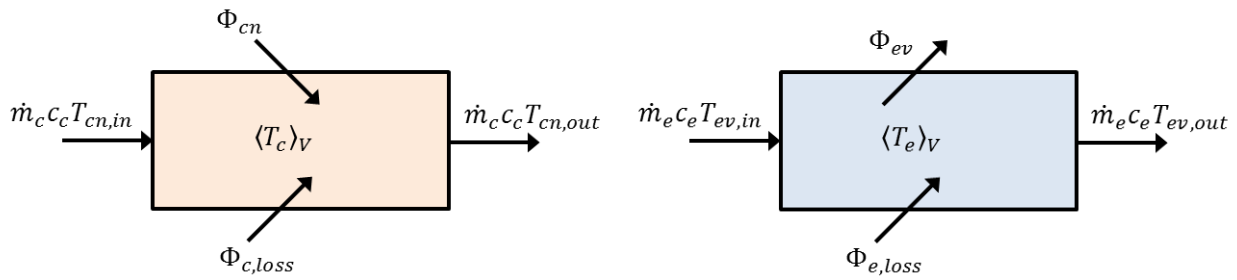


Figura 40– Schemi bilancio energetico integrale al condensatore e all'evaporatore.

dove

$\langle T_c \rangle_V$ temperatura media di volume del condensatore, in [K];

$\langle T_e \rangle_V$ temperatura media di volume dell'evaporatore, in [K];

C_c capacità termica del condensatore, in [kJ/K]

C_e capacità termica dell'evaporatore, in [kJ/K]

Φ_{cn} potenza termica scambiata nel condensatore tra fluido frigorigeno e fluido termovettore, in [kW];

Φ_{ev} potenza termica scambiata nell'evaporatore tra fluido frigorigeno e fluido termovettore, in [kW];

$\Phi_{c,loss}$ potenza termica scambiata dal condensatore con l'ambiente come perdita o guadagno indesiderato, in [kW];

$\Phi_{e,loss}$ potenza termica scambiata dall' evaporatore con l'ambiente come perdita o guadagno indesiderato, in [kW];

$\dot{m}_c$ portata massica del fluido termovettore in ingresso al condensatore, [°C];

c_c capacità termica specifica massica a pressione costante del fluido termovettore; [kJ/(kg K)];

$T_{cn,in}$ temperatura fluido termovettore in ingresso al condensatore, in [K];

$T_{cn,out}$ temperatura fluido termovettore in uscita dal condensatore, in [K];

$\dot{m}_e$ portata massica del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, [°C];

c_e capacità termica specifica massica a pressione costante del fluido termovettore; [kJ/(kg K)];

$T_{ev,in}$ temperatura fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, in [K];

$T_{ev,out}$ temperatura fluido termovettore in uscita dall'evaporatore, in [K].

Analizzando il condensatore, in particolare si ha:

$$C_c \langle T_c \rangle_V \cong C_{c,f} \left(\frac{\theta_{cn,in} + \theta_{cn,out}}{2} + 273.15 \right) \quad (6.231)$$

con

$C_{c,f}$ capacità termica legata al fluido termovettore in [kJ/K];

in quanto per effetto della transizione di fase del refrigerante si ha:

$C_{c,R} \rightarrow \infty$ capacità termica legata al refrigerante in [kJ/K];

$$\frac{d\bar{\theta}_{cond}}{dt} \rightarrow 0$$

Si assume quindi stabile nell'intervallo di tempo considerato la temperatura media di condensazione, anche se questa può essere influenzata dalle condizioni di scambio termico sia al condensatore che all'evaporatore,

che, tramite la caratteristica del compressore, determinano i regimi di pressione al condensatore e all'evaporatore. Un'analisi di questo tipo è però impossibile senza una modellazione dettagliata del ciclo frigorifero.

La potenza termica scambiata con l'ambiente, se è una perdita o un guadagno indesiderato, è esprimibile come:

$$\Phi_{c,loss} = AU_c \left(\theta_{amb} - 0.5 \bar{\theta}_{cond} - 0.5 \frac{\theta_{cn,in} + \theta_{cn,out}}{2} \right) \quad (6.232)$$

con

AU_c coefficiente globale di scambio termico tra superficie esterna del condensatore e l'ambiente circostante (non nullo solo nel caso di condensatori a liquido), in [kW/K];

θ_{amb} temperatura dell'ambiente circostante il condensatore, in [°C].

$\theta_{cn,in}$ temperatura del fluido termovettore in ingresso al condensatore, in [°C];

$\theta_{cn,out}$ temperatura del fluido termovettore in uscita dal condensatore, in [°C];

e, per

$$\bar{\theta}_{cond} = 0.5 \cdot (\theta_{cn,in} + \theta_{cn,out}) + |\Delta\theta_{c,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{cn}}{\Phi_{cn;N}} \quad (6.233)$$

si ha:

$$\Phi_{c,loss} = AU_c \left(\theta_{amb} - 0.5 \cdot (\theta_{cn,in} + \theta_{cn,out}) - 0.5 \cdot |\Delta\theta_{c,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{cn}}{\Phi_{cn;N}} \right) \quad (6.234)$$

Se nell'intervallo temporale di integrazione (time-step), Δt , si assume che:

- $\Phi_{cn} = cost$ in Δt ;
- $\theta_{cn,in} = cost$ in Δt ;
- $\theta_{amb} = cost$ in Δt ;

l'equazione di bilancio energetico per il condensatore (6.229) diventa:

$$\frac{C_{c,f}}{2} \frac{d\theta_{cn,out}}{dt} = \Phi_{cn} + AU_c \left(\theta_{amb} - 0.5 \cdot (\theta_{cn,in} + \theta_{cn,out}) - 0.5 \cdot |\Delta\theta_{c,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{cn}}{\Phi_{cn;N}} \right) + \dot{m}_c c_c (\theta_{cn,in} - \theta_{cn,out}) \quad (6.235)$$

Evidenziando i termini dipendenti dal tempo nell'intervallo considerato:

$$\frac{C_{c,f}}{2} \frac{d\theta_{cn,out}(t)}{dt} = - \left(\frac{AU_c}{2} + \dot{m}_c c_c \right) \theta_{cn,out}(t) + \left[\Phi_{cn} + AU_c \left(\theta_{amb} - \frac{\theta_{cn,in}}{2} - \frac{|\Delta\theta_{c,int;N}|}{2} \cdot \frac{\Phi_{cn}}{\Phi_{cn;N}} \right) + \dot{m}_c c_c \theta_{cn,in} \right] \quad (6.236)$$

cioè

$$\frac{d\theta_{cn,out}(t)}{dt} + \left(\frac{AU_c + 2\dot{m}_c c_c}{C_{c,f}} \right) \theta_{cn,out}(t) = \frac{2}{C_{c,f}} \left[\Phi_{cn} + AU_c \theta_{amb} + \left(\dot{m}_c c_c - \frac{AU_c}{2} \right) \theta_{cn,in} - AU_c \frac{|\Delta\theta_{c,int;N}|}{2} \cdot \frac{\Phi_{cn}}{\Phi_{cn;N}} \right] \quad (6.237)$$

Tale equazione differenziale è del tipo

$$\frac{d\theta(t)}{dt} + \frac{1}{t_c} \theta(t) = B \quad (6.238)$$

che ha, nell'intervallo Δt , la seguente soluzione:

$$\theta(t) = B \cdot t_c + (\theta_0 - B \cdot t_c) \cdot e^{-\frac{t}{t_c}} \quad (6.239)$$

da cui si vede chiaramente che il parametro t_c è il **tempo caratteristico** del fenomeno considerato.

Quindi, nell'intervallo Δt , con le ipotesi fatte il **tempo caratteristico del condensatore** è:

$$t_{c,c} = \frac{C_{c,f}}{AU_c + 2\dot{m}_c c_c} \quad (6.240)$$

e la costante B è pari a

$$B_c = \frac{2}{C_{c,f}} \left[\Phi_{cn} + AU_c \theta_{amb} + \left(\dot{m}_c c_c - \frac{AU_c}{2} \right) \theta_{cn,in} - AU_c \frac{|\Delta\theta_{c,int;N}|}{2} \cdot \frac{\Phi_{cn}}{\Phi_{cn;N}} \right] \quad (6.241)$$

Operando allo stesso modo per l'**evaporatore**, il suo **tempo caratteristico** risulta essere:

$$t_{c,e} = \frac{C_{f,e}}{AU_e + 2\dot{m}_e c_e} \quad (6.242)$$

e la costante B

$$B_e = \frac{2}{C_{e,f}} \left[-\Phi_{ev} + AU_e \theta_{amb} + \left(\dot{m}_e c_e - \frac{AU_e}{2} \right) \theta_{ev,in} + |\Delta\theta_{e,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{ev}}{\Phi_{ev;N}} \right] \quad (6.243)$$

per

$$\bar{\theta}_{evap} = 0.5 \cdot (\theta_{ev,in} + \theta_{ev,out}) - |\Delta\theta_{e,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{ev}}{\Phi_{ev;N}} \quad (6.244)$$

Si può facilmente vedere, trascurando le possibili dispersioni/guadagni indesiderati verso/dall'ambiente, che, a parità di altre condizioni, rendono più piccolo il tempo caratteristico, come questo sia governato dal rapporto tra la capacità termica del componente e la portata di capacità dovuta al fluido termovettore circolante.

Nel caso di condensatore o evaporatore in cui circola un liquido (acqua o miscela antigelo), il contenuto di liquido e di refrigerante nel componente è solitamente non superiore a un ordine di grandezza rispetto alla portata di capacità del fluido termovettore, con tempi caratteristici che non superano quindi i 100 s [].

Ad esempio per un'unità da circa 1 MW di potenza termica utile con condensatore a piastre si ha:

- contenuto d'acqua nel circuito del condensatore: 200 litri;

- portata d'acqua al condensatore in condizioni nominali: 48.23 kg/s.

La capacità termica del condensatore risulta quindi essere:

$$C_c = C_{c,f} = 200 \cdot 4.186 \cong 837 \text{ kJ/K}$$

La portata di capacità del fluido termovettore è

$$\dot{m}_c c_c = 48.23 \cdot 4.186 \cong 202 \text{ kJ/K}$$

Per cui il tempo caratteristico del condensatore risulta essere

$$t_{c,c} = \frac{C_c}{2\dot{m}_c c_c} = \frac{837}{2 \cdot 202} \cong 2 \text{ s}$$

E ricordando che il tempo caratteristico corrisponde a una riduzione del 63% del segnale in ingresso, per avere una riduzione maggiore del 99% occorre un tempo pari a 5 volte il tempo caratteristico, cioè in questo caso il transitorio è praticamente esaurito dopo 25 secondi.

Per l'evaporatore, se il fluido termovettore è aria e lo scambiatore è una batteria alettata, la sua capacità lato fluido termovettore tende a zero e quindi anche il suo tempo caratteristico.

Ne consegue che un modello di pompa di calore che si basa sui dati di prestazione dichiarati soddisfa pienamente l'ipotesi di stato quasi stazionario se si utilizza con intervalli di integrazione non inferiori a qualche minuto.

Il modello è di contro incapace di simulare gli eventuali ritardi nei transitori di avvio della macchina, che dipendono dalla dinamica interna del ciclo che il modello non può "vedere".

6.2.2 Controllo della temperatura in uscita

In funzione delle caratteristiche costruttive e del sistema di regolazione, le pompe di calore si possono suddividere in due famiglie rispetto al loro comportamento al carico parziale:

- pompe di calore a potenza variabile
 - o a gradini, ognuno controllato ON-OFF;
 - o in modo continuo fino a una potenza minima e poi ON-OFF;
- pompe di calore a potenza fissa, controllate ON-OFF.

In ogni caso, il sistema di controllo intrinseco della macchina lavora sulla temperatura del fluido termovettore del circuito utenza con i distinguo riportati nel paragrafo 2.4.2.5. In particolare se si ha;

- a) **fluido termovettore interno acqua, oppure aria o fluido frigorigeno (espansione diretta) con macchine canalizzate:**

l'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate è che **la grandezza controllata** è la **temperatura del fluido termovettore in mandata al condensatore, $\theta_{cn,out}$** , e la funzione di controllo della regolazione è:

$$\theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \leq \theta_{cn,out} \leq \theta_{SET,f} + 0.5\Delta\theta_{SET,f} \quad (6.245)$$

dove

$\theta_{SET,f}$ temperatura di setpoint per il fluido termovettore in uscita dal condensatore (temperatura obbiettivo della regolazione), in [°C];

$\Delta\theta_{SET,f}$ ampiezza della banda di regolazione per il fluido termovettore in uscita dal condensatore, in [°C],

b) **fluido termovettore interno aria o fluido frigorigeno (espansione diretta) con macchine non canalizzate:**

l'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate in questo caso è che la **grandezza controllata** è la **temperatura dell'aria dell'ambiente o zona servita, θ_a** . e la funzione di controllo della regolazione è specifica ai vari casi, a partire da quello con regolazione ON-OFF per cui si ha:

$$\theta_{SET;a} - 0.5\Delta\theta_{SET;a} \leq \theta_a \leq \theta_{SET;a} + 0.5\Delta\theta_{SET;a} \quad (6.246)$$

dove

$\theta_{SET;a}$ temperatura di setpoint per l'aria ambiente, in [°C];

$\Delta\theta_{SET;a}$ ampiezza della banda di regolazione per l'aria ambiente, in [°C],

6.2.2.1 Pompe di calore a potenza fissa controllate ON-OFF

L'algoritmo di controllo è molto semplice:

1. si determina, considerata la macchina accesa e funzionante, secondo l'algoritmo di cui al paragrafo 6.2.1 per le assegnate condizioni di input la temperatura di uscita del fluido termovettore dal condensatore, $\theta_{cn,out}$:
2. se si è nel caso:
 - a. controllo sulla temperatura di uscita al condensatore, si opera nel seguente modo:

$$\begin{aligned} \theta_{cn,out} < \theta_{SET;f} - 0.5\Delta\theta_{SET;f} &\rightarrow \text{macchina ON alla potenza massima erogabile} \\ \theta_{cn,out} > \theta_{SET;f} + 0.5\Delta\theta_{SET;f} &\rightarrow \text{macchina OFF, non eroga potenza} \\ \theta_{SET;f} - 0.5\Delta\theta_{SET;f} \leq \theta_{cn,out} \leq \theta_{SET;f} + 0.5\Delta\theta_{SET;f} &\text{ allora} \\ \text{se } \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) < 0 &\rightarrow \text{macchina OFF, non eroga potenza} \\ \text{se } \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) > 0 &\rightarrow \text{macchina ON alla potenza massima} \end{aligned} \quad (6.247)$$

- b. controllo sulla temperatura dell'aria ambiente, si opera nel seguente modo:

$$\begin{aligned} \theta_a < \theta_{SET;a} - 0.5\Delta\theta_{SET;a} &\rightarrow \text{macchina ON alla potenza massima erogabile} \\ \theta_a > \theta_{SET;a} + 0.5\Delta\theta_{SET;a} &\rightarrow \text{macchina OFF, non eroga potenza} \\ \theta_{SET;a} - 0.5\Delta\theta_{SET;a} \leq \theta_a \leq \theta_{SET;a} + 0.5\Delta\theta_{SET;a} &\text{ allora} \\ \text{se } \theta_a(t) - \theta_a(t - \Delta t) < 0 &\rightarrow \text{macchina OFF, non eroga potenza} \\ \text{se } \theta_a(t) - \theta_a(t - \Delta t) > 0 &\rightarrow \text{macchina ON alla potenza massima} \end{aligned} \quad (6.248)$$

3. se la macchina è in stato OFF, $\theta_{cn,out} = \theta_{cn,in}$

6.2.2.2 Pompe di calore con potenza variabile a gradini

L'algoritmo di regolazione in questo caso è:

1. si determina, considerata la macchina accesa e funzionante, secondo l'algoritmo di cui al paragrafo 6.2.1 per le assegnate condizioni di input la temperatura di uscita del fluido termovettore dal condensatore, $\theta_{cn,out}$:

2. se si è nel caso:

a. controllo sulla temperatura di uscita al condensatore,
si opera nel seguente modo:

$$\begin{aligned}
 &\theta_{cn,out} < \theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \rightarrow \text{macchina ON alla potenza massima erogabile} \\
 &\theta_{cn,out} > \theta_{SET,f} + 0.5\Delta\theta_{SET,f} \rightarrow \text{la macchina cerca di regolare parzializzando la potenza erogata:} \\
 &\quad 1. \text{ si riduce di un gradino la potenza erogata e si ricalcola la temperatura di uscita } \theta_{cn,out}; \\
 &\quad 2. \text{ si verifica la condizione } \theta_{cn,out} < \theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \\
 &\quad 3. \text{ se non è rispettata si riduce di un altro gradino e si riverifica;} \\
 &\quad 4. \text{ se alla potenza minima la condizione non è rispettata la macchina va in OFF;} \\
 &\theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \leq \theta_{cn,out} \leq \theta_{SET,f} + 0.5\Delta\theta_{SET,f} \text{ allora} \\
 &\quad \text{se } \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) < 0 \rightarrow \text{macchina OFF, non eroga potenza} \\
 &\quad \text{se } \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) > 0 \rightarrow \text{macchina ON al livello di potenza che aveva erogato al tempo } t - \Delta t
 \end{aligned}
 \tag{6.249}$$

b. controllo sulla temperatura dell'aria ambiente,
si opera nel seguente modo:

$$\begin{aligned}
 &\theta_a \geq \theta_{SET,a} \rightarrow \text{macchina OFF non eroga potenza;} \\
 &\theta_a < \theta_{SET,a} \rightarrow \text{la macchina è ON e cerca di regolare parzializzando la potenza erogata:} \\
 &\quad 1. \text{ si determina la differenza } \theta_{SET,a} - \theta_a = \Delta\theta_{act} \text{ e la si confronta con i livelli predefiniti del sistema di regolazione: se ci sono } N \text{ gradini devono esserci } N \text{ differenze di temperatura di confronto } \Delta\theta_i, \text{ ordinate rispetto alle potenze nel seguente modo:} \\
 &\quad \quad i = 1, \Phi_{c,i} = \Phi_{c,max}, \Delta\theta_i = \Delta\theta_{max}; \\
 &\quad \quad \quad i = N, \Phi_{c,i} = \Phi_{c,min}, \Delta\theta_i = \Delta\theta_{min} \\
 &\quad 2. \text{ si parte con } i = 1 \text{ se si confronta } \Delta\theta_{act} \text{ con } \Delta\theta_i \\
 &\quad 3. \text{ se } \Delta\theta_{act} > \Delta\theta_i \rightarrow \Phi_{c,act} = \Phi_{c,i} \\
 &\quad 4. \text{ se } \Delta\theta_{act} \leq \Delta\theta_i \rightarrow \text{si incrementa } i \rightarrow i = i + 1; \text{ e si ripete il confronto di cui al punto 2.;} \\
 &\quad 5. \text{ se } i = N \text{ si è alla potenza minima che viene adottata anche se la verifica di cui al punto 4 non è rispettata;}
 \end{aligned}
 \tag{6.250}$$

3. se la macchina è in stato OFF, $\theta_{cn,out} = \theta_{cn,in}$

6.2.2.3 Pompe di calore con potenza variabile in modo continuo

L'algoritmo di regolazione in questo caso è:

1. si determina, considerata la macchina accesa e funzionante, secondo l'algoritmo di cui al paragrafo 6.2.1 per le assegnate condizioni di input la temperatura di uscita del fluido termovettore dal condensatore, $\theta_{cn,out}$:

2. se si è nel caso:

a. controllo sulla temperatura di uscita al condensatore,
si opera nel seguente modo:

$$\begin{aligned}
 &\theta_{cn,out} < \theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \rightarrow \text{macchina ON alla potenza massima erogabile} \\
 &\theta_{cn,out} > \theta_{SET,f} + 0.5\Delta\theta_{SET,f} \rightarrow \text{la macchina cerca di regolare parzializzando la potenza erogata:} \\
 &\quad 6. \text{ si impone la temperatura di uscita dal condensatore pari alla temperatura di set point, } \theta_{cn,out} = \theta_{SET,f} ; \\
 &\quad 7. \text{ si determina la potenza da erogare come } \Phi_c = \dot{m}_f c_{p,f} (\theta_{SET,f} - \theta_{cn,in}) \\
 &\quad 8. \text{ si determina la parzializzazione come } CR = \Phi_c / \Phi_{c,max}; \\
 &\quad 9. \text{ si verifica che } CR \geq CR_{min} \text{ altrimenti la macchina va in OFF;} \\
 &\quad 10. \text{ se ON si determinano con l'algoritmo di cui al paragrafo 6.2.1 le seguenti grandezze;} \\
 &\theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \leq \theta_{cn,out} \leq \theta_{SET,f} + 0.5\Delta\theta_{SET,f} \text{ allora} \\
 &\quad \text{se } \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) < 0 \rightarrow \text{macchina OFF, non eroga potenza} \\
 &\quad \text{se } \theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) > 0 \rightarrow \text{macchina ON al livello di parzializzazione che aveva al tempo } t - \Delta t
 \end{aligned} \tag{6.251}$$

b. controllo sulla temperatura dell'aria ambiente,
si opera nel seguente modo:

$$\begin{aligned}
 &\theta_a \geq \theta_{SET,a} \rightarrow \text{macchina OFF non eroga potenza;} \\
 &\theta_a < \theta_{SET,a} \rightarrow \text{la macchina è ON e cerca di regolare parzializzando la potenza erogata:} \\
 &\quad 1. \text{ si determina la differenza } \theta_{SET,a} - \theta_a = \Delta\theta_{act}; \\
 &\quad 2. \text{ si riduce la potenza richiesta del rapporto} \\
 &\quad \quad \Phi_{c,act} = \Phi_{c,max} \cdot \min[1; \Delta\theta_{act} / \Delta\theta_{max}] \\
 &\quad \quad \text{con } \Delta\theta_{max} \text{ parametro prefissato;} \\
 &\quad 3. \text{ si verifica se } \Phi_{c,act} < \Phi_{c,min} \rightarrow \Phi_{c,act} = \Phi_{c,min}
 \end{aligned} \tag{6.252}$$

3. se la macchina è in stato OFF, $\theta_{cn,out} = \theta_{cn,in}$

6.3 Macchine frigorifere

Le prestazioni di una macchina frigorifera (spesso una pompa di calore che lavora invertendo il condensatore con l'evaporatore) sono definite attraverso la mappa di prestazione (performance map), cioè la conoscenza per punti discreti della potenza termica estratta (potenza frigorifera), $\Phi_{gn,out}$, del coefficiente di prestazione, EER , e, eventualmente del fattore energetico degli ausiliari, AEF , in funzione delle temperature medie di condensazione e di evaporazione del fluido refrigerante, così come riportato al paragrafo 2.4.3, cioè:

$$\Phi_{gn,out} = \Phi_{ev}(\bar{\theta}_{evap}, \bar{\theta}_{cond}) \quad (6.253)$$

$$EER = EER(\bar{\theta}_{evap}, \bar{\theta}_{cond}) \quad (6.254)$$

$$AEF = AEF(\bar{\theta}_{evap}, \bar{\theta}_{cond}) \quad (6.255)$$

con

Φ_{ev} potenza termica estratta all'evaporatore, [kW];

EER coefficiente di prestazione a pieno carico, [-];

AEF fattore energetico degli ausiliari, [-];

$\bar{\theta}_{evap}$ temperatura media di evaporazione, in [°C];

$\bar{\theta}_{cond}$ temperatura media di condensazione, in [°C].

NOTA: diversamente dalla norme UNI EN 16798-9 [39] e UNI EN 16798-13 [40] che indicano il verso fisico della energia estratta all'evaporatore $Q_{C;gen,in}$ con in pedice *in* (in ingresso alla macchina) e quella scaricata al condensatore $Q_{C;gen,out}$ con il pedice *out*, qui si usa la convenzione definita al paragrafo 2.4.3, dove l'energia estratta $Q_{C;gen,out}$ è indicata con il pedice *out* e l'energia scaricata dal condensatore in ambiente come $Q_{C;gen,amb}$.

In realtà, le norme di prodotto (serie UNI EN 14511 [14,15,16,17] e la UNI EN 14825 [18] per le macchine azionate elettricamente, serie UNI EN 12309 [19,20,21,22,23,24] per le macchine ad assorbimento, serie UNI EN 16905 [25,26,27,28,29] per le macchine azionate da motore endotermico) riferiscono le prestazioni delle macchine frigorifere (EER, potenza termica estratta e AEF) non alle temperature medie di evaporazione e condensazione ma:

per le macchine con evaporatore a liquido (che producono acqua refrigerata) alla:

- temperatura in uscita del fluido termovettore nell'evaporatore, $\theta_{ev,out}$,
- temperatura di ingresso del fluido termovettore nel condensatore $\theta_{cn,in}$;

cioè

$$\Phi_{gn,out} = \Phi_{dcl}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) \quad (6.256)$$

$$EER = EER(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) \quad (6.257)$$

$$AEF = AEF_{dcl}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) \quad (6.258)$$

per le macchine con evaporatore ad aria (che producono aria refrigerata):

- temperatura di ingresso dell'aria nell'evaporatore, $\theta_{ev,in}$,
- temperatura di ingresso del fluido termovettore nel condensatore, $\theta_{cn,in}$;

cioè

$$\Phi_{gn,out} = \Phi_{dcl}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,in}) \quad (6.259)$$

$$EER = EER_{dcl}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,in}) \quad (6.260)$$

$$AEF = AEF_{dcl}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,in}) \quad (6.261)$$

La norma ISO/FDIS 13612-2:2014 [38], così come implicitamente, la norma UNI EN 16798-9:2018 [39] correla tali temperature alle temperature medie di evaporazione e condensazione in modo lineare tramite le:

$$\bar{\theta}_{evap} = \theta_{ev,out} - |\Delta\theta_{e,int;in}| \quad (6.262)$$

$$\bar{\theta}_{cond} = \theta_{cn,in} + |\Delta\theta_{c,int;out}| \quad (6.263)$$

dove

$|\Delta\theta_{e,int;in}|$ modulo della differenza tra la temperatura media di evaporazione e la temperatura del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, [°C];

$|\Delta\theta_{c,int;out}|$ modulo della differenza tra la temperatura media di condensazione e la temperatura del fluido termovettore in uscita dal condensatore, [°C];

I valori assegnati a tali salti di temperatura medi sono riportati in Tabella 9.

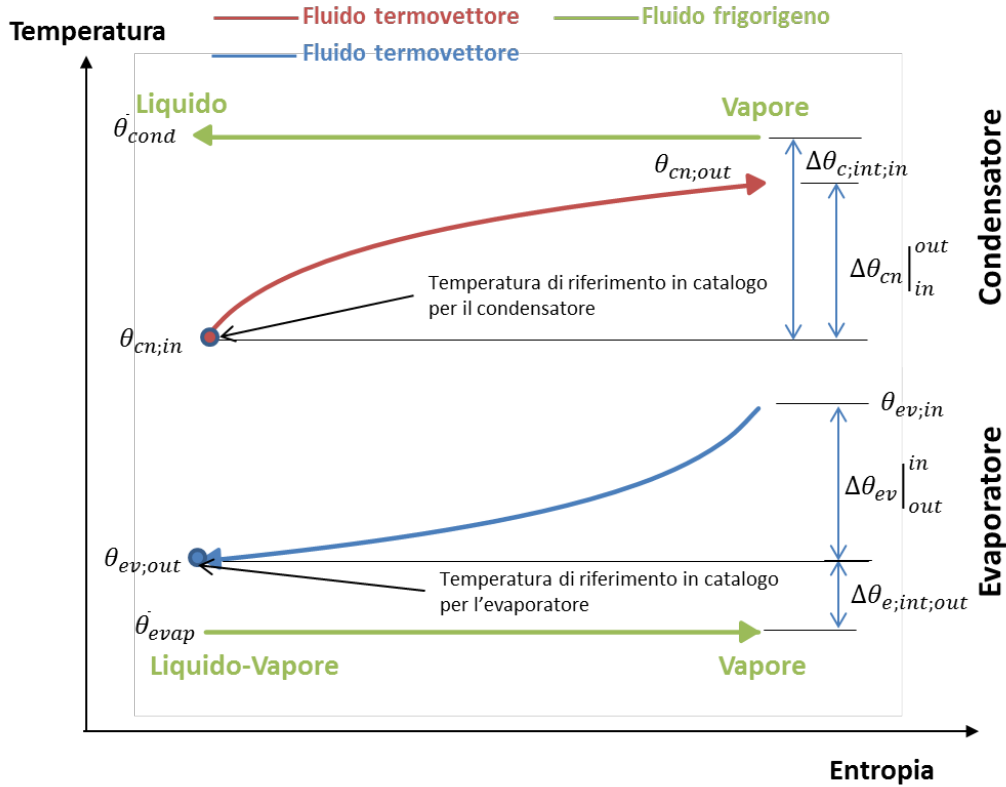


Figura 41– Esplicitazione grafica delle differenze di temperatura nel condensatore e nell'evaporatore della macchina frigorifera corretta rispetto alla ISO/FDIS 13612-2:2014 [38], che indica come $\Delta\theta_{c,int;in}$ il salto $\theta_{cond} - \theta_{cn,out}$.

Fluido termovettore	Differenza di temperatura tra refrigerante e fluido termovettore [°C]	
	Condensatore $ \Delta\theta_{c;int,in} $	Evaporatore $ \Delta\theta_{e;int,out} $
Aria	15	5
Acqua	10	5

Tabella 9– Differenza di temperatura tra temperature medie di condensazione e evaporazione e temperature di riferimento dei fluidi termovettori al condensatore e all'evaporatore della macchina frigorigena
(Fonte: ISO/FDIS 13612-2:2013 [38])

I dati, di cui alle curve discrete di prestazione date dalle (6.256), (6.257) e (6.258), o (6.259), (6.260) e (6.261), sono ricavati secondo le procedure standardizzate definite dalle norme di prodotto citate (serie UNI EN 14511 [14,15,16,17] e la UNI EN 14825 [18] per le macchine azionate elettricamente, serie UNI EN 12309 [19,20,21,22,23,24] per le macchine ad assorbimento, serie UNI EN 16905 [25,26,27,28,29] per le macchine azionate da motore endotermico), non solo per definiti valori delle temperature del fluido termovettore in ingresso al condensatore, $\theta_{cn,in;dcl}$ e in uscita all'evaporatore $\theta_{ev,out;dcl}$, ma anche per specifici valori delle temperature in uscita al condensatore, $\theta_{cn,out;dcl}$ e in ingresso all'evaporatore, $\theta_{ev,in;dcl}$, con esclusione del caso in cui il fluido termovettore sia aria nel qual caso si assegna solo il valore della temperatura in ingresso (condensatore o evaporatore) e dell'umidità in termini di temperatura a bulbo umido. Questo corrisponde a mantenere fisso il salto termico del fluido termovettore tra ingresso e uscita del componente (condensatore e/o evaporatore) al variare delle condizioni di prova, cioè anche per la macchina frigorigena, così come per la pompa di calore, le curve discrete di prestazione sono ricavate, al variare delle temperature di riferimento,:

- tenendo costante il salto termico del fluido termovettore tra ingresso e uscita del condensatore e dell'evaporatore:

$$[\Delta\theta_{cn}|_{in}^{out}]_{dcl} = (\theta_{cn,out} - \theta_{cn,in})_{dcl} = cost \quad (6.264)$$

$$[\Delta\theta_{ev}|_{out}^{in}]_{dcl} = (\theta_{ev,in} - \theta_{ev,out})_{dcl} = cost \quad (6.265)$$

- facendo variare le portate del fluido termovettore nel condensatore e nell'evaporatore:

$$\dot{m}_{c,dcl} = f_c(\theta_{ev,in;dcl}, \theta_{cn,out;dcl}) \quad (6.266)$$

$$\dot{m}_{e,dcl} = f_e(\theta_{ev,in;dcl}, \theta_{cn,out;dcl}) \quad (6.267)$$

6.3.1 Modello della macchina frigorigena basato sulle curve di prestazione

Il modello basato sulle curve discrete di prestazione fornite dal costruttore è analogo a quello presentato per la pompa di calore e parte dal dato di fatto che, tra la potenza termica estratta e quella elettrica assorbita (o equivalentemente l'EER) il dato che risulta dipendere più debolmente dalle condizioni di esercizio è la potenza termica estratta Φ_{ev} , per la determinazione della quale è quindi sufficiente:

- un'interpolazione lineare della potenza termica all'evaporatore Φ_{ev} rispetto ai dati dichiarati in funzione della temperatura del fluido termovettore all'uscita dell'evaporatore, $\theta_{ev,out}$, e del fluido termovettore in ingresso al condensatore, $\theta_{cn,in}$, nelle condizioni di funzionamento richieste.

Indicata con $\Phi_{ev}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in})$ la potenza termica estraibile alle condizioni assegnate $(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in})$ si interpola bilinearmente tra i dati dichiarati più vicini alle condizioni assegnate. Cioè per:

$$\theta_{ev,out;dcl;j-1} \leq \theta_{ev,out} \leq \theta_{ev,out;dcl;j} \quad (6.268)$$

$$\theta_{cn,in;dcl;i-1} \leq \theta_{cn,in} \leq \theta_{cn,in;dcl;i} \quad (6.269)$$

si hanno quattro valori della potenza termica in funzione dei quattro indici $(i, i-1, j, j-1)$ indicati come:

$$\Phi_{ev;dcl;i,j} = \Phi_{ev;dcl}(\theta_{ev,out;dcl;j}, \theta_{cn,in;dcl;i}) \quad (6.270)$$

Definiti i parametri

$$R_x = (\theta_{ev,out} - \theta_{ev,out;dcl;i-1}) / (\theta_{ev,out;dcl;i} - \theta_{ev,out;dcl;i-1}) \quad (6.271)$$

$$R_y = (\theta_{cn,in} - \theta_{cn,in;dcl;j-1}) / (\theta_{cn,in;dcl;j} - \theta_{cn,in;dcl;j-1}) \quad (6.272)$$

il valore interpolato si determina come:

$$\begin{aligned} \Phi_{ev}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) = & (1 - R_x) \cdot (1 - R_y) \cdot \Phi_{ev;dcl;i-1,j-1} + R_y \cdot (1 - R_x) \cdot \Phi_{ev;dcl;i-1,j} \\ & + R_x \cdot (1 - R_y) \cdot \Phi_{ev;dcl;i,j-1} + R_x \cdot R_y \cdot \Phi_{ev;dcl;i,j} \end{aligned} \quad (6.273)$$

Nel calcolo delle prestazioni della macchina frigorigena in una simulazione dinamica però i **dati d'ingresso** sono:

- la temperatura del fluido termovettore in ingresso al condensatore, $\theta_{cn,in}$;
- la portata massica del fluido termovettore in ingresso a condensatore, $\dot{m}_{cn,in}$;
- la temperatura del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, $\theta_{ev,in}$;
- la portata massica del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, $\dot{m}_{ev,in}$;

e come visto, invece, le curve di prestazione date dalle (6.256), (6.257) e (6.258) sono definite in funzione della temperatura del fluido termovettore in uscita al condensatore, per cui per poter utilizzare la (6.273) occorre determinare in qualche modo la temperatura di uscita dall'evaporatore $\theta_{ev,out}$ in funzione della temperatura d'ingresso $\theta_{ev,in}$ e operare in modo iterativo.

Inoltre, per poter utilizzare le curve discrete di prestazione determinate secondo normativa anche in condizioni diverse da quelle di prova e tenere conto implicitamente delle variazioni di prestazioni in condizioni di carico parziale, così come fatto per le pompe di calore, si introduce nel modello una forma modificata delle relazioni tra temperatura media di condensazione e evaporazione e temperature dei fluidi termovettori. Le (6.262)(6.192) e (6.263) vengono riscritte in funzione della temperatura media dei fluidi termovettori, cioè:

$$\bar{\theta}_{evap} = 0.5 \cdot (\theta_{ev,in} + \theta_{ev,out}) - |\Delta\theta_{e,int}| \quad (6.274)$$

$$\bar{\theta}_{cond} = 0.5 \cdot (\theta_{cn,in} + \theta_{cn,out}) + |\Delta\theta_{c,int}| \quad (6.275)$$

dove, con riferimento alla Figura 42 i termini $|\Delta\theta_{e,int}|$ e $|\Delta\theta_{c,int}|$ sono:

- $|\Delta\theta_{e,int}|$ modulo della differenza tra la temperatura media di evaporazione e la temperatura media aritmetica del fluido termovettore nell'evaporatore, [°C];
- $|\Delta\theta_{c,int}|$ modulo della differenza tra la temperatura media di condensazione e la temperatura media aritmetica del fluido termovettore nel condensatore, [°C].

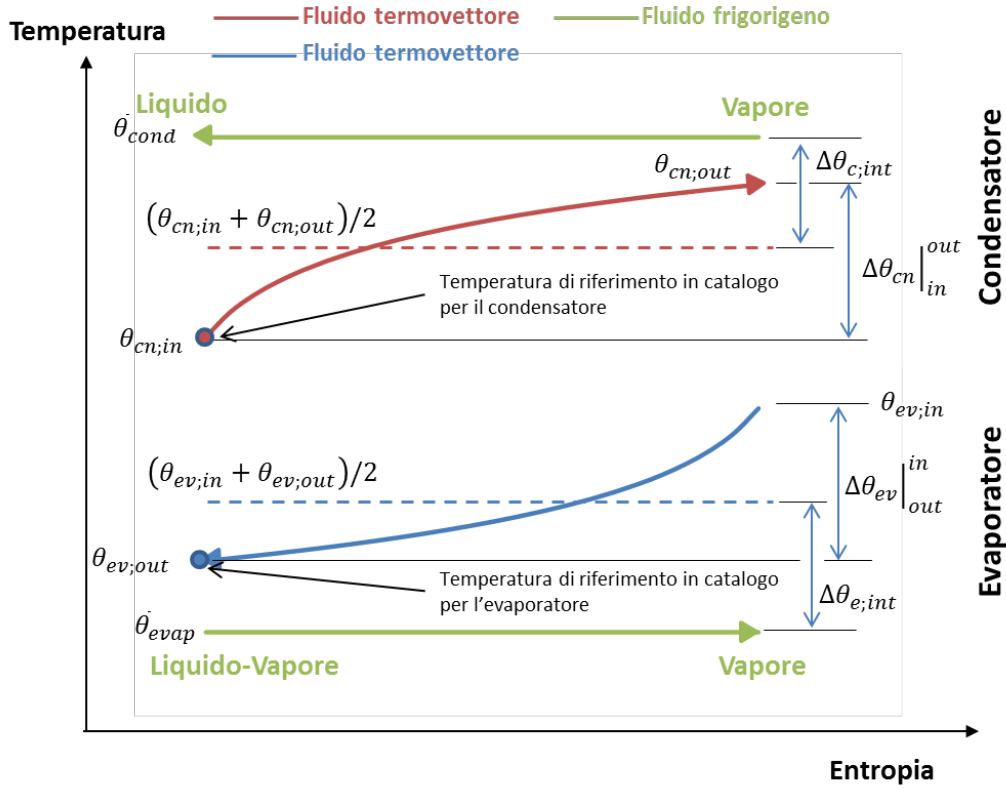


Figura 42– Esplicitazione grafica delle differenze di temperatura medie nel condensatore e nell'evaporatore della macchina frigorifera.

Indicati con $|\Delta\theta_{e,int;N}|$ e $|\Delta\theta_{c,int;N}|$ tali differenze di temperature medie nelle condizioni di prova **nominali** (pedice **N**), per cui si ha la potenza termica estratta $\Phi_{ev;N}$ e la corrispondente potenza termica scambiata al condensatore $\Phi_{cn;N}$, **si impone che**, in condizioni diverse da quelle nominali, tali differenze di temperatura dipendano dal rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata alle condizioni considerate e quella nominale:

$$|\Delta\theta_{e,int}| = |\Delta\theta_{e,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{ev}}{\Phi_{ev;N}} \quad (6.276)$$

$$|\Delta\theta_{c,int}| = |\Delta\theta_{c,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{cn}}{\Phi_{cn;N}} \quad (6.277)$$

Le (6.276) e (6.277) implicano l'assunzione che l'NTU del condensatore e dell'evaporatore rimangano costanti sull'intero intervallo operativo della macchina. Inoltre si può notare che tali equazioni sono identiche alle (6.204) e (6.205) ricavate con la stessa ipotesi per la pompa di calore, ottenendo così un modello che descrive entrambe le macchine con lo stesso set di equazioni.

Essendo nelle condizioni di prova fissati i salti termici del fluido termovettore all'evaporatore e al condensatore, rispettivamente a:

fluido= liquido
$$[\Delta\theta_{cn}|_{in}^{out}]_N = [\Delta\theta_{ev}|_{out}^{in}]_N = 5\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.278)$$

fluido= aria
$$[\Delta\theta_{cn}|_{in}^{out}]_N = [\Delta\theta_{ev}|_{out}^{in}]_N = 5\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6.279)$$

salto eventualmente rideterminabili dai dati tecnici della specifica macchina frigorifera considerata, le differenze tra le temperature medie al condensatore e all'evaporatore sono determinabili, in funzione dei dati di Tabella 9, come:

$$|\Delta\theta_{e;int;N}| = |\Delta\theta_{e;int;out}| + 0.5 \cdot [\Delta\theta_{ev}|_{out}^{in}]_N \quad (6.280)$$

$$|\Delta\theta_{c;int;N}| = |\Delta\theta_{c;int;in}| - 0.5 \cdot [\Delta\theta_{cn}|_{in}^{out}]_N \quad (6.281)$$

6.3.1.1 Modello in stato stazionario

Nell'ipotesi di stato stazionario, e di assenza di perdite termiche al condensatore e all'evaporatore, le potenze termiche scambiate al condensatore e all'evaporatore possono essere espresse in funzione di portata e temperatura del fluido termovettore come:

$$\Phi_{cn} = \dot{m}_c c_c \cdot (\theta_{cn;out} - \theta_{cn;in}) > 0 \quad (6.282)$$

dove

- $\dot{m}_c$ portata massica del fluido termovettore in ingresso al condensatore, [$^{\circ}\text{C}$];
- c_c capacità termica specifica massica a pressione costante del fluido termovettore; [$\text{kJ}/(\text{kg K})$];
- $\theta_{cn;in}$ temperatura del fluido termovettore in ingresso al condensatore, in [$^{\circ}\text{C}$];
- $\theta_{cn;out}$ temperatura del fluido termovettore in uscita dal condensatore, in [$^{\circ}\text{C}$].

$$\Phi_{ev} = \dot{m}_e c_e \cdot (\theta_{ev;out} - \theta_{ev;in}) > 0 \quad (6.283)$$

dove

- $\dot{m}_e$ portata massica del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, [$^{\circ}\text{C}$];
- c_e capacità termica specifica massica a pressione costante del fluido termovettore; [$\text{kJ}/(\text{kg K})$];
- $\theta_{ev;in}$ temperatura del fluido termovettore in ingresso all'evaporatore, in [$^{\circ}\text{C}$];
- $\theta_{ev;out}$ temperatura del fluido termovettore in uscita dall'evaporatore, in [$^{\circ}\text{C}$].

Dalle equazioni (6.282) e (6.283) è possibile ricavare le temperature del fluido termovettore in uscita sia dal condensatore che dall'evaporatore come:

$$\theta_{cn;out} = \theta_{cn;in} + \frac{\Phi_{cn}}{\dot{m}_c c_c} \quad (6.284)$$

$$\theta_{ev,out} = \theta_{ev,in} - \frac{\Phi_{ev}}{\dot{m}_e c_e} \quad (6.285)$$

L'equazione (6.285) rappresenta la **relazione implicita** che consente di determinare la potenza termica estratta nelle condizioni assegnate tramite l'interpolazione sui dati dichiarati in modo iterativo con la (6.273), cioè:

$$\begin{cases} \theta_{ev,out;n=1} = \theta_{ev,in} - |\Delta\theta_{e,int;N}|/2 & \text{(prima stima)} \\ \left[\begin{array}{l} \Phi_{ev;n}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in;n}) \quad \text{dalla (6.273)} \\ \theta_{ev,out;n+1} = \theta_{ev,in} + \frac{\Phi_{ev;n}}{\dot{m}_e c_e} \\ \text{finché } |\theta_{ev,out;n+1} - \theta_{ev,out;n}| < \varepsilon \end{array} \right. \end{cases} \quad (6.286)$$

Si fa notare che la portata del fluido termovettore al condensatore è l'effettiva portata circolante e non quella in condizioni nominali o di determinazione dai punti dichiarati.

Per determinare il coefficiente di prestazione e quindi la potenza elettrica assorbita, in modo da tener conto degli effetti di variazione della prestazione sia al variare fattore di carico (in particolare per le macchine ad inverter) che delle portate circolanti per determinate temperature richieste, non si interpola più linearmente sui dati del costruttore ma in modo indiretto e non lineare impiegando il rendimento di secondo principio, η_{II} .

Per un ciclo frigorifero a compressione di vapore, utilizzando come massimo teorico possibile del coefficiente di prestazione quello del ciclo frigorifero di Carnot, cioè:

$$EER_{max} = EER_{CARNOT} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (6.287)$$

con

T_h temperatura assoluta della sorgente calda, in [K];

T_c temperatura assoluta della sorgente fredda, in [K];

abbiamo

$$EER_{max} = \frac{\bar{\theta}_{evap} + 273.15}{\bar{\theta}_{cond} - \bar{\theta}_{evap}} \quad (6.288)$$

Il **rendimento di 2° principio** è quindi definito come:

$$\eta_{II} = \frac{EER}{EER_{max}} = EER(\bar{\theta}_{evap}, \bar{\theta}_{cond}) \cdot \frac{\bar{\theta}_{cond} - \bar{\theta}_{evap}}{\bar{\theta}_{evap} + 273.15} \quad (6.289)$$

il rapporto tra il coefficiente di prestazione effettivo e quello massimo possibile tra le stesse temperature medie di condensazione e evaporazione.

Per determinare il rendimento di 2° principio occorre conoscere quindi tre parametri:

- l'EER effettivo alle temperature assegnate:

$$EER(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in});$$

- la temperatura media di condensazione alle temperature assegnate:

$$\bar{\theta}_{cond}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in});$$

- la temperatura media di evaporazione alle temperature assegnate:

$$\bar{\theta}_{evap}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in})$$

Si opera quindi nel seguente modo:

3. si determina per ogni punto dichiarato $(\theta_{ev,out;dcl}, \theta_{cn,in;dcl})$:

- a. la temperatura di condensazione tramite la

$$\bar{\theta}_{cond;dcl} = 0.5 \cdot (\theta_{cn,in;dcl} + \theta_{cn,out;dcl}) + |\Delta\theta_{c,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{cn;dcl}}{\Phi_{cn;N}} \quad (6.290)$$

ottenuta sostituendo la (6.277) nella (6.275) e utilizzando i dati tabulati, per $\Phi_{cn;dcl} = \Phi_{ev;dcl} + \dot{W}_{dcl}$, oppure $\Phi_{cn;dcl} = (1 + 1/EER_{dcl}) \cdot \Phi_{ev;dcl}$;

- b. la temperatura di evaporazione tramite la

$$\bar{\theta}_{evap;dcl} = 0.5 \cdot (\theta_{ev,in;dcl} + \theta_{ev,out;dcl}) - |\Delta\theta_{e,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{ev;dcl}}{\Phi_{ev;N}} \quad (6.291)$$

ottenuta sostituendo la (6.276) nella (6.274) e utilizzando i dati tabulati;

- c. il rendimento di 2° principio usando il coefficiente di prestazione dichiarato, la (6.289) e i valori di temperatura di condensazione e evaporazione calcolati con le (6.290) e (6.291):

$$\eta_{II;dcl} = EER_{dcl}(\theta_{ev,out;dcl}, \theta_{cn,in;dcl}) \cdot \frac{\bar{\theta}_{cond;dcl} - \bar{\theta}_{evap;dcl}}{\bar{\theta}_{evap;dcl} + 273.15} \quad (6.292)$$

ottenendo in tal modo una funzione discreta di η_{II} nei punti dichiarati;

4. la funzione discreta $\eta_{II;dcl}(\theta_{ev,out;dcl}, \theta_{cn,in;dcl})$ viene poi utilizzata per interpolare bilinearmente in funzione delle condizioni di temperatura assegnate $(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in})$ tramite i parametri R_x , e R_y definiti dalla (6.271) e dalla (6.272), ottenendo il rendimento di 2° principio relativo al punto assegnato come:

$$\begin{aligned} \eta_{II}(\theta_{ev,in}, \theta_{cn,out}) = & (1 - R_x) \cdot (1 - R_y) \cdot \eta_{II;dcl;i-1;j-1} + R_y \cdot (1 - R_x) \cdot \eta_{II;dcl;i-1;j} \\ & + R_x \cdot (1 - R_y) \cdot \eta_{II;dcl;i;j-1} + R_x \cdot R_y \cdot \eta_{II;dcl;i;j} \end{aligned} \quad (6.293)$$

Ottenuto il rendimento di 2° principio per il punto assegnato si può ricavare dalla (6.289) il coefficiente di prestazione di prestazione come:

$$EER(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) = \eta_{II}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) \cdot \frac{\bar{\theta}_{evap} + 273.15}{\bar{\theta}_{cond} - \bar{\theta}_{evap}} \quad (6.294)$$

dove $\bar{\theta}_{evap}$ è nota perché ricavata con l'iterazione sulle (6.286), mentre la $\bar{\theta}_{cond}$ non è nota e va determinata per iterazione nel seguente modo:

5. si determina una prima stima del coefficiente di prestazione per interpolazione bilineare direttamente dai dati dichiarati per le condizioni di temperatura assegnate $(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in})$ tramite i parametri R_x , e R_y definiti dalla (6.271) e dalla (6.272), come:

$$EER_{int}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) = (1 - R_x) \cdot (1 - R_y) \cdot EER_{dcl;i-1;j-1} + R_y \cdot (1 - R_x) \cdot EER_{dcl;i-1;j} + R_x \cdot (1 - R_y) \cdot EER_{dcl;i;j-1} + R_x \cdot R_y \cdot EER_{dcl;i;j} \quad (6.295)$$

6. si opera una stima iniziale della temperatura di uscita dal condensatore come

$$\begin{aligned} \text{o) se il fluido è aria:} \quad & \theta_{cn,out;n=1} = \theta_{cn,in} + |\Delta\theta_{c,int;N}| \\ \text{p) se il fluido è liquido:} \quad & \theta_{cn,out;n=1} = \theta_{cn,in} + |\Delta\theta_{c,int;N}|/2 \end{aligned} \quad (6.296)$$

7. si determinano, iterando, la potenza termica scambiata al condensatore, la temperatura di condensazione, il coefficiente di prestazione con la (6.294) in funzione del rendimento di 2° principio e delle temperature di condensazione e evaporazione:

$$\begin{aligned} EER_{n+1} &= EER_{int}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) \\ \Phi_{cn,n} &= \Phi_{ev}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) \cdot (1 + 1/EER_n) \\ \text{se il fluido è liquido si usa la (6.284):} \quad & \theta_{cn,out;n} = \theta_{cn,in} + \Phi_{cn,n}/(\dot{m}_c c_c) \\ \text{se il fluido è aria si ipotizza che il controllo del ventilatore sia tale da tenere costante il} \\ & \text{salto termico tra ingresso e uscita al valore nominale, cioè: } \theta_{cn,out;n} = \theta_{cn,out;n=1} \\ \bar{\theta}_{cn,n} &= 0.5 \cdot (\theta_{cn,in} + \theta_{cn,out;n}) - |\Delta\theta_{c,int;N}| \cdot \frac{\Phi_{cn,n}}{\Phi_{cn;N}} \\ EER_{n+1} &= \eta_{II}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in}) \cdot \frac{\bar{\theta}_{evap} + 273.15}{\bar{\theta}_{cond} - \bar{\theta}_{evap,n}} \\ \text{finché} \quad & |EER_{n+1} - EER_n| < \varepsilon \end{aligned} \quad (6.297)$$

8. e quindi la potenza elettrica assorbita come:

$$\dot{W} = \frac{\Phi_{ev}(\theta_{ev,out}, \theta_{cn,in})}{EER_{n+1}} \quad (6.298)$$

6.3.1.2 Modello dinamico

Il modello dinamico della macchina frigorifera è identico a quello della pompa di calore descritto al paragrafo 6.2.1.2, per cui qui ne viene omessa la descrizione e per il quale valgono le stesse considerazioni fatte in precedenza: se il passo temporale d'integrazione è superiore ai 5 - 10 minuti, il modello stazionario ricade nell'ipotesi di quasi stazionarietà e quindi va bene per descrivere fenomeni variabili nel tempo.

6.3.2 Controllo della temperatura in uscita

In funzione delle caratteristiche costruttive e del sistema di regolazione, le macchine frigorifere si possono suddividere in due famiglie rispetto al loro comportamento al carico parziale:

- macchine frigorifere a potenza variabile
 - o a gradini ognuno controllato ON-OFF;
 - o in modo continuo fino a una potenza minima e poi ON-OFF;
- macchine frigorifere a potenza fissa, controllate ON-OFF.

In ogni caso, il sistema di controllo intrinseco della macchina lavora sulla temperatura del fluido termovettore del circuito utenza con i distinguo riportati nel paragrafo 2.4.3.6. In particolare se si ha;

- c) **fluido termovettore interno acqua, oppure aria o fluido frigorifero (espansione diretta) con macchine canalizzate :**

l'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate è che **la grandezza controllata** è la **temperatura del fluido termovettore in mandata all'evaporatore**, $\theta_{ev,out}$, e la funzione di controllo della regolazione è:

$$\theta_{SET;f} - 0.5\Delta\theta_{SET;f} \leq \theta_{ev,out} \leq \theta_{SET;f} + 0.5\Delta\theta_{SET;f} \quad (6.299)$$

dove

$\theta_{SET;f}$ temperatura di setpoint per il fluido termovettore in uscita dall'evaporatore (temperatura obbiettivo della regolazione), in [°C];

$\Delta\theta_{SET;f}$ ampiezza della banda di regolazione per il fluido termovettore in uscita dall'evaporatore, in [°C],

- d) **fluido termovettore interno aria o fluido frigorifero (espansione diretta) con macchine non canalizzate:**

l'elemento comune alle tre tipologie di regolazione indicate è in questo caso è che **la grandezza controllata** è la **temperatura dell'aria dell'ambiente o zona servita**, θ_a . e la funzione di controllo della regolazione è specifica ai vari casi, a partire da quello con regolazione ON-OFF per cui si ha:

$$\theta_{SET;a} - 0.5\Delta\theta_{SET;a} \leq \theta_a \leq \theta_{SET;a} + 0.5\Delta\theta_{SET;a} \quad (6.300)$$

dove

$\theta_{SET;a}$ temperatura di setpoint per l'aria ambiente, in [°C];

$\Delta\theta_{SET;a}$ ampiezza della banda di regolazione per l'aria ambiente, in [°C],

6.3.2.1 Macchine frigorifere a potenza fissa controllate ON-OFF

L'algoritmo di controllo è molto semplice:

1. si determina, considerata la macchina accesa e funzionante, secondo l'algoritmo di cui al paragrafo 6.3.1 per le assegnate condizioni di input la temperatura di uscita del fluido termovettore dall'evaporatore, $\theta_{ev,out}$:
2. se si è nel caso:
 - a. controllo sulla temperatura di uscita dall'evaporatore, si opera nel seguente modo:

$\theta_{ev,out} < \theta_{SET;f} - 0.5\Delta\theta_{SET;f} \rightarrow$ macchina OFF, non estrae potenza $\theta_{ev,out} > \theta_{SET;f} + 0.5\Delta\theta_{SET;f} \rightarrow$ macchina ON alla potenza massima estraibile $\theta_{SET;f} - 0.5\Delta\theta_{SET;f} \leq \theta_{cn,out} \leq \theta_{SET;f} + 0.5\Delta\theta_{SET;f}$ allora se $\theta_{ev,out}(t) - \theta_{ev,out}(t - \Delta t) < 0 \rightarrow$ macchina ON alla potenza massima se $\theta_{ev,out}(t) - \theta_{ev,out}(t - \Delta t) > 0 \rightarrow$ macchina OFF, non estrae potenza	(6.301)
---	---------

- b. controllo sulla temperatura dell'aria ambiente,
si opera nel seguente modo:

$$\begin{aligned}
 \theta_a < \theta_{SET;a} - 0.5\Delta\theta_{SET;a} &\rightarrow \text{macchina OFF, non estrae potenza} \\
 \theta_a > \theta_{SET;a} + 0.5\Delta\theta_{SET;a} &\rightarrow \text{macchina ON alla potenza massima estraibile} \\
 \theta_{SET;a} - 0.5\Delta\theta_{SET;a} \leq \theta_a \leq \theta_{SET;a} + 0.5\Delta\theta_{SET;a} &\text{ allora} \\
 \text{se } \theta_a(t) - \theta_a(t - \Delta t) < 0 &\rightarrow \text{macchina ON alla potenza massima} \\
 \text{se } \theta_a(t) - \theta_a(t - \Delta t) > 0 &\rightarrow \text{macchina OFF, non estrae potenza}
 \end{aligned}
 \tag{6.302}$$

3. se la macchina è in stato OFF, $\theta_{ev,out} = \theta_{ev,in}$

6.3.2.2 Macchine frigorifere con potenza variabile a gradini

L'algoritmo di regolazione in questo caso è:

1. si determina, considerata la macchina accesa e funzionante, secondo l'algoritmo di cui al paragrafo 6.3.1 per le assegnate condizioni di input la temperatura di uscita del fluido termovettore dall'evaporatore, $\theta_{ev,out}$:
2. se si è nel caso:
 - a. controllo sulla temperatura di uscita all'evaporatore,
si opera nel seguente modo:

$$\begin{aligned}
 \theta_{ev,out} > \theta_{SET;f} - 0.5\Delta\theta_{SET;f} &\rightarrow \text{macchina ON alla potenza massima estraibile} \\
 \theta_{ev,out} < \theta_{SET;f} + 0.5\Delta\theta_{SET;f} &\rightarrow \text{la macchina cerca di regolare parzializzando la potenza estratta:} \\
 &\quad \begin{aligned}
 &1. \text{ si riduce di un gradino la potenza estratta e si ricalcola la temperatura di uscita } \theta_{ev,out}; \\
 &2. \text{ si verifica la condizione } \theta_{ev,out} > \theta_{SET;f} - 0.5\Delta\theta_{SET;f} \\
 &3. \text{ se non è rispettata si riduce di un altro gradino e si riverifica;} \\
 &4. \text{ se alla potenza minima la condizione non è rispettata la macchina va in OFF;}
 \end{aligned} \\
 \theta_{SET;f} - 0.5\Delta\theta_{SET;f} \leq \theta_{ev,out} \leq \theta_{SET;f} + 0.5\Delta\theta_{SET;f} &\text{ allora} \\
 \text{se } \theta_{ev,out}(t) - \theta_{ev,out}(t - \Delta t) < 0 &\rightarrow \text{macchina ON al livello di potenza che aveva estratto al tempo } t - \Delta t \\
 \text{se } \theta_{ev,out}(t) - \theta_{ev,out}(t - \Delta t) > 0 &\rightarrow \text{macchina OFF, non estrae potenza}
 \end{aligned}
 \tag{6.303}$$

- b. controllo sulla temperatura dell'aria ambiente,
si opera nel seguente modo:

- $\theta_a < \theta_{SET;a} \rightarrow$ macchina OFF non estrae potenza;
 $\theta_a \geq \theta_{SET;a} \rightarrow$ la macchina è ON e cerca di regolare parzializzando la potenza estratta:
1. si determina la differenza $\theta_a - \theta_{SET;a} = \Delta\theta_{act}$ e la si confronta con i livelli predefiniti del sistema di regolazione: se ci sono N gradini devono esserci N differenze di temperatura di confronto $\Delta\theta_i$, ordinate rispetto alle potenze nel seguente modo:

$$i = 1, \Phi_{e,i} = \Phi_{e,max}, \Delta\theta_i = \Delta\theta_{max};$$

$$i = N, \Phi_{e,i} = \Phi_{e,min}, \Delta\theta_i = \Delta\theta_{min}$$
 2. si parte con $i = 1$ se si confronta $\Delta\theta_{act}$ con $\Delta\theta_i$
 3. se $\Delta\theta_{act} \leq \Delta\theta_i \rightarrow \Phi_{e,act} = \Phi_{e,i}$
 4. se $\Delta\theta_{act} > \Delta\theta_i \rightarrow$ si incrementa $i \rightarrow i = i + 1$; e si ripete il confronto di cui al punto 2.;
 5. se $i = N$ si è alla potenza minima che viene adottata anche se la verifica di cui al punto 4 non è rispettata;
- (6.304)

3. se la macchina è in stato OFF, $\theta_{ev,out} = \theta_{ev,in}$

6.3.2.3 Macchine frigorifere con potenza variabile in modo continuo

L'algoritmo di regolazione in questo caso è:

1. si determina, considerata la macchina accesa e funzionante, secondo l'algoritmo di cui al paragrafo 6.3.1 per le assegnate condizioni di input la temperatura di uscita del fluido termovettore dall'evaporatore, $\theta_{ev,out}$:
2. se si è nel caso:
 - a. controllo sulla temperatura di uscita all'evaporatore, si opera nel seguente modo:

- $\theta_{ev,out} \geq \theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \rightarrow$ macchina ON alla potenza massima estraibile
 $\theta_{ev,out} < \theta_{SET,f} + 0.5\Delta\theta_{SET,f} \rightarrow$ la macchina cerca di regolare parzializzando la potenza estratta:
1. si impone la temperatura di uscita dall'evaporatore pari alla temperatura di set point, $\theta_{ev,out} = \theta_{SET,f}$;
 2. si determina la potenza da estrarre come

$$\Phi_e = \dot{m}_f c_{p,f} (\theta_{ev,in} - \theta_{SET,f})$$
 3. si determina la parzializzazione come

$$CR = \Phi_e / \Phi_{e,max};$$
 4. si verifica che $CR \geq CR_{min}$ altrimenti la macchina va in OFF;
 5. se ON si determinano con l'algoritmo di cui al paragrafo 6.3.1 le restanti grandezze;
- $\theta_{SET,f} - 0.5\Delta\theta_{SET,f} \leq \theta_{ev,out} \leq \theta_{SET,f} + 0.5\Delta\theta_{SET,f}$ allora
 se $\theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) < 0 \rightarrow$ macchina ON al livello di parzializzazione che aveva al tempo $t - \Delta t$
 se $\theta_{cn,out}(t) - \theta_{cn,out}(t - \Delta t) > 0 \rightarrow$ macchina OFF, non estrae potenza
- (6.305)

- b. controllo sulla temperatura dell'aria ambiente,
si opera nel seguente modo:

- | |
|---|
| $\theta_a < \theta_{SET;a} \rightarrow$ macchina OFF non estrae potenza;
$\theta_a \geq \theta_{SET;a} \rightarrow$ la macchina è ON e cerca di regolare parzializzando la potenza estratta:
4. si determina la differenza $\theta_a - \theta_{SET;a} = \Delta\theta_{act}$;
5. si riduce la potenza richiesta del rapporto
$\Phi_{e,act} = \Phi_{e,max} \cdot \min[1; \Delta\theta_{act}/\Delta\theta_{max}]$ con $\Delta\theta_{max}$ parametro prefissato;
6. si verifica se $\Phi_{e,act} < \Phi_{e,min} \rightarrow \Phi_{e,act} = \Phi_{e,min}$ |
|---|

(6.306)

3. se la macchina è in stato OFF, $\theta_{ev,out} = \theta_{ev,in}$

7 Modelli dei sistemi di regolazione e controllo

Il progetto OpenBPS (Open Building Simulation tool) è stato implementato in c# seguendo la logica della programmazione orientata agli oggetti. Pertanto, ogni unità concettuale è stata tradotta in una classe a sé stante che conterrà, una volta istanziata, i valori numerici delle sue proprietà e sarà responsabile dei calcoli che le competono all'interno della simulazione dinamica. Vi saranno componenti legati ad oggetti fisici e componenti che avranno il compito di gestire l'interazione fra di essi. La logica di simulazione richiede quindi di collegare in sequenza i vari oggetti che costituiscono i componenti il sistema edificio e impianto perché si scambino le informazioni necessarie per determinare il loro stato attuale di funzionamento.

Ciascun oggetto fisico ha il compito di esporre agli altri oggetti il suo stato attuale, in quanto, tale stato potrebbe costituire la condizione al contorno di uno o più di essi.

Anche se spesso il problema da risolvere è di natura non lineare ma, soprattutto, dipendendo lo stato di un componente dallo stato di un altro componente o sottosistema, la scelta di avere oggetti che si autodeterminano in modo autonomo obbliga l'implementazione di una logica di calcolo ibrida:

- all'interno di un intervallo temporale, timestep, di calcolo globale, tutti i componenti del sistema in esame, sia del fabbricato, sia dell'impianto, determinano il loro stato futuro in funzione del loro stato attuale;
- i componenti dell'involucro, essendo sostanzialmente disposti in parallelo, vengono gestiti in modo iterativo (il calcolo viene ripetuto fintantoché il loro stato non varia più a meno di una costante di convergenza piccola a piacere) per tenere correttamente conto delle interazione tra zone termiche diverse,
- i componenti d'impianto attualmente sono gestiti solo in modo sequenziale senza alcuna iterazione, anche se, essendo lo stato del singolo oggetto funzione anche delle interazioni con gli altri oggetti, potrebbe essere necessario iterare anche sui componenti d'impianto per avere una migliore qualità della soluzione.

Questa scelta sull'architettura del codice di calcolo, che ha diversi benefici, tra cui la soluzione nativa dei problemi non lineari per la parte fabbricato, comporta un'implicazione significativa sulla logica di regolazione che si implementa e sui singoli componente (regolazione intrinseca al componente) e sulla definizione e attuazione di sistemi di regolazione a livello di sistema, che supervisionano il funzionamento d'insieme dell'impianto.

7.1 Dipendenza della logica di regolazione dall'architettura del codice

Il principio guida nella definizione della logica con cui un sistema di regolazione deve operare all'interno di un codice di calcolo è semplice da definire, meno semplice da implementare.

Partendo dalla funzione operata da un sistema di regolazione:

un sistema di regolazione opera:

1. verificando lo stato di una grandezza (grandezza regolante o da regolare),

2. comparandolo con una grandezza di riferimento (set point)
3. tramite un attuatore, regolando un'altra grandezza (grandezza regolata), in modo da mantenere la grandezza regolante (quella su cui si vuole mantenere il controllo) all'interno di un campo di accettabilità predefinito;

è facile comprendere come:

- la valutazione della necessità di intraprendere o meno un'azione di regolazione è basata sull'analisi del passato (questo è soprattutto evidente nei sistemi di controllo con logica integrativa e/o derivativa);
- l'attuazione della logica di controllo predefinita o adattativa viene implementata nel futuro.

In altri termini, l'istante in cui il regolatore decide che occorre intervenire rappresenta uno spartiacque temporale tra le cause che originano la regolazione e le azioni che il regolatore si appresta ad attuare.

Questa specifica caratteristica va tenuta in considerazione quando si implementa una logica di regolazione all'interno di un modello di calcolo che opera in modo discreto nel tempo, come un modello di simulazione dinamico.

In un codice di calcolo che opera in modo discreto nel tempo, cioè valuta le proprietà e calcola le grandezze in precisi istanti, detti **timestamp**, che distano tra loro di predefiniti intervalli temporali, detti **timestep**, indicato con $\tau-1$ il timestamp all'inizio dell'intervallo di calcolo in cui il regolatore decide che occorre attuare un'azione di controllo, questa potrà attuarsi all'interno del timestep $\tau-1 \div \tau$.

Questa indicazione, semplice ed evidente, non è in realtà di così facile implementazione giacché occorre valutare con quale schema numerico opera nello specifico il codice di calcolo per rendere coerente tale principio con la sua implementazione.

La tipologia dello schema generale d'integrazione numerica dei problemi tempo-dipendenti adottato in un codice di simulazione dinamica ha un impatto importante sulla corretta implementazione della logica di regolazione, poiché schemi diversi richiedono le informazioni sulle condizioni al contorno in tempi diversi:

- uno schema esplicito richiede di conoscere lo stato dei componenti e le relative condizioni al contorno al timestamp $\tau-1$, per calcolare il nuovo stato al timestamp τ ;
- uno schema implicito richiede di conoscere lo stato dei componenti al timestamp $\tau-1$ e le relative condizioni al contorno al timestamp τ , per calcolare il nuovo stato al timestamp τ ;
- il theta method (schema ponderato tra esplicito e implicito) richiede di conoscere lo stato dei componenti al timestamp $\tau-1$ e le relative condizioni al contorno sia al timestamp $\tau-1$ sia allo stesso timestamp τ , per calcolare il nuovo stato al timestamp τ .

Ognuno degli schemi indicati ha vantaggi e svantaggi, che non sono oggetto dell'analisi attuale rispetto alle logiche di regolazione.

La scelta fondamentale di operare con oggetti (i componenti d'impianto) che si autodeterminano in funzione delle loro condizioni al contorno consente almeno in parte di non asservire al tipo di schema adottato la logica di regolazione.

Se e solo se il singolo componente è dotato di un suo sistema di regolazione autonomo, questo, come verrà meglio descritto nel seguito, esercita autonomamente al proprio interno l'azione di regolazione indipendentemente dallo schema globale di integrazione temporale adottato, esponendo poi al tempo attuale, timestamp τ , il risultato della propria azione di regolazione come suo nuovo stato attuale.

La scelta di operare con oggetti interconnessi può, però, imporre di dover iterare più volte all'interno di un timestep (per determinare lo stato a un certo timestamp τ si calcola più volte lo stato dei componenti interconnessi partendo sempre dal loro stato al timestamp $\tau-1$ ma tenendo conto delle influenze reciproche sulle condizioni al contorno e quindi sullo stato finale di ognuno di essi).

In questo caso si ha potenzialmente una biforcazione:

- componente con regolazione intrinseca:
se un componente identifica una condizione di regolazione questa **va applicata** durante le iterazioni di convergenza;
- componente attuatore di regolazione:
se il sistema di controllo, anch'esso un componente distinto, identifica una condizione di regolazione da attuare su un componente attuatore, questa va o non va applicata durante l'azione di convergenza in funzione dello schema generale di integrazione.

Tuttavia, seguire contemporaneamente le due strade non sarebbe stato di facile immediato sviluppo del codice, per cui, in questa prima fase di sviluppo degli impianti, si è distinto tra la regolazione intrinseca nel singolo componente e sistemi di regolazione che supervisionano l'interazione tra i vari componenti, puntando l'attenzione solo sulla prima, eliminando, temporaneamente il problema sulla seconda evitando di iterare sulla parte impiantistica.

7.1.1 Regolazione intrinseca dei componenti

Il singolo componente d'impianto ha in genere un sistema di regolazione on-board (a bordo macchina) che può essere o non essere poi asservito ad un master control di sistema, in termini di variazione del set-point locale del regolatore on-board.

La strategia di implementazione della regolazione intrinseca del componente risente del dove la grandezza regolante viene rilevata.

La prima grande differenza è legata alla posizione della grandezza regolante rispetto all'input e all'output del singolo componente.

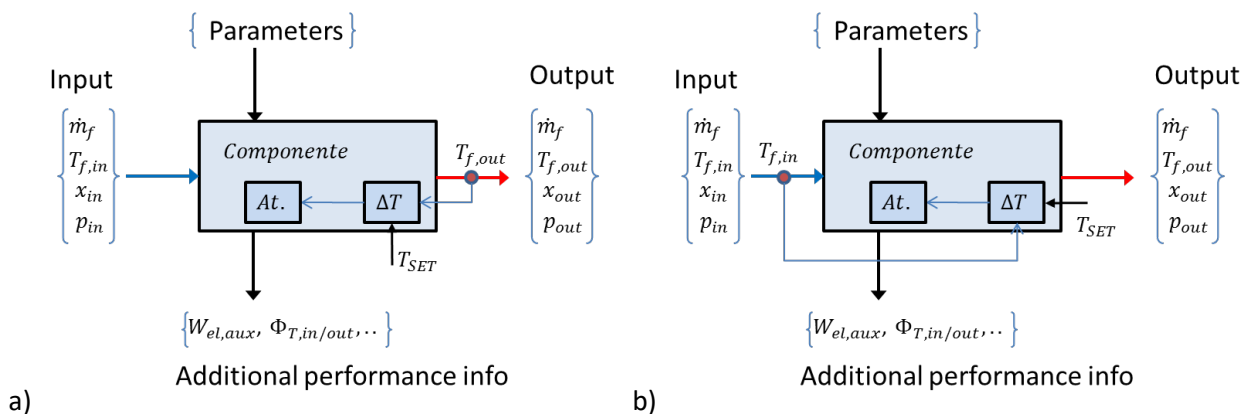


Figura 43– Schemi posizione grandezza regolante: a) sull'output, b) sull'input del componente.

Il sistema di regolazione proprietario del componente può agire o comparando una grandezza in output con il valore di set point (valore atteso della grandezza così come fornita dal componente) oppure comparando una grandezza in input con il valore di set point (valore soglia per il quale si adotta una specifica modalità di funzionamento).

Il modo di simulare il comportamento del regolatore in un modello che lavora con intervalli discreti nel tempo è diverso nei due casi identificati:

- **grandezza regolante in output** (Figura 43 a):
il regolatore verifica la grandezza regolante (quella di cui vi vuole mantener il controllo) con il setpoint al timestamp corrente **τ dopo** aver eseguito i calcoli, cioè dopo aver determinato il nuovo stato del sistema;

- **grandezza regolante in input** (Figura 43 b):

il regolatore verifica la grandezza controllata con il setpoint al timestamp corrente τ **prima** di eseguire i calcoli, cioè di determinare il nuovo stato del sistema.

7.1.1.1 Grandezza regolante in output

Nel primo caso, la verifica della grandezza regolante avviene dopo l'esecuzione del calcolo che determina la prestazione del componente nell'intervallo $\tau-1 \div \tau$, cioè durante il timestep predefinito.

Dovendo mantenere un set point su di una grandezza in output per il timestep attuale, il componente dovrà procedere in modo iterativo al proprio interno agendo sulla grandezza regolata, per fornire un valore in output che sia consistente con il suo setpoint.

Questo tipo azione interna viene effettuata in modo diverso se si ha una regolazione modulante o un regolazione ON-OFF.

Regolazione modulante:

Il sistema stima il valore della grandezza regolata, spesso la potenza erogata dal componente, in modo da fornire esattamente il valore di setpoint della grandezza regolante (quella che si vuole tenere sotto controllo) in output.

Regolazione ON-OFF:

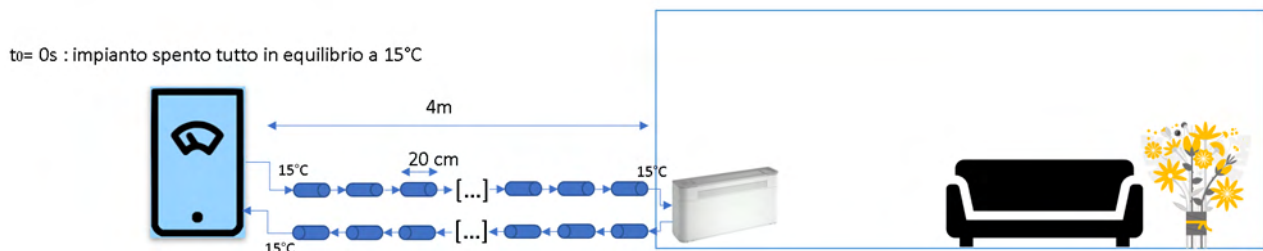
il sistema di regolazione verifica il superamento del setpoint e quindi, invece di o spegnere il componente (azione non realistica) o di lasciarlo acceso in condizioni di funzionamento nominale fornendo più di quanto richiesto, per poi generare in cascata azioni di controllo (con ritardo fittizio) al passo temporale successivo, l'algoritmo di regolazione ricalcola lo stato del componente nell'ipotesi di avere in output proprio la richiesta del setpoint, determinando così il tempo effettivo di funzionamento del componente nel timestep tale per cui in condizioni di funzionamento nominali si ottiene effettivamente in output la condizione richiesta di setpoint. Per consistenza quindi, l'esposizione **ausiliaria, di eventuali potenze erogate o richieste dal sistema sono dei valori medi sul timestep e non dei valori istantanei al timestamp**.

7.1.1.2 Grandezza regolante in input

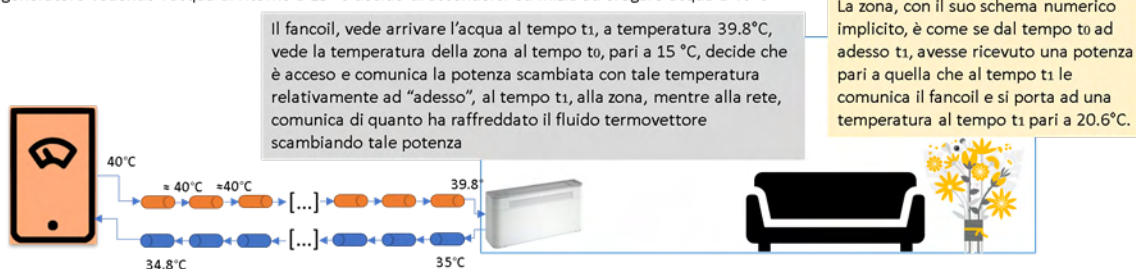
Nel caso in cui la grandezza regolante sia in input, l'azione di regolazione si esplica naturalmente all'interno del timestep corrente, indipendentemente dalla modalità di regolazione, modulante o ON_OFF.

7.2 Esempificazione della logica di regolazione implementata

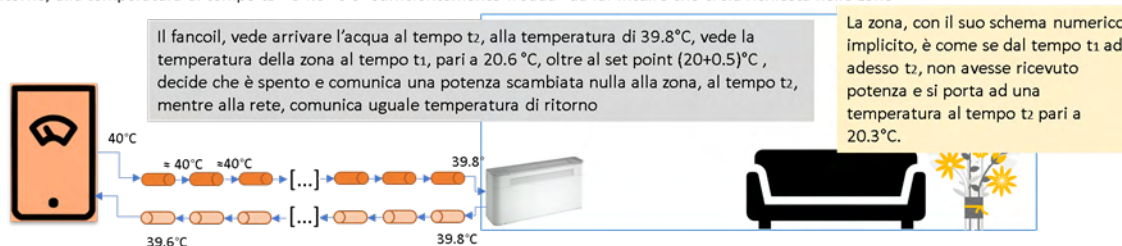
Si riporta in seguito uno scenario possibile (con valori ipotetici delle temperature in gioco) di come sia stata implementata nel codice la logica di regolazione.



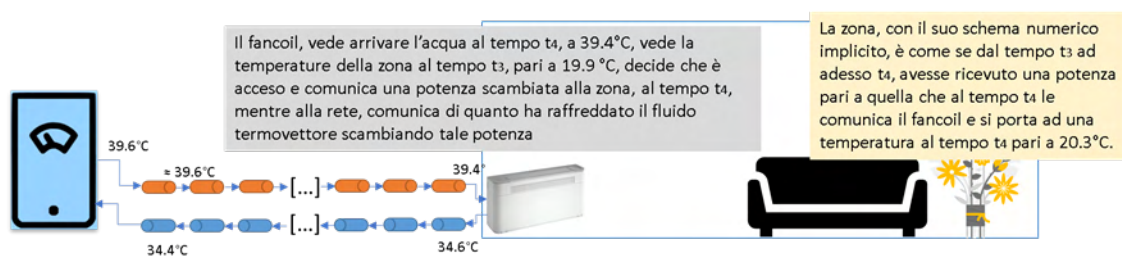
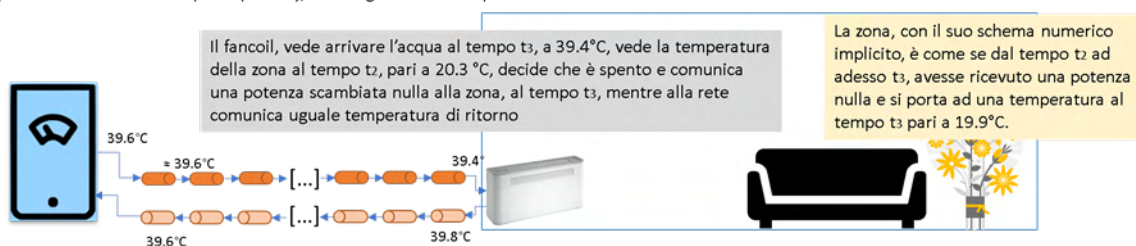
$t_1 = 15\text{min}$: il generatore vedendo l'acqua di ritorno a 15°C decide di accendersi ed inizia ad erogare acqua a 40°C



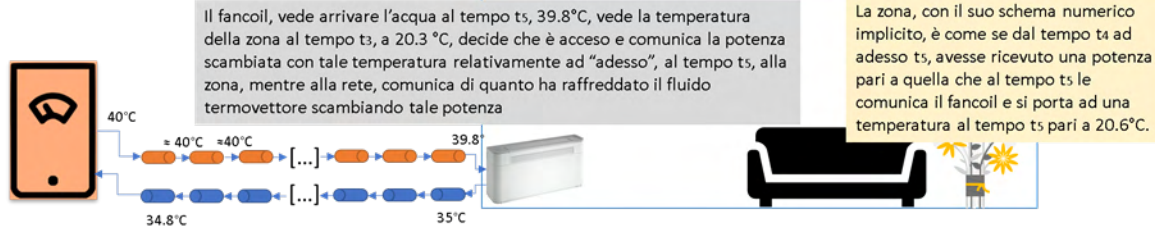
$t_2 = 30\text{min}$: l'impianto ha continuato ad erogare acqua a 40°C perché anche settandosi alla minima potenza non l'ha scaldata oltre il setpoint (40.5°C), il che significa che l'acqua di ritorno, alla temperatura al tempo $t_1 = 34.8^\circ\text{C}$ è "sufficientemente fredda" da far intuire che ci sia richiesta nelle zone



$t_3 = 45\text{min}$: l'impianto vede l'acqua di ritorno alla temperatura relativa al tempo $t_2 = 39.6^\circ\text{C}$ e decide di spegnersi perché settandosi alla minima potenza avrebbe scaldato l'acqua di mandata oltre il setpoint (40.5°C), il che significa che l'acqua di ritorno è "sufficientemente calda" da far intuire che non ci sia richiesta nelle zone



$t_5 = 75\text{min}$: l'impianto vede l'acqua di ritorno alla temperatura relativa al tempo $t_4 = 34.4^\circ\text{C}$ e decide di accendersi perché settandosi anche alla minima potenza non scalderebbe l'acqua di mandata oltre il setpoint (40.5°C), il che significa che l'acqua di ritorno è "sufficientemente fredda" da far intuire che ci sia richiesta nelle zone



8 Applicazione al caso studio

8.1 Descrizione dell'edificio

Nei successivi paragrafi vengono illustrati i dati relativi al contesto in cui sorge l'edificio oggetto di analisi, nonché le caratteristiche del fabbricato. La documentazione fornita da ENEA e le assunzioni coordinate con le altre università partecipanti al progetto sono state utilizzate come riferimento per la caratterizzazione e la modellazione dell'edificio.

Su tali assunzioni di calcolo e condizioni al contorno è stata eseguita una simulazione dinamica utilizzando il codice di calcolo sviluppato nell'ambito della ricerca.

Per consentire il successivo confronto tra le metodologie adottate, le assunzioni e condizioni al contorno implementate sono state concordate con il gruppo di lavoro del Politecnico di Torino, che esegue, sempre nell'abito del Work package WP.1 Edifici ad alta efficienza, un'analoga analisi ma utilizzando una metodica differente.

8.1.1 Informazioni generali e contesto esterno

L'edificio da cui è partita la modellazione è un edificio ad uso uffici sito a Roma in zona Montesacro (Figura 44), costituito oltre che da un piano seminterrato (non climatizzato), da un piano terreno, da sei piani in elevazione e da una copertura a terrazzo.

L'edificio, a facciate continue, ha una pianta rettangolare con dimensioni di ingombro di circa 14 m x 65 m e altezza fuori terra di circa 22 m.



DATI GEOGRAFICI	
Città	Roma
Altitudine	20 m s.l.m.
Latitudine	41°53'
Longitudine	12°28'

Figura 44. Individuazione dell'edificio (da Google Maps).

L'edificio reale sarebbe composto da tale corpo rettangolare e da una palazzina quadrata, ad esso collegata tramite un corridoio a piano terra, entrambi non considerati nella modellazione.

L'edificio è inserito in contesto aperto, all'interno di una zona verde (Figura 44), e gli edifici attorno a lui, salvo quello collegato ad esso su via Spegazzini, che non è stato modellato, non costituiscono ombreggiamento.

L'esposizione prevalente del corpo rettangolare è nord-est/sud-ovest (Figura 45).

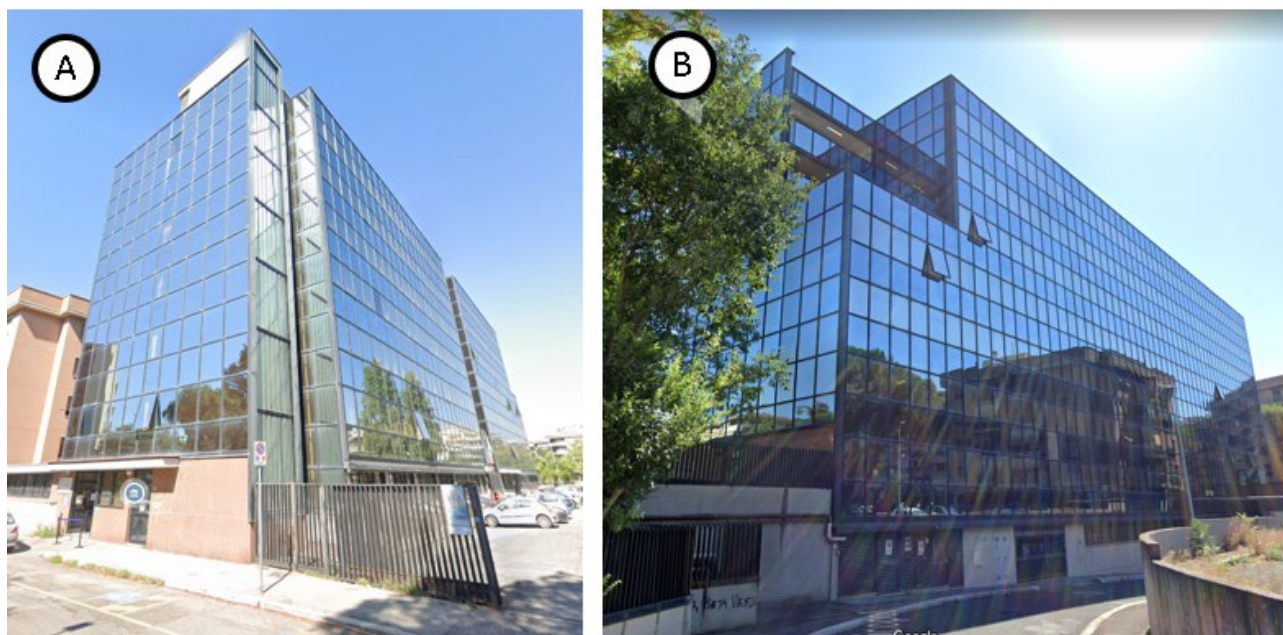


Figura 45. Prospetti SE-NE (A– Via Spegazzini), NW -SW (B– Via Licopoli).

Le principali caratteristiche geometriche dell'edificio, così come modellato, sono riportate in Tabella 10.

Tabella 10. Principali caratteristiche geometriche dell'edificio.

Parametro	Simbolo	U.M.	Valore
Volume lordo riscaldato	V_l	m^3	16876
Superficie netta di pavimento riscaldato	A_f	m^2	5143
Superficie d'involucro disperdente	A_{env}	m^2	5749
Rapporto di forma	A_{env} / V_l	m^{-1}	0.34

I 7 piani fuori terra ed il piano seminterrato dell'edificio oggetto di analisi sono collegati fra loro da tre vani scala (in giallo in Figura 47), non riscaldati, tutti e tre visibili dal prospetto NE (Figura 47).

Il piano seminterrato, non riscaldato è adibito a parcheggi.

Il piano terreno (Figura 46) ospita ambienti comuni (in rosso), uffici singoli (in blu e viola), disimpegni (in ciano) e servizi igienici (in verde) e differisce dai piani in elevazione, considerati tutti uguali fra loro, nei quali sono presenti solo uffici singoli, oltre ai disimpegni ed i servizi igienici (Figura 47).

I piani in elevazione, nel caso reale, presenterebbero una superficie in pianta diversa, aspetto che è stato semplificato considerando tutti i piani in elevazione uguali.

La geometria di alcuni vani (principalmente i vani scala) è stata modificata per ottenere forme più regolari, riconducibili ad una L, come rappresentato nelle seguenti figure (Figura 46 e Figura 47).

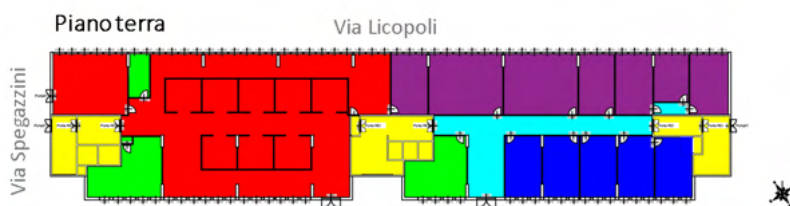


Figura 46. Pianta del piano terra.

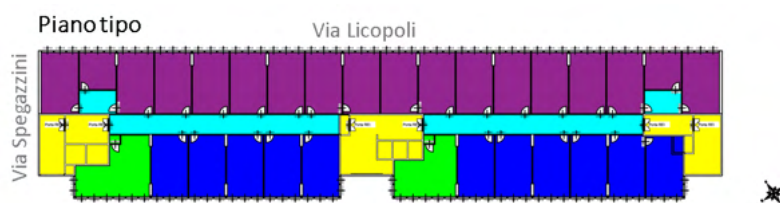


Figura 47. Pianta del dal 1° al 6° (pianta tipo).

8.1.2 Descrizione del fabbricato

L'edificio ha una struttura portante in cemento armato costituita da pilastri e travi portanti in spessore di solaio, fra loro monoliticamente collegati.

Le pareti esterne, non portanti, sono composte da elementi ripetuti. Al piano terreno la facciata è realizzata con una stratigrafia opaca in mattoni, mentre per gli altri piani in elevazione è stata realizzata una facciata in curtain wall.

Tali curtain walls sono costituite da elementi a montanti e traversi in alluminio; il passo tra montanti è di circa 120 cm, mentre la lunghezza di ogni singolo montante è pari all'altezza di interpiano. Quest'ultimo è suddiviso in due specchiature, una dotata di una partizione vetrata trasparente, apribile o fissa, e l'altra di un elemento di parapetto (tipo pannello spandrel), costituito principalmente da un vetro esterno temprato, riflettente e smaltato, nonché da uno strato di materiale isolante.

Per quanto riguarda l'involucro opaco, si è fatto riferimento alla documentazione tecnica fornita, integrandola con alcune stratigrafie mancanti. Le principali caratteristiche termofisiche dei componenti edilizi opachi sono riportate in Tabella 11 e Tabella 12.

Tabella 11. Caratteristiche dei componenti edilizi opachi verticali.

Cod	Descrizione	s	U	M_s	Y_{ie}	κ_i
		[m]	[W·m ⁻² K ⁻¹]	[kg·m ⁻²]	[W·m ⁻² K ⁻¹]	[kJ·m ⁻² K ⁻¹]
M1	Parete, pilastri e setti in cls	0,168	3,46	375	2,18	64,15
M2	Parete in mattoni	0,26	1,24	186	0,91	52,38
M3	Parete tipo spandrel	0,12	0,74	91	0,59	42,05
M4	Parete partizione interna	0,08	0,69	31	0,67	13,83
M5	Parete in mattoni con rivestimento in vetro	0,246	1,26	165	0,95	51,47
M6	Parete, pilastri e setti in cls e paramento esterno in vetro	0,174	3,39	390	2,03	65,67
M7	Pareti, setti e pilastri in cls interni	0,28	2,12	616	0,43	69,21
M8	Porta REI	0,06	0,62	25	0,61	7,90

I componenti opachi orizzontali sono rappresentati dai solai di interpiano, da un solaio controterra per il piano interrato e da un solaio di copertura. Si tratta, in generale, di solai in laterocemento con blocchi in laterizio e sottofondo in calcestruzzo, tranne che per il solaio controterra che non è alleggerito da elementi in laterizio. I solai interpiano sono caratterizzati da uno spessore di circa 30 cm e sono rivestiti con piastrelle in ceramica. La copertura piana calpestabile è invece caratterizzata da uno spessore di circa 35 cm e rivestimento in piastrelle in ceramica. In Tabella 12 sono riportate le caratteristiche termofisiche dei componenti opachi orizzontali.

Tabella 12. Caratteristiche dei componenti edilizi opachi orizzontali.

Cod	Descrizione	s	U	M_s	Y_{ie}	κ_i
		[m]	[W·m ⁻² K ⁻¹]	[kg·m ⁻²]	[W·m ⁻² K ⁻¹]	[kJ·m ⁻² K ⁻¹]
S1	Solaio di copertura	0,355	1,81	671	0,51	68,61
P1	Solaio di interpiano	0,292	1,41	538	0,27	62,54
P3	Solaio controterra	0,445	1,41	805	0,11	61,76

La conduzione con il terreno, che avrebbe avuto luogo sia per le pareti controterra del piano seminterrato che per il relativo solaio controterra, non è stata considerata. Pertanto, tali elementi sono stati modellati come esposti ad una intercapedine fortemente ventilata, alla temperatura dell'aria esterna, quindi non raggiunti da radiazione solare, caratterizzati da un fattore di vista con il cielo nullo e soggetti a scambi convettivi simili a quelli di un ambiente interno (coefficienti di scambio superficiali uguali a quelli definiti per gli elementi interni nella norma EN ISO 52016-1).

Per quanto riguarda gli elementi trasparenti, vi sono principalmente quattro tipologie di componente vetrato, come rappresentato in Tabella 13.

Tabella 13. Caratteristiche dei componenti edilizi trasparenti.

Cod	Descrizione	A_w	F_F
		[m ²]	[-]
W1	Porta vetrata tipo 1	3,24	0,38
W2	Porta vetrata tipo 2	4,86	0,31
W3	Finestra TIPO 1- Piano Terra	1,2	0,14
W4	Finestra TIPO 2 - Piani 1-2-3-4-5-6	1,8	0,12

Tali componenti vetrati sono realizzati con due tipologie di doppio vetro e di telaio diverse.

La tipologia di doppio vetro usato all'interno dei serramenti presenti al piano terreno e per la parte trasparente delle curtain wall (W3 e W4) è costituita da due vetri chiari di 6 mm (Figura 48).

La tipologia di doppio vetro usata invece nei serramenti delle porte finestre del piano terreno (W1 e W2), è costituita da due vetri chiari di 4 mm (Figura 49).

Le caratteristiche di questi due pacchetti trasparenti sono state importate dal software Window7.7 (Figura 48 e Figura 49).

ID #: 69 Name: enea2020_DGU_cw_uffici

Layers: 2 Tilt: 90° IG Height: 1000.00 mm

Environmental Conditions: enea2020 IG Width: 1000.00 mm

Comment:

Overall thickness: 17.190 mm Mode: # ☐ Model Deflection



	ID	Name	Mode	Thick	Flip	Tsol	Rsol1	Rsol2	Tvis	Rvis1	Rvis2	Tir	E1	E2	Cond	Comment
▼	Glass 1 ▶▶	21013 PLANICLEAR 6mm.SGG	#	6.0	☐	0.849	0.075	0.075	0.900	0.081	0.081	0.000	0.840	0.840	1.000	
	Gap 1 ▶▶	1 Air		5.2												
▼	Glass 2 ▶▶	21013 PLANICLEAR 6mm.SGG	#	6.0	☐	0.849	0.075	0.075	0.900	0.081	0.081	0.000	0.840	0.840	1.000	

Center of Glass Results Temperature Data Optical Data Angular Data Color Properties Radiance Results

Ufactor	SC	SHGC	Rel. Ht. Gain	Tvis	Keff	Layer 1 Keff	Gap 1 Keff	Layer 2 Keff
W/m2-K			W/m2		W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K
3.002	0.902	0.785	596	0.815	0.1236	1.0000	0.0408	1.0000

Figura 48: Caratteristiche doppio vetro finestre piano terra e curtain wall

ID #: 72 Name: enea2020_DGU_GlassDoor_uffici

Layers: 2 Tilt: 90° IG Height: 1000.00 mm

Environmental Conditions: enea2020 IG Width: 1000.00 mm

Comment:

Overall thickness: 11.700 mm Mode: # ☐ Model Deflection



	ID	Name	Mode	Thick	Flip	Tsol	Rsol1	Rsol2	Tvis	Rvis1	Rvis2	Tir	E1	E2	Cond	Comment
▼	Glass 1 ▶▶	21011 PLANICLEAR 4mm.SGG	#	4.0	☐	0.871	0.078	0.077	0.905	0.082	0.082	0.000	0.840	0.840	1.000	
	Gap 1 ▶▶	1 Air		3.7												
▼	Glass 2 ▶▶	21011 PLANICLEAR 4mm.SGG	#	4.0	☐	0.871	0.078	0.077	0.905	0.082	0.082	0.000	0.840	0.840	1.000	

Center of Glass Results Temperature Data Optical Data Angular Data Color Properties Radiance Results

Ufactor	SC	SHGC	Rel. Ht. Gain	Tvis	Keff	Layer 1 Keff	Gap 1 Keff	Layer 2 Keff
W/m2-K			W/m2		W/m-K	W/m-K	W/m-K	W/m-K
3.278	0.925	0.804	612	0.825	0.1053	1.0000	0.0359	1.0000

Figura 49: Caratteristiche doppio vetro porte finestre

Per i telai delle curtain wall e delle finestre al pian terreno (W3 e W4) è stato usato un valore di trasmittanza termica pari a 2,8 W/(m²K), mentre per il telaio delle porte finestre a pian terreno (W1 e W2) è stato usato un valore pari a 5,7 W/(m²K).

È stata poi inserita una veneziana interna “fittizia”, ovvero non descritta in termini ottici-geometrici e termici, ma considerata solo come elemento diffondente della radiazione solare diretta entrante, allo scopo di evitare fenomeni di abbagliamento.

8.2 Assunzioni di calcolo e condizioni al contorno per le simulazioni

Si riportano in seguito le ulteriori assunzioni di calcolo e le condizioni al contorno utilizzate per la simulazione dinamica.

8.2.1 Dati climatici

L’edificio è stato analizzato in tre diverse zone climatiche, corrispondenti a Milano (zona climatica E), Roma (zona climatica D) e Palermo (zona climatica B). I dati climatici per ciascuna delle tre località considerate si riferiscono all’anno climatico tipo su base oraria elaborato dal Comitato Termotecnico Italiano (CTI) nel 2015. I rispettivi valori medi mensili sono contenuti nella norma UNI 10349-1 e riportati in Figura 50 e in Figura 51.

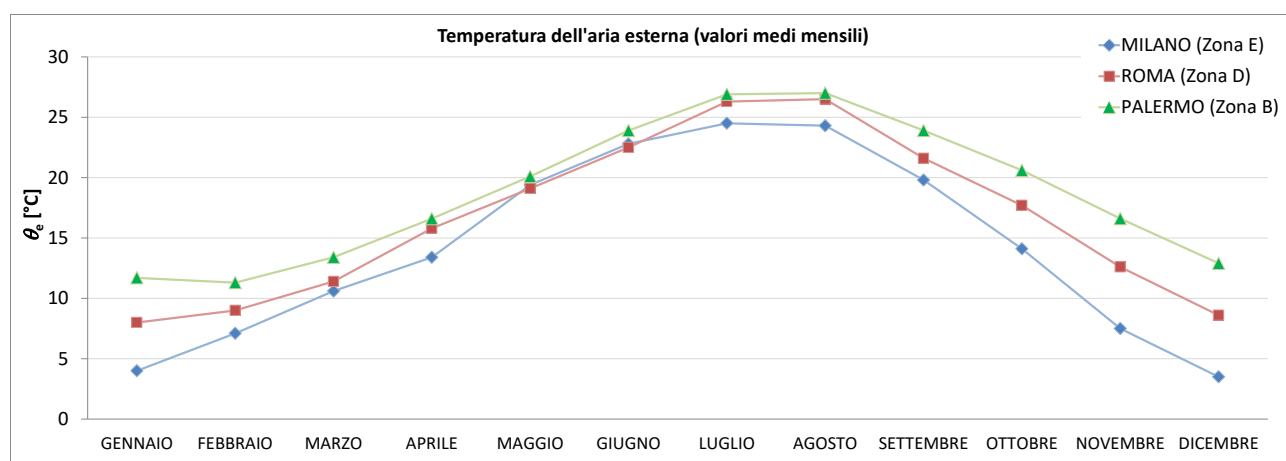


Figura 50. Valori medi mensili della temperatura dell’aria esterna (fonte: UNI 10349-1).

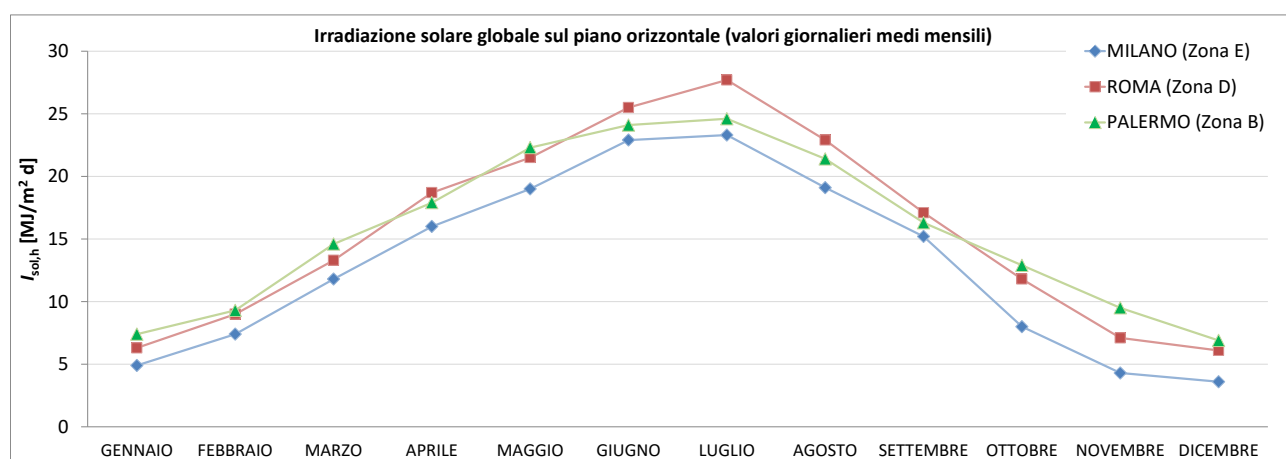


Figura 51. Valori medi mensili dell’irradiazione solare globale sul piano orizzontale (fonte: UNI 10349-1).

8.2.2 Zonizzazione

Ai fini della definizione dei carichi interni, della ventilazione e del set point di progetto, l'edificio è stato suddiviso in zone diverse per destinazione d'uso e per l'esposizione a condizioni al contorno differenti.

Per la definizione dei carichi interni dovuti a radiazione solare, persone e cose, ventilazione e set point, sono state individuate cinque tipologie d'uso:

1. gli uffici openspace;
2. gli uffici singoli;
3. i disimpegni;
4. i servizi igienici;
5. le zone non riscaldate.

Il piano seminterrato ed i tre vani scala sono stati considerati come quattro zone non riscaldate con una loro ventilazione costante e pari a 0,25 vol/h.

Ciascun vano scala è stato modellato come un'unica zona termica dell'altezza complessiva di ciascun vano scala, senza finestre, ma con porte rei di comunicazione con i vari piani.

Il resto dell'edificio è stato suddiviso in 76 zone termiche, per meglio rappresentare le differenze dovute a forzanti diverse anche in relazione all'accoppiamento fra zone riscaldate e non.

Il piano terreno è stato suddiviso in:

- due zone termiche ad uso uffici open-space (rosso);
- una zona ad uso uffici singoli esposta a "sud" (viola);
- una zona ad uso uffici singoli esposti a "nord" (blu);
- tre zone per i servizi igienici (verde);
- due corridoi (ciano).

Ciascun piano in elevazione (piano tipo) è stato suddiviso in:

- tre zone ad uso uffici singoli esposti a "sud" (una centrale, indicata da un tratteggiato arancione, e due agli estremi della pianta rettangolare, indicate da due tratteggiati in rosa, costituite dagli ultimi due uffici singoli, uno dei quali di dimensioni ridotte per la presenza di un disimpegno);
- due zone ad uso uffici singoli esposti a "nord" (blu);
- due zone per i servizi igienici (verde);
- quattro zone corridoio (ciano).

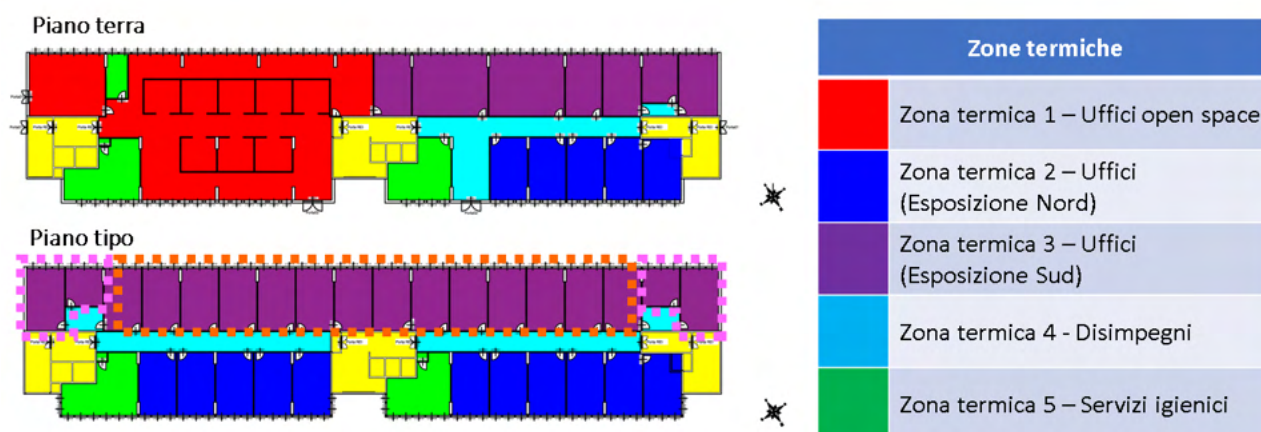


Figura 52: Zonizzazione

Per consentirne la visualizzazione ed il confronto con i dati ottenuti dal Politecnico di Torino, i risultati sono stati in seguito aggregati nelle seguenti zone termiche (Figura 52):

- zona termica 1: Uffici Open Space piano terra;
- zona termica 2: Tutti gli Uffici Singoli, ai diversi piani, esposti a “nord”;
- zona termica 3: Tutti gli Uffici Singoli, ai diversi piani, esposti a “sud”;
- zona termica 4: Tutti i disimpegni;
- zona termica 5: Tutti i servizi igienici.

In Tabella 14 i principali dati geometrici delle suddette zone termiche.

Tabella 14. Quadro dei principali dati geometrici delle zone termiche.

	$A_f [m^2]$	$A_{env} [m^2]$
Zona termica 1 – Uffici open space	320.84	529.95
Zona termica 2 – Uffici (Esposizione Nord)	1456.562	1303.33
Zona termica 3 – Uffici (Esposizione Sud)	2294.237	2148.82
Zona termica 4 - Disimpegni	640.954	414.67
Zona termica 5 – Servizi igienici	430.662	720.05

8.2.3 Profili di utenza

I dati relativi all’utenza sono stati definiti dal gruppo di lavoro del Politecnico di Torino, come ricavati prevalentemente dalla bozza di Appendice Nazionale della norma UNI EN 16798-1:2019. In Tabella 15 si riporta il quadro d’insieme dei dati d’utenza assunti nel calcolo, con l’indicazione, per ogni parametro, dell’equazione o del criterio per la sua determinazione, il valore numerico (in assenza di equazione), la fonte del dato e alcune note esplicative.

Tabella 15. Quadro riepilogativo dei dati d'utenza per l'edificio ad uso uffici.

	Parametro	Equazione/criterio	Valore				Unità di misura	Fonte	Note
			Uffici open space	Uffici singoli	Corridoi	Bagni			
Periodo di utilizzo	Ora del giorno, INIZIO		8	8	8	8	h	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella 26j	
	Ora del giorno, FINE		18	18	18	18	h	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella 26j	
	Interruzioni, all'interno dell'intervallo		0	0	0	0	h	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella 26j	
	Giorni settimanali		5	5	5	5	d	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella 26j	
	Ore giornaliere		10	10	10	10	h	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella 26j	
	Ore all'anno		2607	2607	2607	2607	h	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella 26j	
Occupanti	Numero di persone per tipologia di ambiente		0.12	(1*numero locali)/A _{tot}	0	(0,5*numero locali)/A _{tot}	Persone/m ²	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella A.19	Per bagni e corridoi si considera il medesimo valore di occupazione degli uffici
	Profilo orario di occupazione							UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella 26j	Il profilo di occupazione è riportato nel foglio "Profilo di occupazione"
	Occupanti - apporti per persona (quota sensibile, convettiva)		41	41	41	41	W	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella A.20	
	Occupanti - apporti per persona (quota sensibile, radiativa)		39	39	39	39	W	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella A.20	
	Apparecchiature e illuminazione - apporti interni quota sensibile		27.0	27.0	12.0	12.0	W/m ²	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella A.21	Modulato secondo il profilo di occupazione. Per corridoi e bagni si è considerata la sola illuminazione.
Ventilazione	Portata di ventilazione minima per la qualità dell'aria	$q_{tot} = n * q_p + A_{cl} * q_b$ (Per tutti gli ambienti, esclusi i bagni)	$q_p = 7 \text{ l/(s pers.)}$, $q_b = 0,6 \text{ l/(s m}^2\text{)}$	$q_p = 7,5 \text{ l/(s pers.)}$, $q_b = 0,4 \text{ l/(s m}^2\text{)}$	$q_p = 7 \text{ l/(s pers.)}$, $q_b = 0,7 \text{ l/(s m}^2\text{)}$	4	l/s	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabelle A.6 e A.7b	Categoria II dell'ambiente interno. Segue il profilo di occupazione, con un valore minimo di 0,1 l/(s*m2)
	Parametro	Equazione/criterio	Valore				Unità di misura	Fonte	Note
			Uffici open	Uffici singoli	Corridoi	Bagni			
Condizioni termigrometriche di set-point	T _{op,min} - riscaldamento		20	20	16	20	°C	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella A.2	Categoria II dell'ambiente interno
	T _{op,max} - raffrescamento		26	26	25	26	°C	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella A.2	Categoria II dell'ambiente interno
	T _{op,min} in regime di attenuazione		16	16	16	16	°C	UNI EN 16798-1 Appendice Nazionale(*) - Tabella 26j	
	T _{op,max} in regime di attenuazione		-	-	-	-			Impianto spento nelle ore di non occupazione o preaccensione
Durata giornaliera di accensione dell'impianto	TAILORED	Riscaldamento - Milano (zona E)	13	13	13	13	h/d		Attenuazione nel periodo di non occupazione o preaccensione dell'ufficio
		Riscaldamento - Roma (zona D)	13	13	13	13	h/d		Attenuazione nel periodo di non occupazione o preaccensione dell'ufficio
		Riscaldamento - Palermo (zona B)	13	13	13	13	h/d		Attenuazione nel periodo di non occupazione o preaccensione dell'ufficio
		Raffrescamento (tutte le zone climatiche)	11	11	11	11	h/d		Spegnimento nel periodo di non occupazione o preaccensione dell'ufficio
	STANDARD	Riscaldamento (tutte le zone climatiche)	24	24	24	24	h/d	Standard energy rating (UNI/TS 11300-1)	Regime di funzionamento continuo
		Raffrescamento (tutte le zone climatiche)	24	24	24	24	h/d	Standard energy rating (UNI/TS 11300-1)	Regime di funzionamento continuo

Le stagioni di riscaldamento sono definite a norma di legge per ciascuna delle tre città analizzate (DPR n. 412/1993 e la Legge n. 10/1991), mentre la stagione di raffrescamento è stata ipotizzata uguale per le tre località e comincia il 1° giugno compreso, per terminare il 31 agosto, incluso.

Nella valutazione standard, all'interno della stagione di riscaldamento, l'impianto presenta un funzionamento continuo sulle 24 ore a temperatura di regolazione costante pari a 20 °C (o 16°C per i corridoi). Mentre durante la stagione di raffrescamento, il set point mantenuto costante sulle 24 ore è pari a 26 °C (o 25°C per i corridoi).

Nella valutazione adattata all'utenza (*tailored*), invece, si è assunto che nella stagione di riscaldamento, stabilita in funzione della zona climatica, l'impianto lavora in regime attenuato fuori dai periodi di occupazione, con "preaccensione" (ossia a massima potenza, non più attenuato) 3h prima dell'orario di inizio dell'occupazione (quindi mantenendo una temperatura ridotta di 16°C fuori dal periodo di preaccensione e di occupazione, all'interno del quale mantiene 20°C, o 16°C per i corridoi).

Per quanto riguarda il raffrescamento, l'impianto lavora in regime intermittente (quindi spento quando non c'è occupazione o preaccensione) con preaccensione di 1h prima dell'orario di inizio dell'occupazione.

Tabella 16. Profilo di occupazione dell'edificio ad uso uffici (fonte: UNI EN 16798-1, Appendice Nazionale, bozza del dicembre 2019 [66,67]).

h	Profilo di occupazione - Uso uffici, short working week		
	Giorni feriali	Sabato	Domenica/Festività
1	0.0	0.0	0.0
2	0.0	0.0	0.0
3	0.0	0.0	0.0
4	0.0	0.0	0.0
5	0.0	0.0	0.0
6	0.0	0.0	0.0
7	0.0	0.0	0.0
8	0.5	0.0	0.0
9	1.0	0.0	0.0
10	1.0	0.0	0.0
11	1.0	0.0	0.0
12	1.0	0.0	0.0
13	0.5	0.0	0.0
14	1.0	0.0	0.0
15	1.0	0.0	0.0
16	1.0	0.0	0.0
17	0.5	0.0	0.0
18	0.0	0.0	0.0
19	0.0	0.0	0.0
20	0.0	0.0	0.0
21	0.0	0.0	0.0
22	0.0	0.0	0.0
23	0.0	0.0	0.0
24	0.0	0.0	0.0

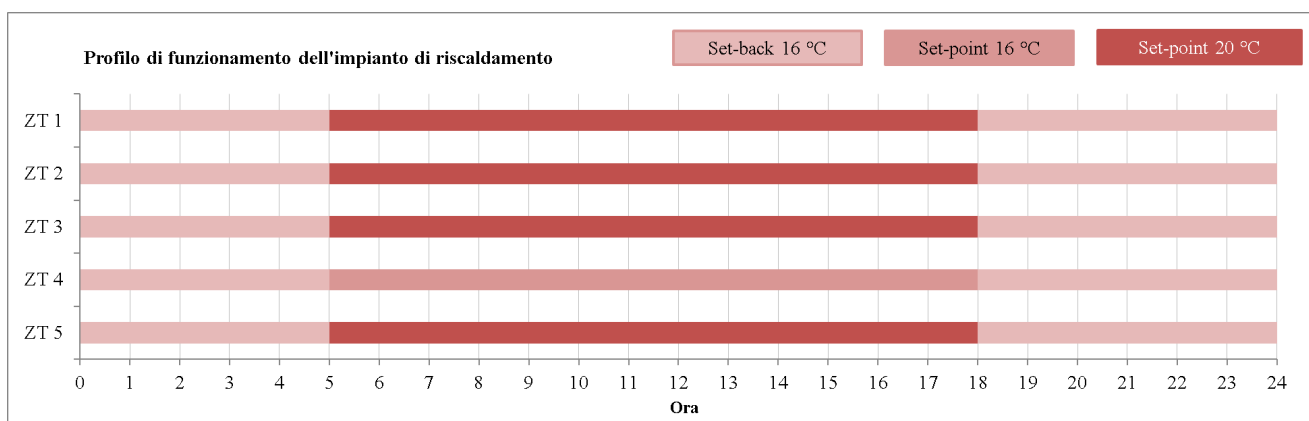


Figura 53. Profilo orario di funzionamento dell'impianto di climatizzazione invernale in regime TAILORED per le cinque zone climatiche.

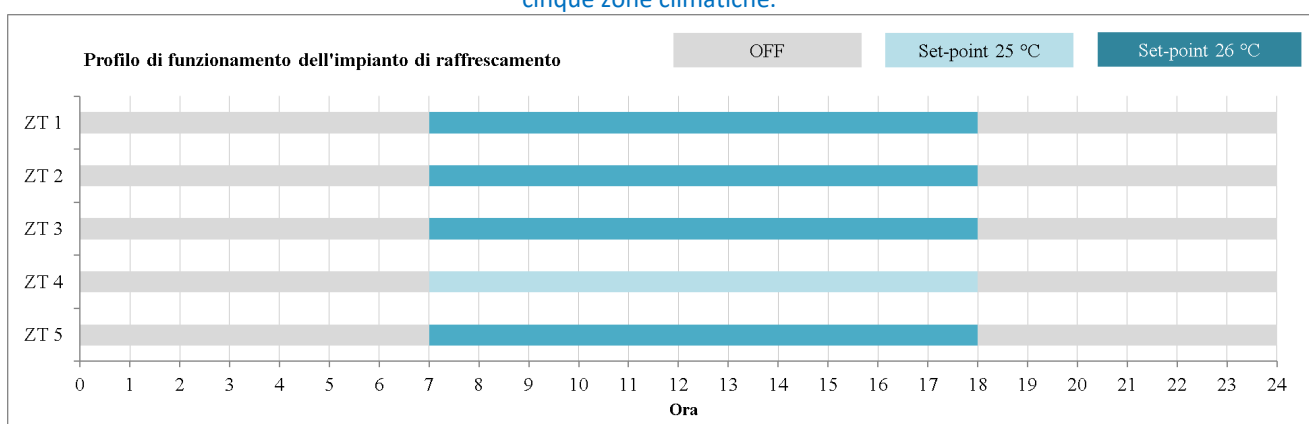


Figura 54. Profilo orario di funzionamento dell'impianto di climatizzazione estiva in regime TAILORED per le cinque zone climatiche.

8.2.4 Descrizione dell'impianto

Nella definizione degli impianti tecnici non sono stati considerati quelli relativi alla produzione di ACS e alla movimentazione di persone e cose (si trascurano gli effetti energetici); non si considera la presenza di ventilazione meccanica.

Per la climatizzazione estiva ed invernale sono state studiate due soluzioni di impianto centralizzato per il riscaldamento ed il raffrescamento.

Tali soluzioni presentano uno stesso sottosistema di emissione, regolazione e distribuzione, ma differiscono per quanto riguarda il sottosistema di generazione, laddove in un caso è previsto l'uso di una pompa di calore aria-acqua invertibile e nell'altro una caldaia a condensazione accoppiata ad una macchina a ciclo frigorifero aria-acqua per il raffrescamento estivo.

8.2.4.1 Emissione

I terminali di emissione scelti per le due soluzioni impiantistiche sono ventilconvettori a due tubi.

Il modello ed il numero di ventilconvettori da installare in ciascuna delle 76 zone climatizzate è stato oggetto di analisi.

Partendo dalle potenze in condizioni standard, erogate dai diversi modelli (Figura 55) e dalle richieste di riscaldamento e raffrescamento ottenute nella prima parte di analisi, ovvero dai risultati dei calcoli per il fabbisogno termico utile dell'edificio in presenza di impianto ideale, sono stati dimensionati i fan coil per ciascuna delle tre città oggetto di studio e per i due profili d'uso, standard e tailored.

Tuttavia, è stato necessario prevedere un doppio dimensionamento anche per il singolo caso, in quanto le differenze in termini di carichi osservate nei risultati sui fabbisogni utili per i due periodi di raffrescamento e riscaldamento avrebbero reso sconsigliato usare lo stesso numero di ventilconvettori nelle due stagioni, portando a degli sprechi in termini di movimentazione di portata d'acqua, nonché ad un problema di controllo nel periodo invernale. Essendo, infatti, le richieste di raffrescamento decisamente maggiori di quelle di riscaldamento, accendere tutti i ventilconvettori previsti per il raffrescamento nella stagione invernale, in assenza di una regolazione più fine di quella implementata, avrebbe portato ad un'eccessiva oscillazione delle temperature nelle diverse zone termiche, oltre che ad una movimentazione di una portata di fluido vettore scarsamente utilizzato (caratterizzato da un basso salto termico fra mandata e ritorno). Pertanto, dovendo usare gli stessi terminali per le due richieste, sono stati scelti modelli di ventilconvettori di potenza inferiore alla massima richiesta, in modo da poterne attivare un numero ridotto nella stagione invernale.

Sono stati pertanto inseriti, per ciascuna delle 76 zone climatizzate, e per ciascuna località:

- il modello di ventilconvettore installato
- un "moltiplicatore" per il periodo invernale
- un "moltiplicatore" per il periodo estivo.

Questo ha consentito di attivare nella stagione di riscaldamento, un numero di ventilconvettori minore, pari al moltiplicatore invernale, rispetto al numero di ventilconvettori attivi nella stagione di raffrescamento, ottenendo un miglior controllo della temperatura operante, in ciascuna zona.

Dati tecnici FCZ - FCZ_P

Impianti a 2 tubi

Velocità del ventilatore	H	M	L	H	M	L	H	M	L	H	M	L	H	M	L	H	M	L	H	M	L	H	M	L	H	M	L	H	M	L
Modelli	100			150			200			250			300			350			400			450			500			550		
Potenza termica (70°C) (1) kW	2,40	2,00	1,45	2,65	2,19	1,55	3,70	2,95	2,02	4,05	3,18	2,20	5,50	4,46	3,47	6,15	4,92	3,77	7,15	5,74	4,32	7,82	6,29	4,57	8,50	7,31	5,27	9,75	8,34	5,82
Portata d'acqua (1) l/h	206	172	125	232	192	136	324	258	177	355	278	193	482	391	304	539	431	330	627	503	379	685	551	400	745	641	462	855	731	510
Perdite di carico (1) kPa	9	7	4	12	9	5	18	12	6	23	15	7	18	12	7	20	14	8	24	16	9	16	11	6	28	21	12	26	20	10
Potenza termica (45°C) (3) kW	1,19	0,99	0,72	1,31	1,09	0,77	1,84	1,46	1,00	2,01	1,58	1,09	2,73	2,21	1,72	3,06	2,44	1,87	3,55	2,85	2,14	3,88	3,12	2,27	4,22	3,63	2,62	4,85	4,14	2,89
Portata d'acqua (3) l/h	207	173	126	229	189	134	319	254	174	350	274	190	475	385	299	531	425	325	617	495	373	675	543	394	734	631	455	842	720	502
Perdite di carico (3) kPa	9	7	4	12	9	5	17	12	6	23	15	8	17	12	8	20	14	8	23	16	9	16	11	6	28	21	12	25	19	10
Pot. frigorifera totale (4) kW	1,00	0,84	0,65	1,27	1,06	0,80	1,60	1,28	0,89	1,94	1,55	1,06	2,65	2,17	1,68	3,02	2,46	1,89	3,60	2,92	2,21	4,03	3,21	2,41	4,25	3,69	2,68	4,79	4,13	2,91
Pot. frigorifera sensibile (4) kW	0,83	0,69	0,51	0,97	0,80	0,57	1,33	1,05	0,71	1,52	1,20	0,79	2,04	1,65	1,26	2,18	1,76	1,33	2,67	2,14	1,59	2,90	2,30	1,69	3,18	2,73	1,94	3,49	2,98	2,07
Portata d'acqua (4) l/h	172	144	112	219	182	138	275	221	153	334	267	182	456	374	288	560	460	350	619	503	379	694	552	414	731	634	460	824	711	501
Perdite di carico (4) kPa	8	6	4	13	12	6	18	12	6	25	17	8	18	12	8	25	17	11	24	16	10	22	15	9	29	22	13	28	21	11
Ventilatore Centrifugo n°	1			1			1			2			2			2			2			2			2			2		
Portata d'aria m³/h	200	160	110	200	160	110	290	220	140	290	220	140	450	350	260	450	350	260	600	460	330	600	460	330	720	600	400	720	600	400
Potenza sonora (5) dB(A)	45	38	31	45	38	31	50	43	31	50	43	31	48	41	34	48	41	34	51	44	37	51	44	37	56	51	42	56	51	42
Pressione sonora (6) dB(A)	37	30	23	37	30	23	42	35	23	42	35	23	40	33	26	40	33	26	43	36	29	43	36	29	48	43	34	48	43	34
Potenza assorbita W	30	25	20	30	25	20	35	25	13	35	25	13	44	33	25	44	33	25	57	43	30	57	43	30	76	52	38	76	52	38
Collegamenti elettrici	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1

Modelli	600			650			700			750			800			850			900			950			1000		
Potenza termica (70°C) (1) kW	10,00	8,10	5,70	11,50	9,15	6,21	11,00	9,80	8,10	12,50	11,30	9,10	12,00	10,80	9,80	14,00	12,35	11,30	15,14	13,35	10,77	17,10	14,42	11,20	17,02	15,24	12,56
Portata d'acqua (1) l/h	860	696	490	989	785	534	946	843	696	1075	972	782	1032	929	843	1204	1062	972	1328	1171	945	1500	1295	982	1493	1337	1101
Perdite di carico (1) kPa	25	17	9	54	36	12	37	30	21	20	16	11	42	35	29	24	19	16	21	16	11	32	23	15	43	34	24
Potenza termica (45°C) (3) kW	4,98	4,03	2,84	5,72	4,55	3,09	5,47	4,88	4,03	6,22	5,62	4,53	5,97	5,37	4,88	6,97	6,14	5,62	7,53	6,64	5,36	8,51	7,17	5,57	8,47	7,58	6,25
Portata d'acqua (3) l/h	863	699	492	993	790	536	950	846	699	1079	975	786	1036	932	846	1209	1066	975	1307	1152	930	1476	1245	967	1469	1316	1084
Perdite di carico (3) kPa	25	18	9	54	36	12	37	30	21	20	17	11	43	35	30	24	19	17	20	15	11	31	21	15	42	33	23
Pot. frigorifera totale (4) kW	4,65	3,90	3,22	5,67	4,80	3,95	5,50	4,89	3,92	6,14	5,34	4,27	6,10	5,66	4,84	6,91	6,29	5,26	6,91	5,00	4,29	8,60	7,32	5,77	7,62	6,88	5,69
Pot. frigorifera sensibile (4) kW	3,92	3,17	2,56	4,12	3,43	2,78	4,30	3,76	2,99	4,72	4,05	3,20	4,83	4,42	3,72	5,36	4,83	4,00	5,68	3,78	2,97	5,78	4,87	3,80	5,53	5,34	4,42
Portata d'acqua (4) l/h	800	671	554	975	825	595	946	841	675	1056	918	734	1049	974	833	1189	1082	904	1189	860	738	1479	1259	992	1311	1183	979
Perdite di carico (4) kPa	26	19	13	28	21	15	30	24	16	18	14	10	30	26	20	23	19	14	23	12	9	30	22	15	37	31	22
Ventilatore Centrifugo n°	3			3			3			3			3			3			3			3			3		
Portata d'aria m³/h	920	720	520	920	720	520	1140	930	700	1140	930	700	1300	1120	900	1300	1120	900	1140	930	700	1140	930	700	1300	1120	900
Potenza sonora (5) dB(A)	57	51	42	57	51	42	62	57	50	62	57	50	66	61	56	66	61	56	62	57	51	61	57	51	66	61	56
Pressione sonora (6) dB(A)	49	43	34	49	43	34	54	49	42	54	49	42	58	53	48	58	53	48	54	49	43	53	49	43	58	53	48
Potenza assorbita W	91	60	38	91	60	38	106	80	59	106	80	59	131	100	80	131	100	80	106	80	59	106	80	59	131	100	80
Collegamenti elettrici	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1	V3	V2	V1

Figura 55: Dati tecnici ventilconvettori a due tubi

Una volta definiti i ventilconvettori in numero e taglia, è stata quindi fissata la portata d'acqua al generatore (che risulta diversa per il periodo estivo ed invernale, per quanto detto prima).

Dato che la rete di distribuzione non è stata modellata dettagliatamente, tutti i ventilconvettori sono stati considerati raggiunti da un vettore termico alla medesima temperatura.

8.2.4.2 *Regolazione dei terminali di emissione*

La regolazione dei terminali di emissione è stata definita mediante una banda di regolazione e realizzata ipotizzando che un sensore di temperatura operante di zona sia in comunicazione con i terminali di emissione di ciascuna zona.

In base a tale temperatura operante ed alla banda di regolazione (ipotizzata di un grado attorno al valore di set point) i ventilconvettori di zona decidono se “spegnersi” o meno, azionando una valvola di by pass che reimmette in rete il vettore energetico che li aveva raggiunti alla stessa temperatura di arrivo (non scambiando calore con la zona in cui sono collocati). Per come è stata realizzata la regolazione in questa fase di implementazione del software, tutti i ventilconvettori presenti in una zona vedono la stessa temperatura operante di zona e decidono se erogare potenza in quel timestep oppure no.

Questa regolazione “tutti o niente” per ciascuna zona, su di un timestep di 15 min, ha creato alcuni problemi di regolazione nelle zone con carichi più elevati. Si è visto, infatti, che aumentare il numero di ventilconvettori per coprire i picchi, avrebbe portato ad un abbassamento della temperatura media per la zona in questione.

Per ovviare a questa problematica la soluzione migliore sarebbe stata quella di implementare una regolazione ancora più fine, che andasse a comandare l'accensione e lo spegnimento di tutti o in parte i ventilconvettori presenti nella singola zona, in funzione del fabbisogno di zona in quel timestep, oppure si sarebbe potuto provare ad usare un timestep di calcolo più fine, in modo che l'accensione di tutti i ventilconvettori non avesse sufficiente tempo per abbassare troppo la temperatura della zona (nel timestep successivo, si sarebbero, infatti, spenti). Tuttavia, avendo fatto tutte le simulazioni precedenti (relative al fabbisogno termico utile dell'edificio) con un timestep di 15 min, questa seconda opzione non è stata portata avanti.

8.2.4.3 *Distribuzione*

La distribuzione non è stata modellata dettagliatamente, bensì è stata modellata come un'unica tubazione di 21 m, di diametro interno pari a 16 o 17 cm (in funzione della portata installata in seguito al dimensionamento specifico dei terminali di emissioni), isolata con uno strato isolante di 8 cm e collocata all'esterno.

Al termine di questa tubazione sono considerati direttamente collegati, tramite uno “splitter”, tutti i ventilconvettori (il fluido vettore, in seguito alle perdite di calore fra tale tubazione e l'ambiente esterno, raggiunge tutti i ventilconvettori ad un'unica temperatura, come anticipato nel precedente paragrafo).

Una seconda tubazione di ritorno della stessa lunghezza, eguale diametro, rivestita con lo stesso strato di isolamento della tubazione di mandata e collocata sempre in ambiente esterno, è stata definita per convogliare verso il generatore, da un unico punto immaginario tramite un “miscelatore”, le portate alle diverse temperature provenienti dai ventilconvettori.

Non sono state considerate pompe di circolazione (in conformità a quanto fatto dal Politecnico di Torino), in quanto il calcolo del relativo consumo effettivo, sarebbe stato funzione delle perdite di carico ed avrebbe richiesto la modellazione dettagliata dell'intera rete di distribuzione.

8.2.4.4 *Generazione*

Per conformità, i generatori sono stati collocati in copertura, per entrambe le soluzioni impiantistiche considerate, date le portate d'aria richieste dalla pompa di calore per il suo funzionamento.

8.2.4.4.1 *Soluzione con pompa di calore invertibile*

Per la soluzione con pompa di calore invertibile, è stato selezionato un modello in commercio, caratterizzato dalle prestazioni riportate in Figura 56 per il funzionamento invernale ed in Figura 57 per il funzionamento estivo.

Tale pompa di calore è regolata da un controllo interno, a banda, sulla temperatura di mandata e da un controllo aggiuntivo che ne limita il funzionamento ai punti di funzionamento definiti nella performace map della macchina. Qualora, in seguito a tali controlli, la pompa di calore sia spenta per più di due timesteps, si interrompe anche la circolazione dell'acqua nella rete di distribuzione.

Il set point sulla temperatura di mandata è stato impostato a 40°C per il periodo invernale e a 7°C per il periodo estivo. La temperatura di 40°C per il periodo invernale, più bassa del valore convenzionale pari a 45°C, è stata scelta sempre per ovviare ai problemi di sbilanciamento fra carichi estivi ed invernali.

OPERATION IN HEATING MODE - VERSION HA

3600HA													
TA b.s.	-15	-10	-5	0	5	7	10	15	20	25	30	35	40
TWu	25												
Glycol	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ph	642,2	723,4	734,0	761,7	935,5	1.033,8	1.118,6	1.249,5	1.361,6	1.448,2	1.502,9	1.519,2	1.490,4
Pe	204,7	207,6	208,9	210,7	216,0	214,3	221,1	228,2	230,9	229,9	226,1	220,5	214,1
COP	3,14	3,48	3,51	3,61	4,33	4,82	5,06	5,47	5,90	6,30	6,65	6,89	6,96
Qu	110.661	124.615	126.432	131.186	160.995	177.835	192.356	214.716	233.822	248.578	257.884	260.645	255.762
ΔP	17	21	22	24	35	43	51	63	75	85	91	93	90

35													
TA b.s.	-15	-10	-5	0	5	7	10	15	20	25	30	35	40
TWu	35												
Glycol	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ph	630,3	709,3	719,1	743,7	911,8	1.018,2	1.097,8	1.221,1	1.327,3	1.409,9	1.462,3	1.477,9	1.450,4
Pe	244,8	248,4	249,5	251,3	256,9	257,5	263,2	268,7	269,9	267,9	263,5	257,6	251,2
COP	2,57	2,86	2,88	2,96	3,55	3,95	4,17	4,54	4,92	5,26	5,55	5,74	5,77
Qu	109.001	122.631	124.330	128.558	157.513	175.815	189.473	210.627	228.813	242.931	251.878	254.552	249.853
ΔP	16	21	21	23	34	42	49	61	72	81	87	89	85

45													
TA b.s.	-15	-10	-5	0	5	7	10	15	20	25	30	35	40
TWu	45												
Glycol	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ph	-	700,2	708,6	729,2	890,9	999,6	1.076,9	1.194,0	1.295,7	1.375,5	1.426,9	1.443,3	1.418,3
Pe	-	299,0	300,2	302,3	308,4	311,6	316,3	320,3	320,4	317,6	312,7	306,7	300,5
COP	-	2,34	2,36	2,41	2,89	3,21	3,40	3,73	4,04	4,33	4,56	4,71	4,72
Qu	-	121.506	122.952	126.515	154.476	173.612	186.569	206.731	224.215	237.915	246.723	249.536	245.247
ΔP	-	20	21	22	33	41	48	58	69	77	83	85	82

55													
TA b.s.	-15	-10	-5	0	5	7	10	15	20	25	30	35	40
TWu	55												
Glycol	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ph	-	-	-	716,6	871,1	969,8	1.041,0	1.153,1	1.251,6	1.330,0	1.381,6	1.400,1	1.378,9
Pe	-	-	-	365,5	372,2	376,1	379,8	382,4	381,6	378,1	373,0	367,1	361,4
COP	-	-	-	1,96	2,34	2,58	2,74	3,02	3,28	3,52	3,70	3,81	3,82
Qu	-	-	-	124.787	151.610	168.711	181.029	200.419	217.420	230.923	239.818	242.996	239.345
ΔP	-	-	-	21	31	39	45	55	65	73	79	81	78

Figura 56. Performance map pompa di calore in regime di riscaldamento.

3600HA													
TA b.s.	10	20	30	35	40	48	10	20	30	35	40	48	10
TWu	4												
Glycol	10	10	10	10	10	0	0	0	0	0	0	0	0
Pc	1.098,6	1.022,1	930,4	879,3	824,9	-	1.179,8	1.096,3	996,9	941,8	883,1	-	1.215,5
Pe	221,1	254,3	297,4	323,1	352,0	-	227,6	261,0	304,4	330,3	359,4	-	230,9
EER	4,97	4,02	3,13	2,72	2,34	-	5,18	4,20	3,28	2,85	2,46	-	5,26
Qu	197.730	183.883	167.297	158.064	148.251	-	203.319	188.856	171.654	162.110	151.981	-	209.597
ΔP	56	48	40	36	31	-	57	49	40	36	32	-	60

10													
TA b.s.	10	20	30	35	40	48	10	20	30	35	40	48	10
TWu	8												
Glycol	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Pc	1.251,9	1.162,3	1.056,2	997,5	935,2	-	1.326,6	1.230,7	1.117,9	1.055,5	989,5	-	1.403,7
Pe	234,2	267,6	311,0	336,9	366,0	-	241,3	274,7	318,0	344,0	373,2	-	248,8
EER	5,34	4,34	3,40	2,96	2,55	-	5,50	4,48	3,51	3,07	2,65	-	5,64
Qu	215.995	200.436	182.046	171.872	161.092	-	229.143	212.471	192.873	182.062	170.621	-	242.752
ΔP	64	55	45	40	36	-	72	62	51	45	40	-	81

16													
TA b.s.	10	20	30	35	40	48	10	20	30	35	40	48	10
TWu	14												
Glycol	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Pc	1.483,1	1.374,6	1.248,0	1.178,3	1.104,8	-	1.564,8	1.449,8	1.316,2	1.242,9	1.165,5	-	1.648,7
Pe	256,7	290,1	333,5	359,6	388,9	-	265,1	298,5	342,0	368,1	397,4	-	274,0
EER	5,78	4,74	3,74	3,28	2,84	-	5,90	4,86	3,85	3,38	2,93	-	6,02
Qu	256.810	237.856	215.791	203.676	190.885	-	271.305	251.183	227.857	215.076	201.597	-	286.226
ΔP	90	77	64	57	50	-	101	86	71	63	56	-	112

Figura 57. Performance map pompa di calore in regime di raffreddamento.

8.2.4.4.2 Soluzione con caldaia a condensazione e pompa di calore in regime di raffrescamento

Nella seconda soluzione impiantistica viene usata la stessa pompa di calore invertibile presentata nel precedente paragrafo, per il raffrescamento estivo, ed una caldaia a condensazione nel periodo invernale. Tale caldaia a condensazione è una caldaia modulante il cui controllo è stato effettuato a banda (di 1 °C), sulla temperatura di mandata, attorno alla temperatura di set point del fluido termovettore in regime di riscaldamento, pari a 40 °C.

8.2.5 Ulteriori Assunzioni-Semplificazioni di calcolo

Oltre alle assunzioni già descritte, nella modellazione sono state effettuate le seguenti semplificazioni:

- assenza di ponti termici, inclusi i distanziatori nei telai dei serramenti;
- masse interne alle zone non considerate (capacità nodo d'aria come definito nella norma EN ISO 52016-1);
- coefficienti di scambio termico superficiale convettivi e radiativi impostati come definito nella norma EN ISO 52016-1.

8.2.6 Coefficienti di conversione delle energie richieste in energia primaria

Per il calcolo dell'energia primaria rinnovabile, non rinnovabile e rinnovabile on site, si è seguito il metodo descritto in seguito.

L'energia primaria rinnovabile on site è stata calcolata come l'energia prelevata dalla sorgente fredda in regime invernale dalla pompa di calore.

Per le altre energie primarie sono stati applicati i coefficienti riportati in Tabella 17, come definiti nel DM 26/06/2015.

Tabella 17. Coefficienti energia primaria.

	$Q_{p,nren}$	$Q_{p,ren}$
Gas	1.05	0
Energia Elettrica	1.95	0.47

8.3 Analisi Risultati Edificio ad uso Ufficio

Nel seguito sono riportati i risultati delle simulazioni orarie eseguite per le tre zone climatiche identificate con Milano, Roma e Palermo ed i due profili d'uso, ovvero quello standard e quello adattato all'utenza (tailored).

8.3.1 Fabbisogno termico utile

Per il calcolo del fabbisogno termico utile, oltre alle tre località ed ai profili d'uso è stato oggetto di studio l'influenza sui risultati di una valutazione dinamica dei coefficienti di scambio superficiali convettivo-radiativo, rispetto all'uso dei coefficienti "fissi" o funzione della direzione del flusso, così come definiti nella norma EN ISO 52016-1.

I risultati dei casi valutati a coefficienti superficiali variabili sono identificati dalla sigla “v1”, mentre i risultati a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1 sono indicati con la sigla “v2”.

Guardando i fabbisogni annuali è apparso subito palese che i fabbisogni per il raffrescamento fossero predominanti rispetto a quelli per il riscaldamento (Figura 58 vs Figura 59 e Figura 60 vs Figura 61). Tale disparità appare anche maggiore nei risultati ottenuti a coefficienti variabili rispetto a quelli ottenuti usando i coefficienti superficiali come definiti dalla norma EN ISO 52016-1, in quanto sembrerebbe che i coefficienti come da norma portino ad una sovrastima dei fabbisogni per il riscaldamento (Figura 58 vs Figura 60) ed una sottostima dei fabbisogni per il raffrescamento (Figura 59 vs Figura 61), rispetto all'utilizzo degli algoritmi per i coefficienti variabili.

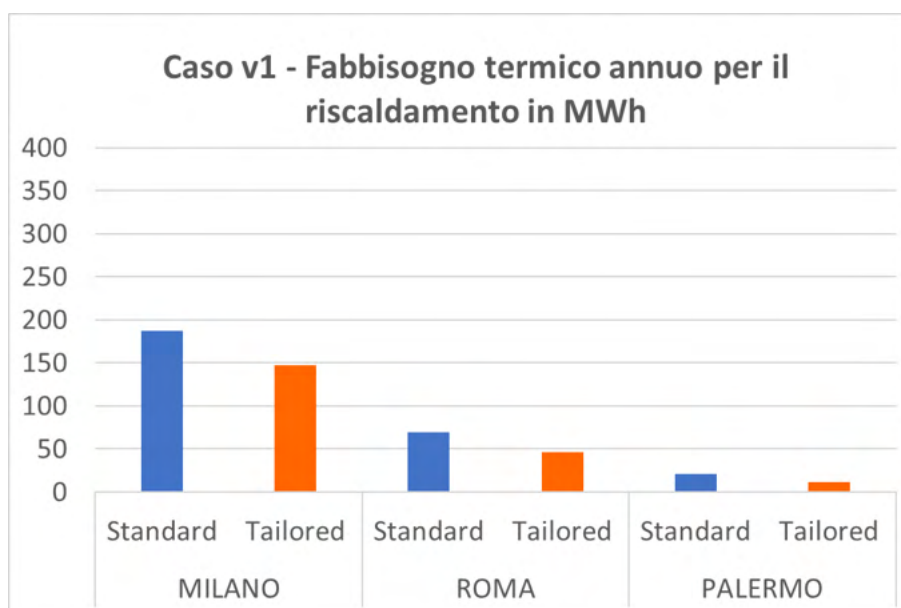


Figura 58: Fabbisogno termico di riscaldamento ANNUO per l'Edificio ad uso Uffici, a coefficienti variabili.

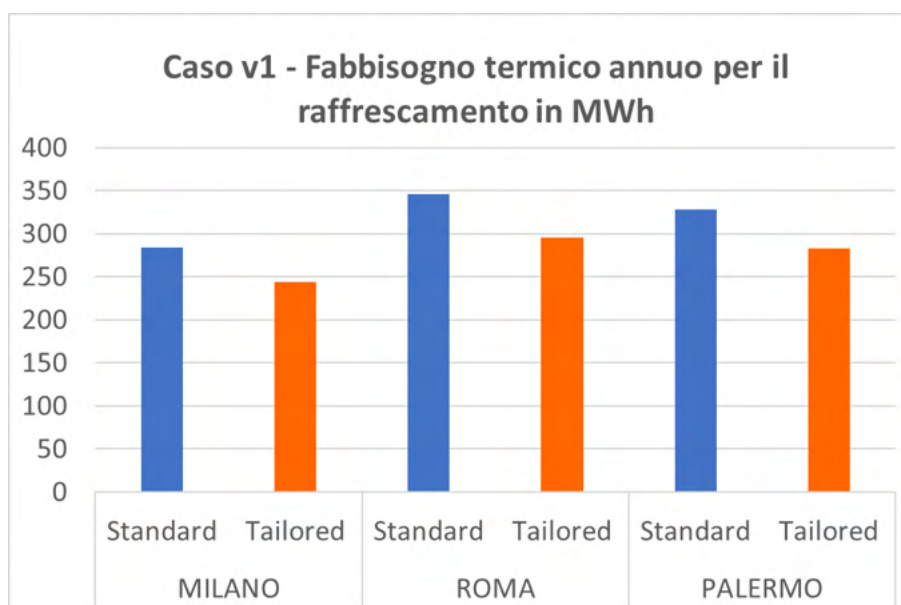


Figura 59: Fabbisogno termico di raffrescamento ANNUO per l'Edificio ad uso Uffici, a coefficienti variabili.

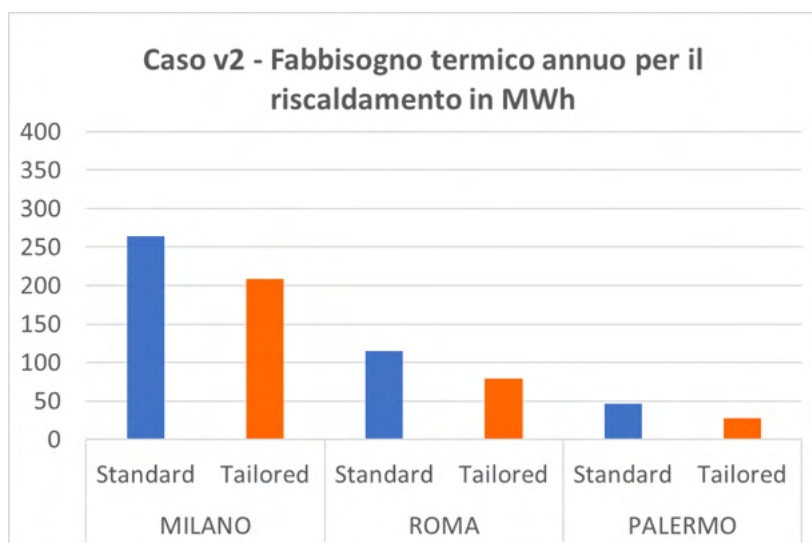


Figura 60: Fabbisogno termico di riscaldamento ANNUO per l'Edificio ad uso Uffici, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1.

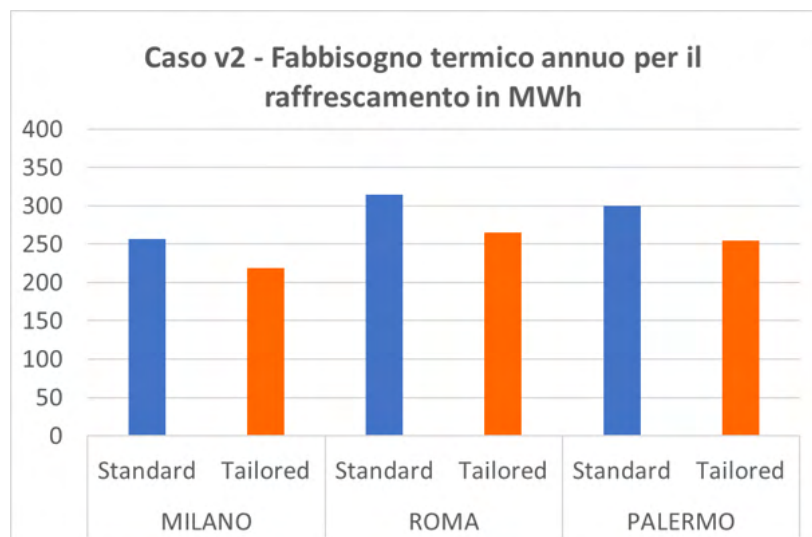


Figura 61: Fabbisogno termico di raffrescamento ANNUO per l'Edificio ad uso Uffici, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1.

Si riportano in seguito le tabelle con il dettaglio dei fabbisogni termici per il riscaldamento ed il raffrescamento, suddivisi per zona termica per i casi analizzati.

Tabella 18: Caso v1 -Fabbisogno annuo di energia termica utile per il riscaldamento QH,nd [kWh]

<i>OpenBPS</i> v1 coefficienti variabili	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza
Zona termica 1	18294	14113	5934	3868	2041	1193
Zona termica 2	75239	59555	34428	23829	7945	4460
Zona termica 3	53319	39647	12056	7141	5029	2819
Zona termica 4	4506	6866	343	883	18	68
Zona termica 5	36353	27281	17028	10960	5496	2979
Totale edificio	187711	147462	69790	46680	20529	11519

Tabella 19: Caso v1 -Fabbisogno annuo di energia termica utile per il raffrescamento QC,nd [kWh]

<i>OpenBPS</i> v1 coefficienti variabili	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza
Zona termica 1	15005	13263	18986	16579	18394	16176
Zona termica 2	68654	59561	94377	80752	95202	81830
Zona termica 3	162905	137726	181289	152920	162748	139276
Zona termica 4	16550	16307	20559	20271	20936	20143
Zona termica 5	20463	17083	30444	24765	31025	25207
Totale edificio	283578	243941	345656	295286	328306	282632

Tabella 20: Caso v2 -Fabbisogno annuo di energia termica utile per il riscaldamento QH,nd [kWh]

<i>OpenBPS</i> v2 coeff. EN ISO 52016-1	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza
Zona termica 1	20628	16293	8080	5448	3559	2143
Zona termica 2	104786	82709	54660	38667	18695	11098
Zona termica 3	85799	64764	26018	16305	13378	7863
Zona termica 4	5507	8750	642	1805	51	200
Zona termica 5	47007	35727	25092	16941	10736	6280
Totale edificio	263727	208243	114492	79166	46419	27585

Tabella 21: Caso v2 -Fabbisogno annuo di energia termica utile per il raffrescamento QC,nd [kWh]

<i>OpenBPS</i> v2 coeff. EN ISO 52016-1	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza
Zona termica 1	15005	13263	18986	16579	18394	16176
Zona termica 2	68654	59561	94377	80752	95202	81830
Zona termica 3	162905	137726	181289	152920	162748	139276
Zona termica 4	16550	16307	20559	20271	20936	20143
Zona termica 5	20463	17083	30444	24765	31025	25207
Totale edificio	283578	243941	345656	295286	328306	282632

Come si può notare dai fabbisogni di energia termica utile mensili, riportati per brevità solo per il caso a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1 (che sarà quello su cui proseguirà la seconda fase di analisi delle soluzioni impiantistiche), la riduzione dei fabbisogni ottenibile con un profilo tailored è presente ogni mese e le maggiori differenze fra le località si hanno in termini di riscaldamento.

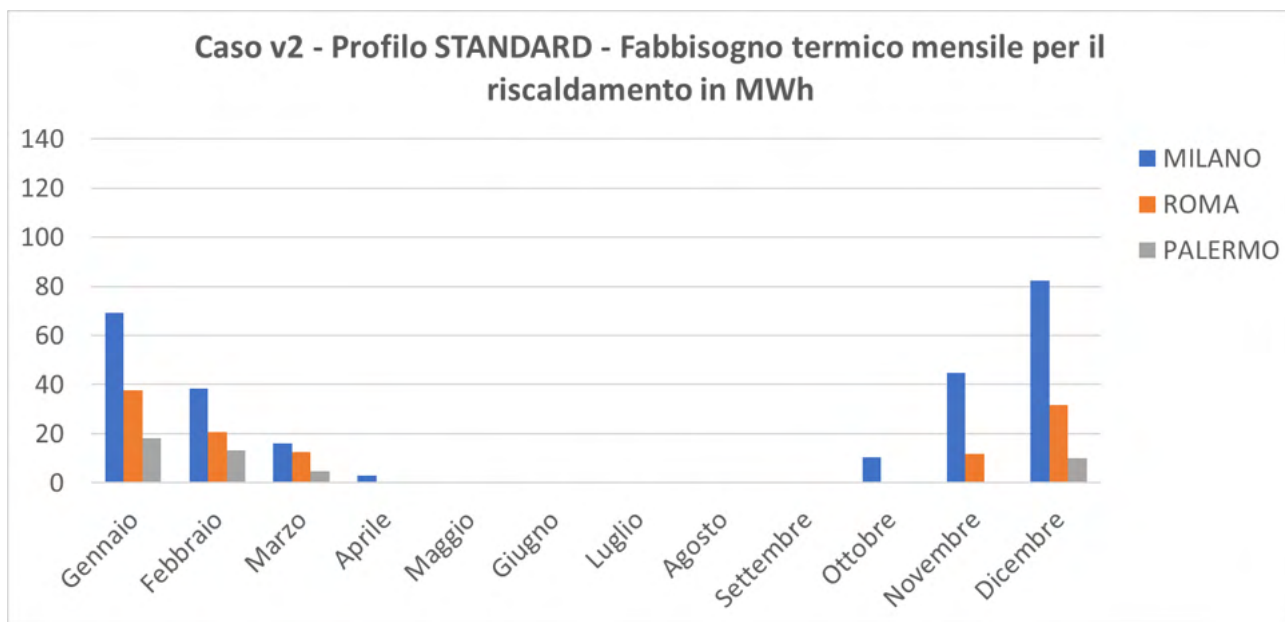


Figura 62. Distribuzione mensile del fabbisogno termico di riscaldamento per l'Edificio ad uso Uffici, in condizioni STANDARD a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1.

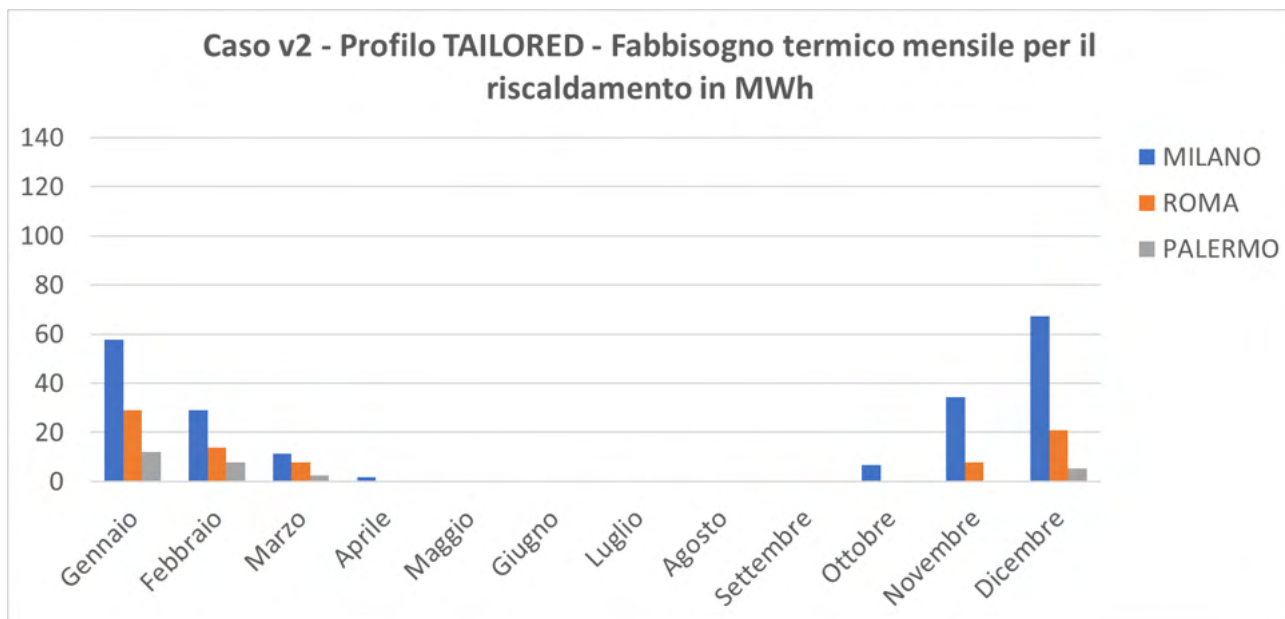


Figura 63. Distribuzione mensile del fabbisogno termico di riscaldamento per l'Edificio ad uso Uffici, in condizioni TAILORED a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1.

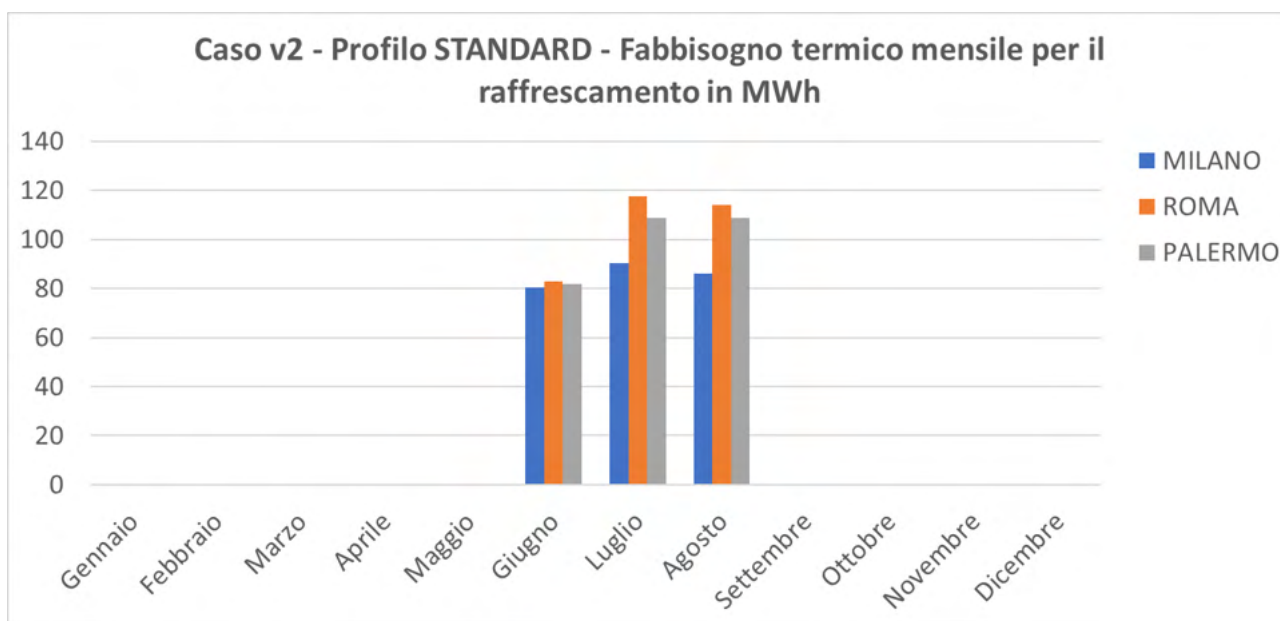


Figura 64. Distribuzione mensile del fabbisogno termico di raffrescamento per l'Edificio ad uso Uffici, in condizioni STANDARD a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1.

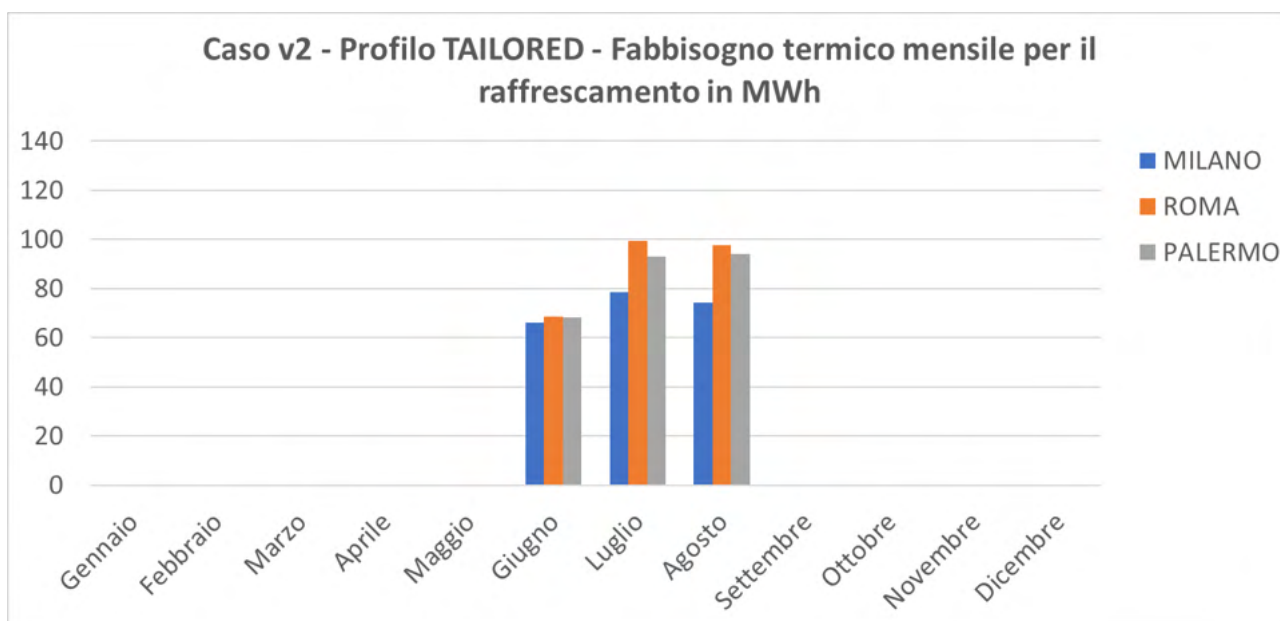


Figura 65. Distribuzione mensile del fabbisogno termico di raffrescamento per l'Edificio ad uso Uffici, in condizioni TAILORED a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1.

Oltre al fabbisogno annuo e mensile, è stato oggetto di studio il comportamento dinamico dell'edificio, nonché le potenze richieste, in vista della selezione dei componenti di impianto che si sarebbe dovuta effettuare nella seconda fase di analisi di questo caso studio ad uso uffici.

In generale le potenze massime richieste sono state osservate nei casi a profilo d'uso TAILORED, in un massimo valore a Milano per il riscaldamento e per il raffrescamento (per quanto questo non corrisponda a quanto succede relativamente ai fabbisogni estivi), come si può vedere in Tabella 22.

Tabella 22: Potenze massime richieste

		STANDARD			TAILORED		
		Pmax [kW]	Data e Ora	giorno settimanale	Pmax [kW]	Data e Ora	giorno settimanale
MILANO	Max H	234	26/12/2018 09:00	Mercoledì	452	17/12/2018 07:00	Lunedì
	Max C	709	01/06/2018 01:00	Venerdì	933	01/06/2018 08:00	Venerdì
ROMA	Max H	148	17/01/2018 09:00	Mercoledì	374	31/12/2018 06:00	Lunedì
	Max C	536	01/06/2018 01:00	Venerdì	883	06/08/2018 08:00	Lunedì
PALERMO	Max H	106	08/02/2018 06:00	Giovedì	289	08/01/2018 07:00	Lunedì
	Max C	409	01/06/2018 15:00	Venerdì	743	30/07/2018 08:00	Lunedì

Per Milano si può notare come le potenze richieste all'interno di una giornata siano molto diverse fra profilo Standard e Tailored, per il periodo invernale (Figura 66 vs Figura 67).

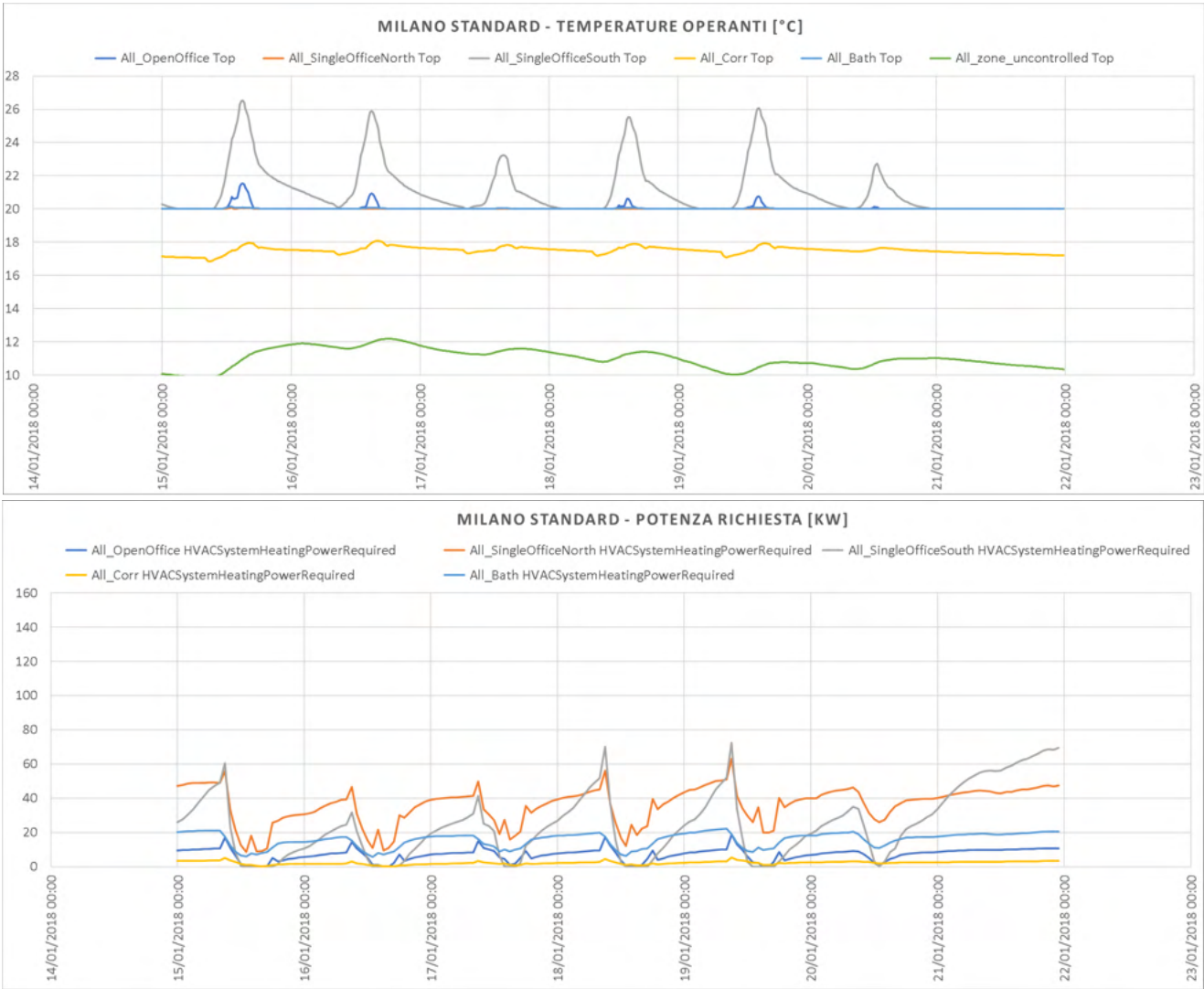


Figura 66. Milano STANDARD - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo invernale.

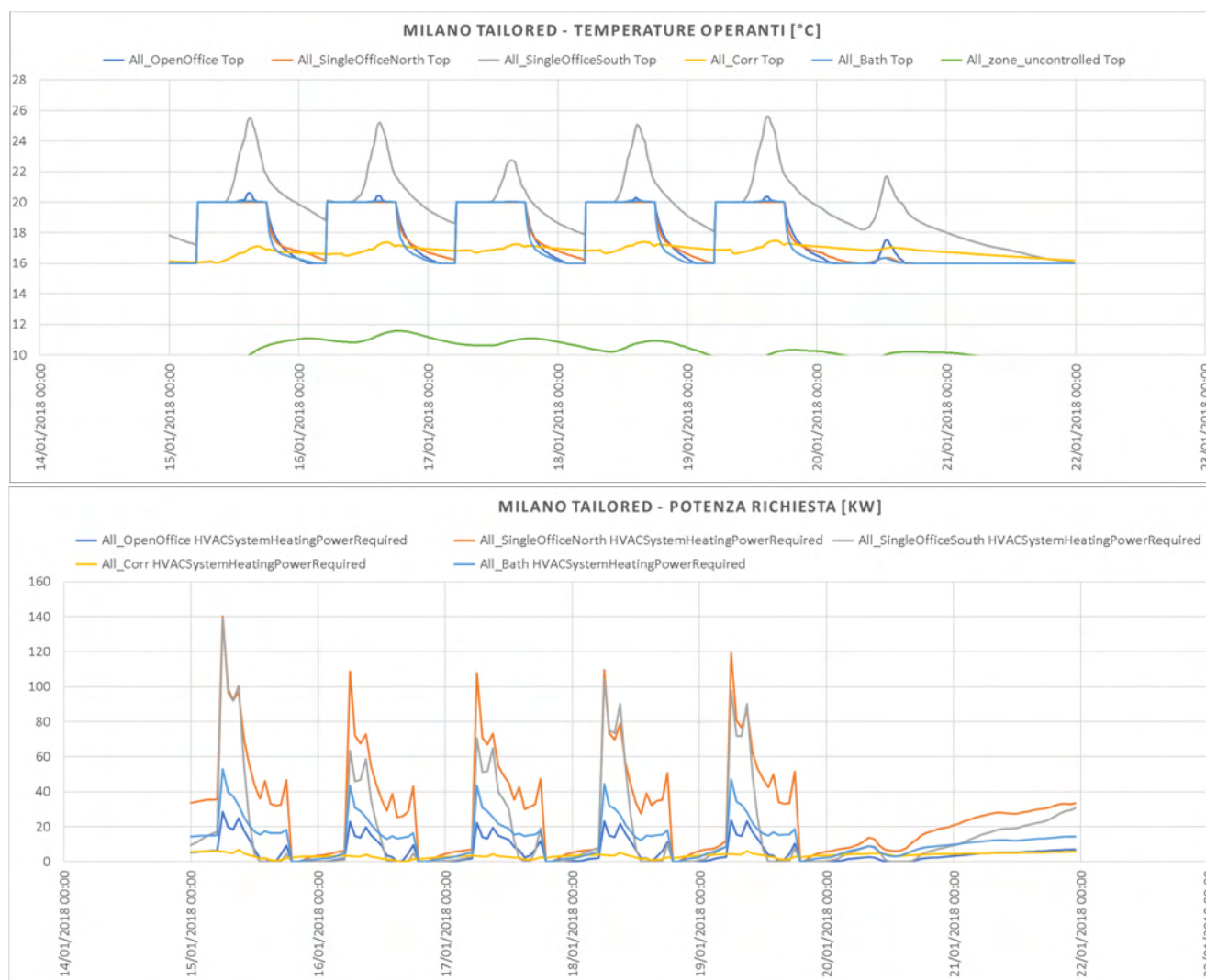


Figura 67. Milano TAILORED - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo invernale.

Nel periodo estivo (Figura 68 vs Figura 69) questo fenomeno risulta un po' più attenuato, in quanto c'è un picco iniziale che non è tuttavia così tanto più elevato della maggiore richiesta che si avrà poi nell'arco della giornata. Tale richiesta massima nella giornata beneficia di un po' della capacità dell'edificio, infatti possiamo vedere che nel caso STANDARD (Figura 68) si aggira attorno ai 250 kW, mentre nel caso TAILORED (Figura 69) si avvicina ai 280 kW.

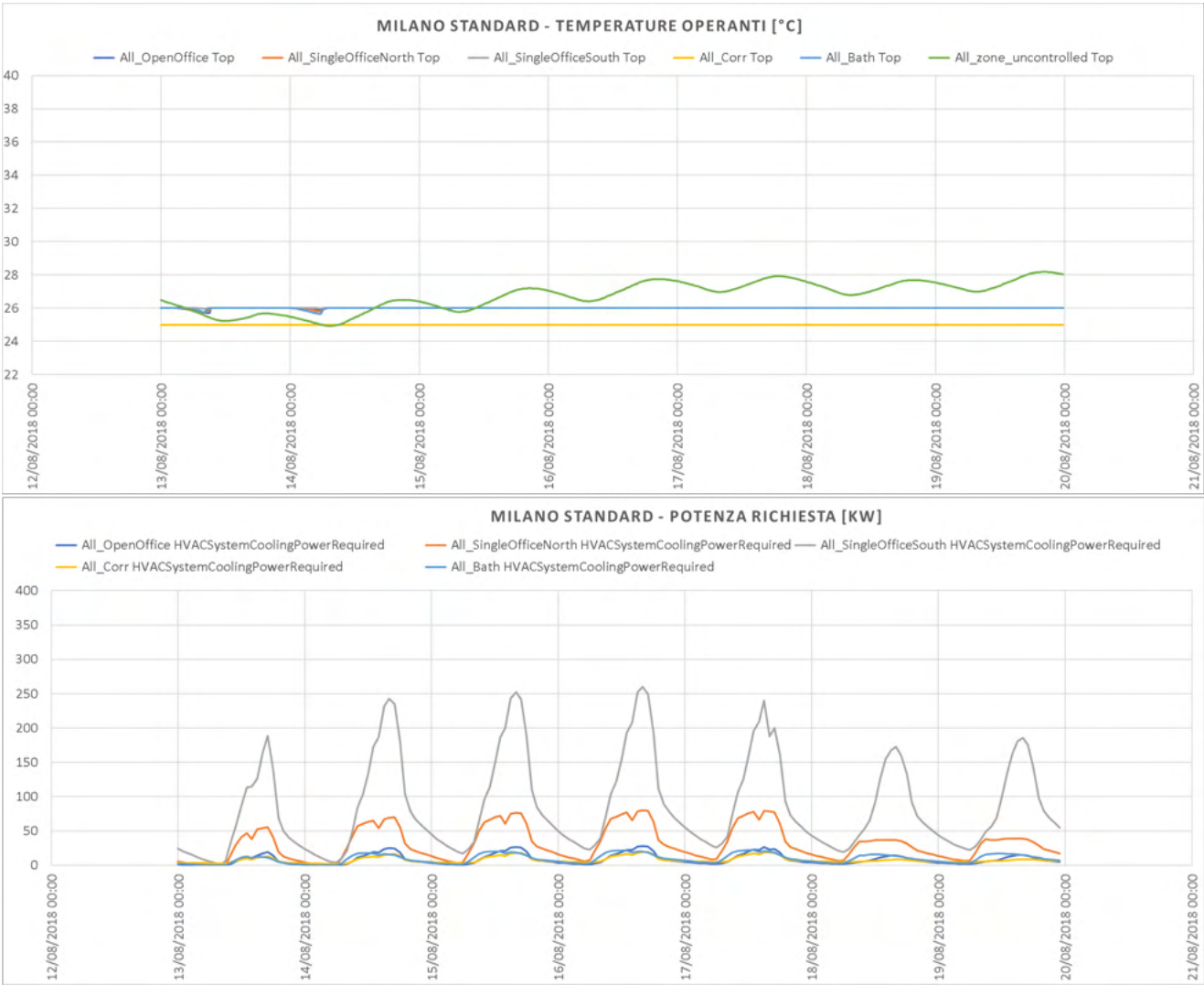


Figura 68. Milano STANDARD - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo estivo.

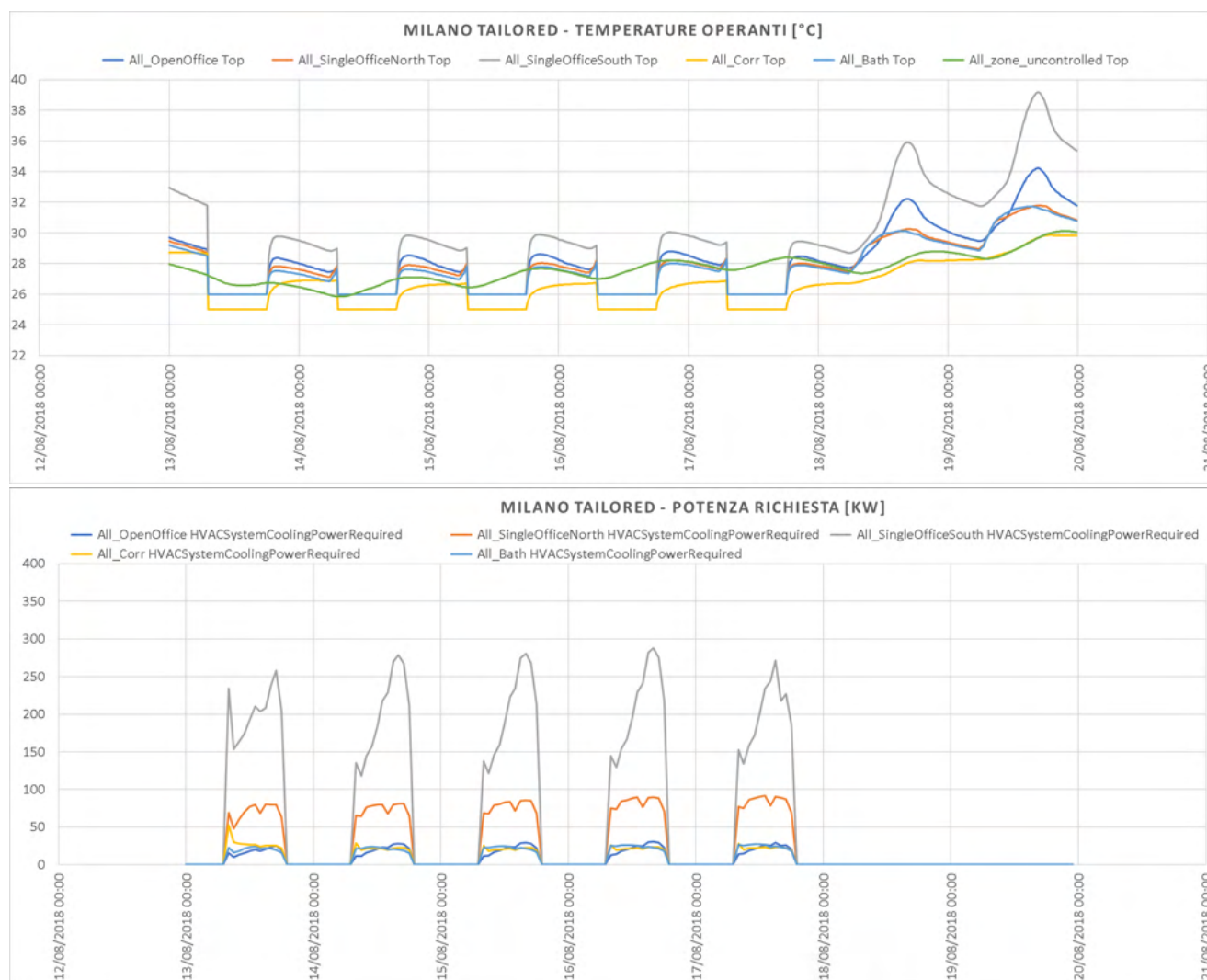


Figura 69. Milano TAILORED - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo estivo.

Lo stesso comportamento si osserva per Roma, sia nel periodo invernale (Figura 70 vs Figura 71) che nel periodo estivo (Figura 72 vs Figura 73), con l'unica differenza che nel periodo estivo, con profilo TAILORED, la capacità sembra giocare un ruolo più marcato (Figura 72 vs Figura 73), soprattutto dopo il fine settimana di spegnimento, rispetto a quanto osservato per Milano.

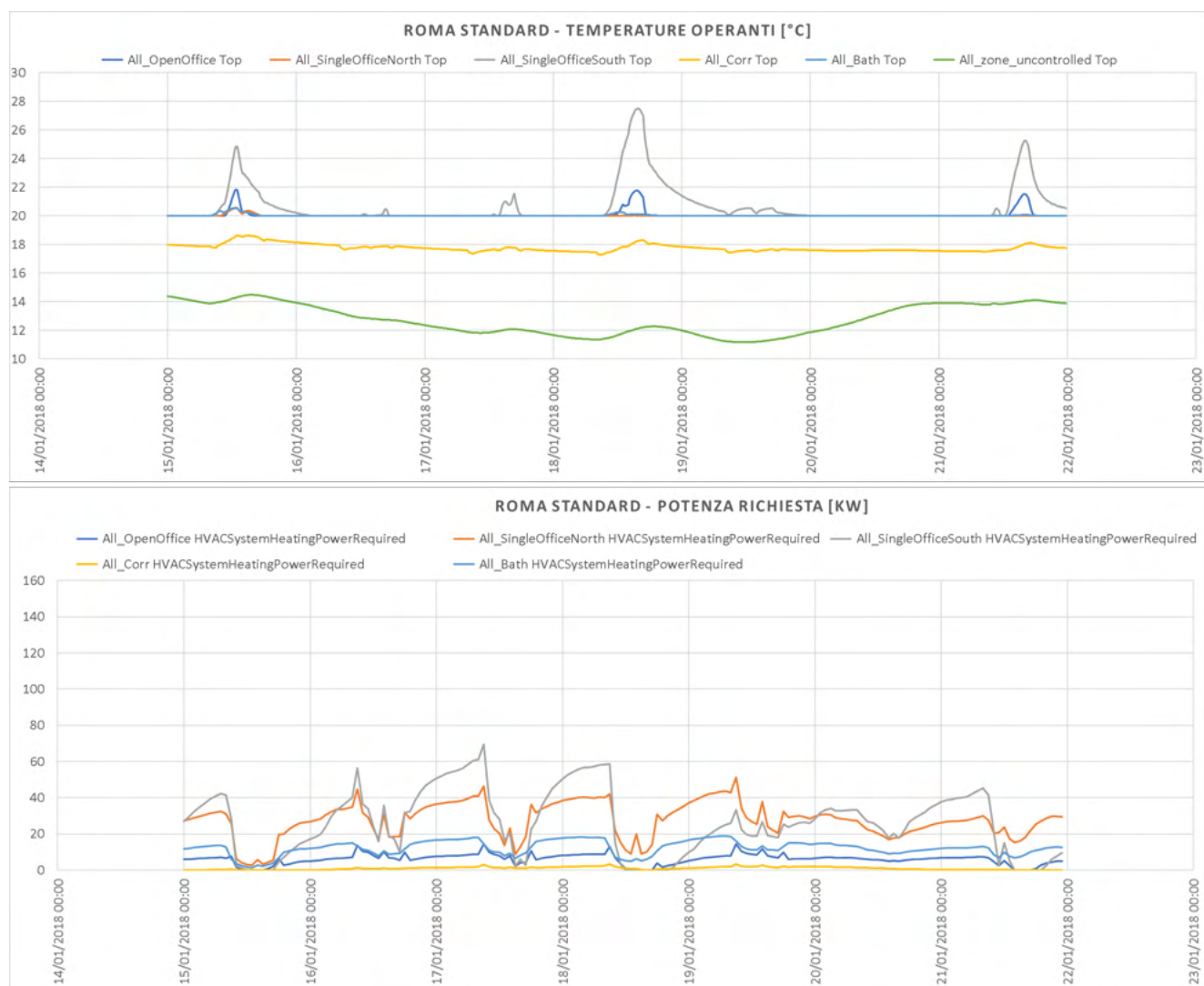


Figura 70. Roma STANDARD - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo invernale.



Figura 71. Roma TAILORED - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo invernale.

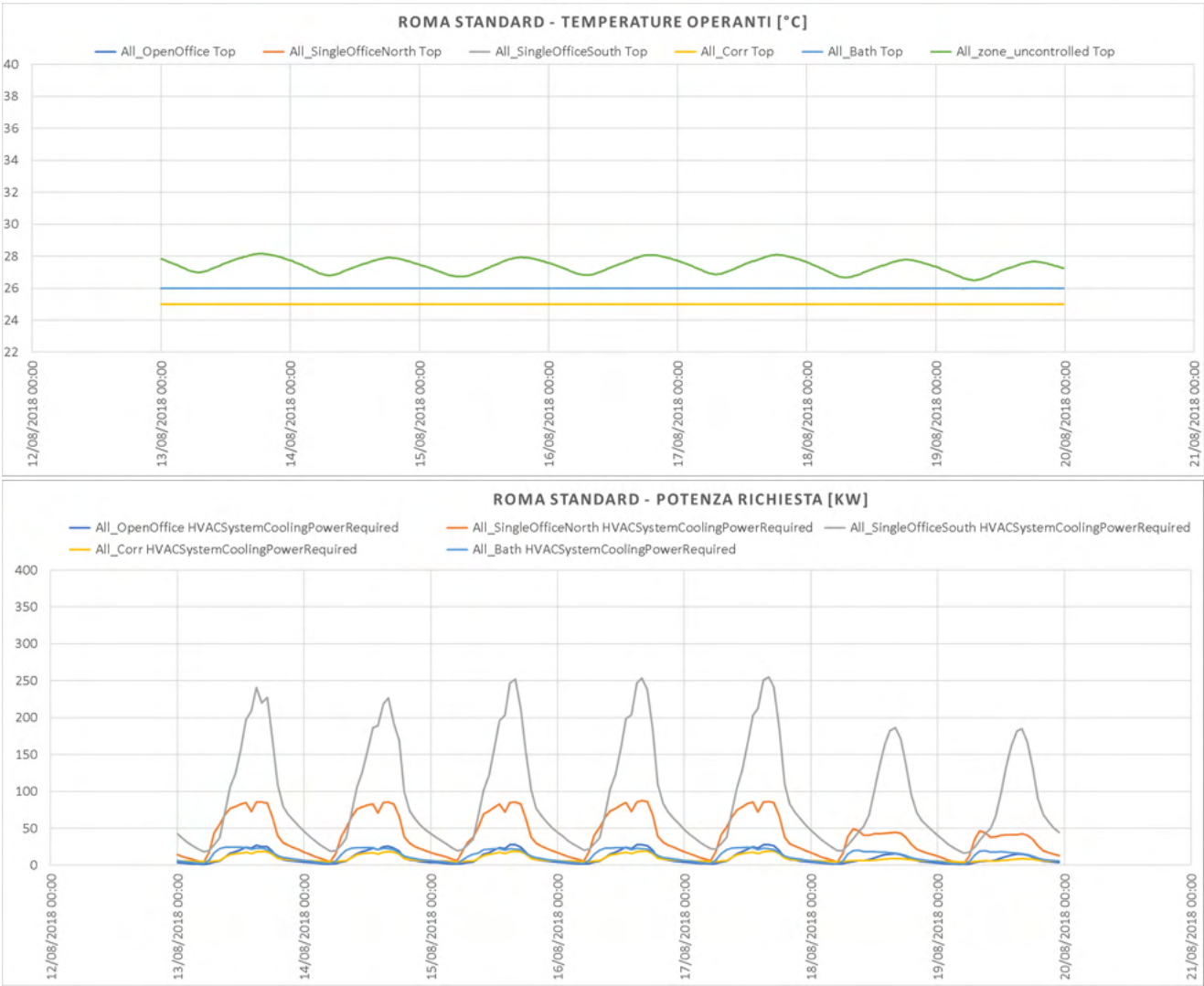


Figura 72. Roma STANDARD - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo estivo.

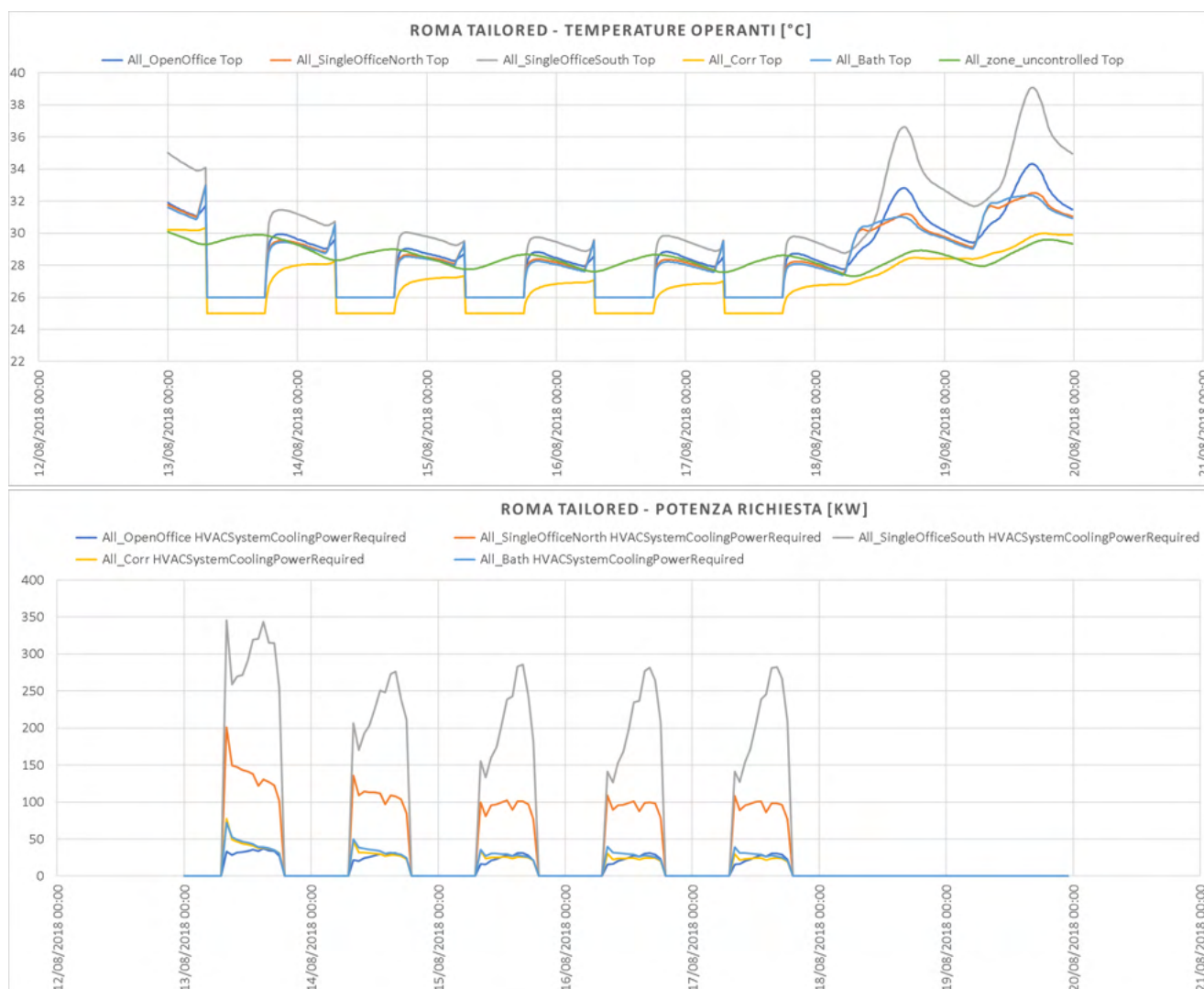


Figura 73. Roma TAILORED - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo estivo.

Per Palermo il profilo TAILORED si fa un po' più determinante sia per il periodo invernale (Figura 74 vs Figura 75), per quanto le richieste siano molto basse confronto alle altre due località, che per il periodo estivo (Figura 76 vs Figura 77), dove si comporta in modo abbastanza analogo al caso di Roma, ovvero con un più marcato accumulo di calore nel fine settimana di spegnimento.

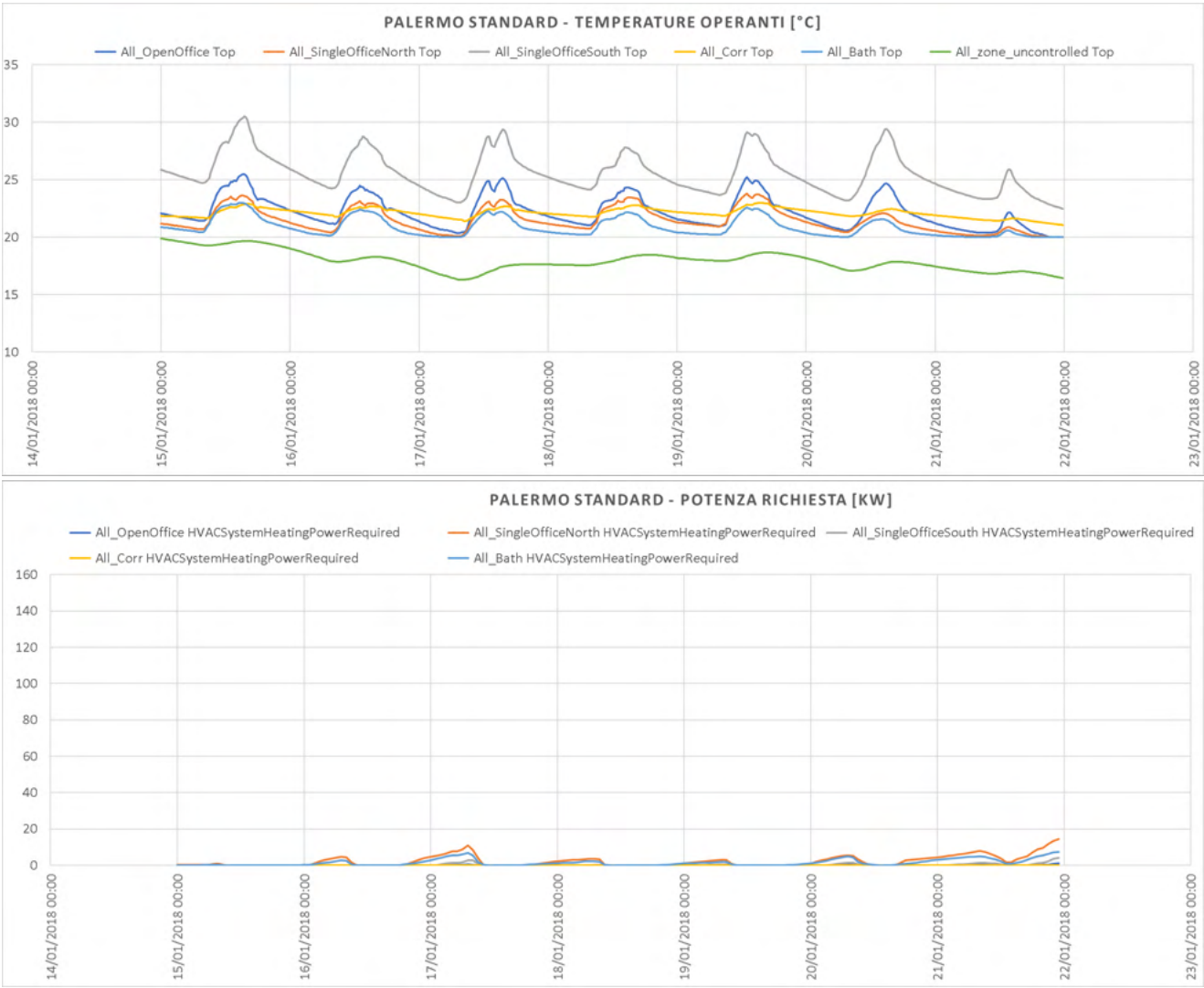


Figura 74. Palermo STANDARD - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo invernale.

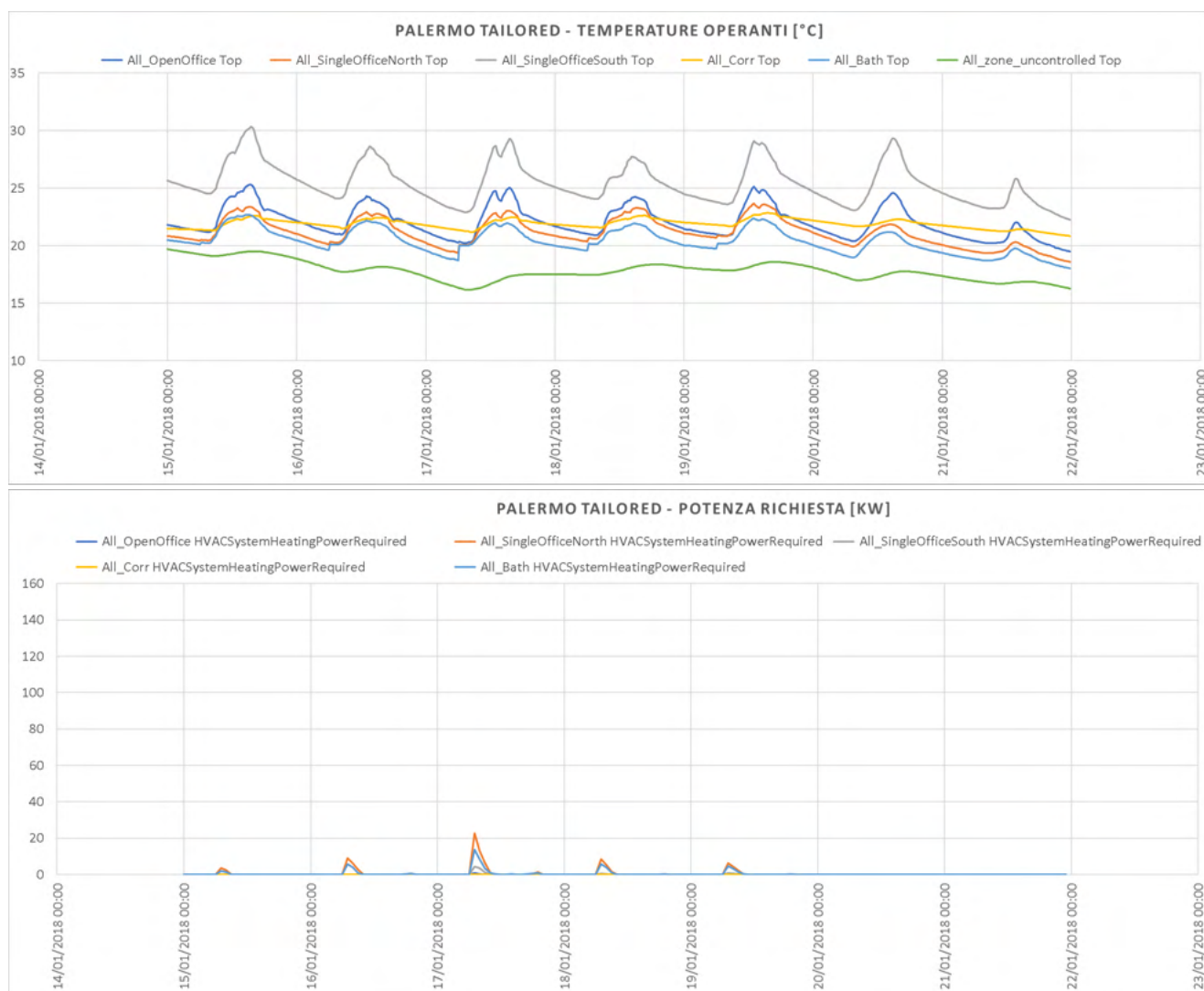


Figura 75. Palermo TAILORED - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo invernale.

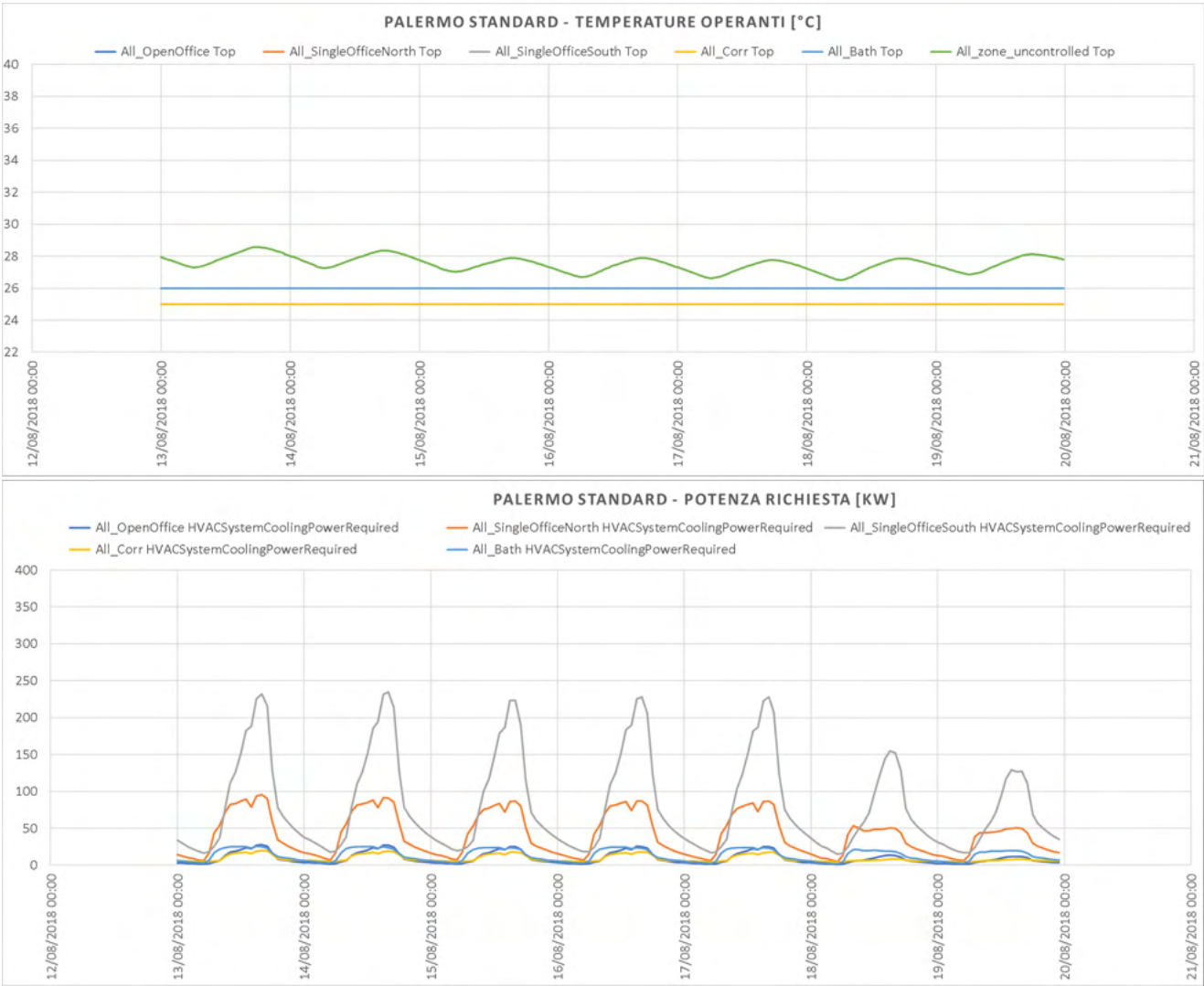


Figura 76. Palermo STANDARD - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo estivo.

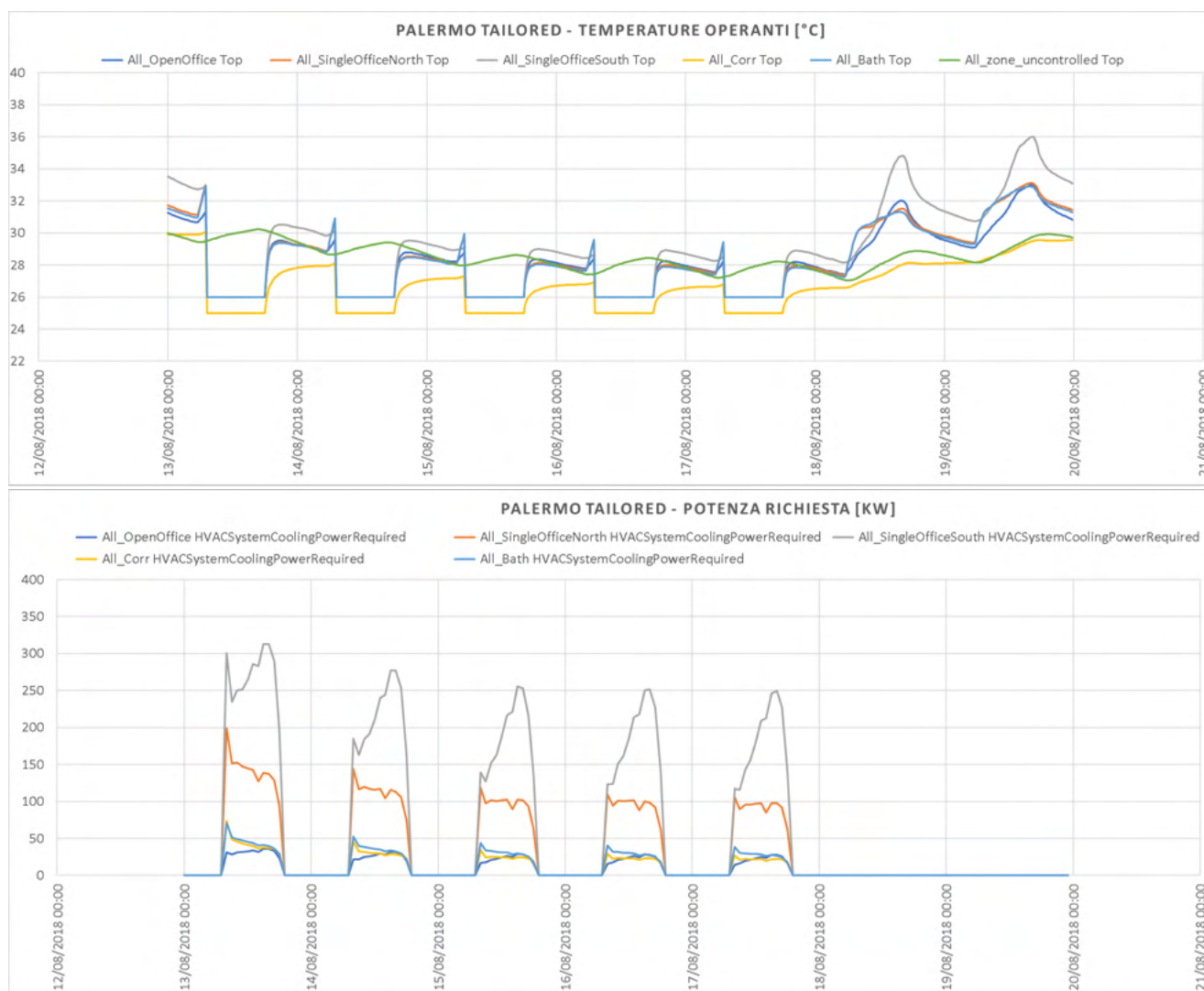


Figura 77. Palermo TAILORED - Temperature operanti e Potenza richiesta per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo estivo.

Per comprendere meglio la dinamica dell'edificio, anche in relazione al confronto con i risultati ottenuti dal Politecnico di Torino, sono stati analizzati anche alcuni profili in regime di free-floating, per vedere come l'edificio si caricasse e scaricasse per effetto delle forzanti naturali e dei carichi interni (da Figura 85 a Figura 80).

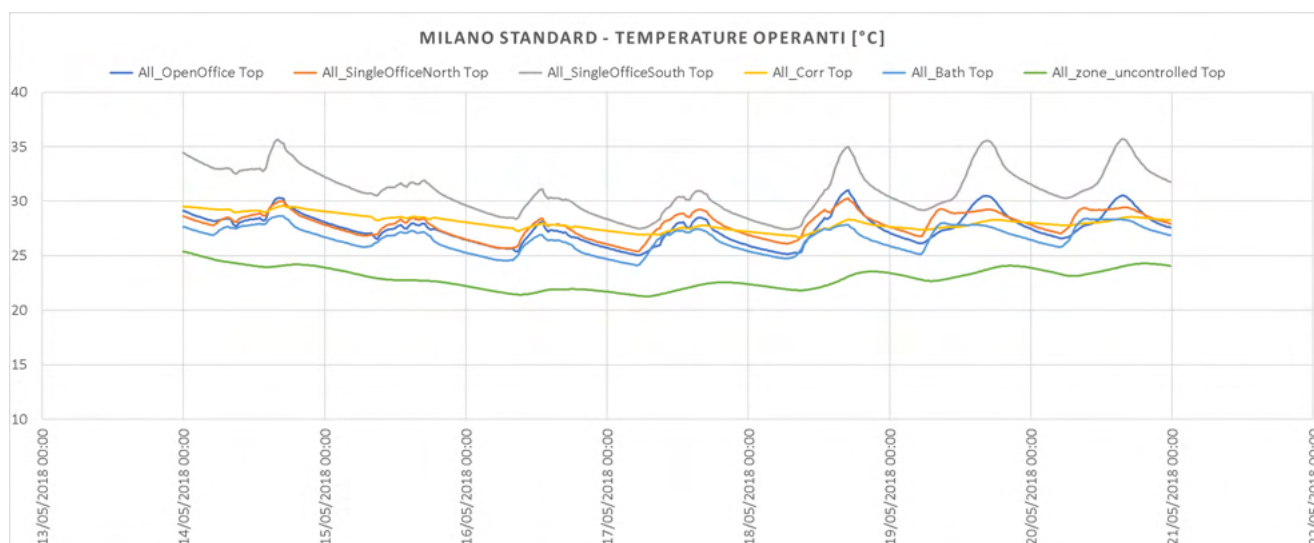


Figura 78. Milano STANDARD - Temperature operanti per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo primaverile.

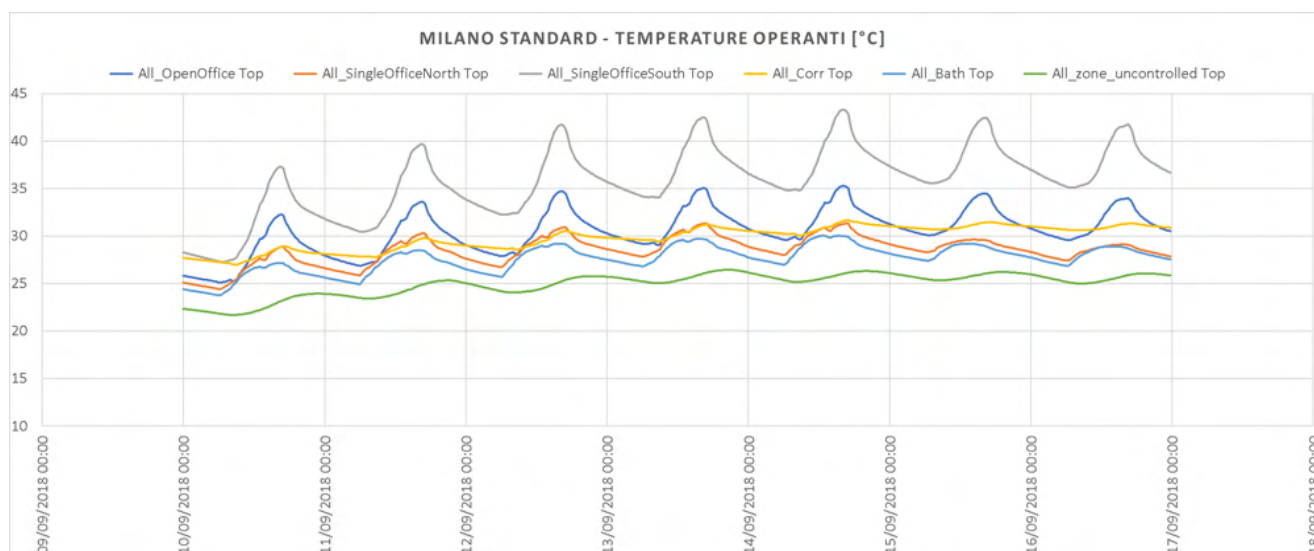


Figura 79. Milano STANDARD - Temperature operanti per ciascuna zona termica, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo pre-autunnale.

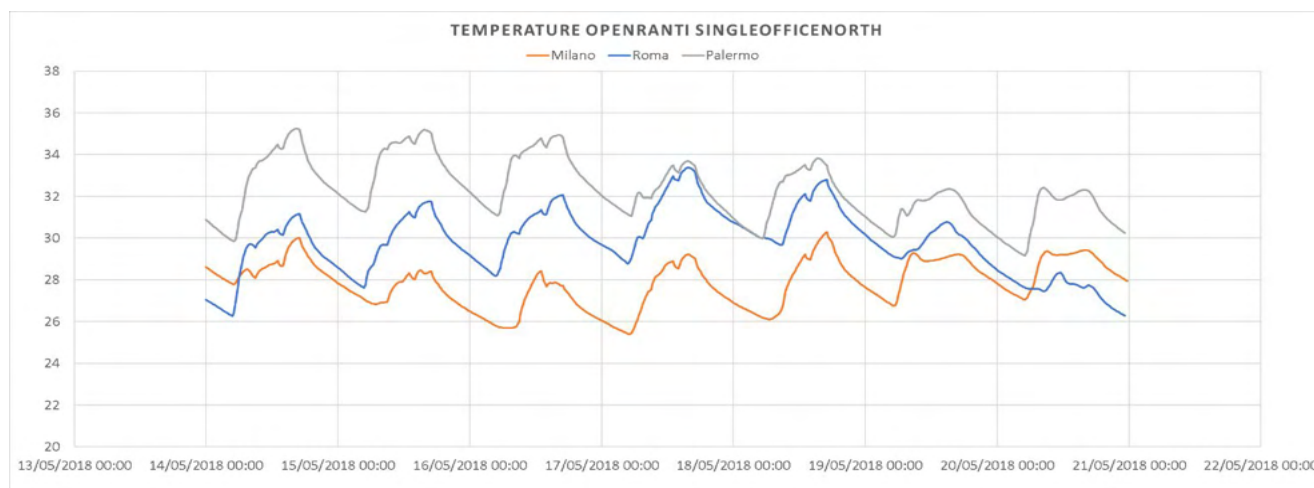


Figura 80. Temperature operanti per la zona termica ad Uffici Singoli Esposti a NORD, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1, periodo primaverile, confronto località.

8.3.2 Fabbisogno energia primaria (rinnovabile, non rinnovabile e rinnovabile on-site)

Per la fase di analisi della parte impiantistica, visto il moltiplicarsi delle casistiche, si è deciso di mantenere la soluzione a coefficienti superficiali come definiti nella norma EN ISO 52016-1.

Le diverse casistiche sono state identificate con delle sigle per rendere più leggibili i risultati (Città-Profilo-SoluzioneImpiantistica):

1. MiS - Sol1 = Milano, profilo Standard, soluzione con caldaia a condensazione e pompa di calore estiva
2. MiT - Sol1 = Milano, profilo Tailored, soluzione con caldaia a condensazione e pompa di calore estiva
3. MiS - Sol2 = Milano, profilo Standard, soluzione pompa di calore invertibile
4. MiT - Sol2 = Milano, profilo Tailored, soluzione pompa di calore invertibile
5. RmS - Sol1 = Roma, profilo Standard, soluzione con caldaia a condensazione e pompa di calore estiva
6. RmT - Sol1 = Roma, profilo Tailored, soluzione con caldaia a condensazione e pompa di calore estiva
7. RmS - Sol2 = Roma, profilo Standard, soluzione pompa di calore invertibile
8. RmT - Sol2 = Roma, profilo Tailored, soluzione pompa di calore invertibile
9. PaS - Sol1 = Palermo, profilo Standard, soluzione con caldaia a condensazione e pompa di calore estiva
10. PaT - Sol1 = Palermo, profilo Tailored, soluzione con caldaia a condensazione e pompa di calore estiva
11. PaS - Sol2 = Palermo, profilo Standard, soluzione pompa di calore invertibile
12. PaT - Sol2 = Palermo, profilo Tailored, soluzione pompa di calore invertibile

8.3.2.1 Soluzione 2- Pompa di calore invertibile

Si presentano prima i risultati della soluzione con pompa di calore invertibile, in quanto i risultati estivi delle due soluzioni impiantistiche sono esattamente coincidenti. Infatti, essendo presenti fra le due distinte stagioni di riscaldamento e raffrescamento dei mesi durante i quali è consentito all'edificio di viaggiare in free-floating (la seconda metà di aprile e maggio), la capacità termica dello stesso non è tale da far risentire fra un periodo climatizzato e l'altro, di un eventuale diverso regime di riscaldamento. Pertanto, i risultati relativi al periodo estivo saranno presentati solo per questa soluzione impiantistica.

La soluzione con pompa di calore per il caso di Milano in regime standard ha coperto bene i carichi sia invernali che estivi.

La regolazione a banda non consente di mantenere costanti le temperature operanti, pertanto si vedranno sempre profili delle temperature che oscillano senza scendere al di sotto (in regime di riscaldamento) o al di sopra (in regime di raffrescamento) della banda.

Nel profilo STANDARD, nel periodo invernale, la pompa di calore risulta un po' sovradimensionata, come si può vedere dalla curva di CapacityRatio (CR) di Figura 81.



Figura 81. MiS - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso standard, periodo invernale.

Mentre nel periodo estivo la potenza della pompa di calore è un po' meglio sfruttata, come si può vedere dalla curva di CR di Figura 82 (si ricorda che la capacità della pompa di calore è stata scelta comunque in relazione alle potenze più alte presenti nel profilo TAILORED).



Figura 82. MiS - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso standard, periodo estivo.

Tuttavia, nel periodo estivo, come anticipato nella descrizione della regolazione dei terminali di emissione (Paragrafo 8.2.4.2), per coprire i fabbisogni maggiori, è stata installata una potenza che ha decretato una temperatura media di zona leggermente minore del necessario, tanto più quanto i carichi massimi erano elevati, come si può vedere per la zona termica relativa agli uffici singoli a sud.

Tabella 23. MiS - Sol2 Temperature operanti medie mensili agosto.

All_OpenOffice Top	All_SingleOfficeNorth Top	All_SingleOfficeSouth Top	All_Corr Top	All_Bath Top
25.67	25.72	25.33	24.91	25.50

Mentre per la generazione si è deciso di tenere la stessa macchina per i due casi STANDARD e TAILORED, come d'accordo con il Politecnico di Torino ed in relazione al fatto che il dimensionamento è sempre fatto in condizioni estreme di progetto (anche se questa scelta andava un po' a scapito dell'efficienza di generazione nel caso STANDARD), nei terminali di emissione non si è potuto fare ugualmente.

Nelle seguenti figure, è infatti possibile vedere cosa sarebbe successo se avessimo usato gli stessi terminali di emissione dimensionati per il caso d'uso standard, anche per il caso d'uso tailored.

Se non avessimo dimensionato i terminali per la soluzione tailored, infatti, non saremmo riusciti a rispettare le condizioni di progetto.

In inverno nelle prime ore del mattino negli uffici singoli a nord, negli uffici singoli a sud e nei servizi igienici, non avremmo raggiunto la temperatura richiesta, come si può vedere in Figura 83 (dove è indicato per una delle giornate nelle quali si sarebbe verificato maggiormente, in seguito al fine settimana di attenuazione).

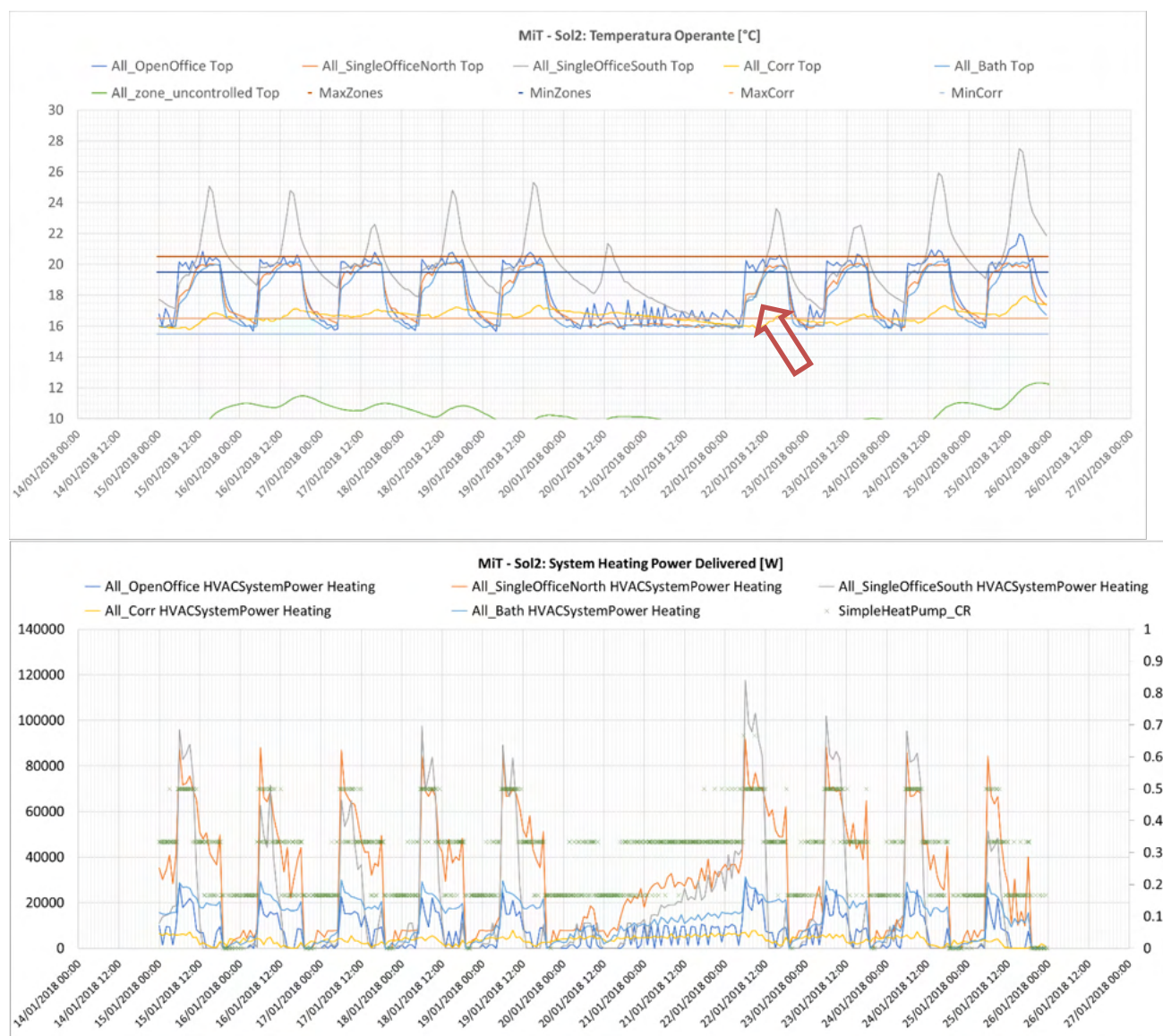


Figura 83. MiT - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso standard, periodo invernale.

Nel periodo estivo, invece, negli uffici a sud e ad uso OpenSpace, non sarebbe stato garantito il set point in giornate particolarmente gravose, come il 20 agosto, come si può notare dalla Figura 84.

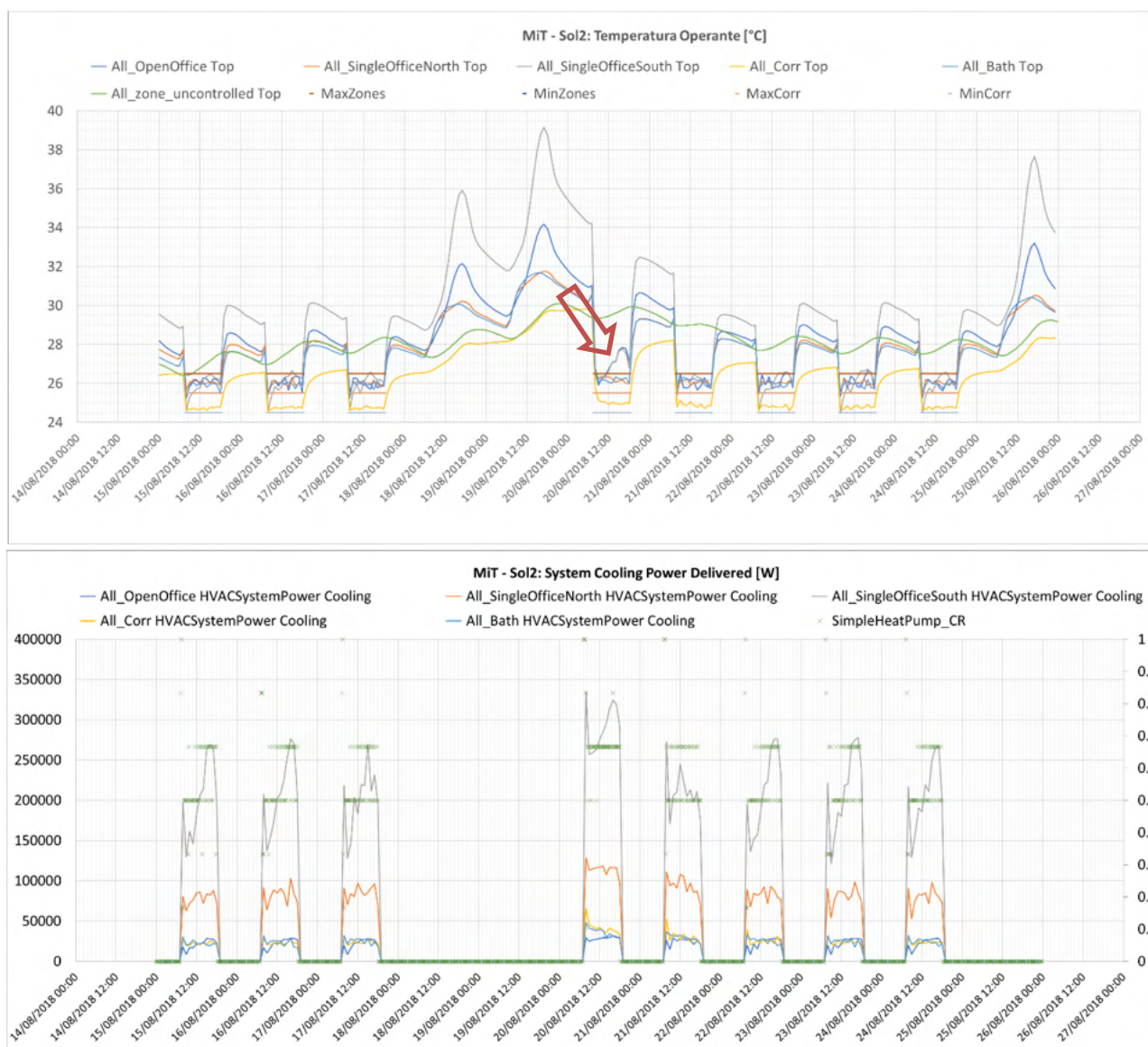


Figura 84. MIT - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilonvettori dimensionati per uso standard, periodo estivo.

Un dimensionamento dedicato, permette invece di soddisfare bene i carichi invernali (Figura 85), risolvendo il problema di inizio giornata, ed un po' meglio i carichi estivi (Figura 86), anche se non del tutto per non sovradimensionare troppo, date le limitazioni dovute alla regolazione di cui si è parlato in precedenza.



Figura 85. MiT - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso tailored, periodo invernale.

Come si può vedere da Figura 86, la potenza installata per il raffreddamento, per il profilo TAILORED, è utilizzata a pieno regime nei primi momenti della giornata.

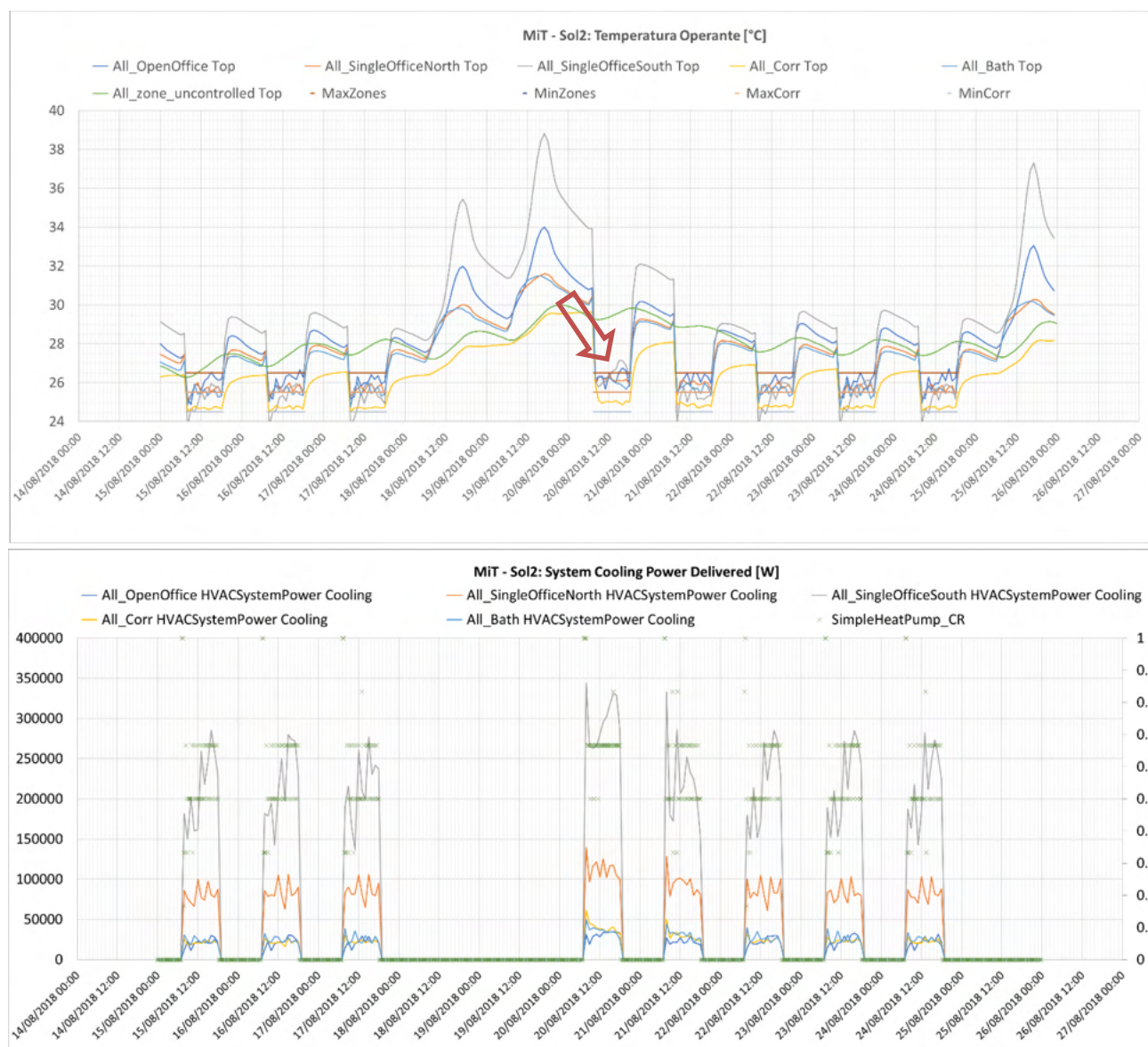


Figura 86. MIT - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso tailored, periodo estivo.

Le stesse considerazioni valgono anche per le altre due città, Roma e Palermo, per le quali si riportano i grafici qui di seguito, per completezza.



Figura 87. RmS - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso standard, periodo invernale.

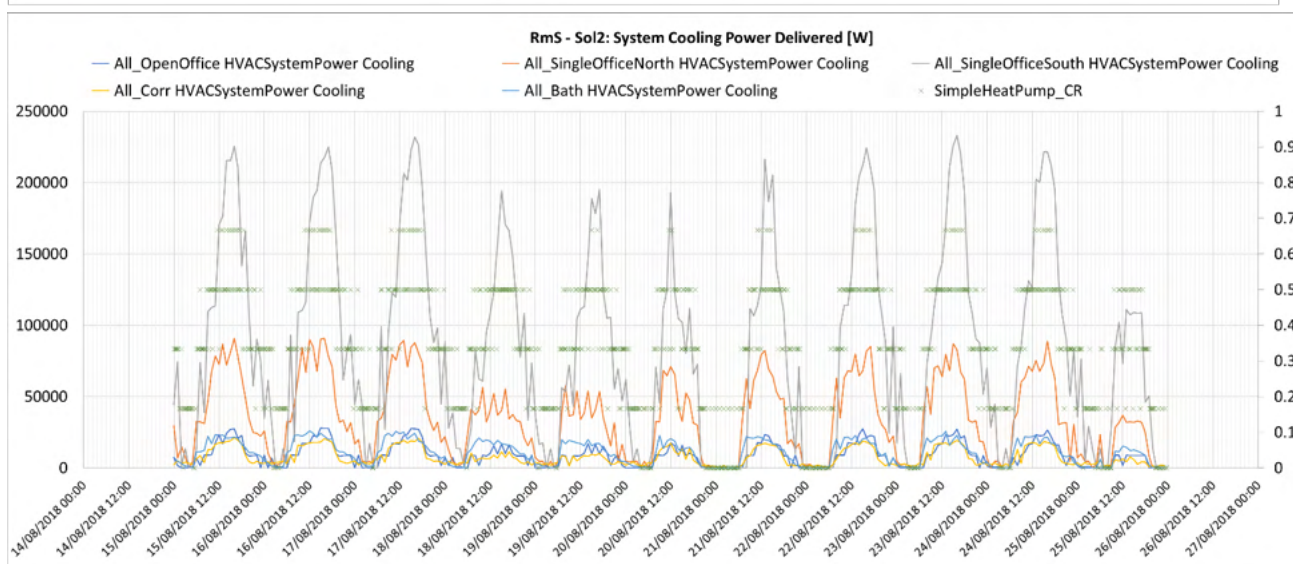
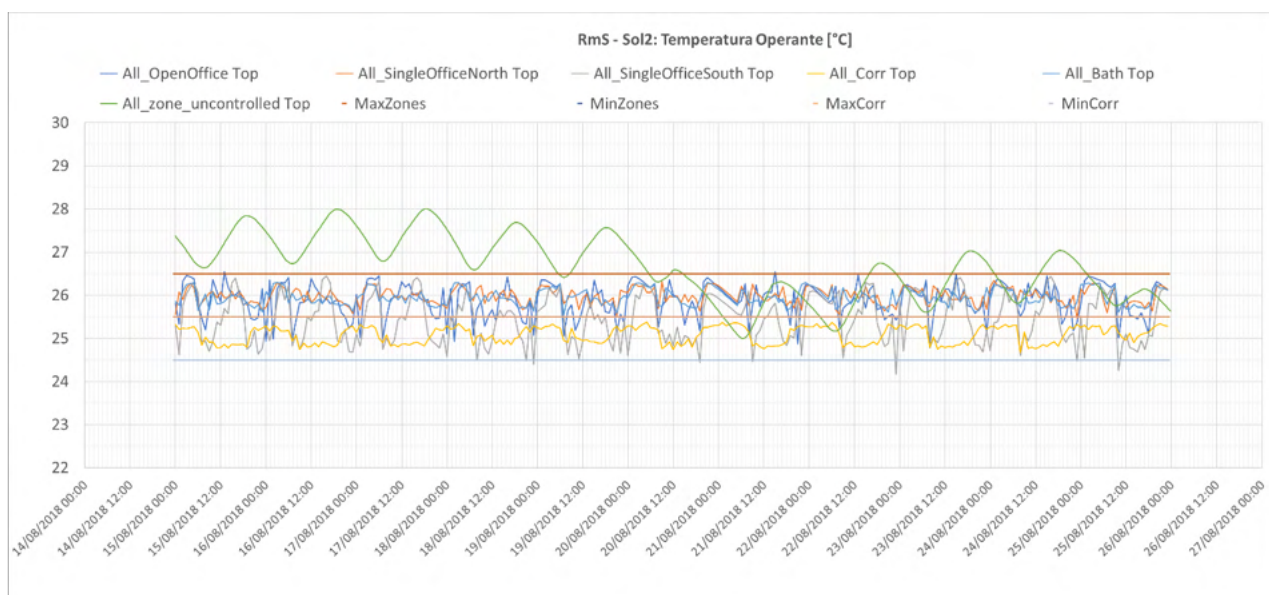


Figura 88. RmS - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso standard, periodo estivo.

Tabella 24. RmS - Sol2 Temperature operanti medie mensili agosto.

All_OpenOffice Top	All_SingleOfficeNorth Top	All_SingleOfficeSouth Top	All_Corr Top	All_Bath Top
25.84	25.97	25.42	25.06	25.92

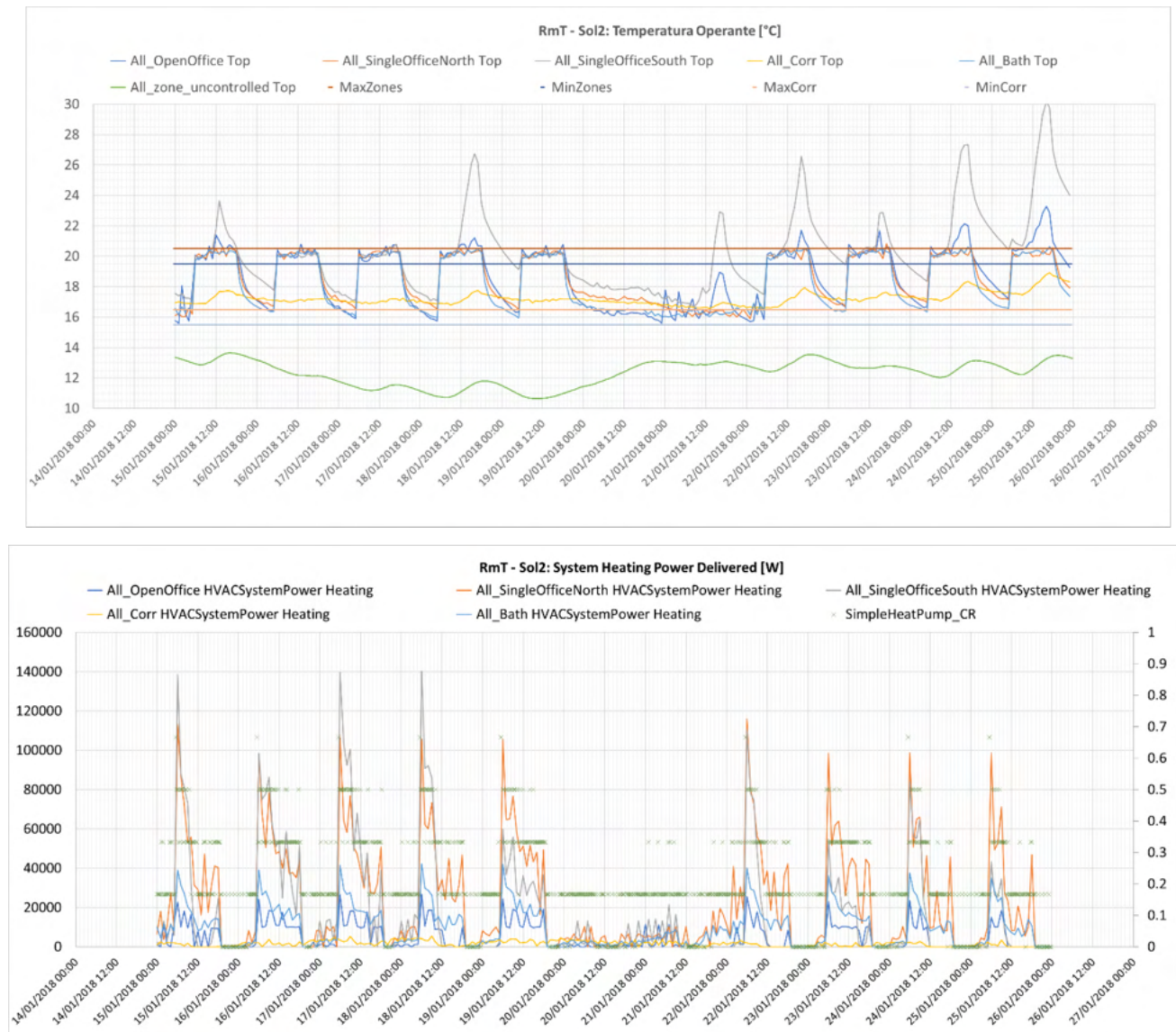


Figura 89. RmT - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso tailored, periodo invernale.

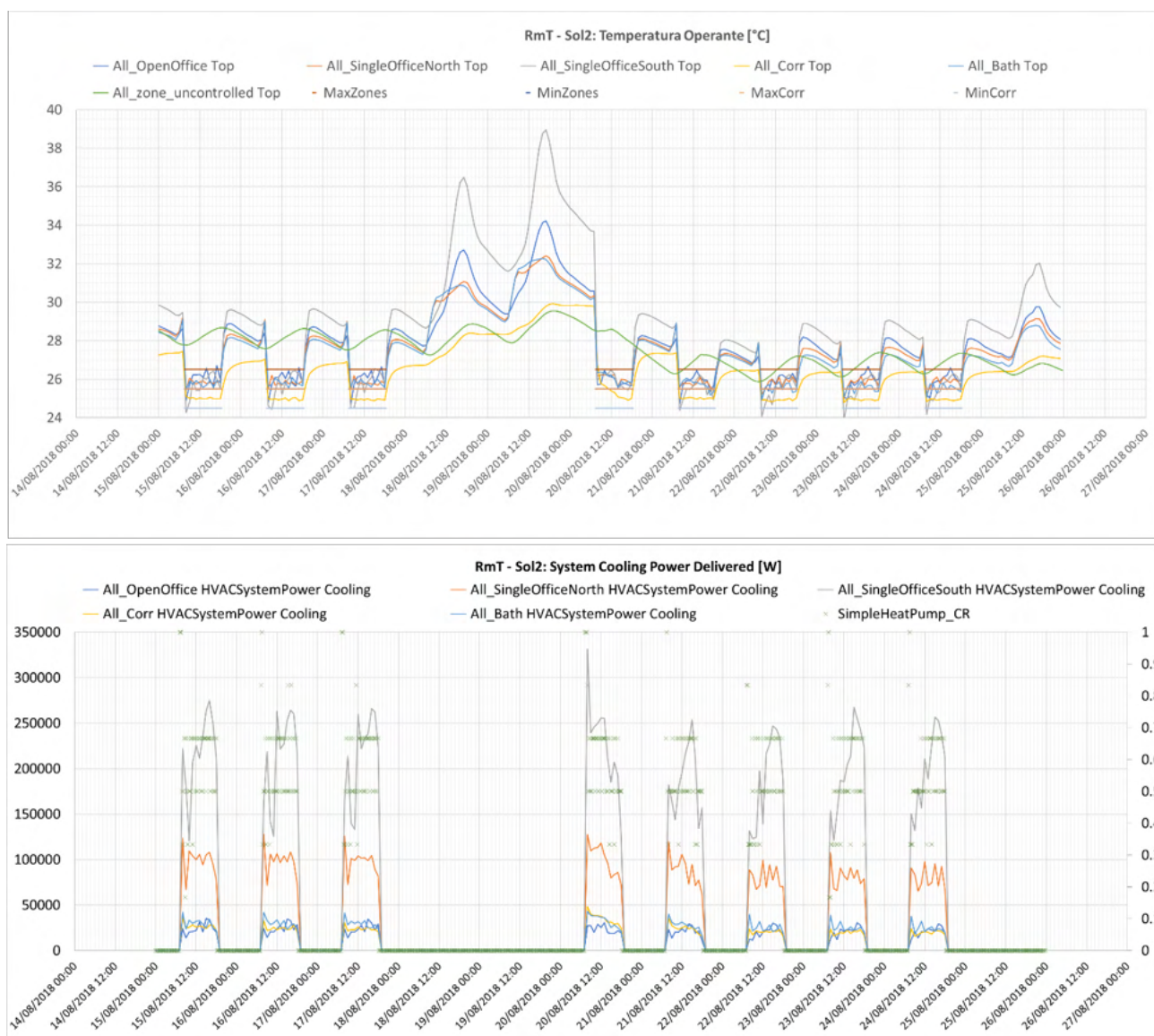


Figura 90. RmT - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso tailored, periodo estivo.



Figura 91. PaS - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso standard, periodo invernale.

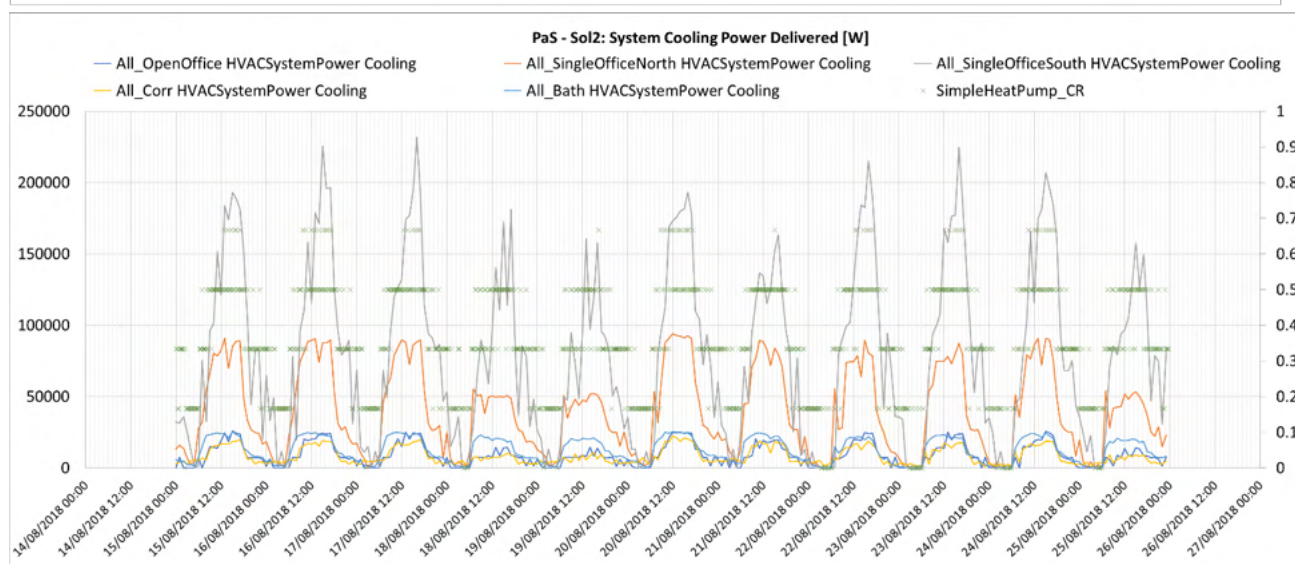
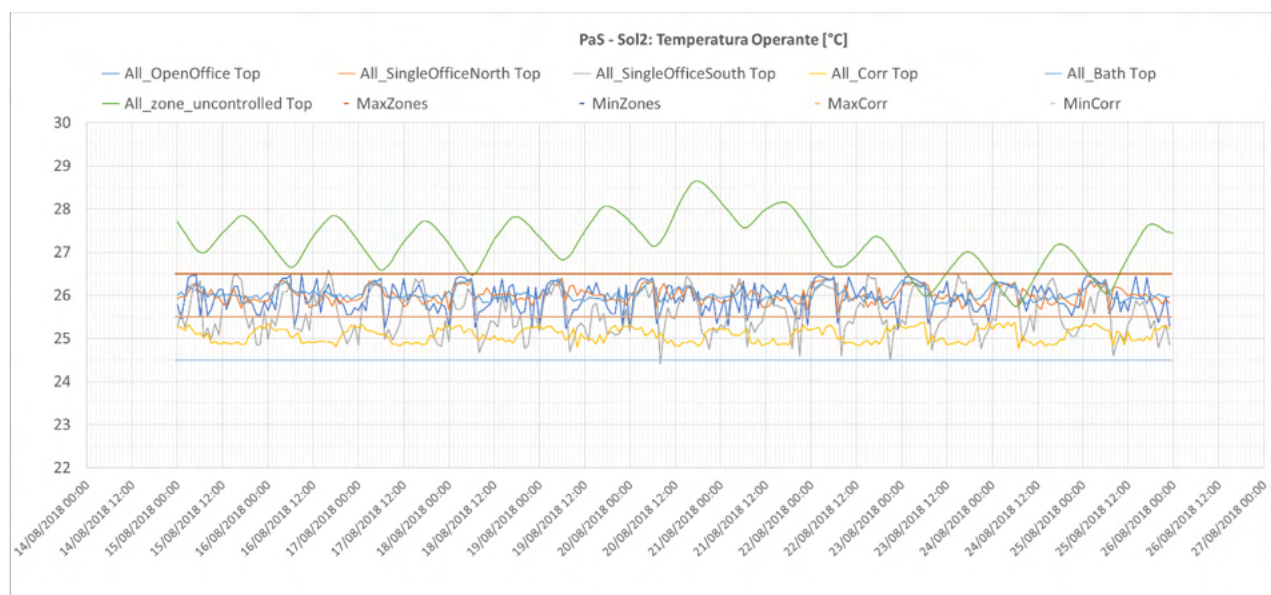


Figura 92. PaS - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso standard, periodo estivo.



Figura 93. PaT - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso tailored, periodo invernale.



Figura 94. PaT - Sol 2 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, ventilconvettori dimensionati per uso tailored, periodo estivo.

In Figura 95 sono riportati per le tre zone climatiche i fabbisogni termici rispettivamente di riscaldamento e di raffrescamento, i fabbisogni di energia primaria, rinnovabile e non, ed i costi dell'energia ANNUI. Quello che si può notare da quest'analisi è la significativa riduzione del fabbisogno di riscaldamento al decrescere della latitudine.

Si può notare una riduzione dei fabbisogni nel caso TAILORED, ma contemporaneamente un aumento delle perdite legate ad emissione, regolazione e distribuzione.

L'opportunità di abbandonare un profilo standard (riscaldamento attivo 24 ore su 24), in favore di un profilo tailored con attenuazione notturna, è visibile maggiormente per il caso studio sito in Milano.

L'opportunità di utilizzo di un profilo tailored andrebbe tuttavia meglio indagata con un sistema di regolazione più efficace, che riduca gli sprechi dovuti alla circolazione del fluido vettore anche nei periodi di non richiesta e che migliori la parzializzazione dei terminali di emissione.

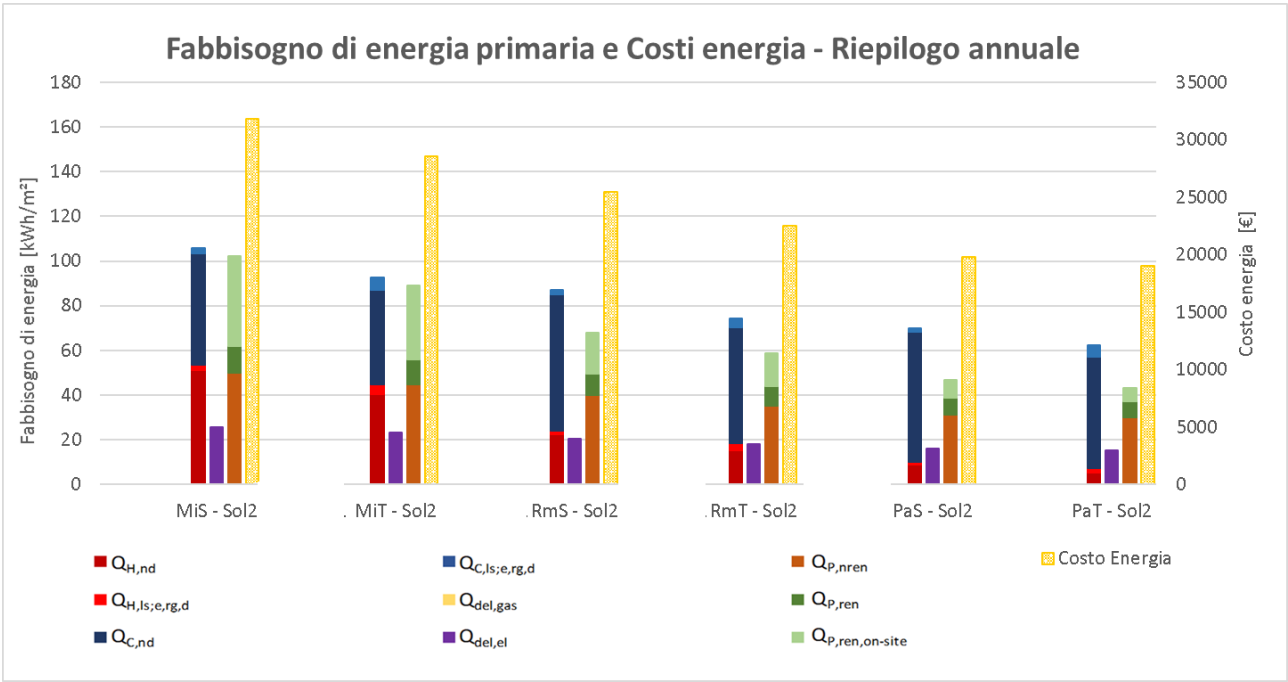


Figura 95: Fabbisogno energia primaria e costi energia annuali per la soluzione con pompa di calore invertibile

Se guardiamo alle prestazioni della pompa di calore nei diversi mesi e nelle diverse località, vediamo come tale soluzione abbia efficienze invernali migliori a Palermo e peggiori a Milano. Per quanto riguarda invece le efficienze estive, le migliori prestazioni si raggiungono a Milano mentre Roma e Palermo non differiscono di molto. In estate si hanno migliori prestazioni con funzionamento continuo, ovvero nel profilo standard, rispetto al tailored, mentre in inverno nei mesi e nelle località con climi più rigidi si hanno prestazione migliori in regime continuo, mentre per le località e mesi più miti, si hanno migliori prestazione in regime attenuato.



Figura 96: COP/EER con pompa di calore invertibile

La quota di rinnovabile, beneficia naturalmente molto dell’uso della pompa di calore nel periodo invernale, come visibile in Tabella 25 (i valori 0% corrispondono a nessuna richiesta di energia primaria).

Tabella 25 Quota di rinnovabile con pompa di calore invertibile

	MiS - Sol2	MiT - Sol2	RmS - Sol2	RmT - Sol2	PaS - Sol2	PaT - Sol2
Gen	61%	60%	63%	66%	67%	70%
Feb	63%	64%	63%	66%	66%	70%
Mar	66%	68%	65%	69%	68%	72%
Apr	67%	70%	74%	77%	0%	0%
Mag	0%	0%	0%	0%	0%	0%
Giu	19%	19%	19%	19%	19%	19%
Lug	19%	19%	19%	19%	19%	19%
Ago	19%	19%	19%	19%	19%	19%
Set	0%	0%	0%	0%	0%	0%
Ott	68%	72%	0%	0%	0%	0%
Nov	63%	63%	66%	70%	0%	0%
Dic	61%	60%	63%	66%	69%	72%

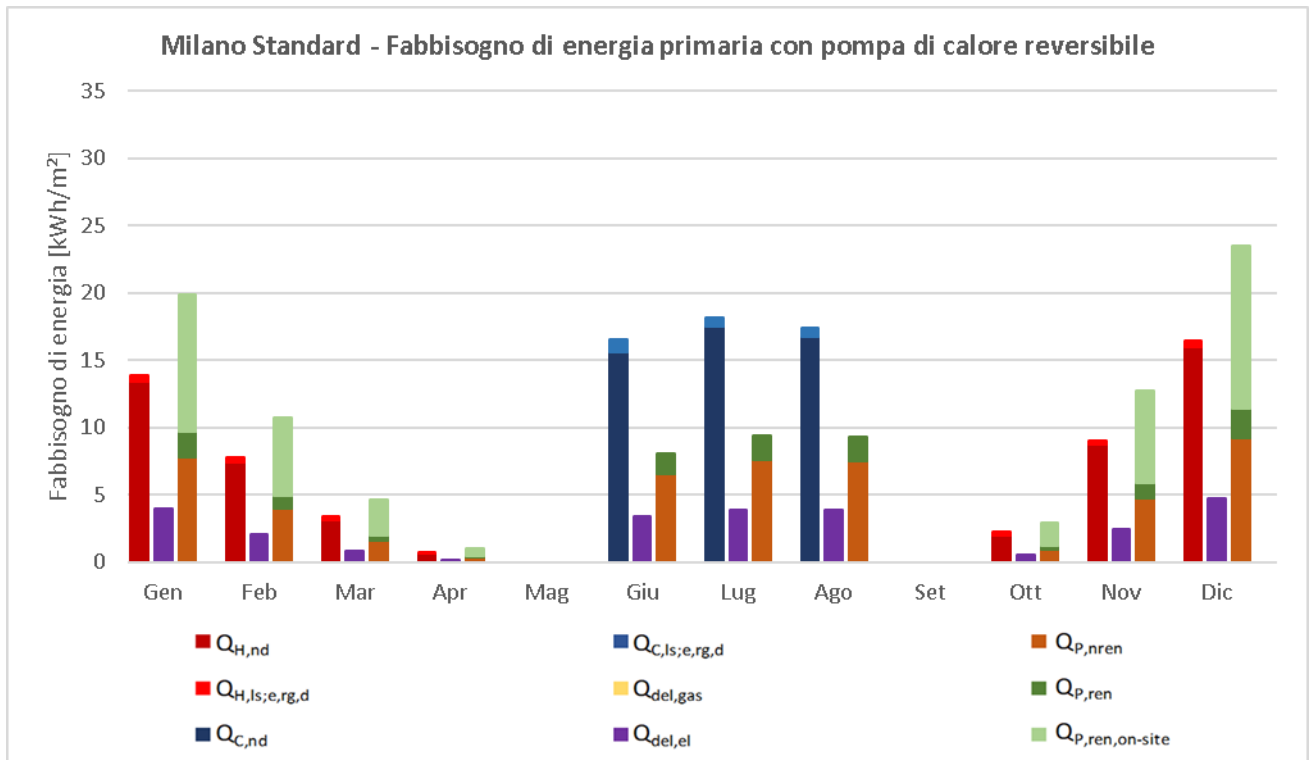


Figura 97: MiS - Sol2 Fabbisogni mensili energia Primaria

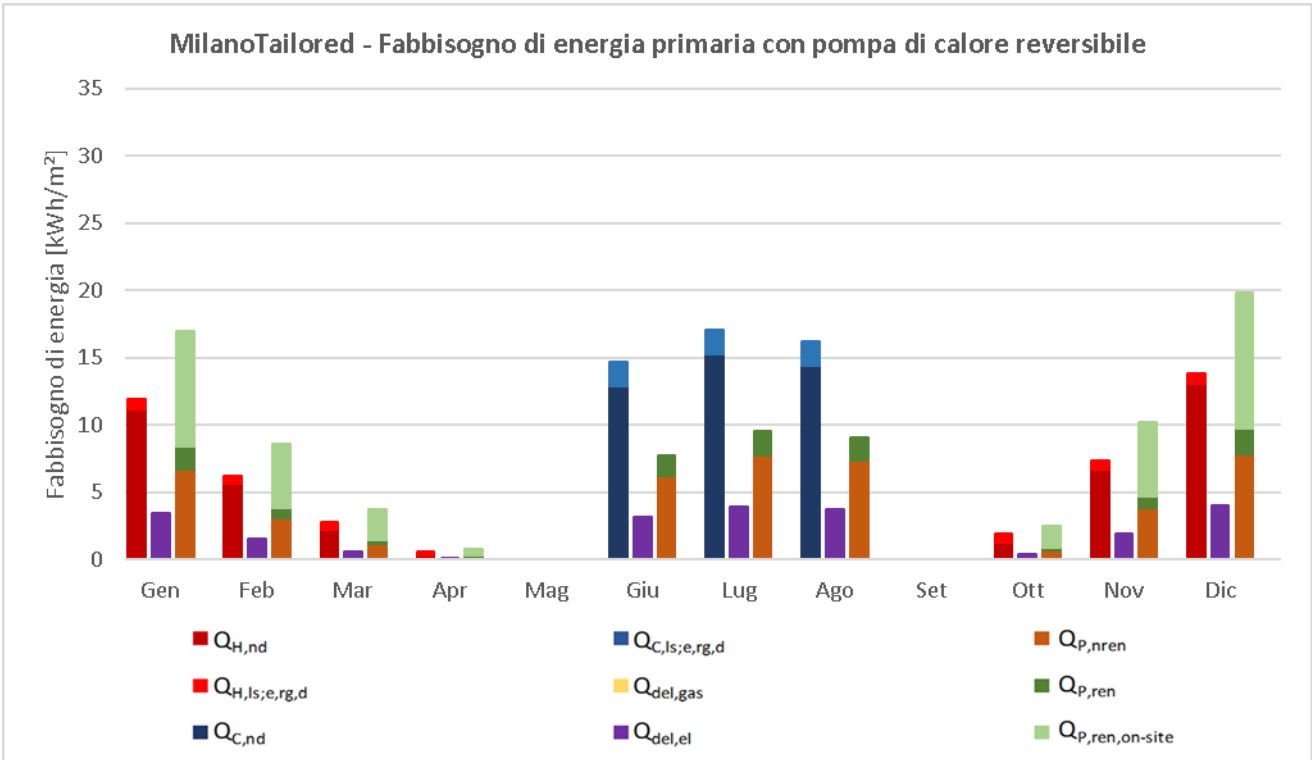


Figura 98: MiT - Sol2 Fabbisogni mensili energia Primaria

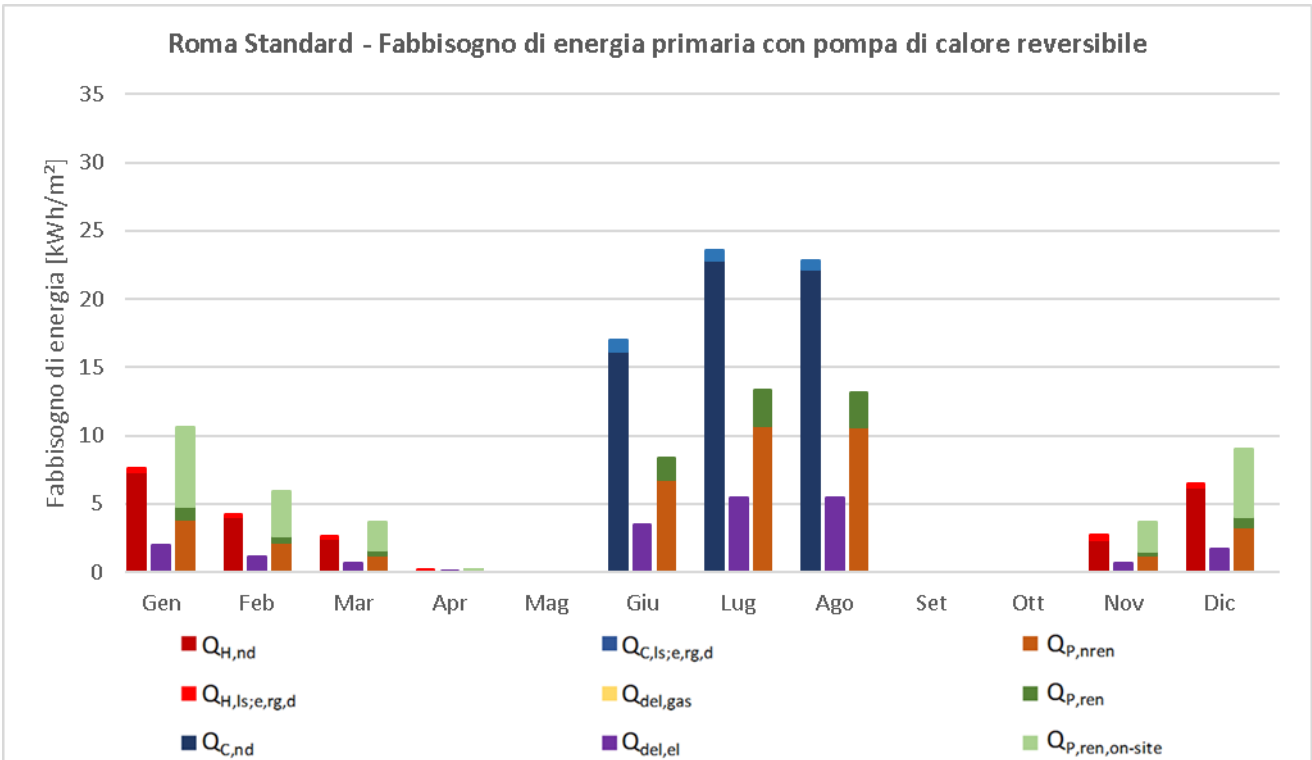


Figura 99: RmS - Sol2 Fabbisogni mensili energia Primaria

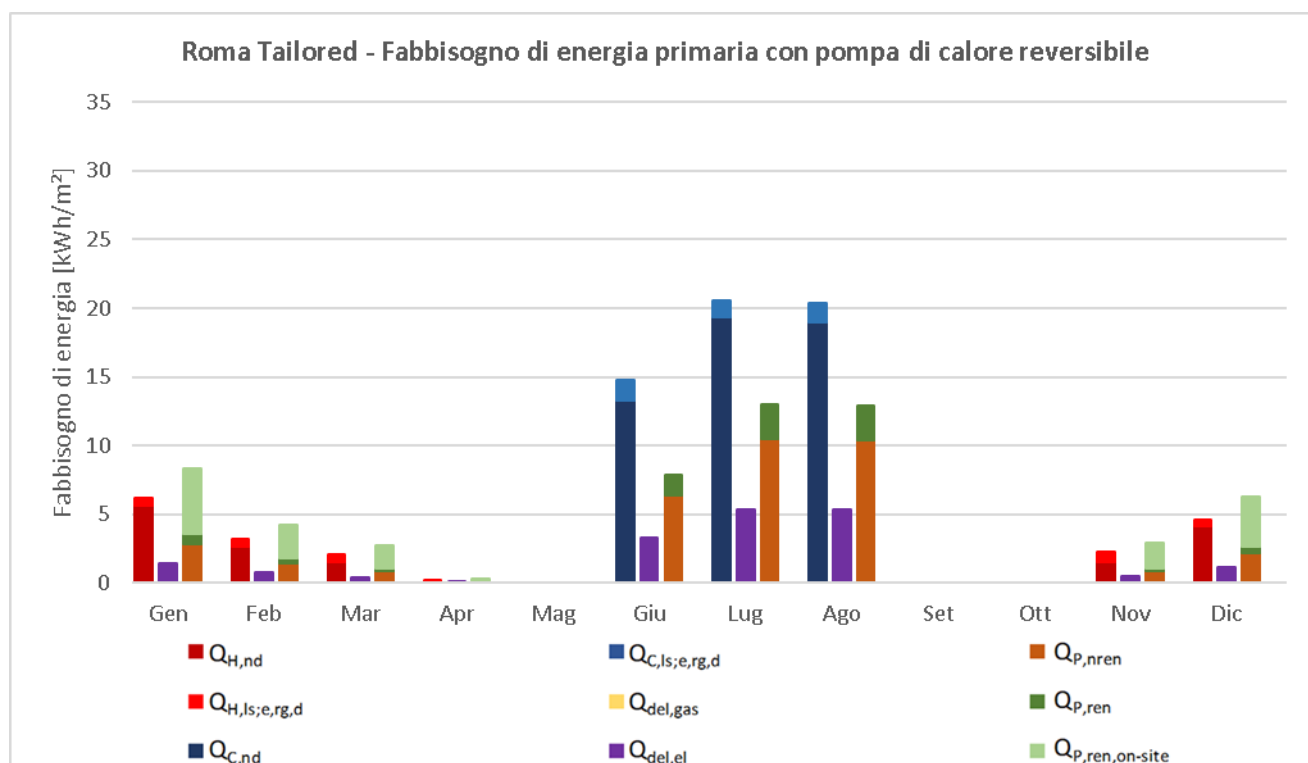


Figura 100: RmT - Sol 2 Fabbisogni mensili energia Primaria

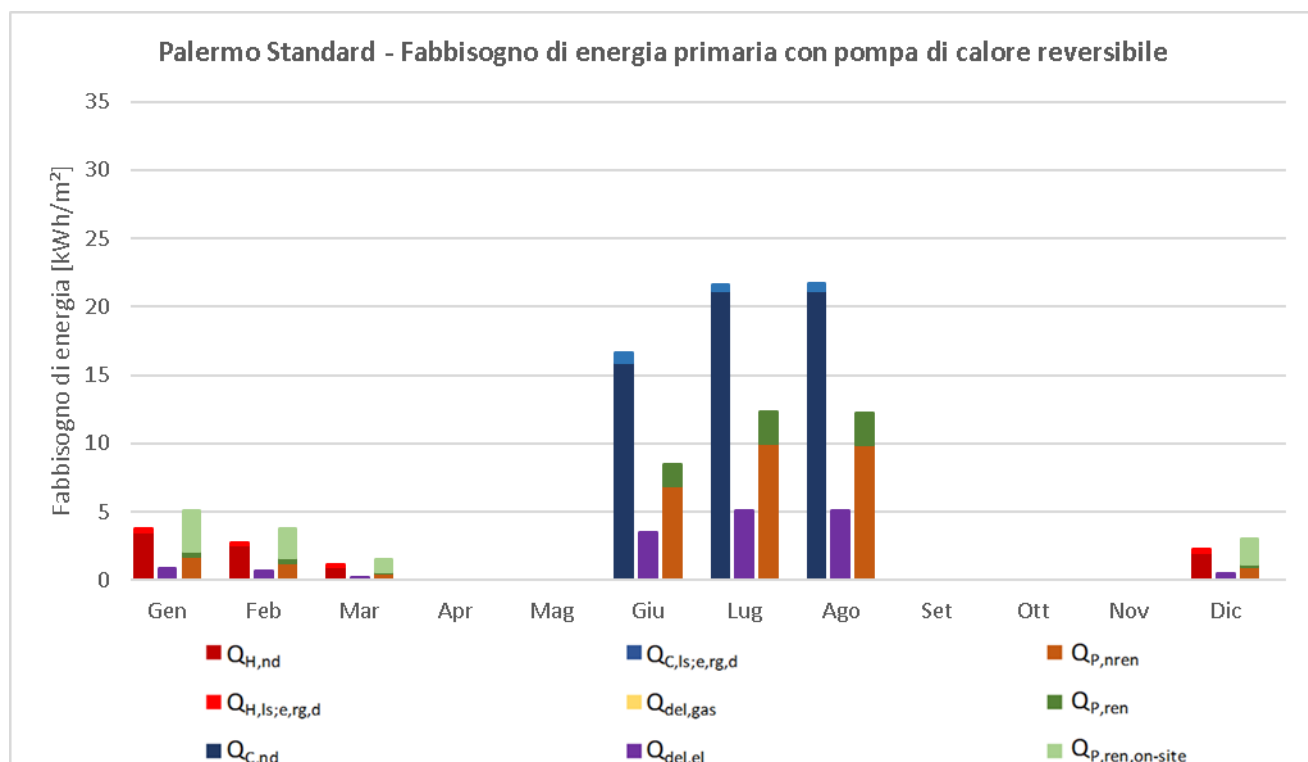


Figura 101: PaS- Sol2 Fabbisogni mensili energia Primaria

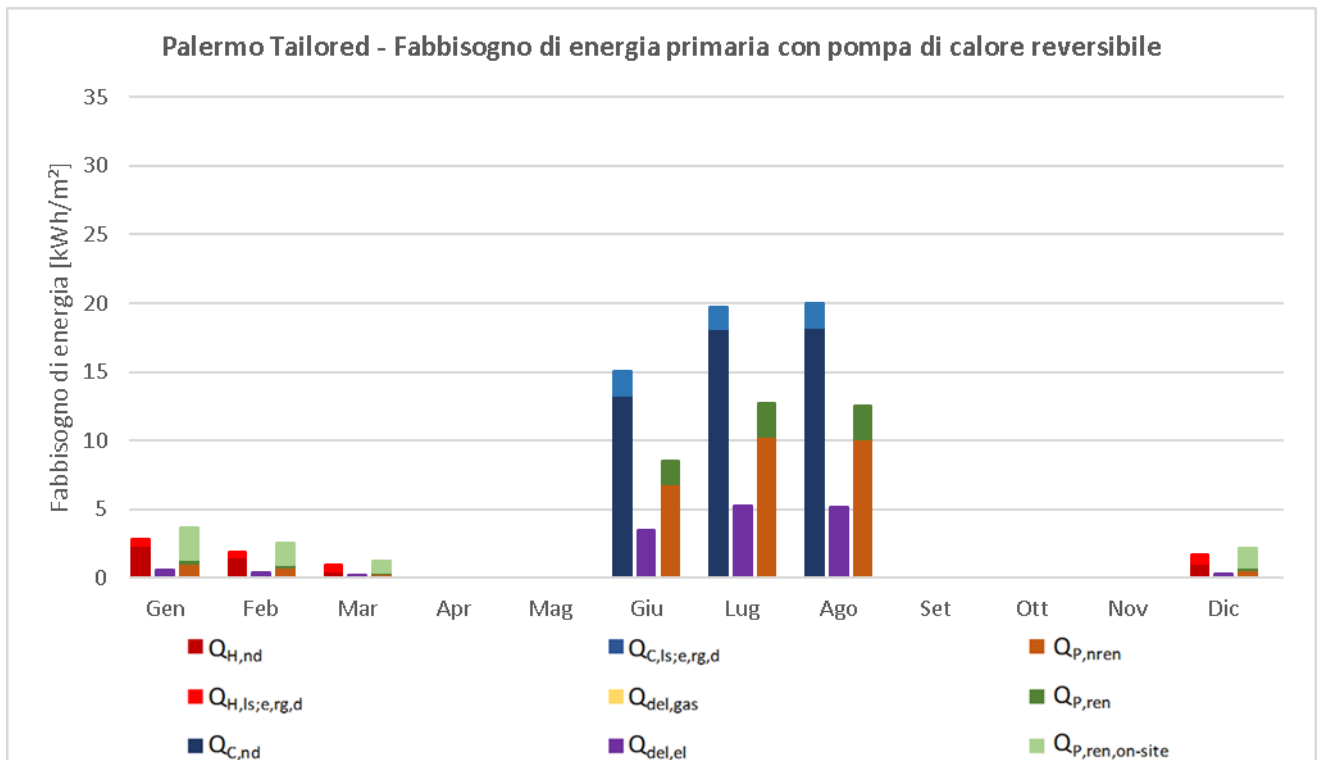


Figura 102: PaT - Sol2 Fabbisogni mensili energia Primaria

8.3.2.2 Soluzione 1- Caldaia a condensazione e pompa di calore come frigorifero

In questa soluzione impiantistica viene usata una caldaia a condensazione, nel periodo invernale e la stessa pompa di calore usata nella soluzione 2, nel periodo estivo. Come detto in precedenza verrà qui presentato solo il dettaglio della stagione invernale, in quanto non ci sono differenze nei risultati estivi, rispetto al caso precedente.

Purtroppo, il dimensionamento dei ventilconvettori effettuato, ha determinato una elevata portata d'acqua in circolazione anche nei mesi invernali (per non avere troppi ventilconvettori o ventilconvettori di taglie diverse in una stessa zona, cosa che avrebbe necessitato di una modifica al codice di calcolo). Questo ha avuto la conseguenza che nei momenti nei quali poche zone abbiano una richiesta in termini di riscaldamento, la caldaia si trovi a lavorare con delle differenze di temperatura molto basse che portano il controllo implementato ad optare per uno spegnimento della caldaia stessa, non soddisfacendo in questo modo il carico effettivamente presente.

Questa condizione si è verificata solo a Milano, con profilo di uso standard, anche se per pochi timestep, come si può vedere per la zona relativa ai servizi igienici, ad esempio il 16 gennaio, in Figura 103.

Si può notare come la caldaia sia comunque sovradimensionata, lavorando sempre a bassi CR. La cosa però non risulta penalizzante, ma anzi lavorando in modulazione di combustibile/comburente, lo scambiatore di calore fumi/fluido termovettore ai carichi parziali risulta surdimensionato e quindi più efficiente.

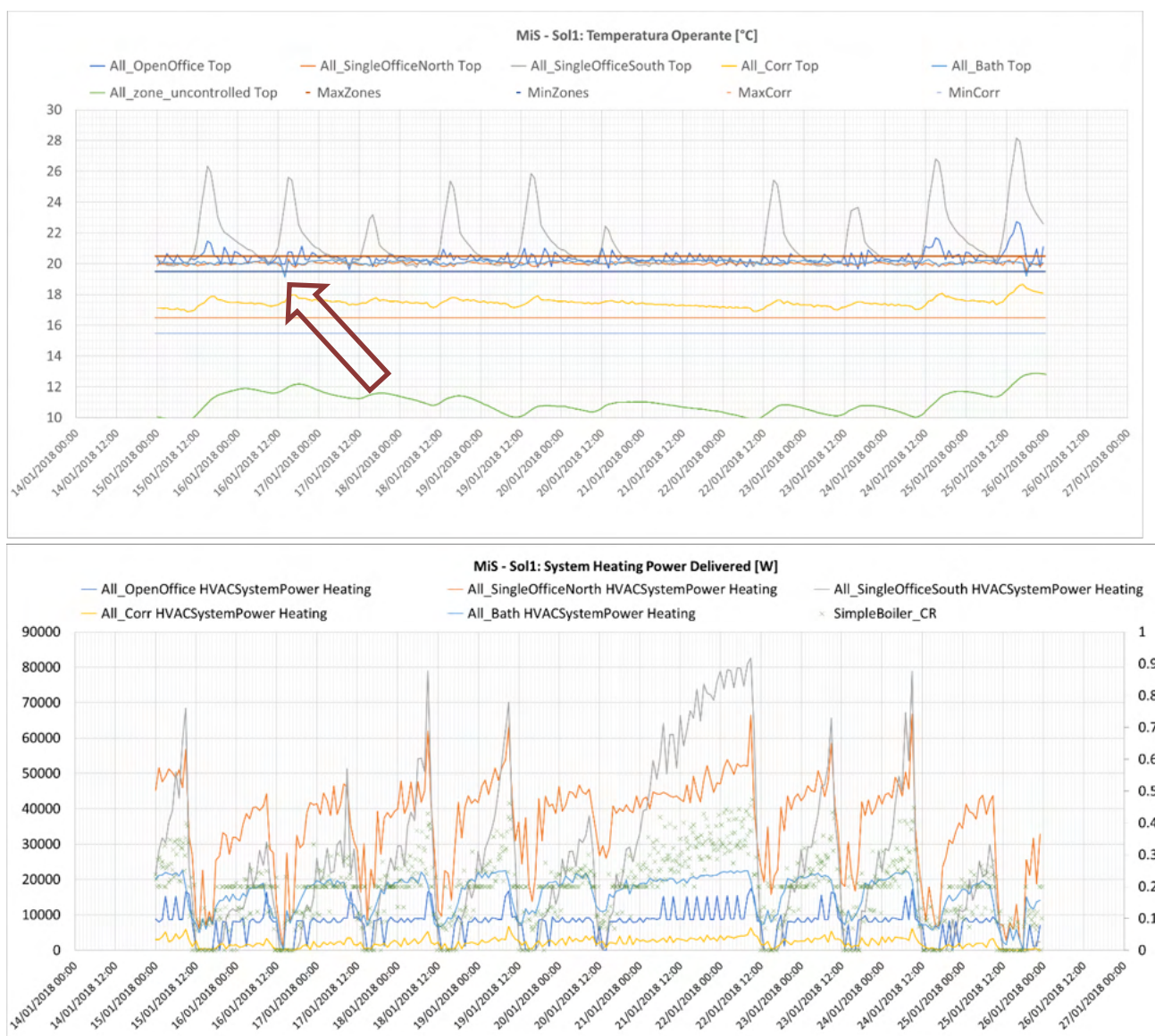


Figura 103: MiS - Sol 1 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, periodo invernale.

Tale problema di sovradimensionamento non si presenta nella stessa entità per la soluzione con profilo d'uso tailored, in quanto le potenze richieste sono maggiori rispetto al caso standard, come si può notare dai CR riportati in Figura 104. In questo caso la potenza della caldaia viene sfruttata a pieno all'avvio (CR = 1) e comunque con richieste maggiori (CR= 0.7÷0.8), per quanto non massime, nelle ore successive all'avvio.

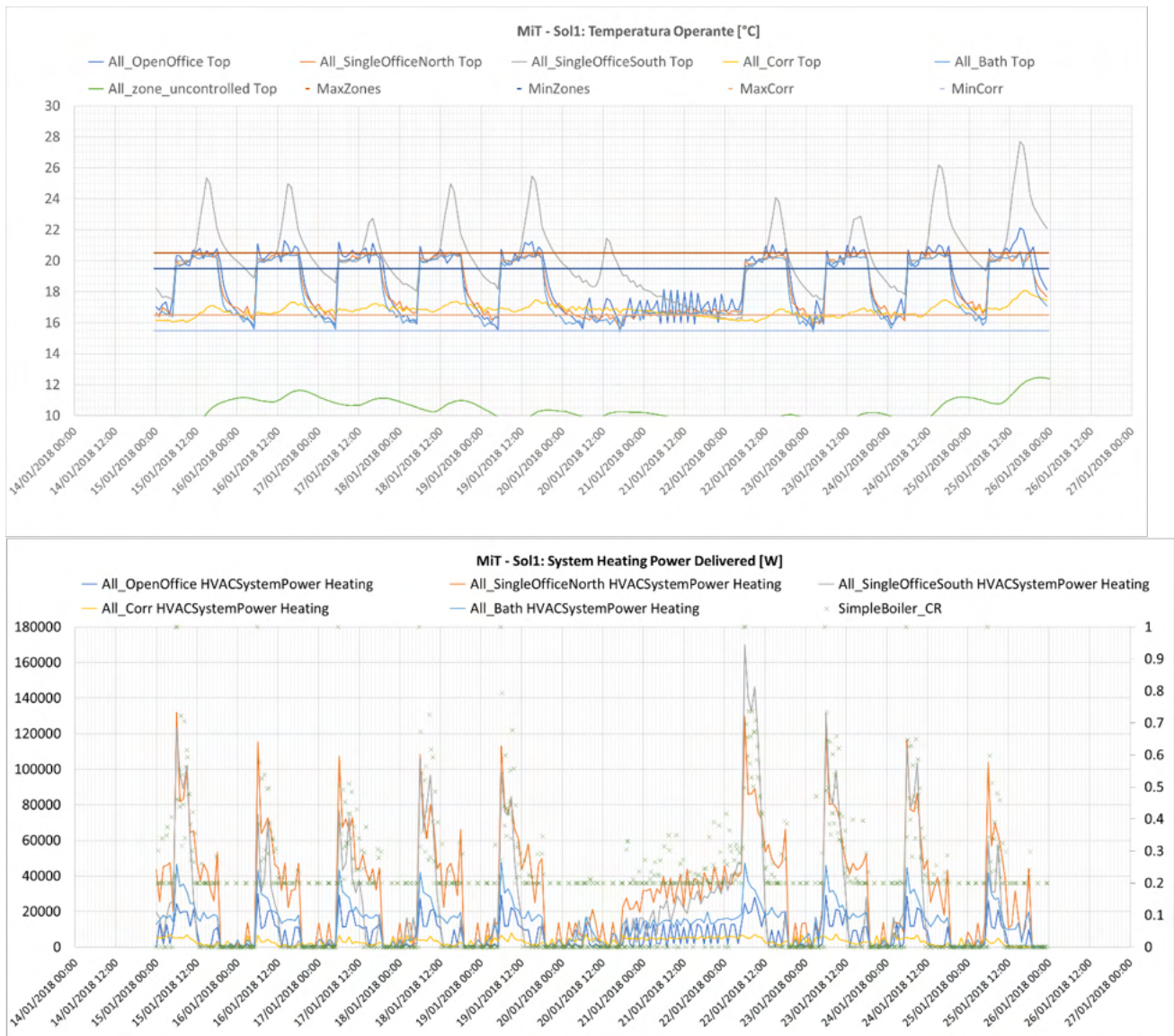


Figura 104: MiT - Sol 1 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, periodo invernale.

Simili considerazioni si applicano anche ai casi con profilo d'uso standard e tailored di Roma, per i quali si riportano i grafici, qui di seguito.

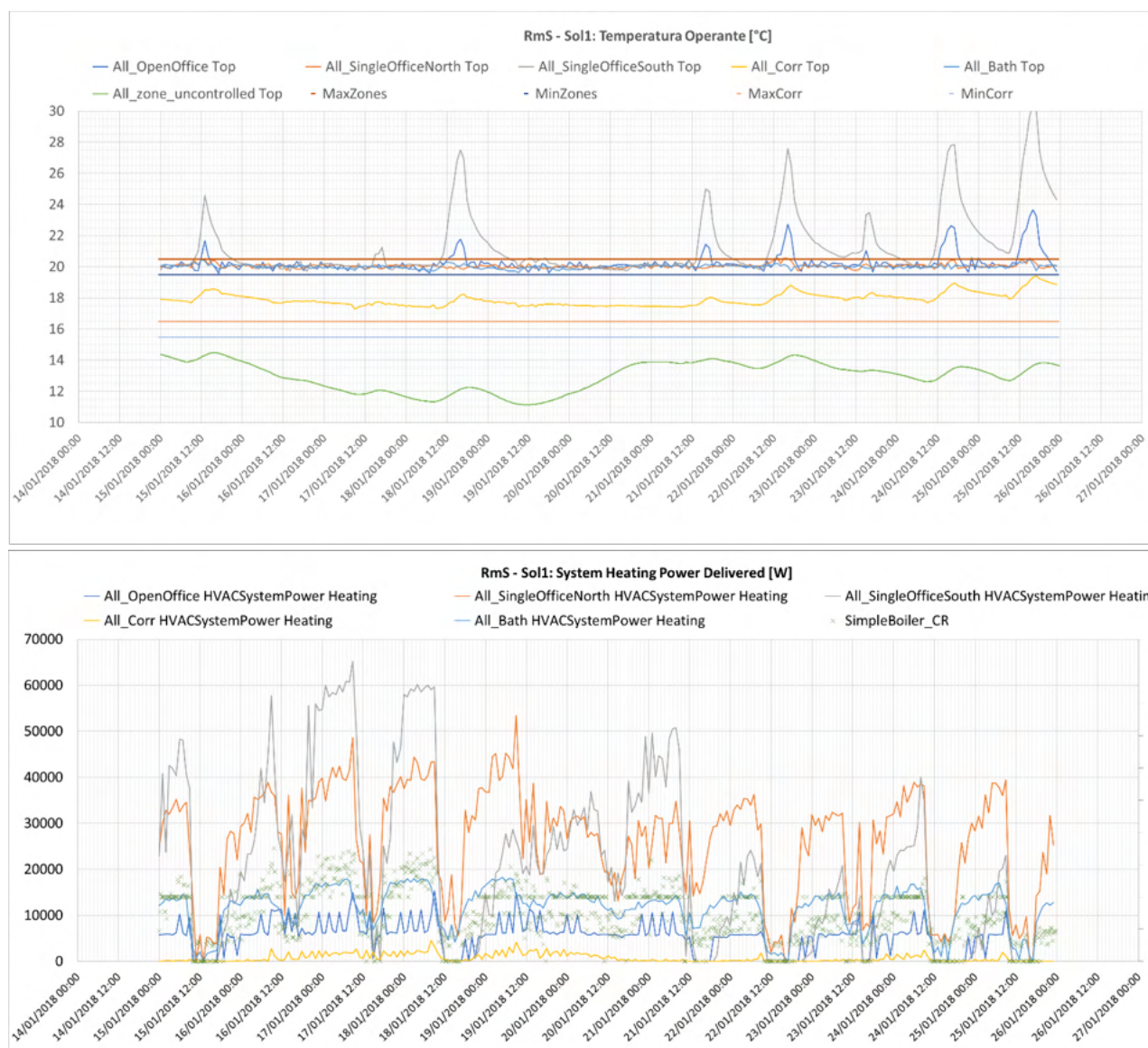


Figura 105: RmS - Sol 1 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, periodo invernale.

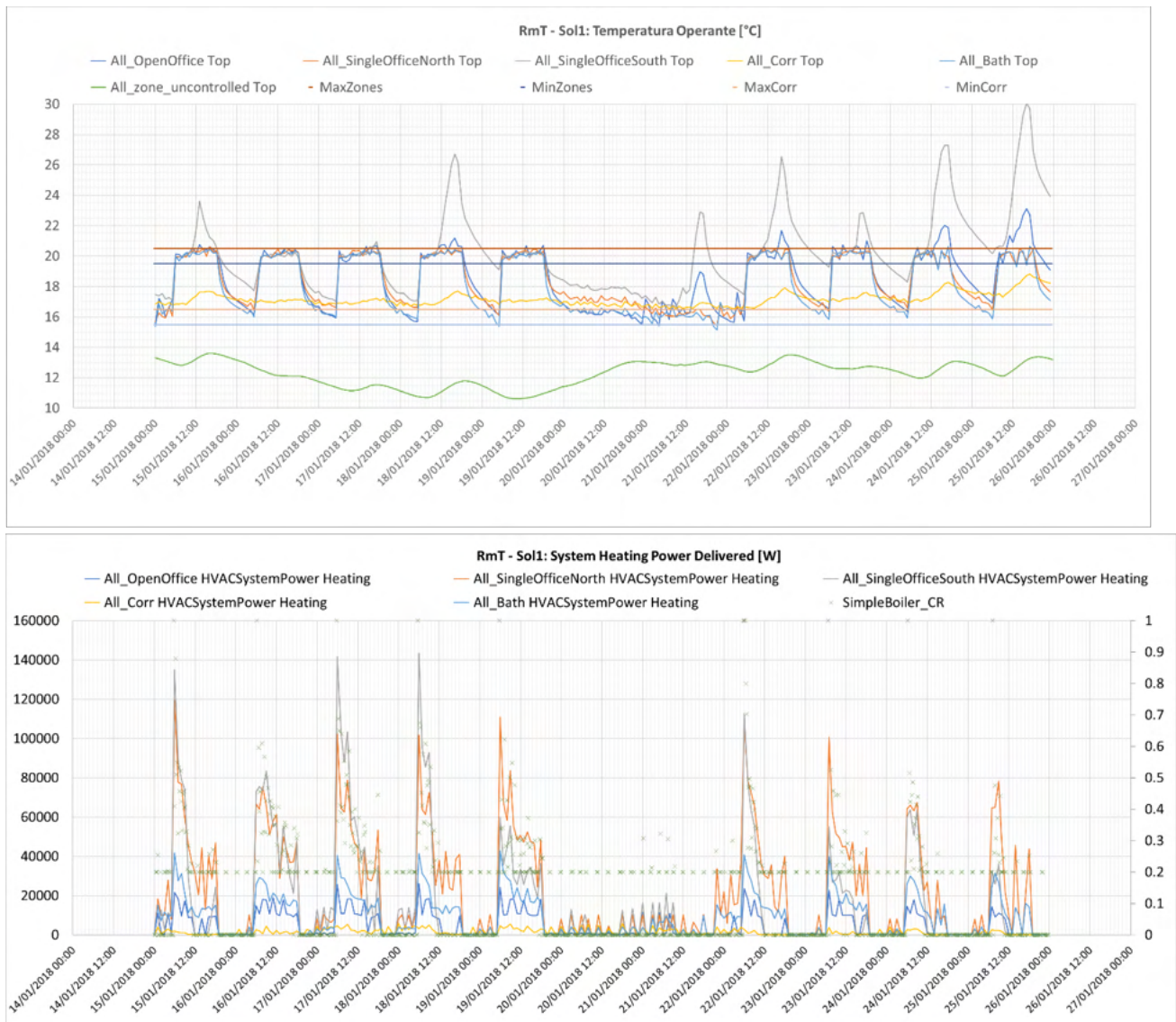


Figura 106: RmT - Sol 1 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, periodo invernale.

Una differenza si può notare a Palermo, laddove, in pratica, il “mantenimento” della temperatura di set point nella rete di distribuzione è sufficiente, nei giorni meno critici, a soddisfare i pochi fabbisogni termici presenti, come si può vedere succedere più o meno dal 15 al 20 gennaio, nel caso di profilo d’uso standard presentato in Figura 107.

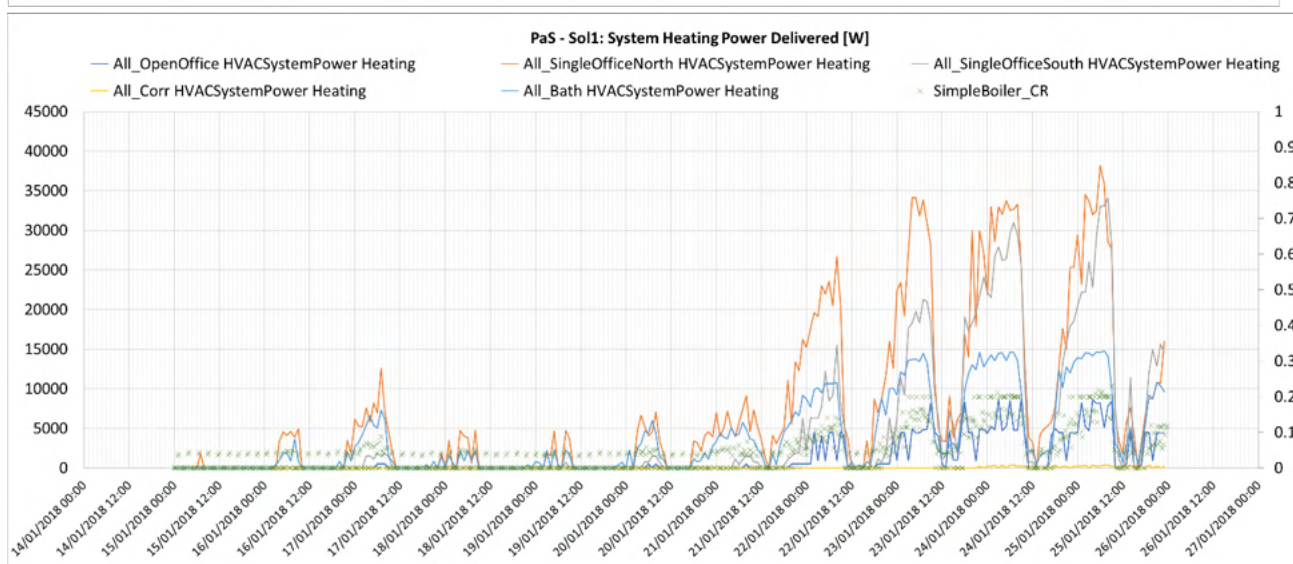
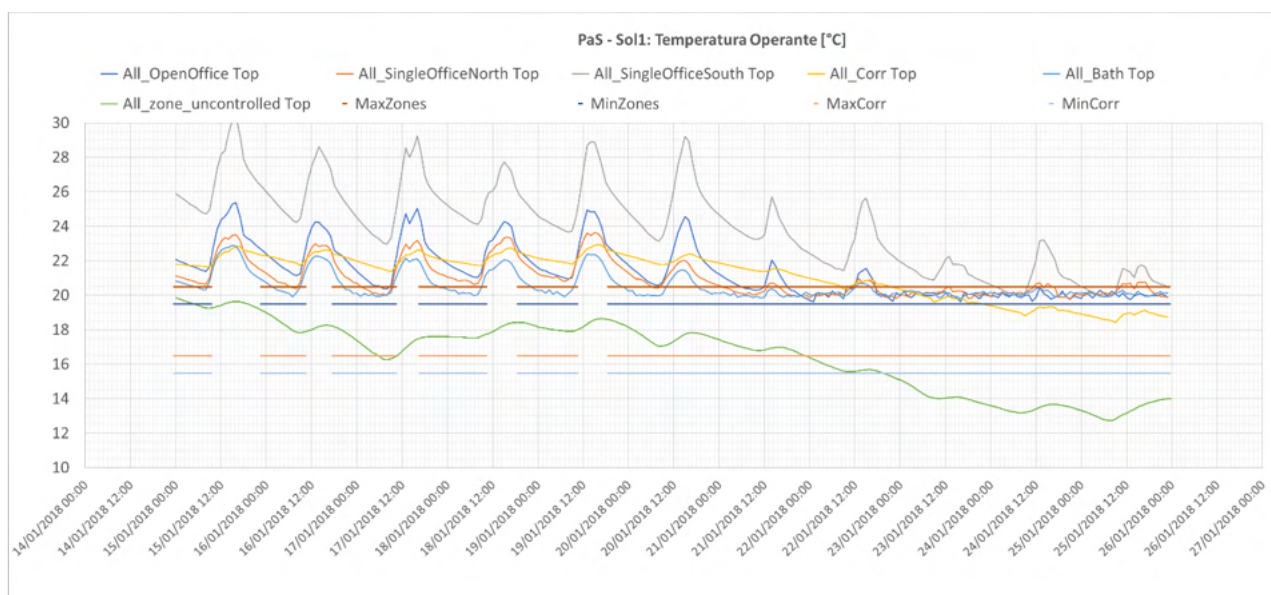


Figura 107: PaS - Sol 1 Temperature operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, periodo invernale.

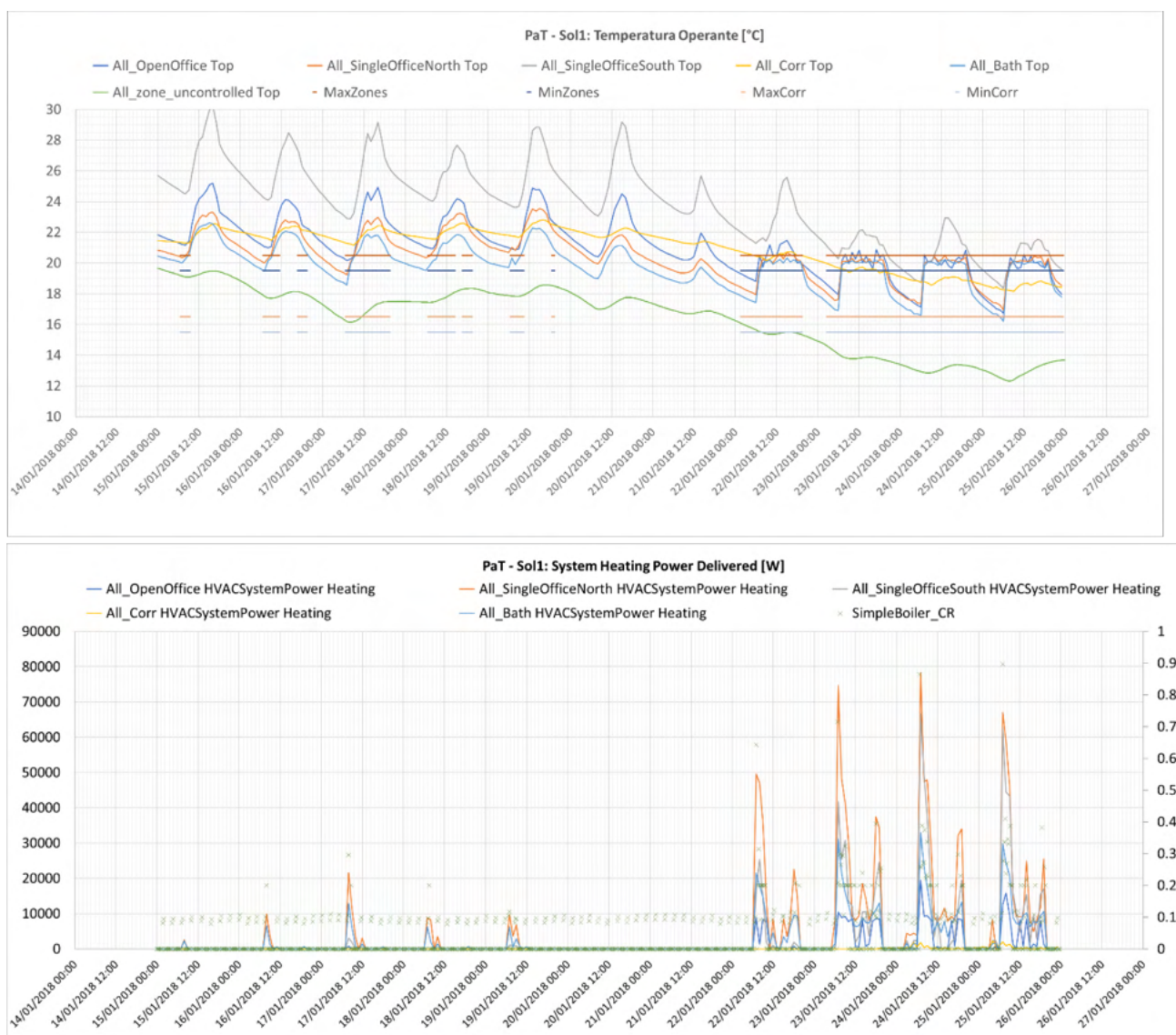


Figura 108: PaT - Sol 1 Temperatura operanti e Potenza erogata dai terminali di emissione, periodo invernale.

Si riportano in seguito i fabbisogni annuali (Figura 109) e mensili (da Figura 111 a Figura 116) in termini di energia primaria, rinnovabile e non rinnovabile, per le diverse città ed i due profili d'uso standard e tailored (per questa soluzione impiantistica, a differenza della precedente con pompa di calore invertibile, non è presente energia rinnovabile on-site).

Fra la soluzione con profilo d'uso standard e quella con profilo d'uso tailored, si nota un miglioramento complessivo sia in riscaldamento che in raffrescamento nel profilo d'uso tailored, anche se a livello di perdite di emissione, regolazione e distribuzione, quest'ultimo risulta più gravoso.

I consumi di gas per il riscaldamento decrescono passando da Milano fino ad arrivare a Palermo. Mentre i consumi di energia elettrica aumentano, anche se non nella stessa proporzione.

Complessivamente il costo dell'energia è maggiore a Milano e minore a Palermo. Le differenze maggiori sono infatti in termini di riscaldamento, mentre in termini di raffrescamento c'è una richiesta maggiore a Roma e Palermo, ma non così tanto più elevata da essere determinante in termini di costi per l'energia globalmente richiesta.

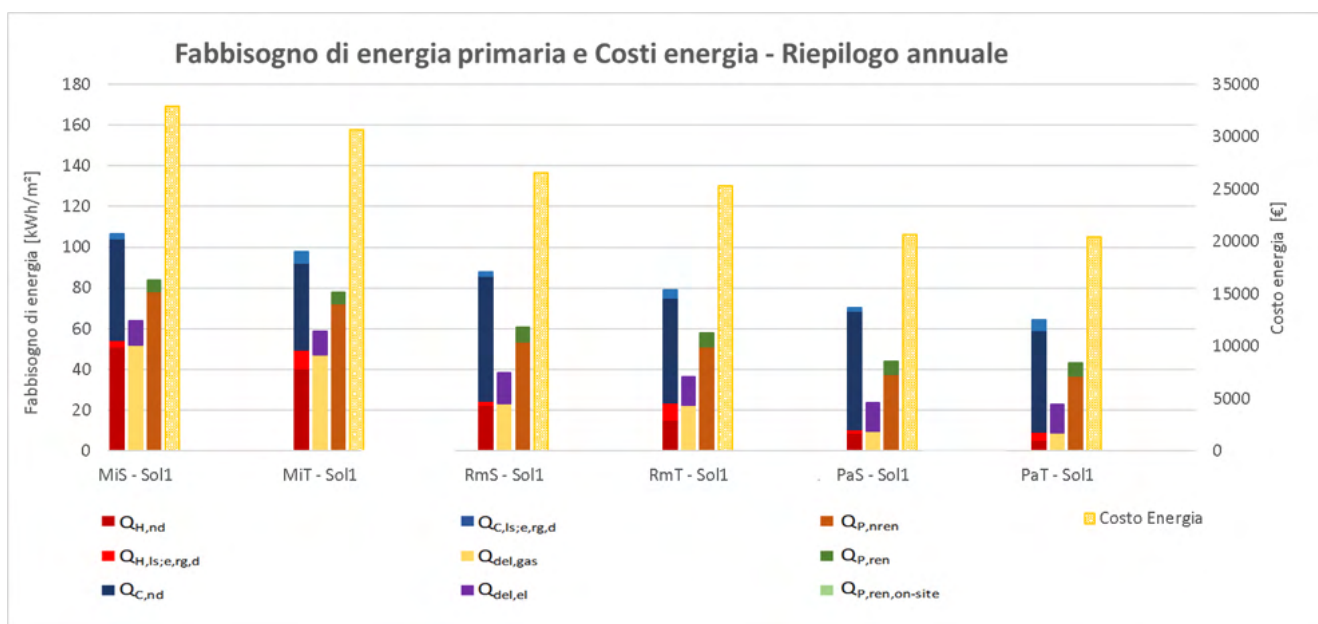


Figura 109: Fabbisogno energia primaria e costi energia annuali per la soluzione con caldaia a condensazione

Si può notare come i rendimenti della caldaia siano abbastanza buoni e restino quasi costanti durante tutto il periodo di riscaldamento.



Figura 110: Rendimento di generazione caldaia a condensazione ed EER pompa di calore

La quota di rinnovabile (Tabella 25), beneficia solamente della quota rinnovabile dovuta all'uso di un vettore elettrico per bruciatore e pompa di calore (i valori 0% corrispondono a nessuna richiesta di energia primaria).

Tabella 26 Quota di rinnovabile con caldaia a condensazione e pompa di calore

	MiS - Sol1	MiT - Sol1	RmS - Sol1	RmT - Sol1	PaS - Sol1	PaT - Sol1
Gen	1%	1%	1%	1%	1%	1%
Feb	1%	1%	1%	1%	1%	0%
Mar	1%	0%	1%	0%	1%	0%
Apr	1%	0%	0%	0%	0%	0%
Mag	0%	0%	0%	0%	0%	0%
Giu	19%	19%	19%	19%	19%	19%
Lug	19%	19%	19%	19%	19%	19%
Ago	19%	19%	19%	19%	19%	19%
Set	0%	0%	0%	0%	0%	0%
Ott	1%	0%	0%	0%	0%	0%
Nov	1%	1%	1%	0%	0%	0%
Dic	1%	1%	1%	1%	1%	0%

L'andamento mensile dei fabbisogni per il riscaldamento invernale ed il raffrescamento estivo rispecchia ciò il comportamento che ci sia aspettava.

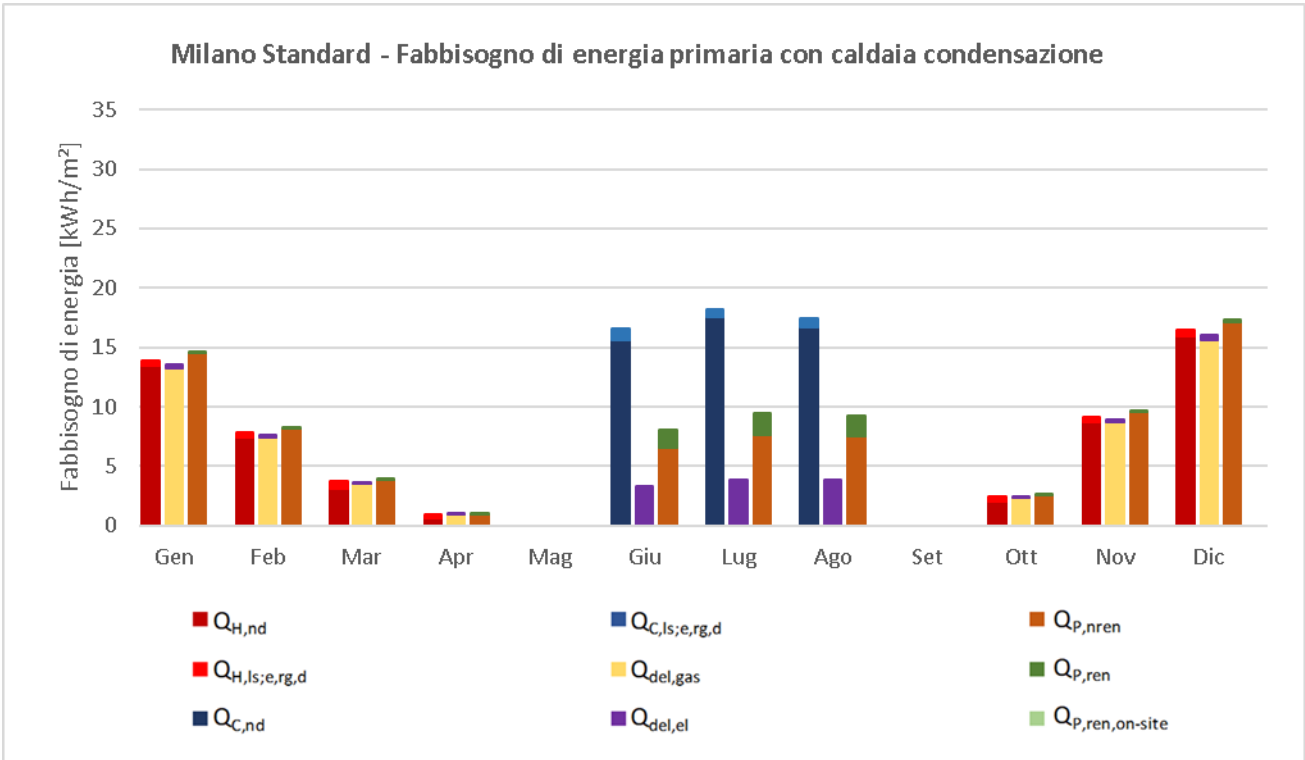


Figura 111: MiS - Sol1 Fabbisogni mensili energia Primaria

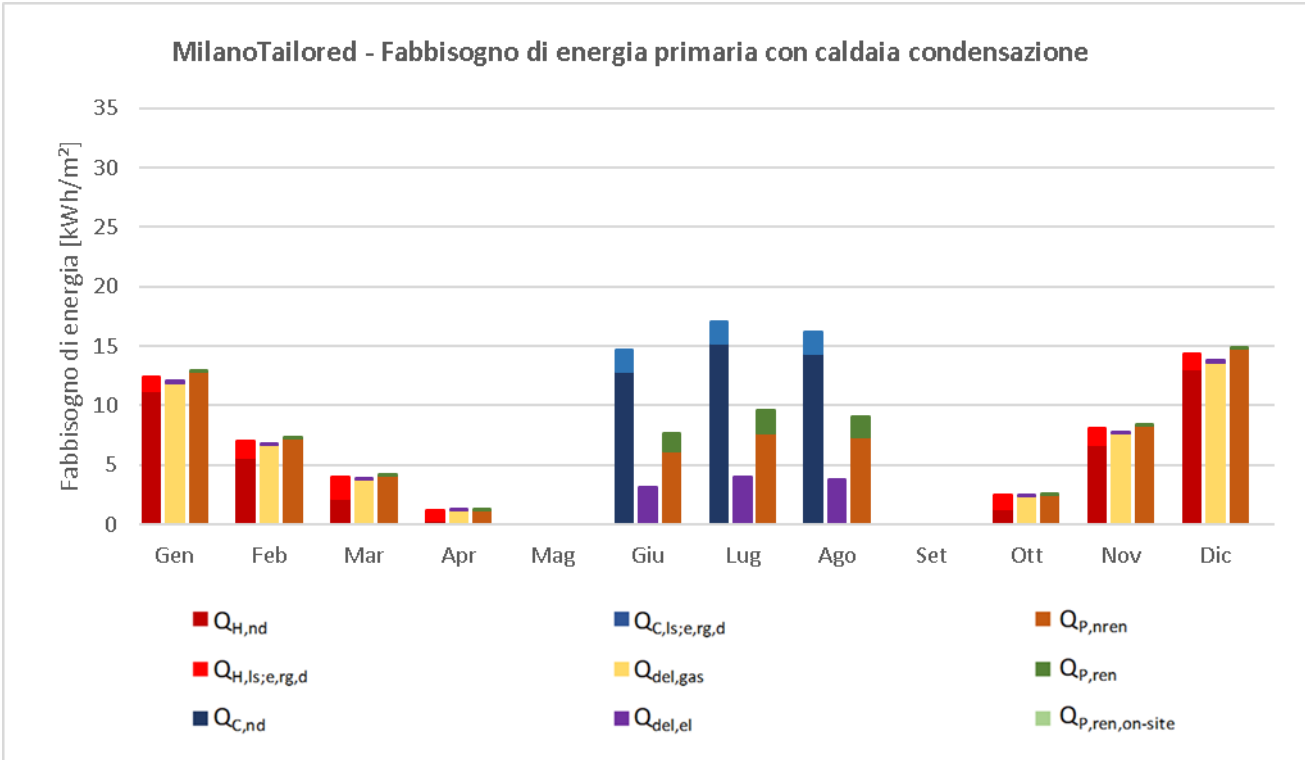


Figura 112: MiT - Sol1 Fabbisogni mensili energia Primaria

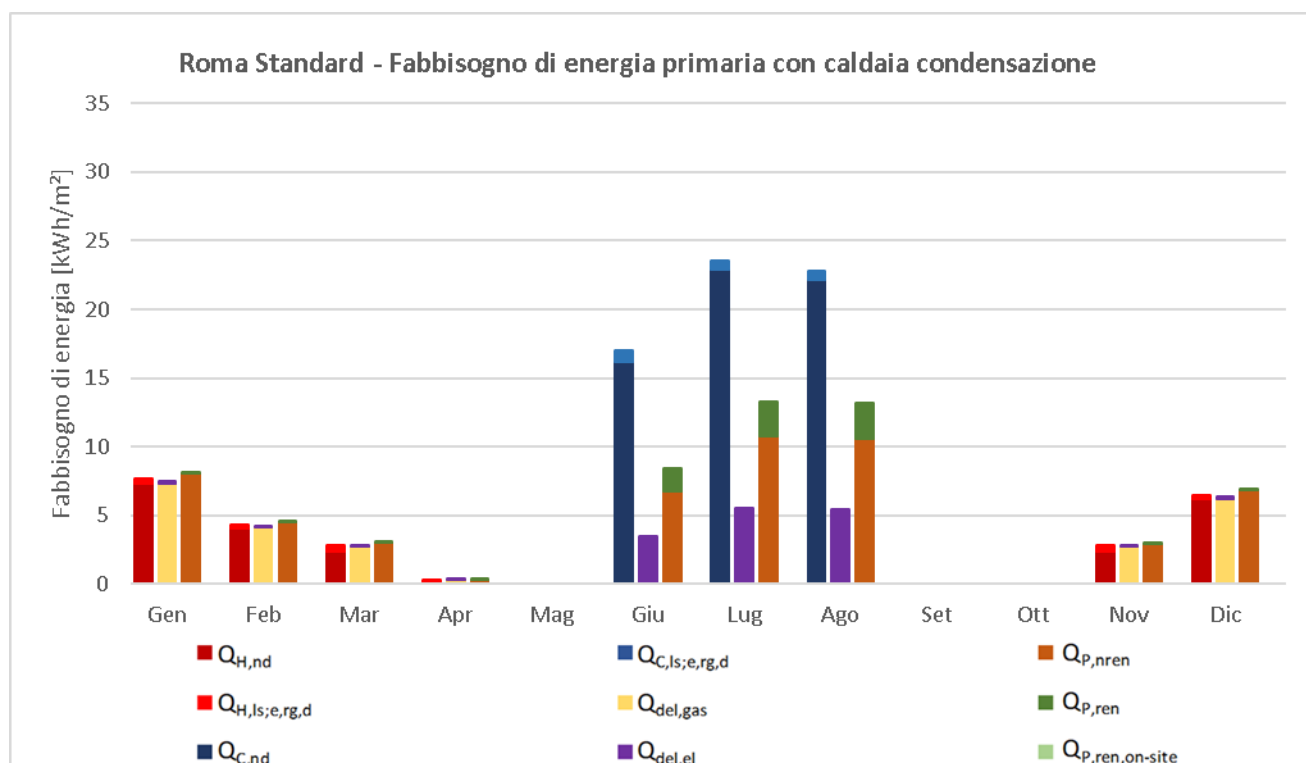


Figura 113: RmS - Sol1 Fabbisogni mensili energia Primaria

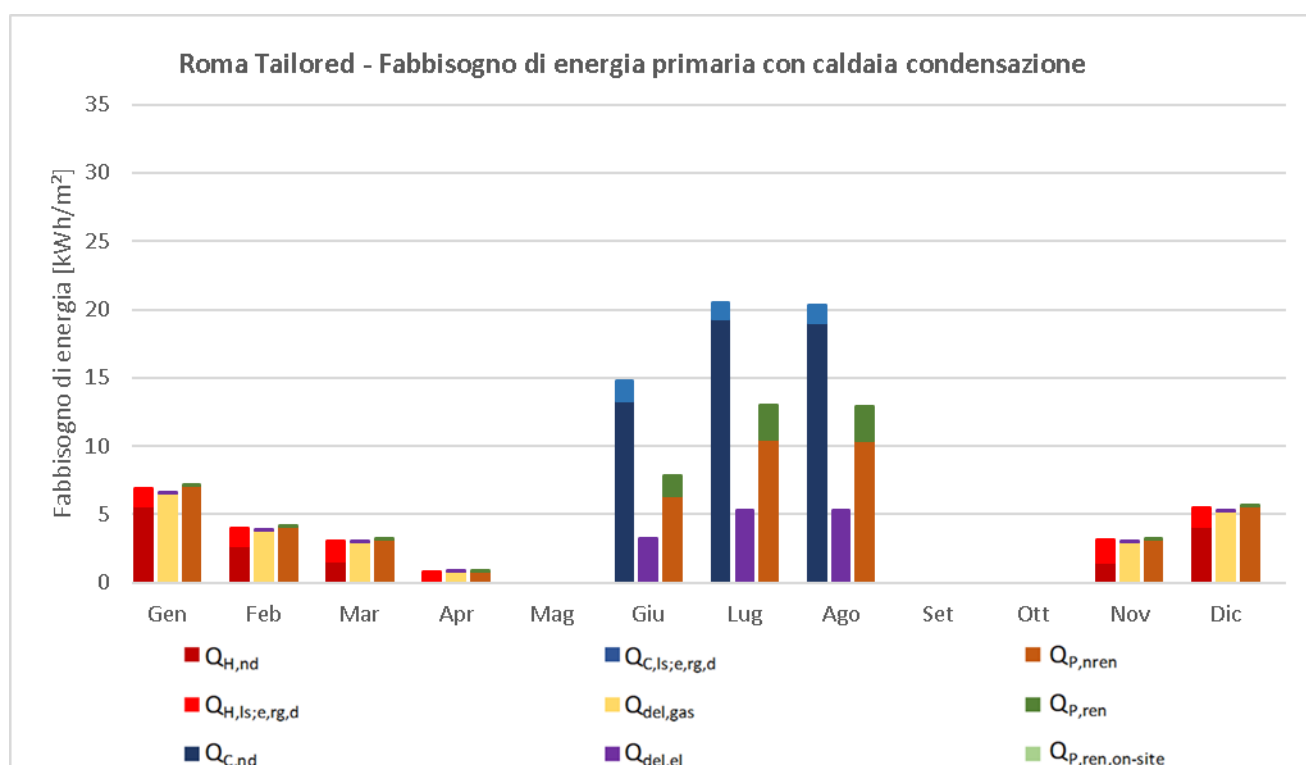


Figura 114: RmT - Sol1 Fabbisogni mensili energia Primaria

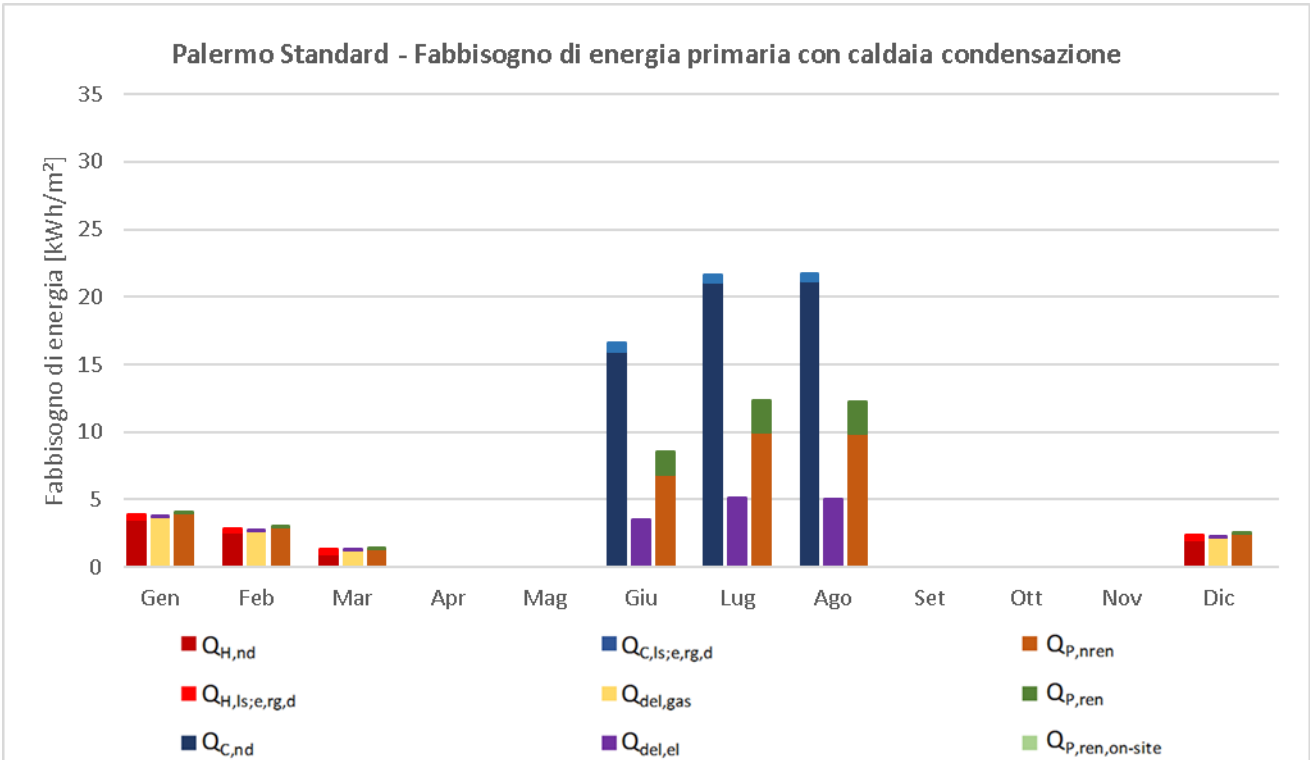


Figura 115: PaS - Sol1 Fabbisogni mensili energia Primaria

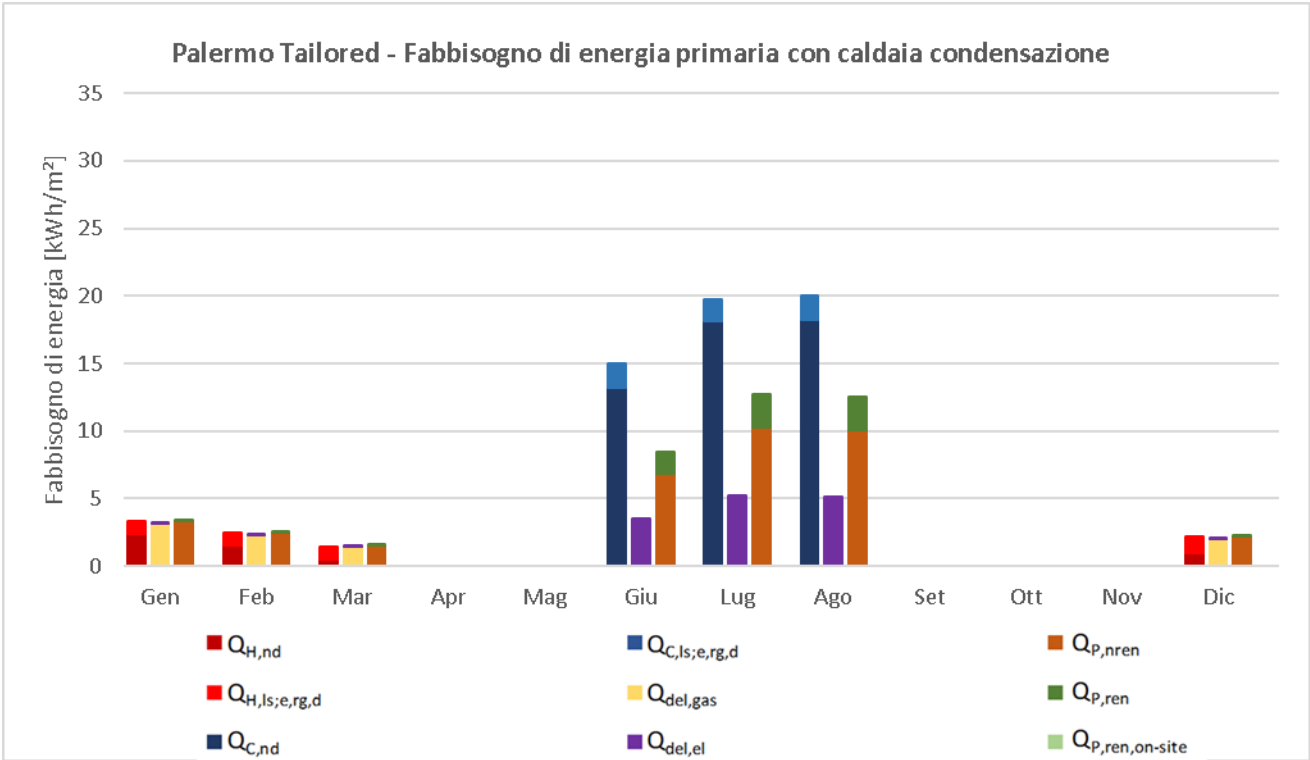


Figura 116: PaT - Sol1 Fabbisogni mensili energia Primaria

8.3.2.3 Riepilogo risultati e confronto soluzioni impiantistiche

Se confrontiamo i fabbisogni di energia primaria per le diverse località, per la soluzione 1 con caldaia a condensazione, vediamo come la richiesta per il servizio di riscaldamento a Milano sia determinante nel decretarne la località più energivora.

Nella soluzione 2, con pompa di calore invertibile, l'uso di una pompa di calore ha reso meno determinante il fabbisogno di energia per il riscaldamento e più impattante il fabbisogno di energia per il raffrescamento, all'interno di un bilancio annuo complessivo, pertanto lo scostamento fra i consumi di energia primaria non rinnovabile si riduce fra le diverse località.

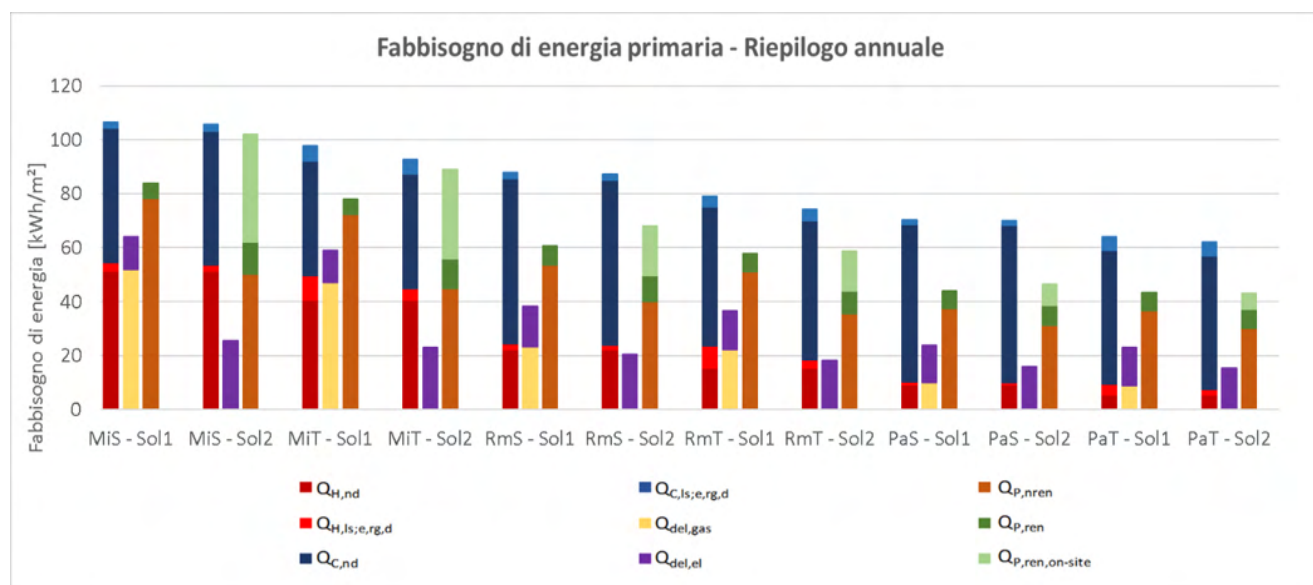


Figura 117: RIEPILOGO ANNUALE Fabbisogni Energia Primaria

In termini di costi dell'energia usata (Figura 118), il risparmio maggiore lo si ottiene a Palermo con un profilo d'uso tailored e con la soluzione 2, con pompa di calore invertibile (come si può vedere anche in colonna n° 2 Tabella 27).

La quota di non rinnovabile è maggiore a Milano, rispetto alle altre località e beneficia sempre dell'uso della pompa di calore nella stagione invernale.

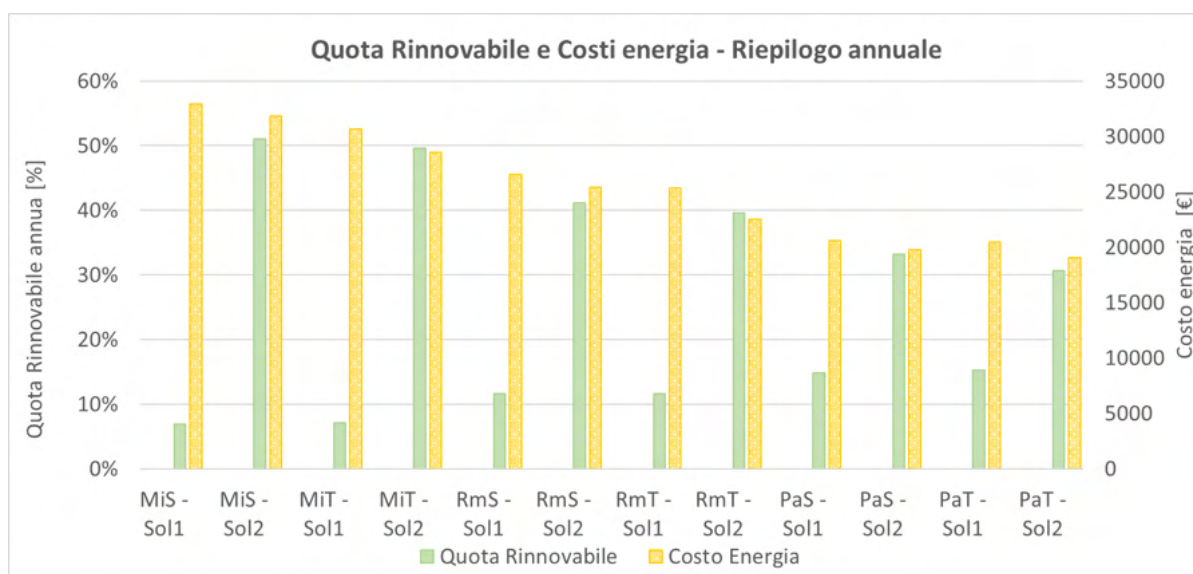


Figura 118: RIEPILOGO ANNUALE Quota Rinnovabile e Costi dell'energia

In generale la soluzione con pompa di calore fa risparmiare dal 3% all'11% sui costi dell'energia (colonna n° 3 Tabella 27), rispetto alla soluzione corrispondente con caldaia a condensazione.

Tuttavia, il beneficio in termini di energia primaria non rinnovabile utilizzata è rilevante e da considerare prezioso in termini di sostenibilità ambientale, come mostrato nelle colonne n° 4 e n° 5 della Tabella 27 e va dal 17% al 38% (colonna n° 5 Tabella 27) in base alla scelta della soluzione impiantistica, ottenendo i massimi risparmi a Milano ed i minimi a Palermo.

Tabella 27: Costo annuale energia e risparmi percentuali

	<i>Costo Energia [€]</i>	<i>Risparmio % sul Costo Energia Massimo $[1-\epsilon_x/\epsilon_{max}]$</i>	<i>Risparmio % sul Costo Energia per Soluzione Impiantistica $[1-\epsilon_{Sol2}/\epsilon_{Sol1}]$</i>	<i>Risparmio % sul $Q_{p,nren}$ Massimo $[1- Q_{P,nrenX} / Q_{P,nrenMAX}]$</i>	<i>Risparmio % su $Q_{p,nren}$ per Soluzione Impiantistica $[1- Q_{P,nrenSol2}/ Q_{P,nrenSol1}]$</i>
<i>MiS - Sol1</i>	32938	0%		0%	
<i>MiS - Sol2</i>	31818	3%	3%	36%	36%
<i>MiT - Sol1</i>	30683	7%		8%	
<i>MiT - Sol2</i>	28559	13%	7%	43%	38%
<i>RmS - Sol1</i>	26554	19%		31%	
<i>RmS - Sol2</i>	25430	23%	4%	49%	25%
<i>RmT - Sol1</i>	25312	23%		35%	
<i>RmT - Sol2</i>	22503	32%	11%	55%	31%
<i>PaS - Sol1</i>	20620	37%		52%	
<i>PaS - Sol2</i>	19786	40%	4%	60%	17%
<i>PaT - Sol1</i>	20447	38%		53%	
<i>PaT - Sol2</i>	19039	42%	7%	62%	18%

8.4 *Correzione Risultati Edificio ad uso Residenziale*

Nella prima parte dell'anno sono stati corretti alcuni risultati relativi al fabbisogno termico utile ottenuto per l'edificio residenziale, a seguito di un miglior allineamento sulle ipotesi di modellazione e sui dati di input fra i due gruppi di lavoro Politecnico di Torino e Politecnico di Milano, nonché di modifiche apportate ad alcuni modelli numerici implementati nel software.

Si riportano in seguito i risultati precedentemente consegnati, come rivisti in seguito a quanto detto.

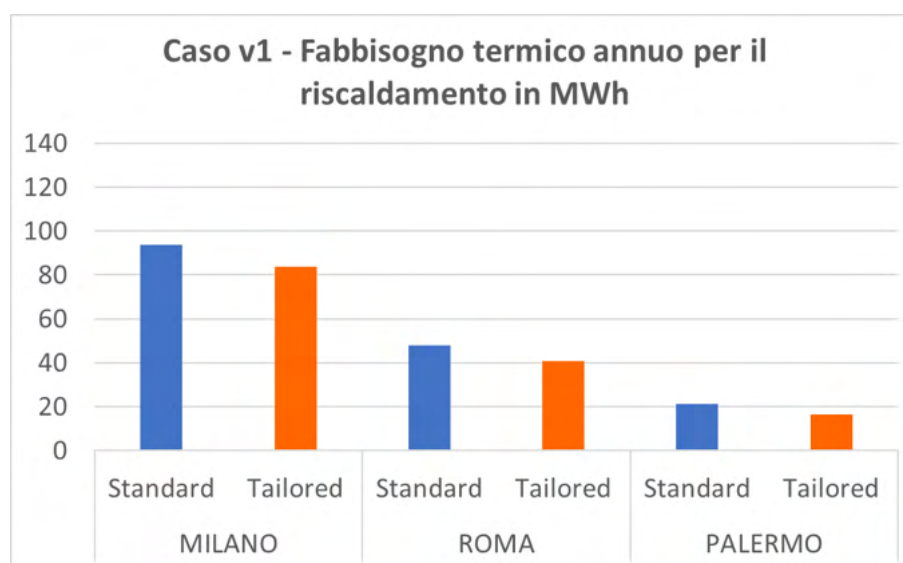


Figura 119: Fabbisogno termico di riscaldamento ANNUO per le tre zone climatiche dell'Edificio Residenziale, a coefficienti variabili.

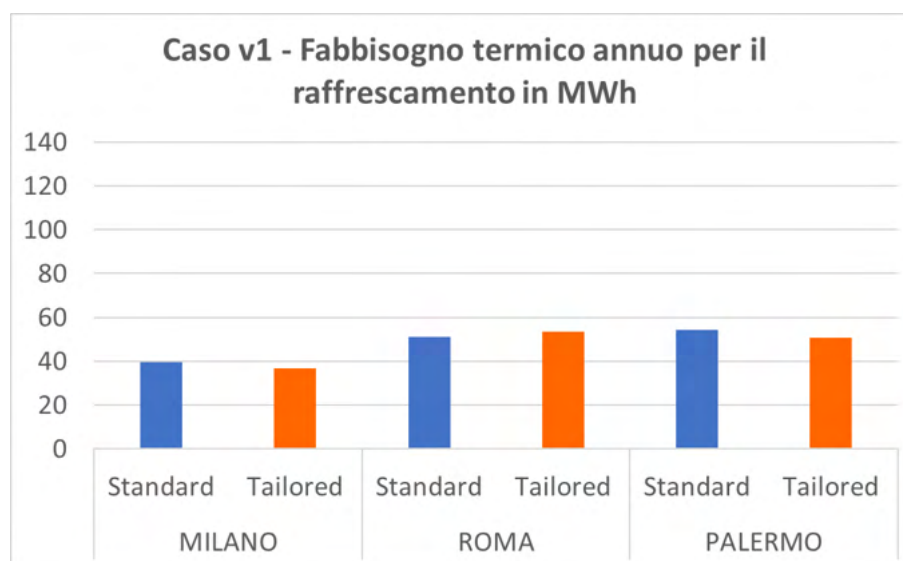


Figura 120: Fabbisogno termico di raffrescamento ANNUO per le tre zone climatiche dell'Edificio Residenziale, a coefficienti variabili.

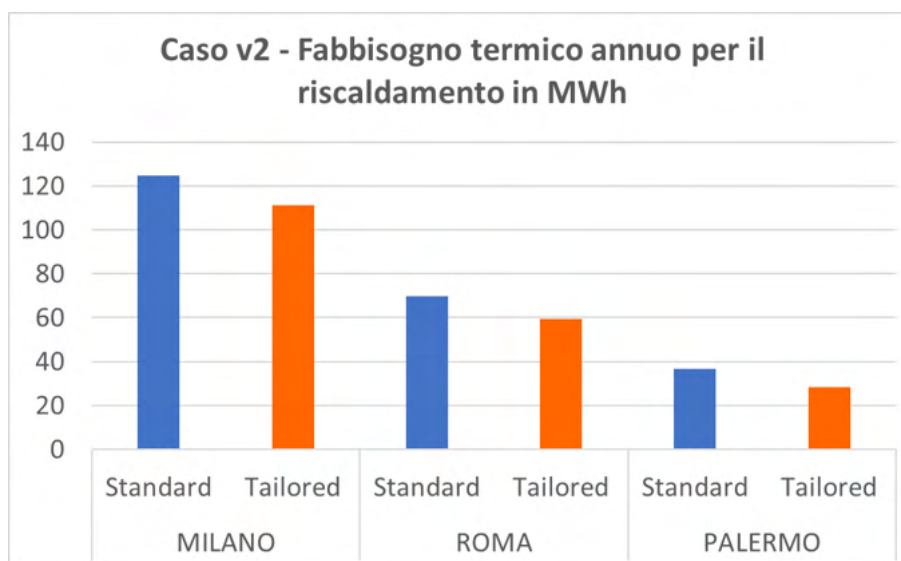


Figura 121: Fabbisogno termico di riscaldamento ANNUO per le tre zone climatiche dell'Edificio Residenziale, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1.

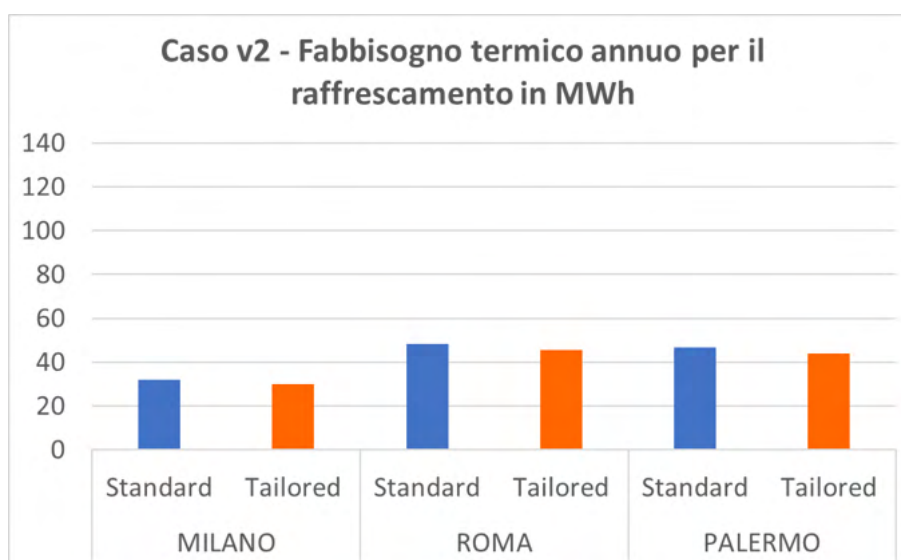


Figura 122: Fabbisogno termico di raffrescamento ANNUO per le tre zone climatiche dell'Edificio Residenziale, a coefficienti come da norma EN ISO 52016-1.

Tabella 28: Caso v1 -Fabbisogno annuo di energia termica utile per il riscaldamento QH,nd [kWh]

<i>OpenBPS</i> v1 coefficienti variabili	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza
Zona termica 1	12586	10743	6321	5074	2678	1891
Zona termica 2	41825	37734	20961	18158	8866	7000
Zona termica 3	39273	35323	20429	17546	9771	7501
Totale edificio	93683	83800	47711	40778	21315	16392

Tabella 29: Caso v1 -Fabbisogno annuo di energia termica utile per il raffrescamento QC,nd [kWh]

<i>OpenBPS</i> v1 coefficienti variabili	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza
Zona termica 1	5246	4836	7718	7147	7302	6729
Zona termica 2	18513	17519	20961	25472	25496	24157
Zona termica 3	15727	14434	22458	20756	21665	20001
Totale edificio	39487	36789	51136	53375	54463	50887

Tabella 30: Caso v2 -Fabbisogno annuo di energia termica utile per il riscaldamento QH,nd [kWh]

<i>OpenBPS</i> v2 coeff. EN ISO 52016-1	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza
Zona termica 1	18286	15673	10227	8292	5336	3845
Zona termica 2	58226	52557	32341	28095	16891	13471
Zona termica 3	48000	42945	27098	23132	14302	10942
Totale edificio	124512	111176	69665	59519	36529	28258

Tabella 31: Caso v2 -Fabbisogno annuo di energia termica utile per il raffrescamento QC,nd [kWh]

<i>OpenBPS</i> v2 coeff. EN ISO 52016-1	MILANO		ROMA		PALERMO	
	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza	Valutazione standard	Valutazione adattata all'utenza
Zona termica 1	4332	4038	6747	6303	6528	6058
Zona termica 2	14888	14218	22958	21978	22188	21165
Zona termica 3	12530	11567	18657	17360	18056	16803
Totale edificio	31750	29823	48362	45641	46772	44027

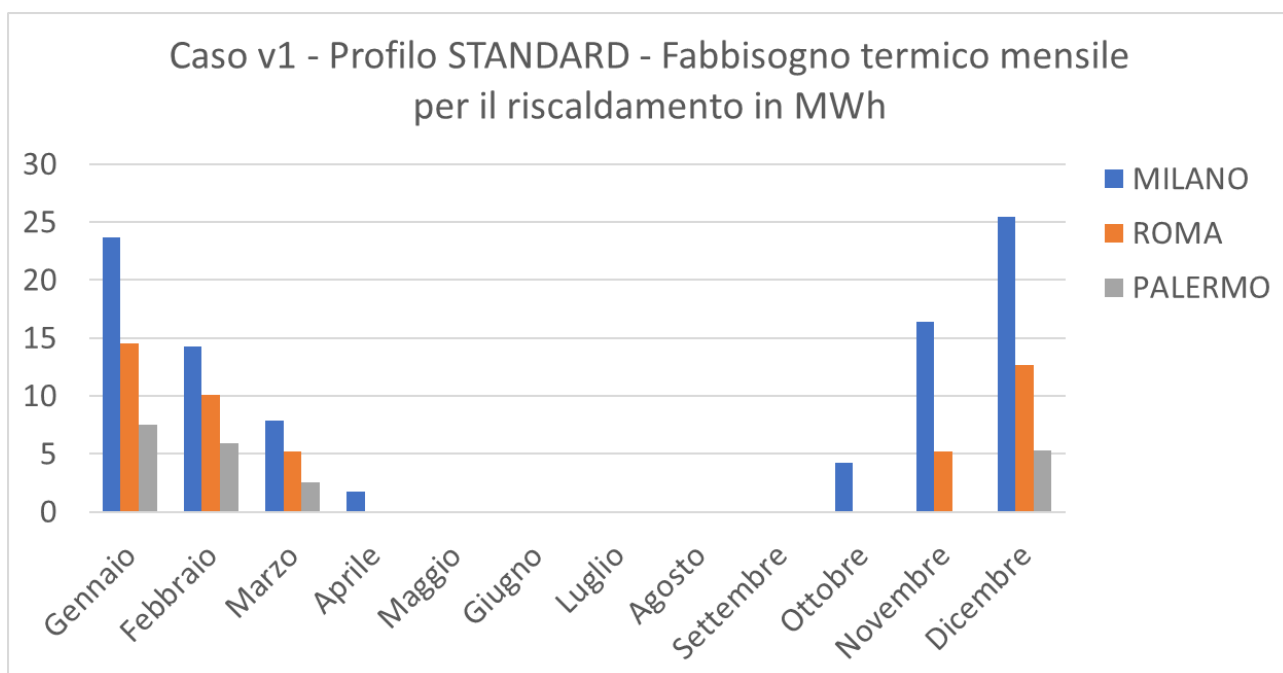


Figura 123. Distribuzione mensile del fabbisogno termico di riscaldamento per le tre zone climatiche in condizioni STANDARD.

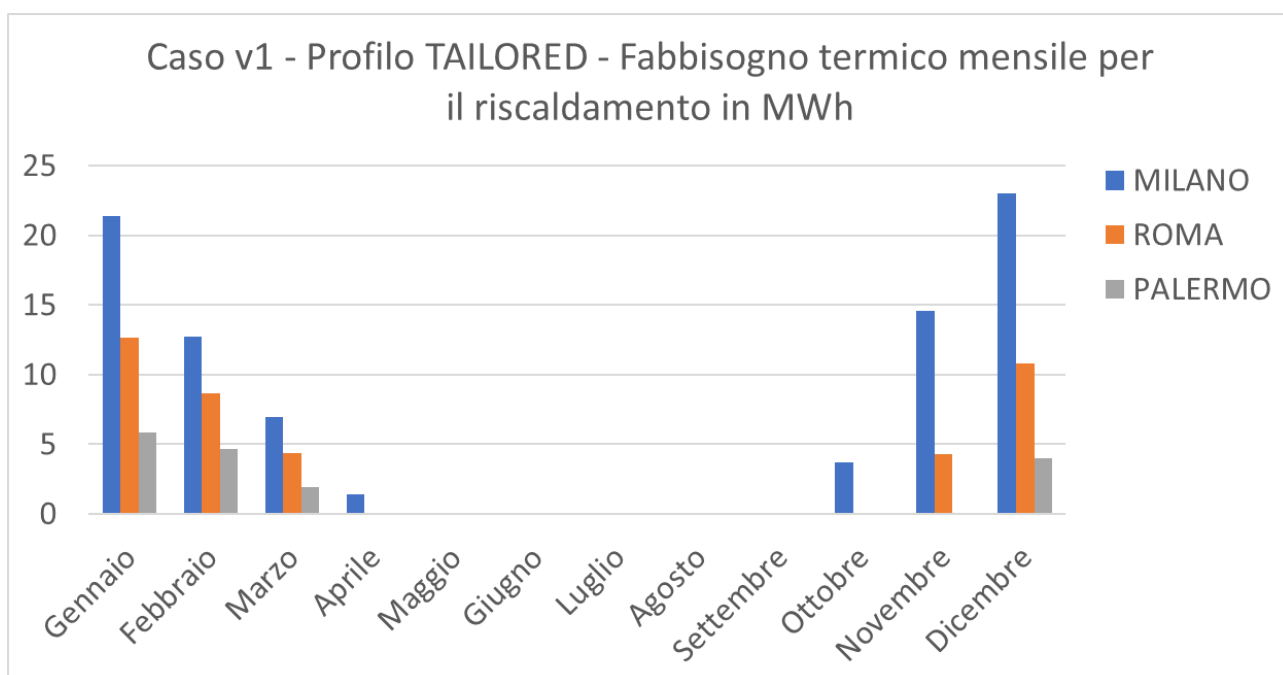


Figura 124. Distribuzione mensile del fabbisogno termico di riscaldamento per le tre zone climatiche in condizioni TAILORED.

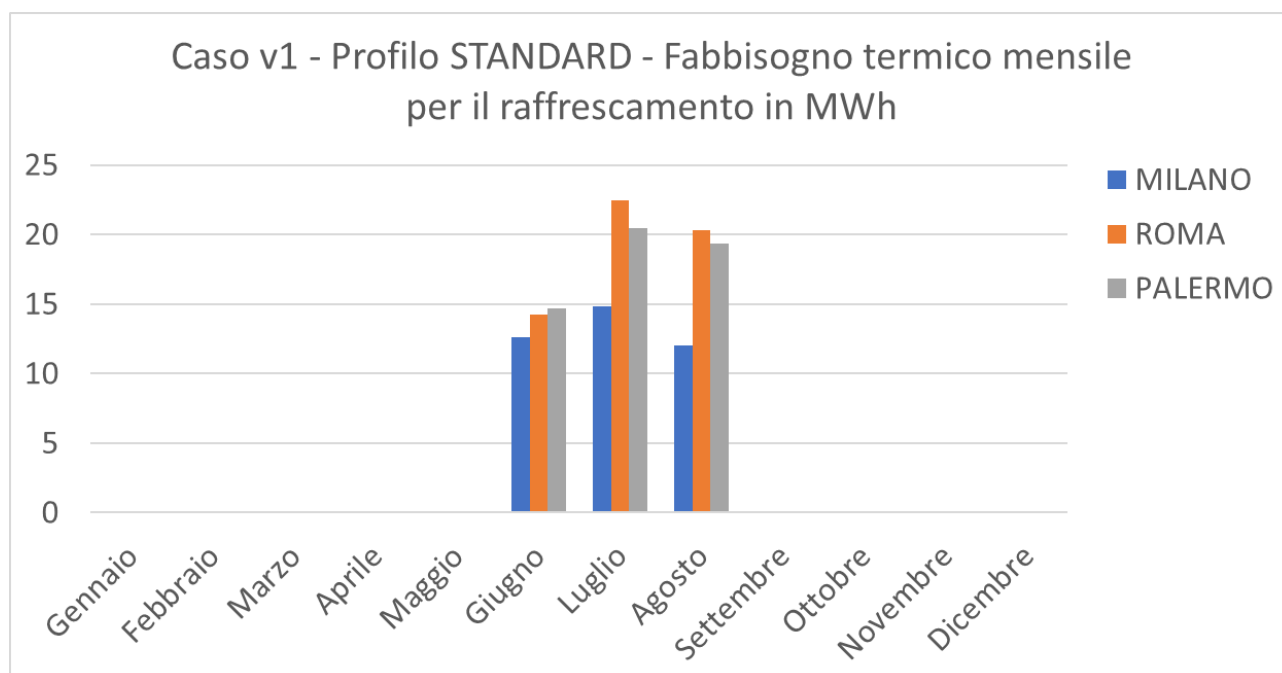


Figura 125. Distribuzione mensile del fabbisogno termico di raffrescamento per le tre zone climatiche in condizioni STANDARD.

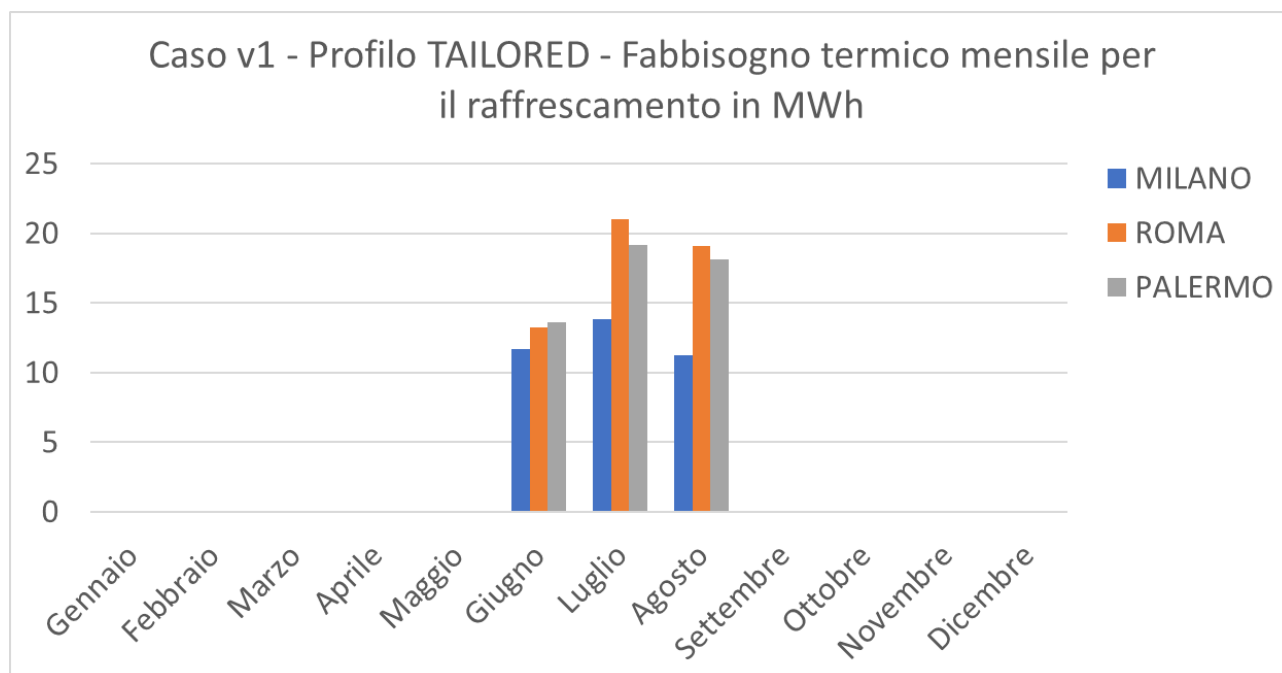


Figura 126. Distribuzione mensile del fabbisogno termico di raffrescamento per le tre zone climatiche in condizioni TAILORED.

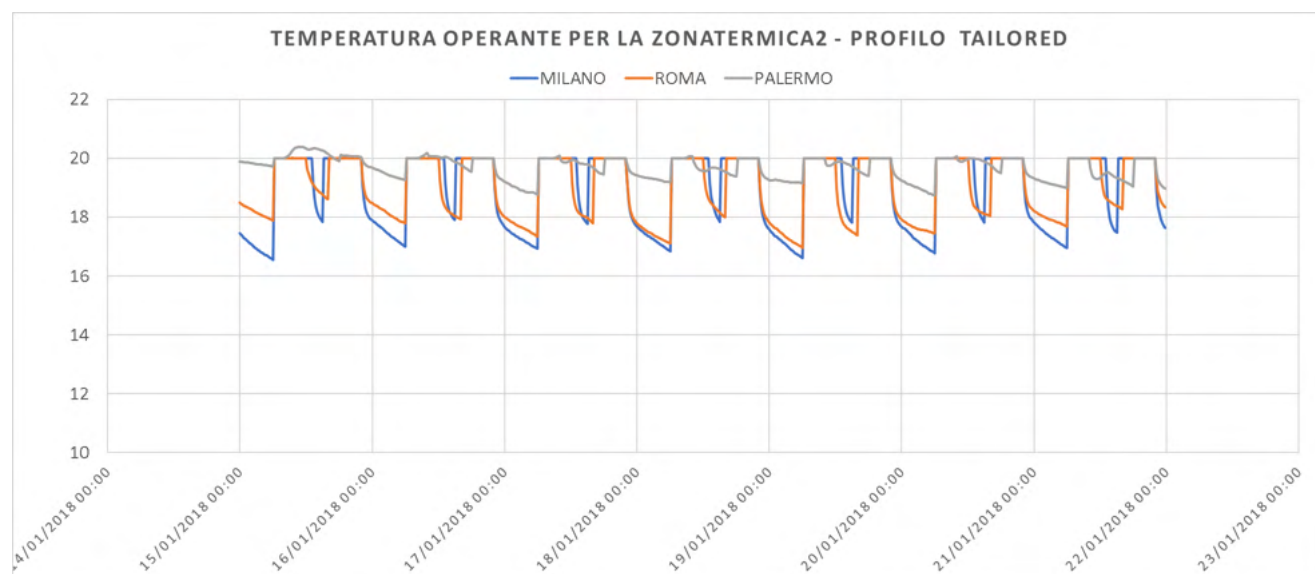


Figura 127. Temperatura Operante in una zona intermedia (Zona termica 2) nel mese di gennaio (Riscaldamento acceso) per le tre zone climatiche: profilo d'uso TAILORED.

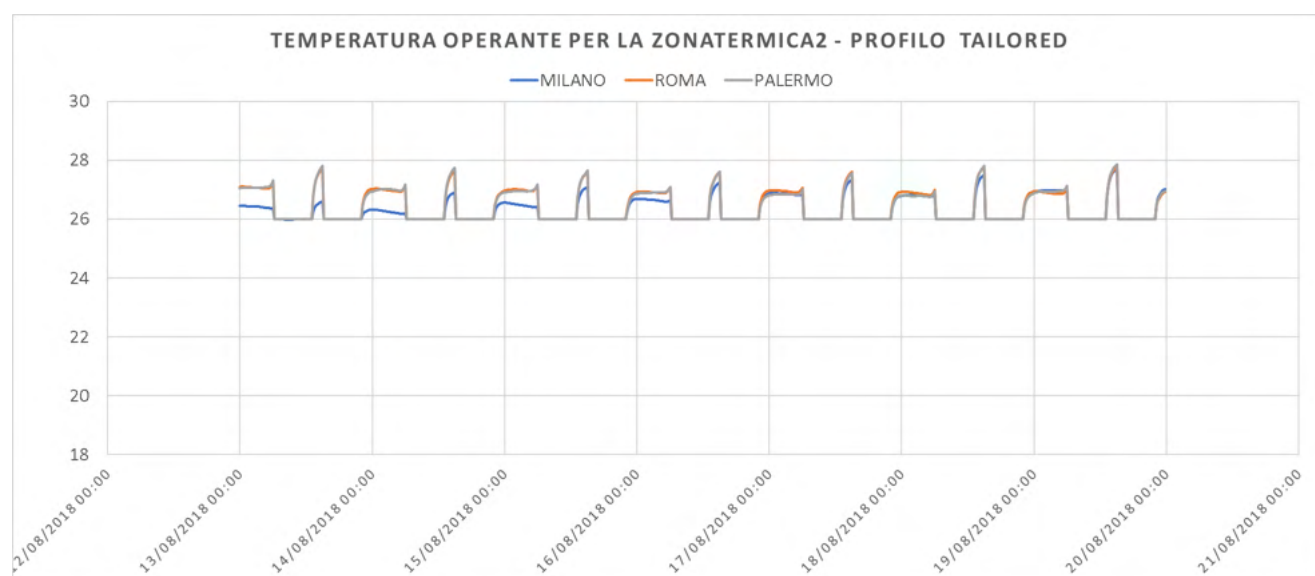


Figura 128. Temperatura Operante in una zona intermedia (Zona termica 2) nel mese di agosto (Raffrescamento acceso) per le tre zone climatiche: profilo d'uso TAILORED.

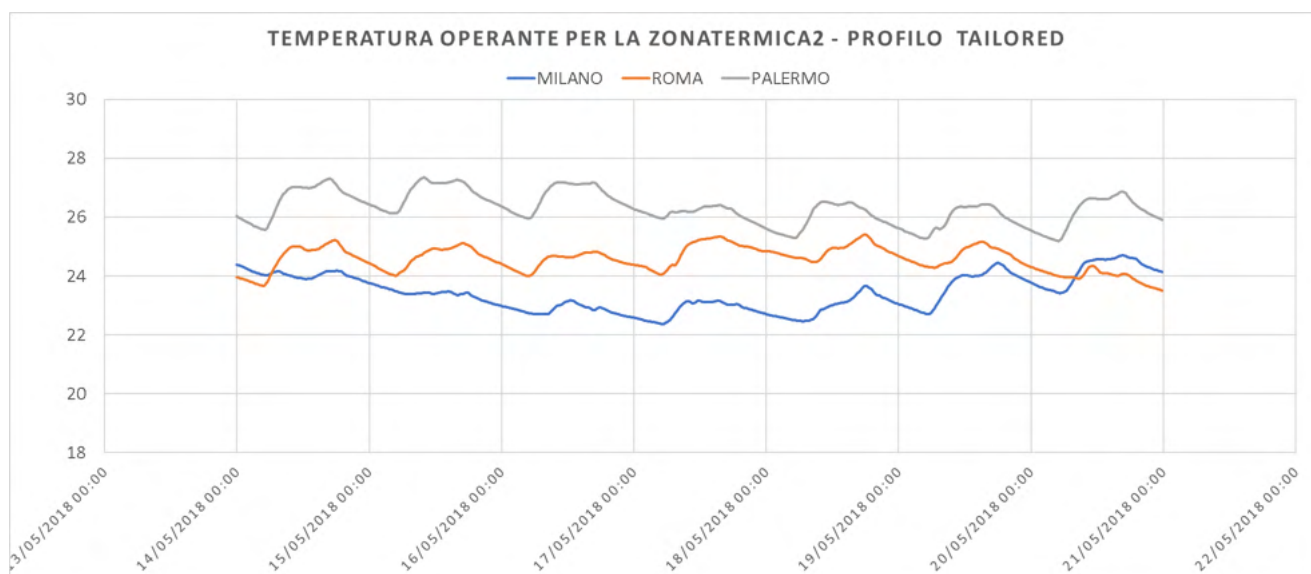


Figura 129. Temperatura Operante in una zona intermedia (Zona termica 2) nel mese di maggio per le tre zone climatiche: profilo d'uso TAILORED.

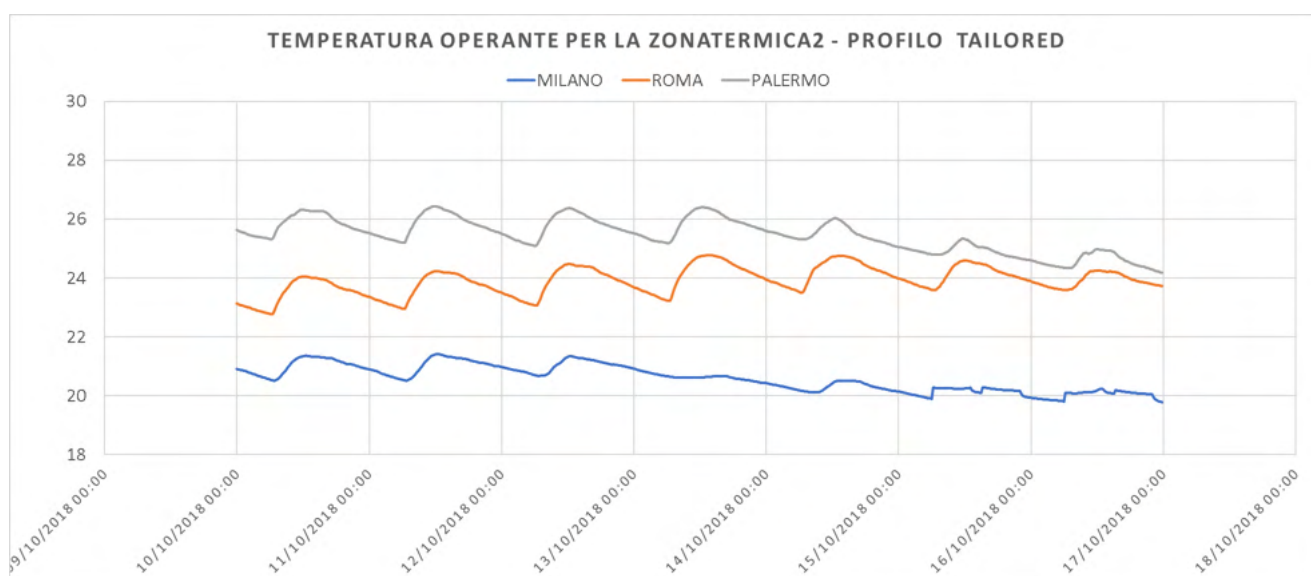


Figura 130. Temperatura Operante in una zona intermedia (Zona termica 2) nel mese di settembre per le tre zone climatiche: profilo d'uso TAILORED.

9 Conclusioni

Al termine del secondo anno di attività del progetto di ricerca mirante a realizzare un codice di calcolo per la simulazione dinamica delle prestazioni energetiche del sistema edificio che, pur consentendo un'analisi dettagliata e di qualità (base di calcolo oraria e sub-oraria), sia utilizzabile da utenti con gradi diversi di competenza e che possa evitare una grande richiesta di dati all'utente, tramite l'impiego di informazioni provenienti direttamente dai costruttori di componenti, si può concludere che:

- Il codice sviluppato il primo anno, riguardante la prestazione termo-energetica dell'involucro edilizio è stato "rinforzato" durante il suo impiego in questo secondo anno, eliminando alcuni piccoli errori e rendendolo più robusto;
- i modelli di simulazione dei principali componenti d'impianto termico, oggetto dell'attività modellistica di quest'anno (corpi scaldanti, ventilconvettori, distribuzione, caldaia a condensazione, pompa di calore invertibile) sono stati realizzati secondo gli obiettivi preposti, cioè basati sui dati disponibili dei produttori, e sono risultati sufficientemente precisi e robusti nel loro impiego;
- l'attività di sviluppo dei modelli di detti componenti ha portato alla necessità di rivedere profondamente tutta la base normativa di riferimento, evidenziando a volte incongruenze intrinseche in detta normativa, e incongruenza anche tra dati dichiarati dai costruttori, rendendo necessario un lavoro di identificazione delle migliori procedure per derivare da tali dati i valori più attendibili;
- l'applicazione del codice di simulazione al caso studio di edifici per uffici ha evidenziato come l'impiego di un codice di simulazione, che emula il comportamento dei componenti reali, cioè lavora sul mantenimento di temperature e portate dei fluidi termovettori, è estremamente sensibile al "progetto" implementato: il dimensionamento dei vari componenti d'impianto, se non corretto, determina il mancato soddisfacimento degli obiettivi preposti (costanza della temperatura negli ambienti climatizzati); un programma di simulazione, a differenza delle procedure normative per il calcolo della prestazione energetica degli edifici, non determina l'energia richiesta senza tener conto dei livelli termici del funzionamento dei vari componenti e di come i loro dimensionamenti influenzino il comportamento complessivo del sistema;
- sempre l'applicazione del codice sviluppato al caso studio ha dimostrato come, nel caso di edificio per uffici, la pompa di calore invertibile aria-acqua sia sempre più conveniente in termini di energia primaria non rinnovabile risparmiata in tutti i casi considerati, ovviamente risultando più interessante nei climi più miti.

10 Riferimenti bibliografici

1. Parlamento Europeo, "Direttiva 2002/91/EC del Parlamento europeo e del Consiglio del 16 dicembre 2002 sul rendimento energetico nell'edilizia", Gazzetta ufficiale delle Comunità europee. L 1/65, 04.1.2003.
2. Parlamento Europeo, "Direttiva 2010/31/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010 sulla prestazione energetica nell'edilizia (rifusione)", Gazzetta ufficiale delle Comunità europee. L 153/13, 18.6.2010.
3. Parlamento Europeo, "Direttiva 2018/844/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 30 maggio 2018 che modifica la direttiva 2010/31/UE sulla prestazione energetica nell'edilizia e la direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica", Gazzetta ufficiale delle Comunità europee. L 156/75, 19.6.2018.
4. Presidente della Repubblica, "Decreto Legislativo 19 agosto 2005, n. 192. Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell'edilizia", Gazzetta Ufficiale n. 222 del 23 settembre 2005 - suppl. ord. n. 158.
5. Presidente della Repubblica, "Decreto-legge 4 giugno 2013, n. 63, Disposizioni urgenti per il recepimento della Direttiva 2010/31/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010, sulla prestazione energetica nell'edilizia per la definizione delle procedure d'infrazione avviate dalla Commissione europea, nonché altre disposizioni in materia di coesione sociale. (13G00107)", Gazzetta Ufficiale n.130 del 5-6-2013
6. Presidente della Repubblica, "LEGGE 3 agosto 2013, n. 90. Conversione in legge, con modificazioni, del decreto-legge 4 giugno 2013, n. 63, recante disposizioni urgenti per il recepimento della Direttiva 2010/31/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010, sulla prestazione energetica nell'edilizia .. ", Gazzetta Ufficiale Serie Generale n.181 del 03-08-2013.
7. IBPSA-USA, "BEST Directory - Building Energy Software Tools", disponibile presso: <http://www.buildingenergysoftwaretools.com/> [ultimo accesso: novembre, 2019].
8. A.Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications", Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (318-345), Elsevier, 2009.
9. UNI, "UNI 10389-1:2019 - Misurazioni in campo - Generatori di calore - Parte 1: Apparecchi alimentati a combustibile liquido e/o gassoso", UNI, 2019, Milano.
10. UNI, "UNI EN 304:2018 - Caldaie per riscaldamento - Regole di prova per caldaie con bruciatori di olio combustibile a polverizzazione", UNI, 2018, Milano.
11. Consiglio delle Comunità Europee, "DIRETTIVA 92 / 42 / CEE DEL CONSIGLIO del 21 maggio 1992, concernente i requisiti di rendimento per le nuove caldaie ad acqua calda alimentate con combustibili liquidi o gassosi", Consiglio delle Comunità Europee, Gazzetta ufficiale dell'Unione europea, N.L 167/17, 22.6.9.
12. Commissione Europea, "REGOLAMENTO (UE) N. 813/2013 DELLA COMMISSIONE del 2 agosto 2013, recante modalità di applicazione della direttiva 2009/125/CE del Parlamento europeo e del Consiglio in merito alle specifiche per la progettazione ecocompatibile degli apparecchi per il riscaldamento d'ambiente e degli apparecchi di riscaldamento misti", Commissione Europea, Gazzetta ufficiale dell'Unione europea, L 239/136, 6.9.2013.
13. UNI, "UNI/TS 11300-2:2019 - Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l'illuminazione in edifici non residenziali", UNI, 2019, Milano.

- 14.UNI, "UNI EN 14511-1:2018 - Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti e refrigeratori per cicli di processo con compressore elettrico - Parte 1: Termini e definizioni", UNI, 2018, Milano.
- 15.UNI, "UNI EN 14511-2:2018 - Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti e refrigeratori per cicli di processo con compressore elettrico - Parte 2: Condizioni di prova ", UNI, 2018, Milano.
- 16.UNI, "UNI EN 14511-3:2018 - Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti e refrigeratori per cicli di processo con compressore elettrico - Parte 3: Metodi di prova ", UNI, 2018, Milano.
- 17.UNI, "UNI EN 14511-4:2018 - Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti e refrigeratori per cicli di processo con compressore elettrico - Parte 4: Requisiti ", UNI, 2018, Milano.
- 18.UNI, "UNI EN 14825:2019 - Condizionatori d'aria, refrigeratori di liquido e pompe di calore, con compressore elettrico, per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti - Metodi di prova e valutazione a carico parziale e calcolo del rendimento stagionale ", UNI, 2019, Milano.
- 19.UNI, "UNI EN 12309-1:2015 - Apparecchi per il riscaldamento e/o raffrescamento ad assorbimento e adsorbimento, funzionanti a gas, con portata termica nominale non maggiore di 70 kW - Parte 1: Termini e definizioni", UNI, 2015, Milano.
- 20.UNI, "UNI EN 12309-2:2015 - Apparecchi per il riscaldamento e/o raffrescamento ad assorbimento e adsorbimento, funzionanti a gas, con portata termica nominale non maggiore di 70 kW - Parte 2: Sicurezza", UNI, 2015, Milano.
- 21.UNI, "UNI EN 12309-3:2015 - Apparecchi per il riscaldamento e/o raffrescamento ad assorbimento e adsorbimento, funzionanti a gas, con portata termica nominale non maggiore di 70 kW - Parte 3: Condizioni di prova", UNI, 2015, Milano.
- 22.UNI, "UNI EN 12309-4:2015 - Apparecchi per il riscaldamento e/o raffrescamento ad assorbimento e adsorbimento, funzionanti a gas, con portata termica nominale non maggiore di 70 kW - Parte 4: Metodi di prova", UNI, 2014, Milano.
- 23.UNI, "UNI EN 12309-5:2015 - Apparecchi per il riscaldamento e/o raffrescamento ad assorbimento e adsorbimento, funzionanti a gas, con portata termica nominale non maggiore di 70 kW - Parte 5: Requisiti", UNI, 2015, Milano.
- 24.UNI, "UNI EN 12309-6:2015 -Apparecchi per il riscaldamento e/o raffrescamento ad assorbimento e adsorbimento, funzionanti a gas, con portata termica nominale non maggiore di 70 kW - Parte 6: Calcolo delle prestazioni stagionali", UNI, 2015, Milano.
- 25.UNI, "UNI EN 16905-1:2017 - Pompe di calore a motore endotermico alimentato a gas - Parte 1: Termini e definizioni ", UNI, 2017, Milano.
- 26.UNI, "UNI EN 16905-2:2020 - Pompe di calore a motore endotermico alimentato a gas - Parte 2: Sicurezza", UNI, 2020, Milano.
- 27.UNI, "UNI EN 16905-3:2017 - Pompe di calore a motore endotermico alimentato a gas - Parte 3: Condizioni di prova", UNI, 2017, Milano.
- 28.UNI, "UNI EN 16905-4:2017 - Pompe di calore a motore endotermico alimentato a gas - Parte 4: Metodi di prova", UNI, 2017, Milano.
- 29.UNI, "UNI EN 16905-5:2017 - Pompe di calore a motore endotermico alimentato a gas - Parte 5: Calcolo del rendimento stagionale in modalità riscaldamento e raffrescamento", UNI, 2017, Milano.
- 30.UNI, "UNI EN 442-2:2015 - Radiatori e convettori - Parte 2: Metodi di prova e valutazione", UNI, 2015, Milano.
- 31.UNI, "UNI EN 1264-4:2009 - Sistemi radianti alimentati ad acqua per il riscaldamento e il raffrescamento integrati nelle strutture - Parte 2: Riscaldamento a pavimento: metodi per la determinazione della potenza termica mediante metodi di calcolo e prove", UNI, 2009, Milano.
- 32.UNI, "UNI EN 14037-1:2016 - Pannelli radianti sospesi per riscaldamento e raffrescamento alimentati con acqua a temperatura minore di 120 °C - Parte 2: Pannelli radianti prefabbricati a soffitto per riscaldamento - Metodo di prova per determinare la potenza termica", UNI, 2016, Milano.

33. M.J. Brandemuhel, S.Gabel, I.Andersen (1993) "HVAC * 2 TOOLKIT - A toolkit for secondary HVAC system energy calculation", ASHRAE- J.C.E.M. - University of Colorado at Boulder.
34. UNI, "UNI EN 15316-4-1:2018 - Prestazione energetica degli edifici - Metodo per il calcolo delle richieste di energia del sistema e delle efficienze del sistema - Parte 4-1: Sistemi di riscaldamento e di generazione di acqua calda sanitaria, sistemi di combustione (caldaie, biomasse), Modulo M3-8-1, M8-8-1", UNI, 2019, Milano.
35. Heinisch R., Klose W., Schuett, E., "Degree of flue gas losses and Siegert formula", HLH, Heiz. Lueftung, Klima, Haustechnik, vol. 38:4, pp.163-166, 1987, Springer-VDI-Verlag, Berlin (in tedesco)
36. <https://www.boiler-planning.com/efficiency/basics/combustion-efficiency.html>, accesso il 6/02/2021
37. UNI, "UNI EN 15316-4-2:2018 - Prestazione energetica degli edifici - Metodo per il calcolo delle richieste di energia e delle efficienze del sistema - Parte 4-2: Sistemi di generazione per il riscaldamento degli ambienti, pompe di calore Moduli M3-8-2, M8-8-2", UNI, 2018, Milano.
38. ISO, "ISO 13612-2:2014 - Heating and cooling systems in buildings — Method for calculation of the system performance and system design for heat pump systems — Part 2: Energy calculation", ISO, 2014, Ginevra (CH).
39. UNI, "UNI EN 16798-9:2018 - Prestazione energetica degli edifici - Ventilazione per gli edifici - Parte 9: Metodi di calcolo per il fabbisogno energetico dei sistemi di raffreddamento (Moduli M4-1, M4-4, M4-9) - Generalità", UNI, 2018, Milano.
40. UNI, "UNI EN 16798-13:2018 - Prestazione energetica degli edifici - Ventilazione per gli edifici - Parte 13: Calcolo dei sistemi di raffreddamento (Modulo M4-8) - Generazione", UNI, 2018, Milano.

11 Abbreviazioni e acronimi

AEF	A uxiliary E nergy F actor
ATES	A quifer T hermal E nergy S torage
BF	B ypass F actor
BTES	B oreholes T hermal E nergy S torage
COP	C oefficient o f P erformance
CoTES	C old T hermal E nergy S torage
CR	C apacity R atio
CTES	C avern T hermal E nergy S torage
EER	E nergy E fficiency R atio
EHRE	E ngine H eat R ecovery E fficiency
FC	F attore di C arico u tile
GUE	G as U tilization F actor
GWTES	G ravel and W ater T hermal E nergy S torage
HTTES	H igh T emperature T hermal E nergy S torage
LHTES	L atent H eat T hermal E nergy S torage
LTTES	L ow T emperature T hermal E nergy S torage
MTTES	M edium T emperature T hermal E nergy S torage
NTU	N umber of T ransfer U nits
PCI	P otere C alorifico I neriore
PCS	P otere C alorifico S uperiore
PER	P rimary E nergy R atio
RTRES	R eversible T hermochemical R eaction E nergy S torage
SHTES	S ensible H eat T hermal E nergy S torage
TER	T otal E nergy R ation
TES	T hermal E nergy S torage
UTA	U nità T rattamento A ria
UTES	U nderground T hermal E nergy S torage
VRF	V ariable R efrigerant F low
VRV	V ariable R efrigerant V olume
WTES	W ater T ank T hermal E nergy S torage

12 Autori

Prof. Livio Mazzarella

Laureato in Ingegneria Meccanica indirizzo Energetico al Politecnico di Milano nel 1982 con il massimo dei voti, consegue il titolo di Dottore di Ricerca in Energetica, primo ciclo, nel luglio 1987. Ricercatore di ruolo dal 1990, professore incaricato dal 1993 al 1997 presso l'Università di Pavia, diventa professore associato di ruolo in Fisica Tecnica Ambientale nel 1998 e successivamente Professore Straordinario sempre presso la Facoltà d'Ingegneria del Politecnico di Milano dal 1° settembre 2000. Dal 1° settembre 2003, confermato nel ruolo di Professore Ordinario di Fisica Tecnica Ambientale (ING-IND/11), è stato docente di numerosi insegnamenti nell'ambito della fisica dell'edificio. Ha svolto e svolge attualmente attività di ricerca, documentata da più di 200 pubblicazioni, sui temi dell'Energetica e della Fisica Tecnica, e più precisamente nei settori della termo fluidodinamica, modellistica numerica dei sistemi edificio-impianto, energetica negli edifici, termofisica degli edifici, conversione termica dell'energia solare, sistemi per l'accumulo di energia termica: interstagionali e non, pompe di calore, trasporto di massa ed energia nei mezzi porosi, acustica applicata. Partecipa da più di vent'anni all'attività di normativa nel settore dell'energia negli edifici e degli impianti tecnici tramite il Comitato Termotecnico Italiano, ove ha ricoperto la carica di vice-presidente del SC1 del CTI e ricopre attualmente la carica di presidente del SC5. È inoltre REHVA fellow, coordinatore del COP group di REHVA, membro della giunta direttiva di AICARR e di IBPSA-Italy.

Ing. Andrea Alongi

Laureato in Ingegneria Edile con lode nell'aprile 2007 presso il Politecnico di Milano, ha conseguito il Dottorato di Ricerca in Energetica con merito presso lo stesso Ateneo nel 2012 con uno studio sui componenti d'involucro edilizio permeabili all'aria. Dal 2007 al 2019 è stato assegnista di ricerca presso il Dipartimento di Energia, dove ha svolto attività di ricerca sull'analisi numerica della prestazione energetica di edifici: lo studio, sia in termini di fabbisogno energetico in regime dinamico sia valutandone il comportamento in condizioni standardizzate da procedura per certificazione energetica, di edifici reali esistenti o in fase di progettazione; l'analisi parametrica tramite metodologia cost optimality di varie categorie di edifici virtuali (analisi per archetipi di residenze nuove ed esistenti, uffici nuovi ed esistenti, scuole). Dall'ottobre 2010 è stato assunto dallo stesso Ateneo nel ruolo tecnico.

Prof. Adriana Angelotti

Adriana Angelotti laureata in Fisica nel 2000, ha conseguito il Dottorato in Ingegneria Energetica presso il Politecnico di Milano nel 2004, dove nel 2005 ha preso servizio come ricercatrice di ruolo nel settore scientifico Fisica tecnica ambientale e nel 2019 quale professore associato nello stesso SSD. Si dall'inizio ha svolto attività di ricerca nell'ambito dell'efficienza energetica del sistema edificio-impianto: prestazioni degli impianti di climatizzazione (geotermici, sistemi a bassa exergia) e delle tecnologie di involucro edilizio innovative (facciate traspiranti, facciate ventilate, inerzia termica, sistemi tessili per l'architettura); benessere termoigrometrico in ambienti interni ed esterni; ventilazione naturale alla scala urbana, con particolare riferimento alla loro modellazione ai fini della simulazione dinamica.

Ing. Martina Pasini

Laureata con lode nel 2006 con tesi "Analisi tecnica comparativa di nuove tecnologie emergenti", riguardante principalmente la tecnologia di facciata ventilata trasparente (Double Skin Façades) e diplomatasi nello stesso anno all'Alta Scuola Politecnica, ha conseguito il titolo di dottore di ricerca, con lode, nel 2010 con la tesi "Towards an enriched modularity of building performance simulation's programs. Reconceptualisation and development of an Object-Oriented model for the Simulation of the Building System". Assegnista di ricerca per il Politecnico di Milano dal 2010 al 2017. Collaboratrice, come analista informatica e programmatrice, per un'industria produttrice di scambiatori di calore dal 2016 al 2019. Si occupa di simulazione dinamica dei fabbisogni del sistema Edificio-Impianto, sostenibilità ambientale, ottimizzazione di componente e di processo, algoritmi di automazione di processo, analisi dati.