

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea in
Ingegneria Energetica



Analisi comparative delle tecnologie a pompa di calore per il riscaldamento e la
produzione di acqua calda sanitaria negli edifici residenziali
- sviluppo del modello di sistema per il riscaldamento e l'ACS a PdC -

Relatore: Ing. Marcello APRILE
Correlatore: Ing. Fabrizio TADIELLO

Tesi di Laurea di:

Alessandro RIVOLTA Matr. 787032

Anno Accademico 2013 - 2014

Indice

SOMMARIO	9
ABSTRACT.....	10
INTRODUZIONE.....	11
1. TECNOLOGIE PER IL RISCALDAMENTO E LA PRODUZIONE DI ACS ..	13
1.1. Pompe di calore a compressione di vapore (VCHP)	14
1.1.1. Influenza delle condizioni operative	18
1.1.2. Tipologia di pompe di calore	22
1.1.3. Fluido di lavoro	24
1.1.4. Funzionamento a carico parziale	27
1.2. Pompe di calore ad assorbimento (GAHP)	30
1.2.1. Influenza delle condizioni operative	36
1.2.2. Fluidi di lavoro	39
1.2.3. Funzionamento a carico parziale	42
2. ANALISI COMPARATIVA.....	45
2.1. Definizione dell'edificio-tipo	45
2.1.1. Il carico di riscaldamento	46
2.1.1.1. Definizione dei fabbisogni di riscaldamento dell'edificio-tipo	46
2.1.1.2. Distribuzione oraria del fabbisogno	51
2.1.1.3. Calcolo del fabbisogno netto	56
2.1.2. La produzione di ACS	60
2.2. Scelta e dimensionamento di macchina	62
2.2.1. Valutazione delle prestazioni delle pompe di calore	65
2.3. Esito dell'analisi e considerazioni	72
2.3.1. Confronto tra zone climatiche	78

3. MODELLO POMPA DI CALORE	81
3.1. Costruzione e gestione del Modello	82
3.1.1. Dimensionamento di macchina	82
3.1.2. Logica di gestione della VCHP	87
3.2. Sviluppo in Trnsys	96
3.3. Risultati	112
3.3.1. Analisi dei risultati tratti dal modello	112
CONCLUSIONI	127
APPENDICE A.....	131
APPENDICE B.....	149
APPENDICE C.....	153
BIBLIOGRAFIA.....	163

Elenco delle Tabelle

<i>Tabella 1 - Caratteristiche dell'edificio-tipo</i>	46
<i>Tabella 2 - Località climatiche prese in esame</i>	46
<i>Tabella 3 - Classificazione EPh per la regione Lombardia (kWh/mq*anno)</i>	47
<i>Tabella 4 - Classificazione EPh Nazionale (kWh/mq*anno)</i>	47
<i>Tabella 5 - Valori EPh limite(2010) in funzione del rapporto di forma dell'edificio e dei gradi giorno della località</i>	48
<i>Tabella 6 – Calcolo EPh limite per Roma</i>	48
<i>Tabella 7 - Calcolo EPh limite per Brindisi</i>	48
<i>Tabella 8 - Classi energetiche EPh per Milano</i>	49
<i>Tabella 9 - Classi energetiche EPh per Roma</i>	49
<i>Tabella 10 - Classi energetiche EPh per Brindisi</i>	50
<i>Tabella 11 - Durate periodi di riscaldamento per zona climatica</i>	55
<i>Tabella 12 - Temperature di progetto per località climatica</i>	55
<i>Tabella 13 - Rendimenti del sottosistema di emissione del calore</i>	57
<i>Tabella 14 - Rendimenti di regolazione</i>	58
<i>Tabella 15 - Rendimenti di distribuzione per impianti termo-autonomi</i>	59
<i>Tabella 16 - Rendimenti di distribuzione per impianti centralizzati</i>	59
<i>Tabella 17 - Taglie di carico sanitario dalla UNI EN 16147/2011</i>	61
<i>Tabella 18 - Dati principali di scheda tecnica delle pompe di calore</i>	63
<i>Tabella 19 - Esempio di dimensionamento VCHP e GAHP per edificio in Classe B - Milano</i>	63
<i>Tabella 20 - Coefficienti di normalizzazione per gli indici di comparazione</i>	74
<i>Tabella 21 - Temperature di progetto per gli impianti di riscaldamento</i>	83
<i>Tabella 22 - Caratteristiche tecniche accumulo ACS (Cordivari)</i>	85
<i>Tabella 23 - Caratteristiche tecniche serbatoio tampone riscaldamento (Cordivari)</i>	86
<i>Tabella 24 - Caratteristiche di dimensionamento dell'accumulo sanitario – “Type60-d”</i>	100
<i>Tabella 25 - Risultati di comparazione per edificio in classe B e D nelle diverse zone climatiche</i> ...	126

Elenco delle Figure

<i>Figura 1 - Diagramma termodinamico ciclo di VCHP nel piano P-h</i>	15
<i>Figura 2 - Ciclo semplice di pompa di calore a compressione di vapore con un esempio di temperature e pressioni di esercizio (differenti con il tipo di fluido e le condizioni operative)</i>	16
<i>Figura 3 - Diagramma termodinamico reale ciclo di VCHP nel piano P-h</i>	17
<i>Figura 4 – Esempio di andamento del COP a carico nominale al variare della temperatura esterna (dati tratti dalla pompa di calore Aermec ANLI H080)</i>	19
<i>Figura 5 - Andamento delle prestazioni di macchina al variare delle temperature operative</i>	20
<i>Figura 6 - Andamento del COP in funzione della temperatura ambiente, per tre diversi livelli di umidità relativa</i>	21
<i>Figura 7 - Diagramma incremento dei coefficienti di prestazione VCHP su ΔT obiettivo</i>	22
<i>Figura 8 - Tipologie dei principali gas refrigeranti</i>	26
<i>Figura 9 - Confronto regolazione On-Off con regolazione Inverter</i>	29
<i>Figura 10 - Regolazione valvola termostatica di laminazione</i>	30
<i>Figura 11 – Ciclo a singolo effetto di pompa di calore ad assorbimento con un esempio di temperature e pressioni lato condensatore ed evaporatore (con coppia di fluidi H₂O-LiBr)</i>	32
<i>Figura 12 - Ciclo ad assorbimento, sistema chiuso</i>	34
<i>Figura 13 - Diagramma di Duhring per ciclo ad assorbimento</i>	37
<i>Figura 14 – Esempio di curve di GUE a carico nominale al variare della temperatura esterna (per pompa di calore Robur GAHP-AR)</i>	38
<i>Figura 15 - Caratteristiche delle coppie assorbente-refrigerante adottate nelle GAHP</i>	42
<i>Figura 16 - Curva sperimentale di variazione del GUE sul fattore di carico macchina per versione NH₃-H₂O, tratto dalla tesi di Redaelli Riccardo</i>	43
<i>Figura 17 - Stampa andamento temperature esterne per località climatica</i>	51
<i>Figura 18 - Andamento delle temperature esterne per Milano</i>	52
<i>Figura 19 - Andamento della temperatura esterna per Roma</i>	53
<i>Figura 20 - Andamento della temperatura esterna per Brindisi</i>	54
<i>Figura 21 - Distribuzione del carico giornaliero di ACS: taglia 'M' dalla UNI EN 16147-2011</i>	61
<i>Figura 22 - Percentuale di glicole antigelo sulla temperatura esterna per VCHP Aermec</i>	64
<i>Figura 23 - Curve di COP a carico nominale (Aermec) al variare della temperatura di mandata</i>	66
<i>Figura 24 - Curve di potenza termica nominale (Aermec) al variare della temperatura di mandata</i>	66
<i>Figura 25 - Curve di GUE a carico nominale (Robur), al variare della temperatura di mandata</i>	67
<i>Figura 26 - Curve di potenza termica nominale (Robur) al variare della temperatura di mandata</i>	67
<i>Figura 27 - Comparazione prestazioni VCHP-GAHP per classe energetica, in zona climatica E</i>	72
<i>Figura 28 - Comparazione emissioni di CO₂ VCHP-GAHP per classe energetica, in zona climatica E</i>	73
<i>Figura 29 - Comparazione fabbisogni di EP VCHP-GAHP per classe energetica, in zona climatica E</i>	73

<i>Figura 30 - Comparazione VCHP vs GAHP per edificio in classe A, zona climatica E</i>	75
<i>Figura 31 - Comparazione VCHP vs GAHP per edificio in classe B, zona climatica E</i>	76
<i>Figura 32 - Comparazione VCHP vs GAHP per edificio in classe D, zona climatica E</i>	77
<i>Figura 33 - Comparazione prestazioni per zona climatica VCHP vs GAHP edificio in classe A</i>	78
<i>Figura 34 - Comparazione emissioni per zona climatica VCHP vs GAHP per edificio in classe A</i>	79
<i>Figura 35 - Comparazione fabbisogni per zona climatica VCHP vs GAHP per edificio in classe A</i> ..	79
<i>Figura 36 - Schema di impianto</i>	81
<i>Figura 37 - Curve di andamento COP al decrescere del FC di macchina ed al variare della T_w</i>	91
<i>Figura 38 - Applicativi per il calcolo del $COP_{nominale}$ e della $T_{h,nominale}$ sulle temperature di mandata</i> .	96
<i>Figura 39 - Esempio di calcolatrice per il calcolo della Q_{I100} e del COP a 35°C di mandata</i>	97
<i>Figura 40 - Calcolatrici per il calcolo del COP e P_{th} nominale al variare della T di mandata</i>	98
<i>Figura 41 - Modello PdC a compressione di vapore</i>	98
<i>Figura 42 - "Type60-d" per accumulo sanitario</i>	100
<i>Figura 43 - Esempio di "Type2": controllore differenziale On/Off di temperatura</i>	101
<i>Figura 44 - Funzioni in ingresso al controllo di temperature centrale del serbatoio ACS</i>	101
<i>Figura 45 - Sistema di controllo carica accumulo ACS</i>	102
<i>Figura 46 - Porzione di impianto per la gestione dell'ACS</i>	103
<i>Figura 47 - Logica di gestione della valvola deviatrice al primario</i>	103
<i>Figura 48 - Gestione della mandata di ACS all'utenza, sezione di miscelazione e carico</i>	104
<i>Figura 49 - "Type14", gestione del carico di acqua calda sanitaria dell'utenza</i>	105
<i>Figura 50 - Esempio di inserimento della curva di carico orario ACS nel "Type14"</i>	105
<i>Figura 51 - Calcolo del carico reale sanitario d'utenza sui dati di simulazione in ingresso</i>	106
<i>Figura 52 - "Type38" per accumulo tampone sul riscaldamento</i>	107
<i>Figura 53 - Caratteristiche di dimensionamento dell'accumulo tampone - "Type38"</i>	107
<i>Figura 54 - Sistema di controllo di carica dell'accumulo di riscaldamento</i>	108
<i>Figura 55 - "Type9", inserimento del carico di riscaldamento ambiente per classe energetica A</i>	108
<i>Figura 56 - Calcolo della portata di riscaldamento e definizione delle temperature</i>	109
<i>Figura 57 - Schema di gestione impianto di riscaldamento lato utenza</i>	109
<i>Figura 58 - Modello completo di simulazione di impianto con sistema di generazione in pompa di calore a compressione di vapore (dimensionamento per la copertura completa del fabbisogno di riscaldamento ed acqua calda sanitaria)</i>	111
<i>Figura 59 - Esempio di simulazione di andamento delle prestazioni della pompa di calore, per edificio in Classe A, zona climatica E, periodo: 15/01 - 16/01</i>	113
<i>Figura 60 - Esempio di simulazione di andamento delle temperature di stratificazione bollitore ACS, per edificio in Classe A, zona climatica E, periodo: 15/01 - 16/01</i>	115
<i>Figura 61 - Esempio di simulazione di andamento delle temperature ACS utenza, per edificio in Classe A, zona climatica E, periodo: 15/01 - 16/01</i>	116
<i>Figura 62 - Esempio di simulazione di andamento delle temperature di riscaldamento, per edificio in Classe A, zona climatica E, periodo: 15/01 - 16/01</i>	117
<i>Figura 63 - Comparazione prestazioni VCHP modello-VCHP analisi per classe energetica, in zona climatica E</i>	120

<i>Figura 64 - Comparazione emissioni VCHPmodello-VCHPanalisi per classe energetica, in zona climatica E.....</i>	120
<i>Figura 65 - Comparazione richiesta EP VCHPmodello-VCHPanalisi per classe energetica, in zona climatica E.....</i>	121
<i>Figura 66 - Comparazione parametri di prestazione VCHP_modello - VCHP_analisi per zona climatica, Edificio in Classe A</i>	123
<i>Figura 67 - Comparazione parametri di emissione di CO₂ VCHP_modello - VCHP_analisi per zona climatica, Edificio in Classe A</i>	124
<i>Figura 68 - Comparazione parametri di fabbisogno EP VCHP_modello - VCHP_analisi per zona climatica, Edificio in Classe A</i>	124
<i>Figura 69 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe A in zona climatica E</i>	132
<i>Figura 70 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe B in zona climatica E</i>	134
<i>Figura 71 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe D in zona climatica E</i>	136
<i>Figura 72 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe A in zona climatica D</i>	138
<i>Figura 73 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe B in zona climatica D</i>	140
<i>Figura 74 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe D in zona climatica D</i>	142
<i>Figura 75 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe D in zona climatica E</i>	142
<i>Figura 76 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe A in zona climatica C</i>	144
<i>Figura 77 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe B in zona climatica C</i>	146
<i>Figura 78 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe D in zona climatica C</i>	148
<i>Figura 79 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe D in zona climatica E</i>	148



Sommario

Il presente elaborato di tesi mira a sostenere due possibili soluzioni impiantistiche di generazione di potenza termica per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria, basate su pompa di calore.

L'interesse per questa tecnologia deriva dall'obiettivo di cercare di contenere il fabbisogno degli edifici durante la stagione invernale, consentendo quindi un risparmio di energia primaria ed un abbattimento delle emissioni di gas serra in atmosfera.

Lo scopo del lavoro riguarda la comparazione, in ambito residenziale, di due tipologie di macchine: la pompa di calore a compressione di vapore e la pompa di calore ad assorbimento, ed il successivo sviluppo di un modello per la prima, mediante software di simulazione dinamica, capace di valutarne le prestazioni stagionali in condizioni di funzionamento reali. Confrontando quanto ottenuto, con la comparazione precedente, siamo giunti a selezionare, motivando, la tecnologia di pompa di calore che risulta maggiormente prestante a soddisfare i fabbisogni dell'edificio.

Parole chiave: pompa di calore ad assorbimento, pompa di calore a compressione, Trnsys, indici di prestazione.

Abstract

This thesis work aims to support two possible system solutions for thermal power generation, for heating and domestic hot water production, based on heat pumps.

The interest in this technology derives from the objective of trying to contain the requirements of the buildings during the winter season, allowing a primary energy savings and a reduction in emissions of greenhouse gases into the atmosphere.

The purpose of this work concerns the comparison, for residential buildings, of two types of machines: vapor compression heat pump and gas absorption heat pump, and the subsequent development of a model for the first, by means of dynamic simulation software, capable of evaluating its seasonal performance at actual operating conditions. Comparing what we have obtained from the simulation, with the previous comparison, we have come to select, giving reasons, the better technology of heat pumps that leading to meet the needs of the building.

Keywords: gas absorption heat pump, compression heat pump, Trnsys, indexes of comparison.

Introduzione

In Unione Europea (UE) il fabbisogno complessivo di energia degli edifici arriva a circa il 40% del totale di energia primaria: il riscaldamento degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria, costituiscono la quota più rilevante di tale fabbisogno. Ampi studi hanno mostrato come il parco edifici esistente, spesso datato, possieda ampi margini di miglioramento, permettendo quindi un possibile contenimento dei fabbisogni.

Tra le molte tecnologie esistenti, le pompe di calore sono sistemi che hanno dimostrato di essere un'efficiente ed economicamente valida alternativa ai sistemi convenzionali di generazione di potenza termica (le caldaie), con il vantaggio ulteriore di poter fornire anche il raffrescamento degli ambienti durante la stagione calda. Un'opportuna penetrazione di questa tecnologia nell'ambiente edificato è quindi fondamentale per raggiungere gli ambiziosi obiettivi fissati dalle recenti direttive UE in materia di efficienza energetica degli edifici.

Sebbene tale tecnologia sia molto versatile, la sua ottimale progettazione e gestione è strettamente legata al clima specifico della località di interesse, che ne influenza rilevantemente le condizioni operative. La sua diffusione, inoltre, è correlata a considerazioni economiche, dovute agli ancora elevati costi di investimento ed ai non particolarmente efficaci sistemi di incentivazione. Sul territorio italiano, ad esempio, questi ultimi si fondano sulla possibile detrazione fiscale del 65% dell'investimento (in vigore fino al 2014, poi del 50%), o sull'introduzione del "Conto Termico", ovvero una modalità di detrazione, di durata variabile con il tipo di sistema installato, atta a contabilizzare quanto effettivamente prodotto attribuendo un incentivo a tale quantità (per le pompe di calore elettriche e per quelle ad assorbimento l'incentivo vale 0.055 €/kWh_{th}). Tale forma di incentivazione, tuttavia, sostiene in modo equivalente, sia la pompa di calore a compressione di vapore che quella ad assorbimento, occorre quindi prefissare l'obiettivo di come poter valutare quale delle due possa essere effettivamente la migliore soluzione, a livello prestazionale, per la copertura dei fabbisogni degli edifici.

Utilizzando un "edificio di riferimento" (o edificio-tipo) come base di analisi, si propone, nello studio condotto, l'analisi della variazione dei fabbisogni delle due

tecnologie di pompe di calore, al variare della località e della classe energetica, puntando quindi ad effettuare una scelta in funzione di alcuni parametri di riferimento: richiesta di energia primaria, emissioni di anidride carbonica e coefficiente di prestazione.

In particolare, scorrendo l'elaborato, si troverà nel capitolo primo, la trattazione teorica delle due tipologie di macchine in pompa di calore, descrivendone i cicli termodinamici e le componenti che le caratterizzano, evidenziando le modalità di funzionamento ed i maggiori parametri di influenza.

A seguire, nel capitolo secondo, verrà effettuata una prima analisi di comparazione tra la VCHP (*Vapor Compression Heat Pump*) e la GAHP (*Gas Absorption Heat Pump*), utilizzando i parametri di efficienza in esercizio, valutandoli per tre zone climatiche del territorio Italiano e per altrettante classi energetiche. Questo consentirà una prima selezione della tecnologia di macchina che meglio si presta a coprire i fabbisogni dell'edificio per ciascuna località considerata.

Infine, nel terzo capitolo, si svilupperà un modello di pompa di calore a compressione, mediante software di simulazione dinamica. L'obiettivo di quest'ultimo è quello di fornire una più realistica valutazione delle condizioni di funzionamento della VCHP, studiando la configurazione d'impianto cui è connessa ed approfondendo la logica di gestione e regolazione, così da poterne ottimizzare il funzionamento in modo da contenere il fabbisogno di energia primaria per il soddisfacimento dei carichi dell'edificio.

1. Tecnologie per il riscaldamento e la produzione di ACS

L'evoluzione tecnologica legata alla produzione di potenza termica per il riscaldamento ambientale e la produzione di ACS ha sempre avuto come obiettivo primario il perseguimento della massima efficienza nel recupero dell'energia contenuta nei combustibili.

Con questo obiettivo si è riusciti, negli anni, a migliorare il processo di combustione e di scambio termico delle caldaie fino a raggiungere rendimenti prossimi all'unità.

Con il passare degli anni diverse circostanze hanno però modificato le esigenze del mercato, in particolare la crescita del costo dei combustibili fossili e la consapevolezza, nelle società sviluppate, degli elevati livelli di inquinamento presenti nei centri urbani e la scarsa sostenibilità dell'utilizzo di questi combustibili su scala globale.

Si è così favorita, anche grazie alla guida politica dei governi nazionali e comunitari, la spinta verso la riduzione del fabbisogno di energia per il riscaldamento ambiente e la produzione di acqua calda sanitaria negli edifici, puntando alla ricerca ed allo sviluppo di altre tecnologie, non necessariamente nuove, ma che avessero il potenziale di diventare economiche, a minor impatto ambientale, e facessero uso di fonti di energia rinnovabili: le pompe di calore.

A differenza dei sistemi termici a combustione, le pompe di calore garantiscono il soddisfacimento del fabbisogno dell'edificio mediante lo sfruttamento diretto di fonti rinnovabili, accoppiando il vantaggio di poter essere anche utilizzate come sistemi di raffrescamento durante la stagione calda, questo consente quindi un risparmio notevole in termini di costo di investimento e di gestione, perché si riesce a prevedere la collocazione di un'unica macchina anziché due, l'assenza di costose manutenzioni annuali e di controlli biennali (es. sui fumi delle caldaie).

Nel proseguo di questo capitolo si effettuerà una breve trattazione delle tecnologie in pompa di calore: vere e proprie macchine termiche in grado di prelevare calore a bassa temperatura dall'ambiente, o da altra sorgente, rendendolo disponibile al livello termico necessario, questo le rende parzialmente rinnovabili per definizione.

Tra le pompe di calore tratteremo le due principali tipologie: quelle a compressione di vapore (VCHP), nella più diffusa variante azionata da motore elettrico, e quelle ad assorbimento (GAHP).

1.1. Pompe di calore a compressione di vapore (VCHP)

La pompa di calore è una macchina che consente di trasferire energia termica da una sorgente a bassa temperatura, ad un sistema a temperatura più elevata, grazie ad un ciclo termodinamico di compressione-espansione di un fluido. Essa può essere utilizzata per riscaldare un edificio e fornire l'ACS prelevando calore dall'ambiente o, viceversa, per raffrescare l'edificio cedendo all'ambiente il calore prelevato dall'interno. In quest'ultimo caso viene definita più correttamente macchina frigorifera a compressione di vapore, ma esistono anche macchine in grado di invertire il flusso di calore durante il loro funzionamento, ed ottenere alternativamente i due obiettivi (le pompe di calore bivalenti).

Il ciclo di funzionamento teorico ideale può essere utilmente descritto nel diagramma P-h (*Figura 1*):

- La trasformazione 1-2 è isoentalpica, riceve il fluido allo stato di liquido saturo e lo espande, portandolo al di sotto della curva di saturazione;
- La trasformazione 2-3 è isobara, completa la fase di evaporazione grazie alla fornitura di energia termica prelevata dall'ambiente;
- La trasformazione 3-4 è isoentropica, descrive l'incremento di pressione del fluido allo stato vapore trascurando le perdite per irreversibilità;
- La trasformazione 4-1 è isobara, corrisponde alla cessione del calore da parte del fluido.

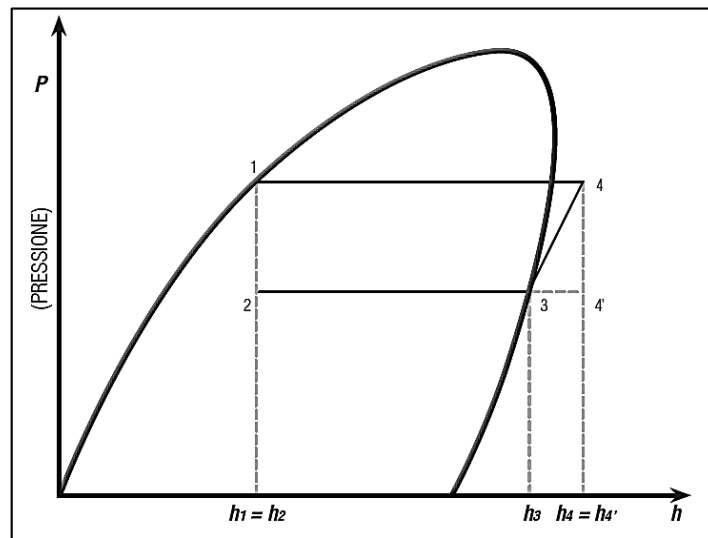


Figura 1 - Diagramma termodinamico ciclo di VCHP nel piano P-h

Il diagramma della *Figura 1* è utile al fine di descrivere le potenze ed i flussi energetici che queste macchine scambiano: il tratto $\overline{41}$ quantifica la quantità di calore ceduta, per unità di portata massica di fluido, dal condensatore, ottenendo così l'effetto utile del ciclo; il tratto $\overline{23}$ è rappresentativo della quantità di calore sottratta all'evaporatore, ed il tratto $\overline{34}$ è il lavoro fornito al compressore.

In altri termini, il calore ceduto durante la condensazione del fluido di lavoro è pari alla somma del calore acquisito per la sua evaporazione ed al lavoro richiesto dal compressore, al fine di elevarne la pressione alla massima del ciclo:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} + L$$

Quanto appena descritto rappresenta il ciclo di lavoro ideale, il fluido ed i componenti reali provocano una certa deviazione da quest'ultimo.

I componenti essenziali che costituiscono una pompa di calore in ciclo semplice, visualizzati in *Figura 2*, sono i seguenti:

- La valvola di laminazione, approssima egregiamente la trasformazione 1-2, essendo un componente a pareti rigide e pressoché adiabatiche;
- L'evaporatore, ovvero uno scambiatore di calore, effettua la trasformazione 2-3 consentendo al fluido di evaporare grazie all'assorbimento di calore dall'ambiente esterno (es. aria, terreno, acqua di falda, ecc.);

- Il compressore, effettua la trasformazione 3-4 portando il fluido in fase vapore dalla pressione dell'evaporatore a quella del condensatore, rappresenta l'elemento propulsore dell'impianto frigorifero;
- Il condensatore, è un secondo scambiatore di calore, si occupa della trasformazione 4-1 permettendo al fluido di lavoro di cedere, all'ambiente da riscaldare, l'energia di desurriscaldamento e condensazione.

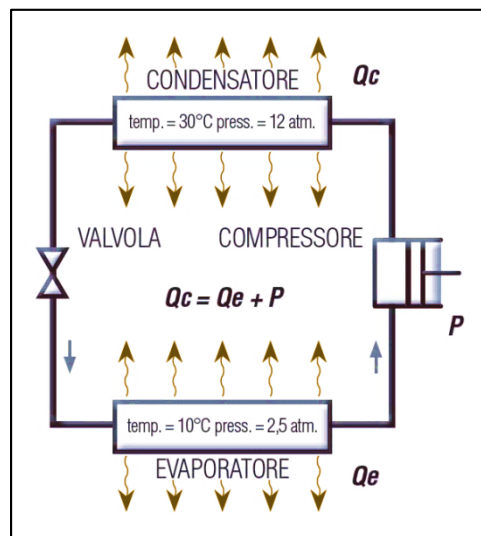


Figura 2 - Ciclo semplice di pompa di calore a compressione di vapore con un esempio di temperature e pressioni di esercizio (differenti con il tipo di fluido e le condizioni operative)

Le prestazioni di una pompa di calore sono racchiuse in modo globale in un unico indice, il COP (*Coefficient Of Performance*) ed, in secondo luogo, nella potenzialità di macchina in termini di potenza termica fornita all'ambiente da riscaldare, attraverso il condensatore.

Il COP è definito dal rapporto tra la potenza termica utile (effetto utile della VCHP) ed il lavoro speso per la compressione, ciò per quanto riguarda la macchina ideale. Parlando invece di una macchina reale, tale lavoro deve tenere in conto anche del fabbisogno elettrico di tutti gli organi ausiliari.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{L}$$

La trasformazione che il compressore reale applica al fluido devia necessariamente dal comportamento isoentropico, spostando così le condizioni di fine compressione dal punto 4' al 4'' di *Figura 3*. La differenza tra questi due punti dipende primariamente dall'efficienza del compressore, che può essere descritta attraverso il rendimento isoentropico¹.

$$\eta_{is} = \frac{h_{4'} - h_{3'}}{h_{4''} - h_{3'}}$$

Il compressore deve fornire, inoltre, un ulteriore incremento di pressione rispetto quello indicato nel ciclo ideale, a causa del fatto che l'attraversamento da parte del fluido di un componente, introduce sempre delle cadute di pressione: anche le trasformazioni reali di evaporazione e condensazione non sono infatti esattamente isobare (effetto non evidenziato in figura).

Vi sono poi altre variazioni che non sono strettamente connesse alla non idealità del fluido e dei componenti, quanto più ad esigenze tecniche o di miglioramento dell'efficienza: in particolare il prolungamento della trasformazione di condensazione e di quella di evaporazione.

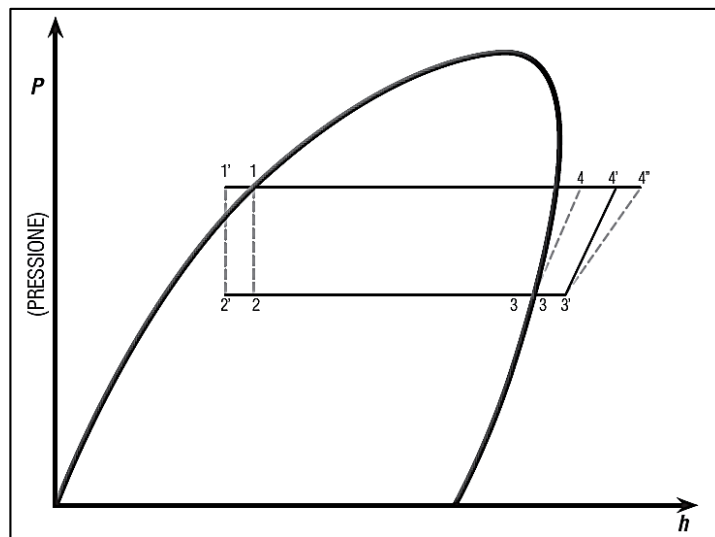


Figura 3 - Diagramma termodinamico reale ciclo di VCHP nel piano P-h

¹ Il rendimento isoentropico di compressore è definito come il rapporto tra il lavoro ideale che il compressore richiederebbe per effettuare una compressione isoentropica appunto, rispetto al lavoro effettivamente richiesto per la compressione reale.

Il primo si nota per lo scostamento dal punto 1 verso il punto 1': lo scambio termico nel condensatore viene prolungato oltre il raggiungimento della condizione di liquido saturo. Ciò richiede l'incremento della superficie di scambio del condensatore medesimo, con un'apposita sezione dedicata al sotto-raffreddamento del fluido di lavoro (*Climaveneta, 2014, p. 3-4*), ma consente un miglioramento delle prestazioni globali del ciclo: a parità di portata di fluido e di potenza spesa per la compressione (3'-4''), il prolungamento della fase di cessione del calore all'ambiente da riscaldare (4''-1') permette un aumento dell'effetto utile, dunque del COP (*AERMEC, 2014*).

Il secondo, ovvero il prolungamento della fase di acquisizione del calore dall'ambiente esterno, da una parte è diretta conseguenza del punto precedente (tratto 2'-2), dall'altra richiede una fornitura di calore aggiuntiva all'evaporazione (tratto 3-3'). Il surriscaldamento comporta un sovradimensionamento dell'evaporatore, che in queste condizioni si trova a dover cedere calore ad un fluido con coefficiente di scambio termico molto inferiore, perché completamente in fase vapore, ma consente di garantire il corretto funzionamento del compressore. Durante le condizioni operative, altrimenti, si potrebbe verificare la presenza di goccioline di liquido all'aspirazione del medesimo, che ne comporterebbero l'inevitabile usura e danneggiamento meccanico (oltre ad un peggioramento delle irreversibilità) (*Foundamentals of Engineering Thermodynamics, 2006*).

Il surriscaldamento del vapore può essere operato anche mediante uno scambiatore di calore aggiuntivo, che mette a contatto indiretto il vapore saturo uscente dall'evaporatore con il liquido saturo uscente dal condensatore, ciò permette appunto un sotto-raffreddamento del secondo ed un surriscaldamento del primo, prima dell'ingresso al compressore.

1.1.1. Influenza delle condizioni operative

Uno dei parametri che maggiormente influenzano il funzionamento della pompa di calore a compressione di vapore è la temperatura dell'ambiente esterno.

Si può osservare chiaramente da *Figura 4*, come anche a piccole variazioni in decrescita della temperatura, si ottengano delle forti fluttuazioni di prestazione della macchina. Ancor più evidenti nel campo delle tipiche condizioni invernali, avvicinandosi alle quali subentrano anche altri fattori di peggioramento, come si vede chiaramente dalla marcata decrescita della curva, dovuti a fenomeni di formazione di brina alle batterie

dell'evaporatore causanti un graduale peggioramento della capacità di scambio termico.

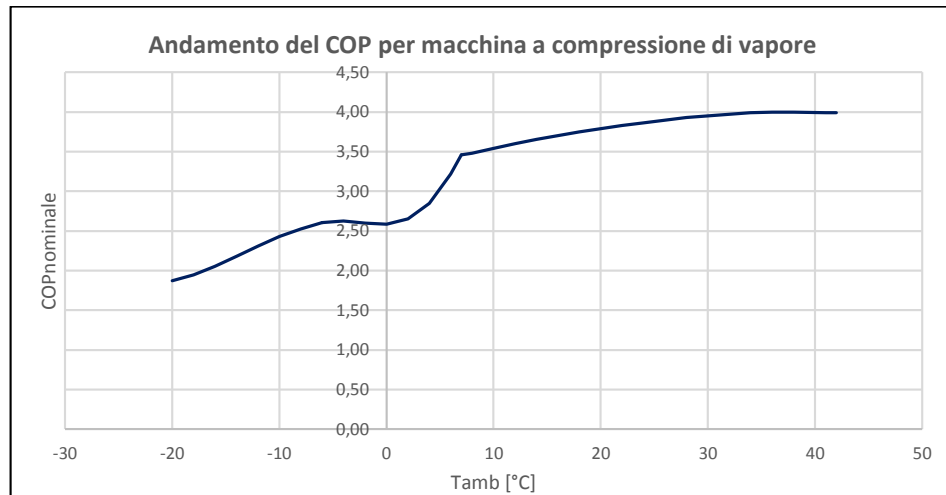


Figura 4 – Esempio di andamento del COP a carico nominale al variare della temperatura esterna (dati tratti dalla pompa di calore Aermec ANLI H080)

Oltre a questa graduale riduzione di efficienza, al decrescere della temperatura d'evaporazione ed all'aumentare di quella di condensazione, si osserva un netto incremento del lavoro richiesto dal compressore che comporta una riduzione del COP del ciclo. Sono anche da considerarsi alcuni problemi tecnici che insorgono in particolari condizioni di funzionamento, il principale dei quali è l'eventuale formazione di brina all'evaporatore, per le pompe di calore scambianti con l'aria ambiente.

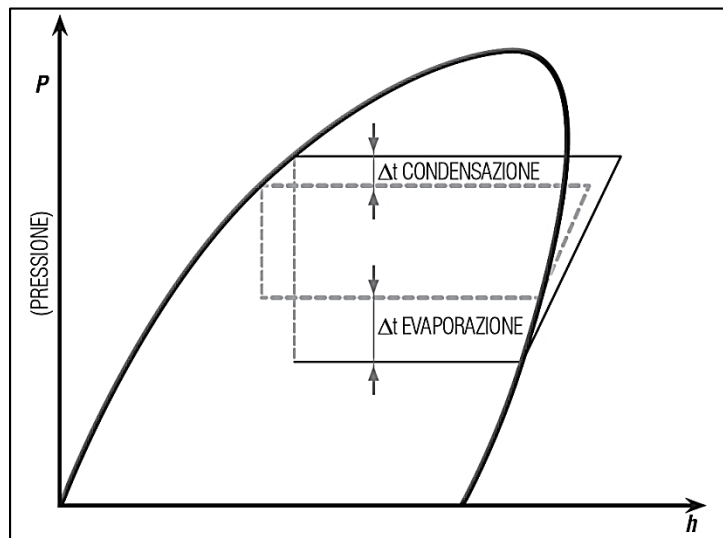


Figura 5 - Andamento delle prestazioni di macchina al variare delle temperature operative

Se l'aria esterna si trova in condizioni di elevata umidità relativa e temperature di poco superiori a 0 °C, venendo a contatto con le superfici fredde dell'evaporatore (temperatura inferiore a quella di rugiada dell'aria) inizia a condensare il proprio contenuto d'acqua su di esse, e, di lì a poco, a dare origine alla formazione di cristalli di ghiaccio. Continuando ad operare in tali condizioni, lo scambio termico all'evaporatore continuerebbe a peggiorare fino a renderlo totalmente incapace di acquisire potenza termica dall'ambiente: l'aumento dello spessore dello strato di ghiaccio ha infatti anche l'effetto di ridurre (fino ad annullare) le sezioni di passaggio dell'aria tra le alette dello scambiatore, rendendolo del tutto inefficace.

Al fine di ovviare a questo problema, in condizioni esterne di temperatura e umidità critiche, le moderne VCHP intervengono tempestivamente innescando dei cicli di sbrinamento che possono seguire due strategie: utilizzare delle resistenze elettriche che riscaldino l'evaporatore e permettano di conseguenza lo scioglimento del ghiaccio, oppure invertire temporaneamente il ciclo di macchina, inviando allo scambiatore esterno il fluido compresso con il fine di riscaldarlo, sciogliendo così il ghiaccio accumulatosi. Questa seconda modalità risulta energeticamente meno dispendiosa della prima, ma durante l'inversione del ciclo l'ambiente interno risente di un parziale raffreddamento: ciò può creare problemi di mancato comfort e, comunque, dovrà essere controbilanciato alla ripresa del normale funzionamento, con un incremento del carico termico che, a sua volta, aumenta nuovamente il rischio di formazione di brina.

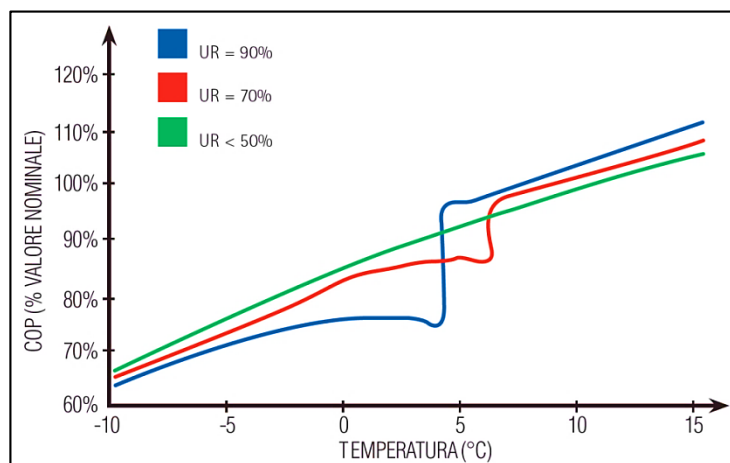


Figura 6 - Andamento del COP in funzione della temperatura ambiente, per tre diversi livelli di umidità relativa

La Figura 6 mostra un andamento qualitativo del calo del COP al variabile anche del livello di umidità relativa dell'aria, oltre che della temperatura della medesima, osservando che l'intervallo più critico per la formazione di brina all'evaporatore lo si ha tra i 2 ed i 6°C (circa). La formazione di brina non si osserva invece quando l'aria è particolarmente fredda, grazie al limitato contenuto di umidità (assoluta) a questi livelli termici.

Va detto inoltre che, grazie ad approfonditi studi di ricerca ed allo sviluppo di logiche di gestione più accurate delle pompe di calore, la formazione di brina all'evaporatore è un fenomeno che si riesce a controllare, non solo mediante cicli di sbrinamento, ma anche con la regolazione delle portate in circolo negli scambiatori. Questo consente quindi un minore impatto sul bilancio energetico della macchina (R. Lazzarin, 2009).

Tuttavia, l'inversione del ciclo è la soluzione più adottata, che, in fase di progettazione di impianto, deve essere considerata accuratamente. L'impatto dei cicli di sbrinamento, sul bilancio complessivo d'impianto (tenuto conto del fabbisogno di macchina e dell'energia sottratta all'ambiente interno durante l'inversione), può arrivare a pesare fino al 10% dell'energia totale richiesta, per ogni ciclo di sbrinamento necessario (Aicarr, 2014).

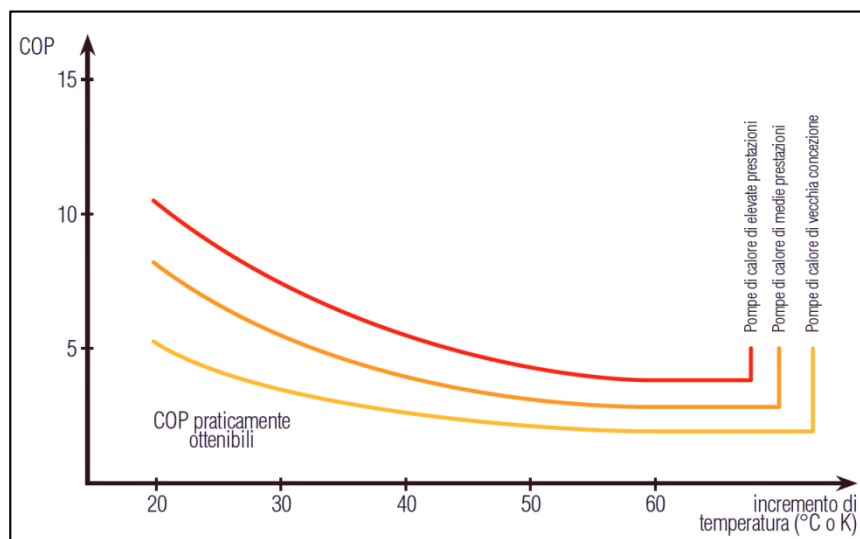


Figura 7 - Diagramma incremento dei coefficienti di prestazione VCHP su ΔT obiettivo

Volendo considerare che le prestazioni della pompa di calore sono ulteriormente influenzate anche dalla massima temperatura di mandata all'impianto, è utile riportare, in modo qualitativo, in *Figura 7*, l'andamento del COP di macchina all'incrementare della temperatura di mandata. Da tale andamento, si evidenzia che, grazie alla recente evoluzione tecnologica (curve dal giallo al rosso), le pompe di calore hanno subito un graduale e costante miglioramento, riuscendo quindi ad ottenere, a pari temperature di mandata, coefficienti di prestazione sempre maggiori.

Tornando a riferirci al ciclo di lavoro di macchina (*Figura 1*), il calore utile prodotto al condensatore lo si ottiene tramite recupero di calore dall'ambiente esterno, tuttavia maggiore è il livello termico che deve essere ottenuto più elevata sarà la difficoltà nell'ottenerlo: il necessario incremento di pressione del ciclo, in risposta alla maggiore esigenza di impianto, comporta un conseguente aumento del lavoro di compressione, peggiorando il COP di macchina.

1.1.2. Tipologia di pompe di calore

Una distinzione fondamentale, da farsi sulle pompe di calore a compressione, è rappresentata dalle sorgenti con le quali evaporatore e condensatore scambiano potenza. Indicando, per convenzione, il primo fluido a contatto con l'evaporatore ed il

secondo con il condensatore, possiamo definire quattro tipologie di accoppiamenti possibili per la macchina, in modalità pompa di calore:

- Aria - aria
- Aria - acqua
- Acqua - aria
- Acqua - acqua

Abbiamo appena descritto, nel paragrafo precedente, il problema di formazione della brina che contraddistingue le macchine dei primi due tipi (aventi l'evaporatore in aria); ciò ne peggiora l'efficienza, d'altro canto però sono macchine tipicamente più economiche e semplici da installare, quindi più diffuse.

Le macchine aria - aria sono le più semplici, tuttavia hanno prestazioni limitate dal modesto coefficiente di scambio termico associato all'aria (se confrontato con l'acqua) e dalla consistente spesa energetica per la movimentazione della medesima da parte dei ventilatori delle unità di scambio termico (la minore massa volumica dell'aria implica l'esigenza di una maggiore portata, al fine di poter scambiare la necessaria potenza termica). Tipiche macchine di questo tipo sono i condizionatori mono o multi split, ovvero le classiche unità di raffreddamento/riscaldamento collocate nei singoli ambienti come installazione singola, che non richieda interventi di modifica dell'impianto di riscaldamento esistente.

Le macchine aria - acqua si prestano molto bene ad impianti che già utilizzano, lato utenza, come fluido termovettore dell'acqua (o dell'acqua glicolata, per evitarne il congelamento durante le inattività di impianto o per climi molto rigidi), inviata mediante le pompe di circolazione ai terminali di diffusione del calore dei diversi ambienti: questo permette, da un lato, di evitare la collocazione di ventilatori di movimentazione dell'aria, migliorando il comfort acustico degli stessi, e dall'altro una più efficiente gestione della potenza termica generata. È una tipologia di macchine più efficiente delle precedenti e molto diffusa sul mercato, che verrà presa come riferimento, ed approfondita dal punto di vista del proprio funzionamento, nei capitoli successivi.

Le macchine acqua - aria sono più costose delle precedenti e relativamente poco performanti, pertanto si tratta di una soluzione generalmente scartata.

Le macchine acqua - acqua, infine, possono essere una scelta obbligata in quelle applicazioni ove la collocazione delle aria – acqua diventerebbe complessa per motivi quali: la carenza di aree esterne dove poter collocare la macchina, oppure la necessità di dover contenere il più possibile il rumore prodotto esternamente a causa della prossimità ad altri edifici.

Altre volte vengono scelte perché rappresentano la migliore scelta energetica ad oggi esistente sulle pompe di calore: sfruttando l'acqua come sorgente fredda e calda, permettono elevate efficienze di scambio termico e limitati consumi degli ausiliari per la movimentazione del fluido termovettore. L'acqua utilizzata come sorgente ha inoltre il vantaggio, in inverno, di avere una temperatura mediamente più elevata di quella dell'ambiente ed essere meno variabile durante il susseguirsi delle stagioni. Tale fluido può essere prelevato da fonte naturale (es. falda acquifera) o, più comunemente, utilizzando un circuito chiuso basato su sonde geotermiche collocate ad una opportuna profondità nel terreno, sfruttando così la temperatura media stagionale del medesimo come sorgente termica.

Un semplice, ma chiarificatore confronto tra le tipologie aria-acqua ed acqua-acqua può essere fatto prendendo di riferimento i coefficienti di prestazione medi stagionali, valutati sulla durata dell'anno termico di funzionamento della macchina. Appare chiaro come le pompe di calore acqua – acqua, evincendo della problematica del possibile brinamento dell'evaporatore, riescano a garantire un COP_{medio} stagionale nettamente maggiore rispetto alle unità aria – acqua, con incrementi superiori anche al 30% (prendendo tali configurazioni di macchine da un unico costruttore si osserva infatti quanto detto: valori di COP_{medio} di 3.4 per le prime, e 2.6 per le seconde *(Pompe di Calore, parte teorica ed applicativa, 2010)*).

1.1.3. Fluido di lavoro

I refrigeranti oggi utilizzati nelle pompe di calore, e nelle macchine frigorifere in genere, nacquero attorno agli anni '30: in quegli anni si iniziò a testare gli idrocarburi con lo scopo di poterli utilizzare in processi termici di lavorazione industriale e mineraria, giungendo alla realizzazione dei primi refrigeranti di tipo sintetico *(Pompe di Calore, parte teorica ed applicativa, 2010)*.

La scelta di un particolare refrigerante non è affatto banale, anzitutto deve rispondere ad esigenze di prestazione di macchina abbastanza spinte, garantendo il migliore

accoppiamento tra scambiatori di calore e compressore, e deve soddisfare esigenze molto spinte in tema di sicurezza ambientale e non solo.

La progettazione degli scambiatori viene effettuata, oltre che in funzione al tipo di fluido frigorifero di macchina, anche scegliendo un profilo di alettatura che meglio si accoppi alle condizioni di condensazione ed evaporazione che lo contraddistinguono, così da poter massimizzare l'efficacia di scambio termico in ogni condizione di funzionamento. Analogamente, la tipologia di materiali delle tubazioni, il tipo di compressore (ed il proprio rapporto di compressione), la tenuta delle giunzioni e tutto quanto concerne la componentistica del ciclo di macchina dipende quasi esclusivamente dalla scelta del fluido di lavoro.

I primi refrigeranti studiati vennero realizzati a partire da metano (CH_4) ed etano (C_2H_6) per sostituzione parziale degli atomi di idrogeno della molecola con atomi di fluoro o cloro, identificandoli con il nome commerciale di 'Freon'.

La nomenclatura che li ha contraddistinti, e che ancora oggi viene utilizzata per individuarli, si basa sull'anteposizione della lettera 'R', seguita immediatamente da due cifre per i derivati dal metano: la prima cifra, più 1, individua il numero di atomi di idrogeno che compongono la molecola, mentre la seconda individua il numero di atomi di fluoro. Per i derivati dall'etano invece si indicano tre cifre a seguire della lettera 'R': la prima, meno 1, indica il numero di atomi di carbonio e le altre due successive sono identiche a quanto appena enunciato.

Con il passare degli anni e con il sensibilizzarsi al tema dell'inquinamento ambientale, la scelta del fluido di lavoro è divenuta estremamente controversa e complessa. Accanto alle questioni della sicurezza e della resa energetica, sono stati introdotti indici di valutazione del loro impatto in caso di rilascio accidentale in ambiente, già oggi divenuti spesso più vincolanti rispetto ai primi. Ci riferiamo in particolare all'*ODP* (*Ozone Depletion Potential*), che come primo effetto ha condotto all'abbandono dell'uso del cloro come atomo di sostituzione nella molecola del refrigerante, ed il *GWP* (*Global Warming Potential*), che identifica l'impatto sul riscaldamento globale in termini di CO_2 equivalente.

Si riportano in *Figura 8* alcuni esempi di refrigeranti utilizzati in applicazioni standard, come i condizionatori e le pompe di calore residenziali, ed altri più diffusi in campo commerciale o industriale.

Tipo	Formula chimica	Pressione di saturazione [bar]		Volume specifico [m ³ /kg]	Calore latente di vaporiz. [kJ/kg]	Prod. frig. volumetrica [kJ/m ³]	ODP ⁽¹⁾	GWP		
		-10 °C	25 °C							
NATURALI	Vapore d'acqua (R718)	H ₂ O		0.0317		2257		0	0	
	Ammoniaca (R717)	NH ₃	2.899	10.00	0.419	1369	2700	0	<1	
	Anidride carbonica (R744)	CO ₂							1	
	Propano (R290)	C ₃ H ₈							3	
	Idrocarburi in genere	-								
SINTETICI	CFC (cloro-fluoro-carburi)	R11	CFCℓ ₃	0.257	1.064	0.612	182	267	1	4000
		R12	CF ₂ Cl ₂	2.193	6.517	0.077	162	1608	0.9 ÷ 1	8500
		R13	CF ₃ Cl	15.202	35.5	0.010	150		?	?
	HCFC (idro-cloro-fluoro-carburi)	R22	CHF ₂ Cl	3.545	10.438	0.065	234	2623	0.04 ÷ 0.06	1700
		R123	CHCl ₂ CF ₃	0.204	0.913	0.690	170	215	0.01 ÷ 0.02	93
	HFC (idro-fluoro-carburi)	R407C	mixture							1500
R134a		C ₂ H ₂ F ₄	2.005	6.655	0.100	217	1589	0	1300	

Figura 8 - Tipologie dei principali gas refrigeranti

I fluidi refrigeranti attualmente più utilizzati sulle pompe di calore a compressione di vapore commercialmente diffuse sono: l'*R134a* e l'*R410a*. Il secondo è, in realtà, una miscela binaria quasi azeotropica² dei refrigeranti *R32* e *R125* (50-50% in peso) che mostra buone prestazioni ed, al contempo, un contenuto impatto ambientale.

L'utilizzo di miscele ha permesso un notevole passo avanti nelle prestazioni di macchina, ottemperando sia a garanzia di elevata efficienza che a vincoli di rispetto ambientale. Va tenuto conto che l'utilizzo di miscele, come ad esempio l'*R410a*, può però comportare dei problemi: ad esempio il rischio connesso a fughe di fluido dalla macchina, anche modeste (possono avvenire anche lentamente negli anni). Essendo uno dei due componenti la miscela più volatile dell'altro, il rischio di una sua perdita è più elevato dell'altro componente e ciò comporta la variazione della composizione della medesima, facendole perdere la condizione di azeotropia e, quindi, peggiorando drasticamente le prestazioni della macchina (non sarebbe più in grado di operare il fluido nelle condizioni nominali).

Oltre alle miscele, cui si è appena accennato, esistono altri tipi di gas refrigeranti che potrebbero permettere un quasi totale annullamento dell'impatto ambientale: i refrigeranti naturali, come l'anidride carbonica o l'ammoniaca. I forti svantaggi che portano con se riguardano però la caduta di prestazioni di macchina dovute a difficoltà

² Una particolare miscela si definisce azeotropica se presenta, sulla curva di bolla e di rugiada, un punto coincidente, ossia se la transizione di fase da stato liquido a vapore, in coincidenza di quel particolare punto, e viceversa, avviene a temperatura costante. (Treccani, s.d.)

tecniche nella realizzazione o esercizio della stessa (per il primo) e la pericolosità di utilizzo (per il secondo).

L'*R744* (CO_2), come fluido refrigerante di macchina, ha come principale problema la ridotta temperatura critica, che impone l'uso di elevatissime pressioni di esercizio e l'esecuzione di un ciclo termodinamico transcritico: la cessione del calore all'ambiente (senza transizione di fase) richiede quindi uno scambiatore di calore, chiamato "gas cooler", più costoso e meno efficiente del condensatore. D'altro canto però realizzare macchine che sfruttino un ciclo transcritico consente l'ottenimento di livelli di temperatura che con altri fluidi non sarebbero raggiungibili, permettendo così l'accoppiamento delle moderne pompe di calore anche con impianti di riscaldamento di vecchia concezione, con sistemi diffusivi a radiatori, garantendo così un incremento delle prestazioni dello stesso (*Transcritical R744 (CO2) heat pumps, 2007*).

L'*R717* (NH_3), invece, permette una buona gestione del ciclo di macchina, con fattori di prestazione sufficientemente elevati e pressioni di lavoro non eccessive; d'altro canto, ha uno svantaggio molto marcato: l'ammoniaca è estremamente pericolosa da gestire in forte concentrazione, essendo infiammabile ed estremamente tossica. Ciò richiede una ridondanza nei sistemi di sicurezza di macchina e nella zona dell'edificio nella quale viene collocata, tali da escluderne, o renderne estremamente difficile ed oneroso, l'utilizzo in applicazioni residenziali o di piccolo terziario.

1.1.4. Funzionamento a carico parziale

Il funzionamento di una pompa di calore a carico parziale, come vedremo in questo paragrafo, rappresenta una condizione estremamente interessante, ma anche non semplice da gestire e tuttora oggetto di ampi sforzi di ricerca.

Fino a poco tempo fa i compressori di quasi tutte le macchine frigorifere in commercio erano gestiti con la semplice regolazione On-Off: la macchina veniva gestita sempre a carico nominale e fermata al raggiungimento della temperatura imposta nell'ambiente da riscaldare (o raffrescare). Questa modalità di regolazione è ancora oggi molto diffusa per applicazioni di piccolissima potenza (es. frigoriferi domestici), perché permette di contenere i costi del compressore e dell'intero sistema, comportando però uno svantaggio rilevante se adottata per la regolazione di pompe di calore a servizio di un edificio: essa obbliga infatti ad ampi transitori di temperatura dell'ambiente, che ne riducono il comfort. Tale problema potrebbe essere risolto con un avvio/arresto della

macchina molto frequente, che però ha lo svantaggio di ridurre pesantemente l'efficienza media e la vita utile.

Una modalità di regolazione molto più efficiente, che si è imposta sul mercato delle pompe di calore elettriche, è la regolazione ad inverter. L'inverter è un dispositivo elettronico statico, capace di modificare la frequenza della corrente di alimentazione del motore, regolando quindi il numero di giri del compressore e modificando la portata del fluido di lavoro elaborato. Un limite ad esso correlato è dato dall'impossibilità di effettuare una modulazione di frequenza su campi drasticamente ampi, per effetto delle forti perdite di rendimento isoentropico del compressore ai bassi regimi di rotazione. Tuttavia, sulle pompe di calore regolate con questo dispositivo rimane generalmente conveniente scendere dal carico termico nominale fino al suo 30% circa ^(AERMEC-ANLI), intervenendo con la gestione On-Off solo al di sotto di tale soglia. Vale la pena dire, però, che questa soglia dipende in particolare dal tipo di compressore scelto, in quanto la perdita di efficienza rispetto alla trasformazione isoentropica dipende dalla fluidodinamica della macchina. Il valore precedentemente indicato si intende riferito a compressori volumetrici di tipo scroll, che sono quelli largamente più utilizzati nelle VCHP di piccola taglia (residenziale e piccolo terziario) per i buoni rendimenti isoentalpici e volumetrici³ raggiunti; oltre alla semplicità meccanica vantano anche un basso costo ed una continuità della portata elaborata, che ne limita la rumorosità ^(Complementi di macchine. Macchine volumetriche e operatrici dinamiche, 2013).

In *Figura 9* è possibile osservare l'andamento delle condizioni interne all'ambiente controllato, confrontando sistemi in pompa di calore regolati con modalità On-Off e sistemi con modalità ad inverter, notando chiaramente come la regolazione con quest'ultima permetta una più accurata gestione della temperatura, senza manifestare le tipiche forti oscillazioni del sistema On-Off.

³ Il rendimento volumetrico costituisce il rapporto tra l'effettivo volume di gas che entra nel compressore ed il volume di spazio reso disponibile dalla macchina per la compressione ^(Compressori volumetrici, 2014).

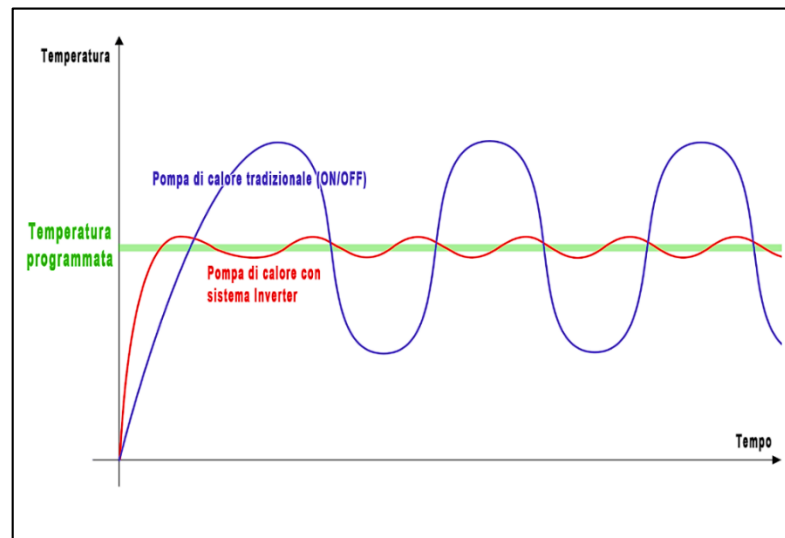


Figura 9 - Confronto regolazione On-Off con regolazione Inverter

Come ogni altra tecnologia, anche la regolazione inverter porta con se alcuni svantaggi, che sono inerenti alla maggiore complicazione di macchina e, di conseguenza, ad un aggravio del costo della stessa.

Un secondo componente, di fondamentale importanza per il ciclo frigorifero, che merita una breve trattazione in questo paragrafo è la valvola di laminazione. Con macchine esclusivamente di tipo On-Off, era possibile realizzare la laminazione mediante un condotto di sezione molto contenuta che permettesse di dare, nota la portata transitante, la corretta perdita di carico e mantenere così il salto di pressione nominale tra condensatore ed evaporatore. Con l'uso della regolazione ad inverter, quindi la forte variazione di portata del fluido, questa tipologia di valvola di laminazione non è però più adottabile. È stata quindi soppiantata da una valvola termostatica, capace di regolare la sezione di passaggio in funzione di un segnale inviatogli generalmente dal grado di surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore: in *Figura 10* è mostrato lo schema di funzionamento della valvola di laminazione di tipo meccanico.

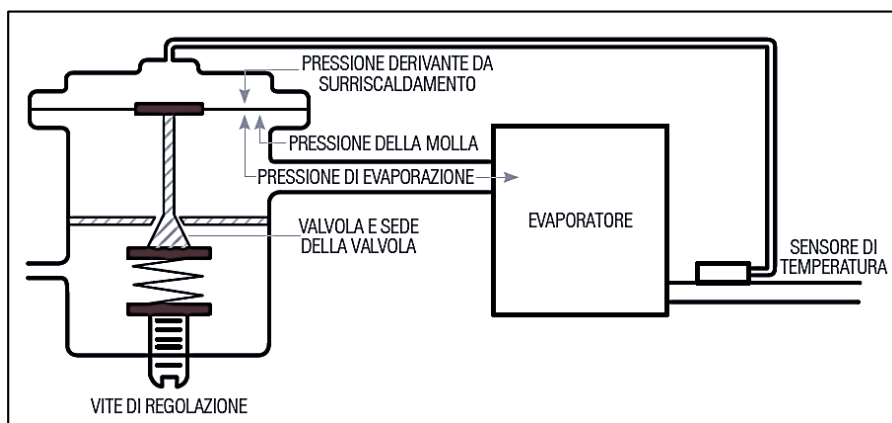


Figura 10 - Regolazione valvola termostatica di laminazione

Tuttavia anch'essa presenta un difetto: lavorando con delle differenze di pressione, necessita sempre di un certo livello di sovrappressione, anche quando le condizioni di lavoro della macchina ne richiederebbero uno inferiore, ad esempio in fase di elevata parzializzazione del carico. Questo problema è stato risolto per via definitiva con l'utilizzo di valvole a regolazione elettronica, capaci di regolare finemente la posizione dell'apertura dell'otturatore di valvola con estrema sensibilità.

Conclusa l'analisi del ciclo termodinamico e la trattazione delle componenti che caratterizzano la tecnologia delle pompe di calore a compressione di vapore, si passa ora a trattare quella delle macchine ad assorbimento.

1.2. Pompe di calore ad assorbimento (GAHP)

Le pompe di calore ad assorbimento (*Gas Absorption Heat Pump*) rappresentano una possibile alternativa alle pompe di calore a compressione di vapore. Si tratta, infatti, di una variante di queste ultime, che prevede di utilizzare una versione del compressore definibile come "termico", anziché un normale compressore meccanico, allo scopo di elevare la pressione del fluido frigorifero all'uscita dell'evaporatore sino a quella d'ingresso al condensatore.

Il fluido frigorifero a bassa pressione, per poter essere portato alle condizioni opportune per il funzionamento del ciclo e dar origine all'effetto utile voluto, viene prima assorbito, formando una miscela (liquida) arricchita in refrigerante, successivamente viene pompato verso un componente del ciclo nel quale avviene la

nuova separazione del refrigerante dall'assorbente, con rilascio di quest'ultimo a pressione superiore.

Avendo a che fare con una miscela allo stato liquido, l'uso alternativo di una pompa, anziché di un compressore, consente di ridurre drasticamente il consumo di energia elettrica per l'incremento di pressione del sistema, ma, per poter eseguire questo processo fisico di assorbimento/desorbimento, diventano necessari scambi di potenza termica e, quindi, la presenza di una fonte di calore ad un livello termico sufficientemente elevato (per il desorbimento).

Sfruttare, come fonte prevalente per il ciclo, del calore, più economico dell'elettricità (es. perché facilmente ottenibile dalla combustione di gas naturale mediante bruciatori a bordo macchina⁴) è ciò che rende il vantaggio principale della GAHP, ma che comporta anche una complicazione impiantistica, che ne compensa i minori costi operativi con costi impiantistici aggiuntivi.

Ad oggi tale tipologia di macchine è in fase di studio e si auspica che in un prossimo futuro vengano introdotte sul mercato macchine aventi una maggiore diversificazione di taglia, così da renderne possibile l'applicazione anche per il settore residenziale di singola utenza monofamiliare. Le taglie oggi disponibili sono adatte ad installazioni di un certo rilievo, a livello di potenzialità complessiva di impianto (35-45 *kWt*), andando a poter sostituire direttamente le caldaie in quanto permettono temperature operative superiori a quelle ottenibili dalle equivalenti versioni a compressione; ciò le rende particolarmente affini ad interventi di ristrutturazione edilizia, dove si preveda di mantenere i sistemi diffusivi esistenti (AICARR, 2011).

Le loro elevate potenzialità di sviluppo le spingono a credere in una prossima diffusione residenziale, motivo per cui si è ritenuto necessario dargli opportuno spazio in questa tesi.

⁴ In contesti come quello industriale, tale calore può essere ancora più economico da ottenere, se si pensa ad esempio ai cascami termici di processi, o allo scarico di gas molto caldi da gruppi di generazione elettrica come le turbine a gas.

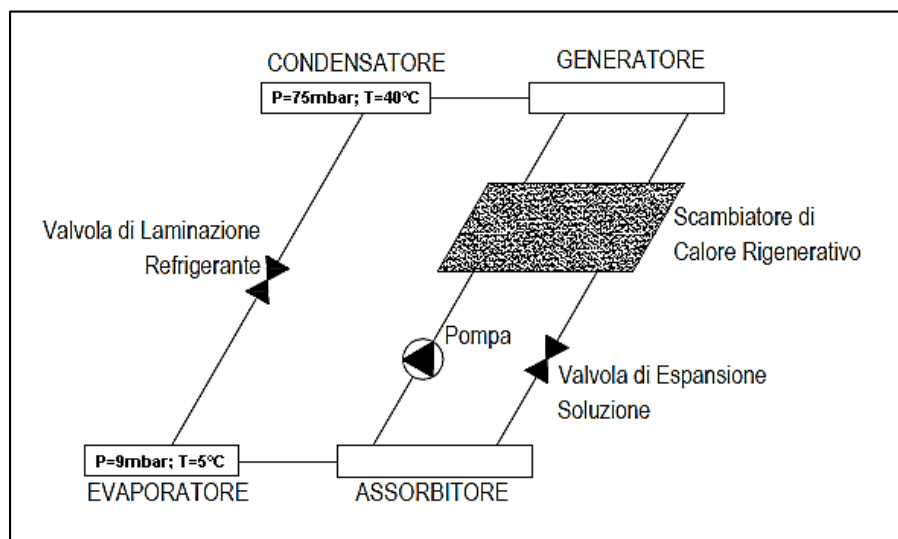


Figura 11 – Ciclo a singolo effetto di pompa di calore ad assorbimento con un esempio di temperature e pressioni lato condensatore ed evaporatore (con coppia di fluidi $H_2O-LiBr$)

In Figura 11, è riportato un esempio di ciclo di macchina, ma è doveroso annotare che esiste anche una configurazione differente, funzione dei fluidi di lavoro della macchina medesima. In questo esempio di macchina ad acqua e bromuro di litio, le condizioni tipiche di esercizio di evaporatore e condensatore sono dovute dall'aver usato acqua come refrigerante, implicante quindi delle pressioni molto ridotte per raggiungere le temperature previste. Puntando invece ad utilizzare una differente coppia di fluidi, come ad esempio ammoniacca ed acqua, il ciclo si differenzierà per l'aggiunta di un ulteriore componente (necessario per garantire la completa separazione di quest'ultimo dall'assorbente), ma ciò che cambia in modo rilevante sono le condizioni di esercizio: condensatore ed evaporatore si troveranno a lavorare ad una pressione superiore a quella atmosferica (15bar circa per il primo e 5 bar circa per il secondo), a parità di temperature.

Un'ulteriore considerazione sulle pressioni del ciclo della GAHP: a seconda della coppia di fluidi refrigerante-assorbente si hanno delle forti differenze sulle massime e minime pressioni operative.

Per la coppia $H_2O-LiBr$, il ciclo di lavoro, come osservato, è fortemente in depressione rispetto all'ambiente esterno alla macchina, questo perché avendo acqua come refrigerante, alla temperatura di saturazione di $5^\circ C$, prevista all'evaporatore, la pressione corrispondente è particolarmente ridotta (circa 9mbar). Ciò implica che il processo di assorbimento del refrigerante nell'assorbente sarà fortemente influenzato

dalla temperatura nell'assorbitore: essendo la pressione ridotta, il processo è reso difficoltoso, di conseguenza diventa sostanziale il controllo della temperatura alla quale avviene. Le ridotte pressioni del ciclo esigono la scelta di materiali di elevata qualità, che riescano a garantire un forte grado di impermeabilizzazione all'involucro di macchina, cercando così di evitare possibili infiltrazioni di aria all'interno.

La coppia $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, invece, avendo pressioni operative superiori all'atmosferica, non risente di problematiche di rilevante controllo della temperatura all'assorbitore, inoltre i due fluidi sono perfettamente miscibili tra loro; per contro, però, le elevate pressioni di lavoro richieste al generatore, rendono difficoltosa l'evaporazione dell'ammoniaca dall'acqua esigendo quindi temperature superiori. L'utilizzo di ammoniaca come refrigerante, e di acqua come assorbente, richiede l'adozione di un componente aggiuntivo: il rettificatore, atto a poter completare la fase di separazione della prima dalla seconda evitando quindi che il vapore di refrigerante prodotto possa contenere una certa parte di acqua al suo interno, questo, infatti, causerebbe forti peggioramenti delle prestazioni di macchina ed un possibile congelamento del fluido all'evaporatore.

La pompa di calore ad assorbimento è una macchina in cui avvengono processi di condensazione, laminazione isoentalpica ed evaporazione, analoghi a quelli di una pompa di calore a compressione di vapore, dei quali quindi non si discuterà ulteriormente; ma oltre ad essi, per chiudere il ciclo, si osserva la presenza di un sistema particolare, chiamato "compressore termico", nel quale avvengono le seguenti trasformazioni:

- Il fluido frigorifero evaporato mediante acquisizione di potenza termica dall'ambiente esterno (nell'evaporatore), è inviato all'assorbitore dove viene assorbito nel liquido; la soluzione così ottenuta (ricca di refrigerante) è prelevata dalla pompa, la quale ne innalzerà la pressione sino a quella massima del ciclo;
- La miscela ad "alta" pressione viene inizialmente preriscaldata, ricevendo calore nello scambiatore interno rigenerativo, per poi giungere al generatore, dove viene ulteriormente riscaldata sino all'evaporazione del refrigerante per desorbimento dall'assorbente, formando quindi una miscela povera che sarà riportata all'assorbitore per rendere continuo il ciclo;
- Il fluido refrigerante è quindi inviato al condensatore, così da cedere il calore ad un secondo fluido (effetto utile della macchina) e procedere alla chiusura

del ciclo, identicamente alla macchina a compressione di vapore, passando per la valvola di laminazione e tornando quindi all'evaporatore;

- La soluzione impoveritasi di refrigerante nel generatore è in grado di poter riassorbirne di nuovo, quindi, passando per lo scambiatore intermedio, recuperando il calore ancora disponibile, è laminata dalla valvola di laminazione, e portata all'assorbitore per riprendere nuovamente il ciclo.

La Figura 12 si propone di mostrare in modo schematico, e qualitativo, i processi che avvengono nei componenti cui si è accennato nella descrizione del ciclo di funzionamento della macchina.

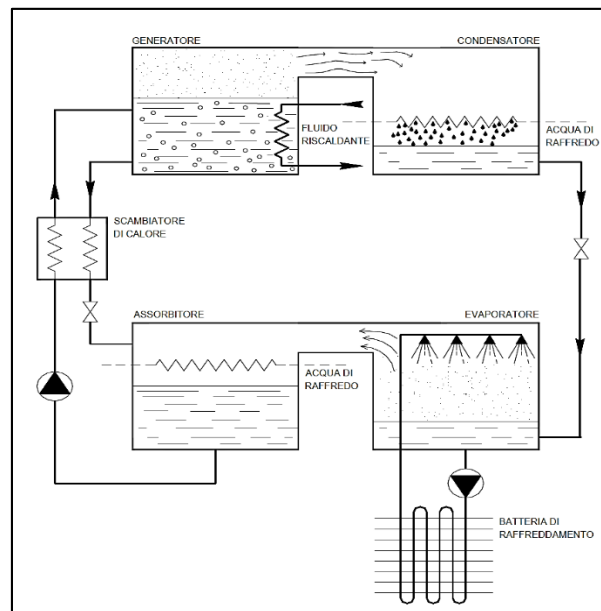


Figura 12 - Ciclo ad assorbimento, sistema chiuso

Analizzando le componenti caratteristiche del ciclo semplice a singolo effetto:

- L'evaporatore è responsabile dell'acquisizione di energia dall'ambiente esterno alla macchina, evaporando il fluido refrigerante, cedendolo in fase vapore all'assorbitore;
- L'assorbitore è il componente dedicato ad accogliere il fluido refrigerante in fase vapore e provvederle all'assorbimento mediante acqua (per le GAHP $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) o bromuro di litio (per le GAHP $\text{H}_2\text{O-LiBr}$); poiché l'assorbimento è un processo esotermico, è necessario garantire un opportuno raffreddamento di

tale componente, cedendo il calore in eccesso ad un secondo circuito, così da mantenerne le condizioni di lavoro nominali;

- Lo scambiatore di calore rigenerativo, a valle dell'assorbitore, permette di preriscaldare la miscela ricca di refrigerante inviata al generatore⁵, contenendo così la quantità di potenza termica complessiva da dover fornire dall'esterno;
- Il generatore opera l'apporto di energia termica alla miscela refrigerante-assorbente, permettendone il desorbimento del primo dal secondo;
- Il rettificatore, presente solo per i cicli ad ammoniaca-acqua, svolge il compito di garantire una completa separazione tra refrigerante ed assorbente. È indispensabile per coppie di fluidi aventi un punto di ebollizione non molto differente l'uno dall'altro;
- La valvola di laminazione della soluzione povera svolge il compito di andare a riportare nuovamente la medesima alla pressione dell'assorbitore, dove potrà procedere nuovamente all'assorbimento di altro refrigerante;
- Il condensatore, è l'ultimo componente del ciclo, riceve il refrigerante prodotto nel generatore e provvede a cedere la potenza termica disponibile verso un secondo fluido, il medesimo utilizzato per il raffreddamento dell'assorbitore, portandolo ad elevata temperatura e rendendo così l'effetto utile del ciclo di pompa di calore.

Così come per la macchina a compressione di vapore, anche per la pompa di calore ad assorbimento è possibile adottare un indice di prestazione globale: il GUE (*Gas Utilization Efficiency*).

Il GUE è definito come rapporto tra il calore utile prodotto dalla macchina, somma di quello ceduto dal condensatore e quello asportato dall'assorbitore, e la quantità di energia richiesta in ingresso al generatore (*Impianti Termotecnici - Volume 1B - Impianti di Riscaldamento, 2014*).

$$GUE = \frac{\dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{ass}}{\dot{Q}_{gen}}$$

⁵ Non indispensabile da un punto di vista del funzionamento ma indispensabile per consentire efficienze di macchina ragionevoli, contenendo i consumi di gas naturale (se dotata di bruciatori a bordo macchina).

1.2.1. Influenza delle condizioni operative

Le pompe di calore ad assorbimento, contrariamente rispetto a quelle a compressione di vapore, non risentono di drastiche variazioni di prestazione in correlazione all'andamento delle temperature esterne, questo perché avendo la possibilità di generare a bordo macchina la potenza termica necessaria, riescono a controbilanciare l'eventuale carenza di potenza recuperata all'evaporatore, per decrescita della temperatura dell'ambiente esterno, con un incremento di quella autoprodotta.

La prima osservazione possibile sul ciclo di GAHP sta nell'osservare la presenza di tre distinti livelli di temperatura:

- La temperatura del pozzo freddo (all'evaporatore), T_e ;
- La temperatura del pozzo caldo (al condensatore), T_c ;
- La temperatura del generatore, T_g .

Nel generatore si avranno le massime temperature del ciclo: in esso sono racchiuse le reazioni di desorbimento del refrigerante dall'assorbente, reazioni che necessitano di grandi quantitativi di energia termica al fine di poter avvenire.

A seguire, come cascate termico, si ha il condensatore, nel quale viene inviato il vapore refrigerante appena generato, a media temperatura e massima pressione. Infine segue l'evaporatore, nel quale il fluido frigorifero è portato a basse pressioni e temperature ad opera della valvola di laminazione, rendendolo così capace di acquisire potenza termica dall'ambiente esterno.

Da tali livelli di temperatura è possibile risalire direttamente ai flussi di potenza scambiati nelle varie componenti del ciclo, in particolare si definiscono:

- \dot{Q}_g , la potenza termica ceduta al generatore;
- \dot{Q}_c , la potenza termica ceduta dal condensatore verso il fluido termovettore;
- \dot{Q}_e , la potenza termica sottratta dall'evaporatore all'ambiente esterno.

Effettuando un bilancio di primo principio, e trascurando per il momento la potenza termica scambiata all'assorbitore e le potenze elettriche degli ausiliari, si ottiene che la potenza termica complessivamente ceduta dal condensatore (quella utile) è valutata come somma di quella all'evaporatore e quella al generatore:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_e + \dot{Q}_g$$

Affiancando poi un bilancio di secondo principio, in termini di variazione entropica del ciclo:

$$\Delta S_t = -\frac{\dot{Q}_e}{T_e} - \frac{\dot{Q}_g}{T_g} + \frac{\dot{Q}_c}{T_c}$$

E sostituendo il primo termine della prima equazione, nella seconda, si ottiene una chiara correlazione che mette in dipendenza la variazione entropica con le temperature:

$$\Delta S_t = \dot{Q}_e * \left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_e} \right) + \dot{Q}_g * \left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_g} \right)$$

Da quest'ultima equazione: il termine $\left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_e} \right)$ risulta sempre negativo, perché la temperatura del pozzo caldo è, e deve essere, sempre maggiore di quella del pozzo freddo. Tenendo conto, inoltre, che la variazione entropica di una qualunque trasformazione è sempre maggiore o uguale a zero, se ne deduce che la temperatura nel generatore, T_g , deve essere a sua volta strettamente maggiore della temperatura del pozzo caldo, altrimenti la GAHP non potrebbe funzionare.

Definite le gerarchie sulle temperature, seguendo lo schema di *Figura 13*, è possibile osservare come avvengono le singole trasformazioni descritte in precedenza.

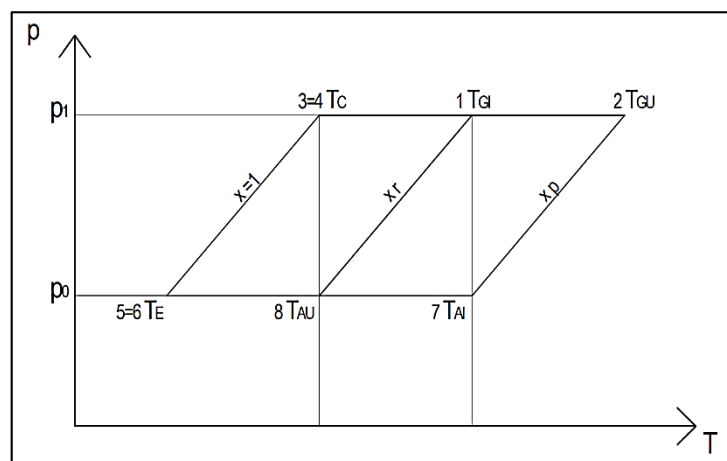


Figura 13 - Diagramma di Duhring per ciclo ad assorbimento

Il diagramma appena riportato, chiamato diagramma di Dühring, è un diagramma particolare perché consente di evidenziare la dipendenza tra tre variabili: la temperatura, la pressione e la frazione massica della soluzione.

Mediante questo diagramma, in un ciclo GAHP a singolo effetto, è possibile individuare due differenti livelli di pressione e tre diverse concentrazioni della soluzione assorbente-refrigerante: partendo dal refrigerante puro presente nel condensatore e nell'evaporatore ($x=1$), passando per la soluzione ricca, dalla pompa al generatore (xr), e chiudendo con la soluzione povera, dallo scambiatore di calore interno all'assorbitore (xp).

Come per le pompe di calore a compressione, nel caso tipico in cui la GAHP scambia calore con l'aria ci aspettiamo che la variazione di temperatura ambiente comporti una drastica decrescita della potenza termica producibile dalla macchina e del proprio coefficiente di prestazione, ma questo non è così rilevante come per le precedenti. Infatti, non si presenta in modo particolarmente marcato il problema del brinamento delle batterie, evincendo quindi la problematica di dover installare sistemi di riscaldamento ausiliari (come resistenze elettriche) o provvedere all'inversione del ciclo per sbrinarle, riuscendo così ad evitare dispendiosi fabbisogni di energia. Questo lo si osserva dalla curva di andamento delle prestazioni, *Figura 14*, la quale mostra una decrescita del GUE con il diminuire della T_{ambiente} , ma non presenta la discontinuità nell'intorno dei valori da 2 a 6°C.

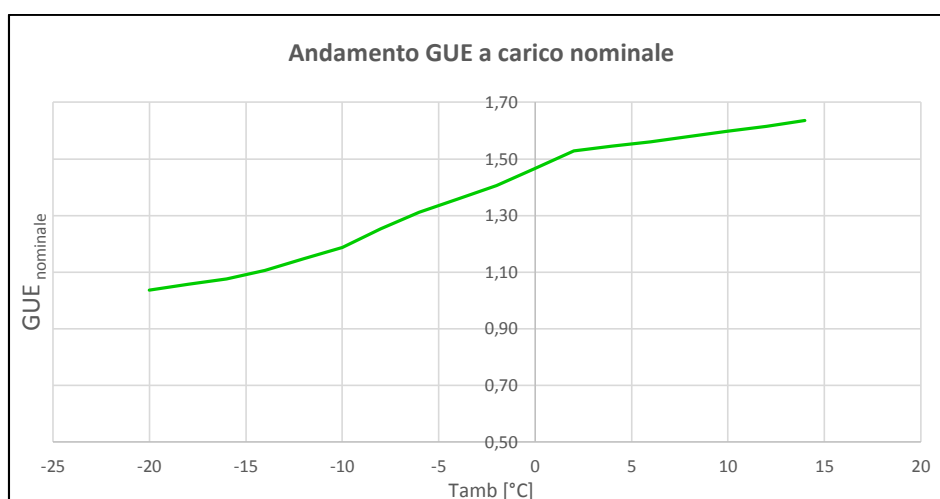


Figura 14 – Esempio di curve di GUE a carico nominale al variare della temperatura esterna (per pompa di calore Robur GAHP-AR)

L'andamento del GUE a carico nominale evidenzia, quindi, come si abbia una certa dipendenza delle prestazioni della GAHP dalla temperatura esterna, evincendo un calo di circa il 25% passando dalla massima temperatura ambiente alla minima di progetto di macchina. Analogamente lo si era osservato anche per le VCHP, con forte calo di prestazione e con rilevante problematica di funzionamento a temperature particolarmente rigide, con possibilità di blocco della macchina per incapacità di esercizio.

Un'ulteriore rilevante influenza sulle prestazioni è data anche dalle temperature di esercizio della GAHP: spingendo il funzionamento della macchina al fine di poter produrre un fluido a maggiore temperatura, le prestazioni e la potenza termica nominale decrescono. Questo è dovuto all'innalzamento della temperatura obiettivo al condensatore, comportando quindi che tutta la configurazione di macchina cambi: crescono le temperature al generatore, così da poter rispondere all'incremento della quantità in massa di refrigerante che dovrà essere prodotta ed all'incremento di pressione; si riduce la temperatura e la pressione all'evaporatore, per effetto dell'innalzamento di quella di condensazione e cresceranno anche le portate di raffreddamento che dovranno essere fornite ad assorbitore e condensatore, il che induce inesorabilmente ad un peggioramento delle prestazioni della GAHP (*Absorption Chillers and Heat Pumps, 1996*).

1.2.2. Fluidi di lavoro

Le pompe di calore ad assorbimento, come accennato, sfruttano due differenti tipologie di fluidi di lavoro: il primo, denominato fluido assorbente, rappresenta il "motore" della macchina ed è il responsabile del reale svolgimento della reazione di assorbimento e desorbimento che garantisce il corretto funzionamento della GAHP; il secondo, invece, è il fluido refrigerante, che ha il compito di scambiare calore tra evaporatore e condensatore, permettendo quindi la cessione di potenza termica all'utenza.

Le coppie assorbente e refrigerante devono presentare delle caratteristiche fondamentali per poter essere adottate nelle GAHP: ad oggi studi approfonditi hanno determinato che non esista una coppia di fluidi ottimale che permetta di soddisfare appieno tutti questi requisiti; tuttavia se ne possono identificare due, sono le coppie Acqua-Bromuro di Litio idrato ($H_2O-LiBr$) ed Ammoniaca-Acqua (NH_3-H_2O).

I requisiti dei quali si è parlato sono molteplici (*Anatomia e fisiologia delle macchine ad assorbimento*):

- *Volatilità relativa*: è indispensabile che il refrigerante abbia una volatilità maggiore dell'assorbente, cioè una temperatura di ebollizione inferiore così da non avere problematiche di possibile formazione di miscele di vapori (che richiederebbero una complicazione di macchina dovuta dall'installazione di un rettificatore per la separazione dei vapori), oppure puntare ad utilizzare un assorbente che sia completamente non volatile, come il LiBr (un sale);
- *Assenza di fase solida*: la coppia di fluidi deve possedere un ampio campo di solubilità, ovvero rendere estremamente difficile ed improbabile il fenomeno della cristallizzazione, con conseguente ostruzione delle sezioni di passaggio e inesorabile blocco di macchina; per la coppia ammoniacca-acqua questo non si presenta, mentre diventa un problema di rilevante importanza per la coppia acqua-bromuro di litio implicando quindi un serrato controllo dei campi operativi della macchina ed impedendo (controllando le concentrazioni delle soluzioni) la cristallizzazione del sale;
- *Stabilità chimica*: essendo le pompe di calore macchine progettate per garantire una durata di vita utile di parecchi anni, diviene necessario garantire che i fluidi di lavoro in esse presenti mantengano le prestazioni per tutta la durata della macchina, evitando quindi la formazione di sostanze gassose, solide o altro all'interno della GAHP, che potrebbero causarne decadenza di vita utile;
- *Corrosione*: il fenomeno della corrosione riveste un'elevata importanza soprattutto per la coppia ammoniacca-acqua, dove l'elevata concentrazione della prima richiede l'esclusivo utilizzo di acciaio inossidabile per tutte le componenti di macchina a contatto con essa, compresi gli scambiatori di calore (questo implica un netto peggioramento delle capacità di scambio per decremento del coefficiente di conducibilità termica del materiale, quindi un sovradimensionamento dei medesimi per controbilanciarla);
- *Tossicità ed infiammabilità*: argomento già accennato per quanto concerne l'ammoniaca, tossica ed infiammabile al di sopra di certe concentrazioni, cosa che fa prevalere la coppia acqua-bromuro di litio come fluidi di lavoro, soprattutto in ambito residenziale;
- *Viscosità*: basse viscosità permettono di aumentare la capacità di scambio di massa, per effetto del contenimento delle perdite di carico e del lavoro della

pompa della soluzione ricca. Per le macchine H₂O-LiBr contenere le perdite di carico diventa fondamentale per limitare le fluttuazioni delle temperature di evaporazione e condensazione dell'acqua;

- *Pressioni di lavoro*: al fine di evitare possibili infiltrazioni dall'esterno si predilige sempre lavorare con cicli a pressione superiore di quella atmosferica, ma non sempre è possibile, infatti per la GAHP acqua-bromuro di litio questo rappresenta un potenziale svantaggio: sia la pressione di evaporazione che quella di condensazione sono minori di quella atmosferica, viceversa invece per la soluzione ammoniac-acqua, che quindi è avvantaggiata sotto questo punto di vista;
- *Calore latente di evaporazione e Calore specifico*: sono gli ultimi due parametri da dover valutare per le coppie assorbente-refrigerante, è bene che il calore latente di evaporazione sia elevato in modo tale da avere, a pari effetto utile, una portata circolante contenuta e quindi un minor consumo elettrico della pompa, il calore specifico è conveniente che sia mediamente alto, in modo tale, a pari portata e salto termico, da poter contenere il dimensionamento degli scambiatori di calore e garantire comunque un'alta potenza scambiata.

Come citato in precedenza, le macchine ad assorbimento si prestano efficacemente nella ristrutturazione di un edificio: molte volte si è obbligati a non poter modificare radicalmente il tipo di impianto di diffusione del calore, il che implica di dover cercare di unire i vantaggi di un sistema di generazione ad elevate prestazioni, con gli svantaggi del sistema di emissione esistente: alte temperature di lavoro e, al contempo, rendimenti migliorabili. La tecnologia delle GAHP permette di poter rispondere a tale esigenza: lato efficienza, sono una soluzione che indubbiamente garantisce un incremento rispetto alle tradizionali caldaie; lato temperature, riescono a fornire condizioni di mandata che nelle versioni a compressione difficilmente sono raggiungibili, se non con cicli a CO₂ ipercritici o impianti a compressione bifasici; lato fabbisogni, non comportano una modifica alcuna del carico elettrico dell'edificio perché sono alimentate a gas naturale e sono macchine quasi statiche, che quindi non necessitano di operazioni di manutenzione frequente, garantendo quindi un'elevata vita utile (*Gas Absorption Heat Pump solution for existing residential buildings - Guerra*).

Nella tabella di *Figura 15* si è riportato un riassunto di tutte le caratteristiche che le coppie assorbente - refrigerante disponibili in commercio presentano.

Proprietà	H ₂ O-LiBr	NH ₃ -H ₂ O
Refrigerante		
Calore latente di evaporazione	Molto alto (per utilizzo dell'acqua come refrigerante)	Abbastanza alto
Pressione	Bassa (la macchina deve operare sottovuoto)	Alta
Campo di lavoro	Non può scendere sotto gli 0°C. L'evaporatore va protetto dai bloccaggi dovuti al congelamento	Esteso (consigliabile quando si vuole realizzare una pompa di calore)
Viscosità	Abbastanza bassa	Abbastanza bassa
Assorbente		
Volatilità del solvente	Il bromuro di litio non evapora	L'acqua è volatile ed è necessario introdurre un rettificatore per separarla
Viscosità	Abbastanza bassa	Abbastanza bassa
Soluzione		
Solubilità	Il bromuro di litio è solo limitatamente solubile (pericolo di cristallizzazioni)	Ottima
Tossicità	Non è tossica	L'ammoniaca è tossica
Infiammabilità	Non è infiammabile	L'ammoniaca è infiammabile
Corrosione	Si possono usare tubi di rame che il bromuro di litio attacca in maniera limitata alle temperature ordinarie	L'ammoniaca è fortemente corrosiva nei confronti di tutti i metalli ad eccezione dell'acciaio
Affinità	Buona	Buona
COP	La coppia NH ₃ -H ₂ O presenta un COP più basso a parità degli altri parametri (vedi grafico sottostante)	
Raffreddamento della macchina	Non può essere raffreddata ad aria poiché la temperatura di assorbimento deve essere sufficientemente bassa per evitare la cristallizzazione	Si può raffreddare ad aria
Dislivello di pressione	Contenuto	Supera di solito le 10 atmosfere per cui il lavoro di pompaggio è più alto
Impatto ambientale	Non sono conosciuti effetti dannosi per l'ambiente (zero ODP e zero GWP)	

Figura 15 - Caratteristiche delle coppie assorbente-refrigerante adottate nelle GAHP

1.2.3. Funzionamento a carico parziale

Il funzionamento di una pompa di calore ad assorbimento a carico parziale, presenta rilevante interesse, perché ad oggi, la ridotta disponibilità di macchine ed il ridotto campo di potenza disponibile, non hanno permesso ampie valutazioni sull'andamento della prestazione di macchina, dando così origine ad un ampio studio di settore.

Tra gli studi compiuti è risultato molto utile un lavoro di tesi svolto al Politecnico di Milano: “Caratterizzazione sperimentale di una pompa di calore ad assorbimento acqua ammoniacale alimentata a gas per uso domestico” di Redaelli Riccardo, tramite

il quale è stato possibile estrapolare una correlazione esprimente la variazione di GUE in funzione del carico parziale a cui è soggetta la macchina, *Figura 16*.

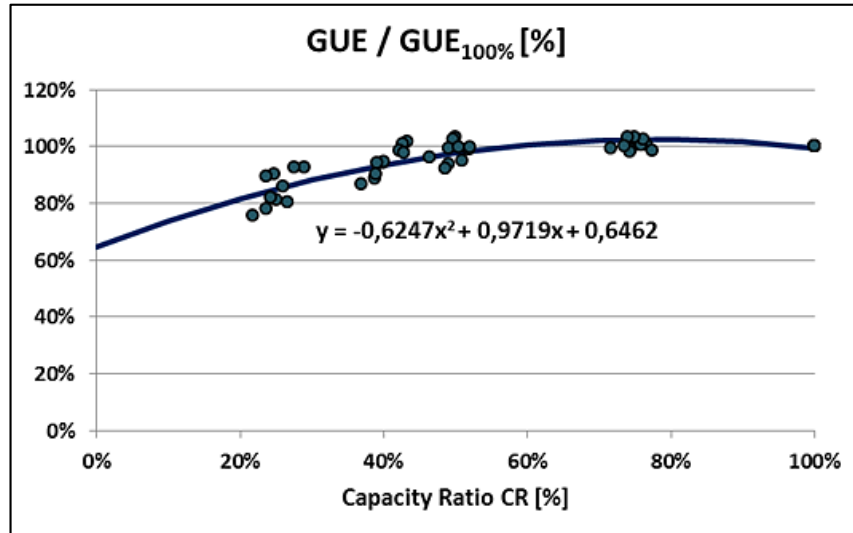


Figura 16 - Curva sperimentale di variazione del GUE sul fattore di carico macchina per versione NH₃-H₂O, tratto dalla tesi di Redaelli Riccardo

$$GUE_{FC_{X\%}} = GUE_{100\%} * [-0.6247 * (FC_{X\%})^2 + 0.9719 * FC_{X\%} + 0.6462]$$

Dalla curva sperimentale riportata si nota come la variazione di prestazioni della GAHP sia pressoché invariata nella fase di modulazione fino ad un 50% del carico, per poi decrescere gradualmente al ridursi dello stesso. L'analogo studio di modulazione verrà svolto nel dettaglio per le pompe di calore a compressione, nel capitolo successivo, mettendo quindi in confronto le due tipologie di macchine ed osservando come la modulazione del carico ne possa influenzare la prestazione globale.

2. Analisi comparativa

L'obiettivo proposto per questo capitolo è quello di definire una metodologia di confronto delle prestazioni dei due tipi di macchine in pompa di calore appena descritti. Tale confronto è reso possibile previa definizione delle caratteristiche di un "edificio-tipo", considerato come base per l'estrapolazione dei carichi da sottoporre alle macchine.

Per dare maggiore significato all'analisi abbiamo preso in esame tre differenti località climatiche, caratteristiche del territorio italiano, andando a valutare come la variazione di prestazione energetica dell'edificio possa influenzare il comportamento delle pompe di calore. Su tali valutazioni siamo quindi giunti ad una prima scelta della tipologia di macchina che maggiormente si presta a servire l'edificio.

2.1. Definizione dell'edificio-tipo

L'edificio-tipo è stato definito nella classe degli edifici residenziali (E.1), in particolare: una piccola palazzina, composta da 6 unità abitative di pari superficie netta (100 m² ciascuna), disposti su 3 livelli, *Tabella 1*.

Abbiamo scelto di focalizzare l'attenzione sul settore residenziale perché ha un potenziale di incremento delle prestazioni energetiche di notevole ampiezza (*Ariaudo F., 2011*), sia per i sistemi di generazione del calore per la produzione di acqua calda sanitaria, che per quelli destinati al riscaldamento ambiente.

Per tenere conto della ampia variabilità del clima sul territorio Nazionale, abbiamo scelto di collocare l'edificio in diverse zone climatiche (*Decreto Legislativo n°412, 1993*), (suddivise dalla A alla F per differente fabbisogno di energia per riscaldamento), scegliendone tre in particolare: la zona E, la zona D e la zona C, rappresentative di tre climi tipici per Nord, Centro e Sud Italia, *Tabella 2*.

Su tali zone abbiamo ulteriormente dettagliato la scelta andando a prendere, per ciascuna di esse, una città di riferimento, in particolare Milano, Roma e Brindisi (dettata dall'esigenza di dover disporre dei dati meteo delle località, più facilmente ottenibili in corrispondenza dei maggiori aeroporti).

Per tenere conto, infine, della possibile variabilità di risposta ai carichi di riscaldamento dell'edificio, in funzione del grado di isolamento del medesimo, abbiamo considerato tre classi energetiche, rappresentative di tre categorie di edifici di facile riscontro sul territorio, le classi A, B e D, valutandone l' EP_{gl} : l'indice di prestazione energetica globale dell'edificio, che rappresenta il valore del fabbisogno complessivo di energia, su scala annuale ($kWh/anno$), necessaria per mantenere le condizioni di comfort di progetto al suo interno e soddisfare tutti i carichi presenti.

Caratteristiche dell'edificio - Classe E.1 -			
Sup. netta per singola unità [m ²]	100.0	Volume lordo riscaldato [m ³]	1620.0
Superficie totale netto [m ²]	600.0	N° unità abitative [-]	6
Altezza piano [m]	2.70	N° di piani [-]	3

Tabella 1 - Caratteristiche dell'edificio-tipo

Località	Zona climatica	Gradi-Giorno
Regione Lombardia – città di Milano	Zona E	2404
Regione Lazio – città di Roma	Zona D	1415
Regione Puglia – Città di Brindisi	Zona C	1083

Tabella 2 - Località climatiche prese in esame

2.1.1. Il carico di riscaldamento

2.1.1.1. Definizione dei fabbisogni di riscaldamento dell'edificio-tipo

Partendo dal EP_{gl} , individuato da normativa seguendo lo standard realizzativo tipico dei sistemi di generazione a caldaia, e valutandone così le prestazioni dell'edificio, abbiamo ritenuto opportuno calcolare con esso il fabbisogno netto di energia richiesto dall'edificio per poi mantenere tale valore come riferimento anche per applicazioni di generazione differenti, scorporandolo in due ulteriori indici: l' EP_H e l' EP_{ACS} , i quali rappresentano l'indice di prestazione dell'edificio per il solo riscaldamento ambiente e l'indice di prestazione per la produzione di acqua calda sanitaria.

La valutazione del fabbisogno di solo riscaldamento, ha richiesto di considerare il primo dei due, l' EP_H : classificato da normativa per tutto il territorio Nazionale (*Decreto legislativo n°192, 2005*).

Per tener conto delle attuali normative vigenti, abbiamo inoltre considerato per la zona climatica E, di utilizzare una classificazione di prestazione degli edifici con valori più stringenti rispetto a quella Nazionale, riferendoci a quella in vigore in Lombardia, *Tabella 3*. Per le altre due località, invece, abbiamo mantenuto quella di riferimento, *Tabella 4*.

Classe	Edifici di classe E.1 esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme		
	[kWh/mq*anno]		
	Zona E	Zona F1	Zona F2
A+	$EP_H < 14$	$EP_H < 20$	$EP_H < 25$
A	$14 \leq EP_H < 29$	$20 \leq EP_H < 39$	$25 \leq EP_H < 49$
B	$29 \leq EP_H < 58$	$39 \leq EP_H < 78$	$49 \leq EP_H < 98$
C	$58 \leq EP_H < 87$	$78 \leq EP_H < 118$	$98 \leq EP_H < 148$
D	$87 \leq EP_H < 116$	$118 \leq EP_H < 157$	$148 \leq EP_H < 198$
E	$116 \leq EP_H < 145$	$157 \leq EP_H < 197$	$198 \leq EP_H < 248$
F	$145 \leq EP_H < 175$	$197 \leq EP_H < 236$	$248 \leq EP_H < 298$
G	$EP_H \geq 175$	$EP_H \geq 236$	$EP_H \geq 298$

*Tabella 3 - Classificazione EPh per la regione Lombardia (kWh/mq*anno)*

Classe	Edifici di classe E.1 esclusi collegi, conventi, case di pena e caserme
	[kWh/mq*anno]
A+	$EP_H < 0.25 * EP_{HL}(2010)$
A	$0.25 * EP_{HL}(2010) \leq EP_H < 0.50 * EP_{HL}(2010)$
B	$0.50 * EP_{HL}(2010) \leq EP_H < 0.75 * EP_{HL}(2010)$
C	$0.75 * EP_{HL}(2010) \leq EP_H < 1.00 * EP_{HL}(2010)$
D	$1.00 * EP_{HL}(2010) \leq EP_H < 1.25 * EP_{HL}(2010)$
E	$1.25 * EP_{HL}(2010) \leq EP_H < 1.50 * EP_{HL}(2010)$
F	$1.75 * EP_{HL}(2010) \leq EP_H < 2.50 * EP_{HL}(2010)$
G	$EP_H \geq 2.50 * EP_{HL}(2010)$

*Tabella 4 - Classificazione EPh Nazionale (kWh/mq*anno)*

La quantifica del carico di riscaldamento su tutto l'anno termico, è direttamente possibile per la sola zona climatica E, avendo già i valori di limite di classe, mentre per le altre due zone è stato necessario calcolare prima l' $EP_{HLimite}(2010)$: limite

ammissibile per classe energetica dell'edificio, funzione del rapporto di forma e del numero di *Gradi-Giorno* della località climatica considerata.

Il rapporto di forma di un edificio, S/V , calcolato dai dati di *Tabella 1*, è ottenuto dal rapporto tra la superficie confinante verso l'esterno l'ambiente da riscaldare ed il volume riscaldato; mentre i *Gradi-Giorno* di una località, *Tabella 5* (*Dlgs n°192, 2005*), rappresentano la somma, estesa a tutti i giorni di un periodo annuale convenzionale di riscaldamento, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura dell'ambiente e la temperatura media giornaliera esterna (*UNI 15927 - allegato A, 2008*).

Rapporto di forma dell'edificio S/V	Zona Climatica									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	a 601 GG	a 900 GG	a 901 GG	a 1400 GG	a 1401 GG	a 2100 GG	a 2101 GG	a 3000 GG	oltre 3000 GG
≤ 0.2	8.5	8.5	12.8	12.8	21.3	21.3	34	34	46.8	46.8
≥ 0.9	36	36	48	48	68	68	88	88	116	116

Tabella 5 - Valori E_{Ph} limite(2010) in funzione del rapporto di forma dell'edificio e dei gradi giorno della località

Procedendo come esposto, abbiamo ottenuto, attraverso una doppia interpolazione lineare, i valori di E_{Ph} Limite(2010) per le due zone climatiche D e C, *Tabella 6* e *Tabella 7*, mentre la zona E non è stato necessario perché si hanno già disponibili i valori di classificazione dell' E_{Ph} .

		Gradi giorno		Gradi-Giorno	
		1401		2100	
Zona Climatica	S/V	E_{Ph} Limite	E_{Ph} Limite	GG	E_{Ph} Lim
D	0.2	21.3	34	1401	32.67
D	0.9	68	88	2100	47.14
Edificio ==>	0.37	32.67	47.14	1415	32.96

Tabella 6 – Calcolo E_{Ph} limite per Roma

		Gradi giorno		Gradi-Giorno	
		901		1400	
Zona Climatica	S/V	E_{Ph} Limite	E_{Ph} Limite	GG	E_{Ph} Lim
C	0.2	12.8	34	901	21.37
C	0.9	48	68	1400	42.28
Edificio ==>	0.37	21.37	42.28	1083	28.99

Tabella 7 - Calcolo E_{Ph} limite per Brindisi

Dal valore di $EP_H\text{Limite}(2010)$, moltiplicandolo per i corrispettivi coefficienti riportati in *Tabella 4*, è stato possibile ottenere i limiti per ciascuna classe energetica riferita al solo riscaldamento ambiente, dai quali poi abbiamo scelto di prendere come riferimento il valore medio di classe, riportandone alcune più significative, come esempio.

- Città di Milano – Zona climatica E:

	Lim Inf [kWh/mq*anno]	14.0	
CLASSE ENERG A	==>	21.5	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	29.0	
	Lim Inf [kWh/mq*anno]	29.0	
CLASSE ENERG B	==>	43.5	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	58.0	
	Lim Inf [kWh/mq*anno]	87.0	
CLASSE ENERG D	==>	101.5	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	116.0	
	Lim Inf [kWh/mq*anno]	145.0	
CLASSE ENERG F	==>	160.0	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	175.0	

Tabella 8 - Classi energetiche EPh per Milano

- Città di Roma – Zona climatica D:

	Lim Inf [kWh/mq*anno]	8.2	
CLASSE ENERG A	==>	12.3	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	16.4	
	Lim Inf [kWh/mq*anno]	16.5	
CLASSE ENERG B	==>	20.6	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	24.7	
	Lim Inf [kWh/mq*anno]	33.0	
CLASSE ENERG D	==>	37.1	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	41.2	
	Lim Inf [kWh/mq*anno]	57.7	
CLASSE ENERG F	==>	69.9	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	82.1	

Tabella 9 - Classi energetiche EPh per Roma

- Città di Brindisi – Zona climatica C:

	Lim Inf [kWh/mq*anno]	6.4	
CLASSE ENERG A	==>	9.5	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	12.7	
	Lim Inf [kWh/mq*anno]	12.7	
CLASSE ENERG B	==>	15.9	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	19.1	
	Lim Inf [kWh/mq*anno]	25.5	
CLASSE ENERG D	==>	28.7	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	31.8	
	Lim Inf [kWh/mq*anno]	44.6	
CLASSE ENERG F	==>	54.0	[kWh/mq*anno]
	Lim Sup [kWh/mq*anno]	63.5	

Tabella 10 - Classi energetiche EPh per Brindisi

Il passaggio da una zona climatica più fredda ad un'altra, comporta un netto incremento degli indici di prestazione energetica, per effetto della differente esigenza di fabbisogno di riscaldamento dell'edificio a seguito della variazione dei parametri di progetto ed anche del grado di isolamento dello stesso.

Non potendo analizzare tutte le classi per ciascuna delle località climatiche, abbiamo optato di prenderne in considerazione tre in particolare, comuni ad ogni zona: classe A, classe B e classe D.

La prima classe, la A, è stata scelta per rappresentare il caso di un edificio avente un carico di riscaldamento particolarmente ridotto, grazie all'adozione di sistemi di diffusione del calore a pannelli radianti a pavimento a bassa temperatura, sistemi di regolazione ad alta efficienza, sistemi di distribuzione del fluido di impianto molto ben isolati, ed un ottimo grado di isolamento termico dell'edificio verso l'esterno.

La seconda classe, la B, rappresenta anch'essa il caso di un edificio con ridotto carico di riscaldamento, con le medesime tipologie di sistemi di riscaldamento e di regolazione della precedente, ammettendo però una scelta leggermente meno qualitativa del grado di isolamento.

Infine, la terza, la D, rappresenta la scelta meno efficiente delle tre, ma è anche la più rappresentativa nel parco edilizio: sistemi di distribuzione del calore in ambiente mediante radiatori (alto delta di temperatura tra mandata e ritorno), un mediocre grado

di isolamento dell'edificio ed un sistema di distribuzione del calore abbastanza efficiente. Tale configurazione è stata lo standard realizzativo sino a qualche anno fa, quando, a seguito della maggiore attenzione posta sul contenimento dei fabbisogni degli edifici, si è rivalutato profondamente il sistema di emissione del calore arrivando a delle soluzioni impiantistiche più efficienti.

2.1.1.2. Distribuzione oraria del fabbisogno

Il fabbisogno di riscaldamento dell'edificio è drasticamente influenzato, oltre che dalle caratteristiche di isolamento dello stesso, dall'andamento delle temperature medie orarie esterne della località climatica nella quale è situato.

La definizione del profilo di distribuzione della temperatura media esterna, durante tutto l'arco dell'anno, è stato infatti il primo obiettivo che ci siamo posti di ottenere.

Prendendo i dati climatici delle città considerate, ed utilizzando il software *'Trnsys 16'* (*TRaNsient SYstem Simulation program*) come strumento di simulazione dinamica, siamo riusciti ad estrapolare, ora per ora, la distribuzione delle temperature esterne per singola zona.

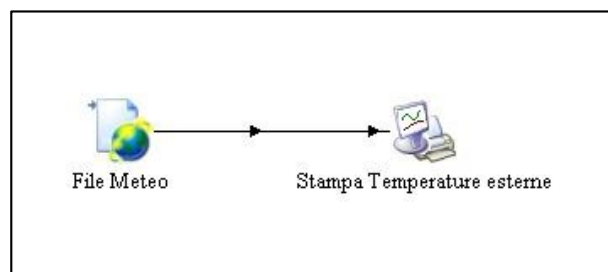


Figura 17 - Stampa andamento temperature esterne per località climatica

Il semplice modello di *Figura 17*, sviluppato per l'ottenimento delle temperature, è composto da due applicativi: il *"Type15-2"* (*File Meteo*), componente dedito alla lettura di dati meteo forniti come input mediante file, operante l'interpolazione degli stessi al fine di renderli disponibili per calcoli successivi (*TRNSYS 16 Documentation*), ed il *"Type65b"* (*Stampa temperature esterne*), che permette la stampa su file, in formato testo, dei dati in uscita dal precedente (*TRNSYS 16 Documentation*).

Riportando in 'Excel' quanto ricavato, per ciascuna località, *Figura 18*, *Figura 19* e *Figura 20*, si è reso agevole poter fare alcune considerazioni in merito alla similarità delle curve, ma anche sottolinearne le differenze.

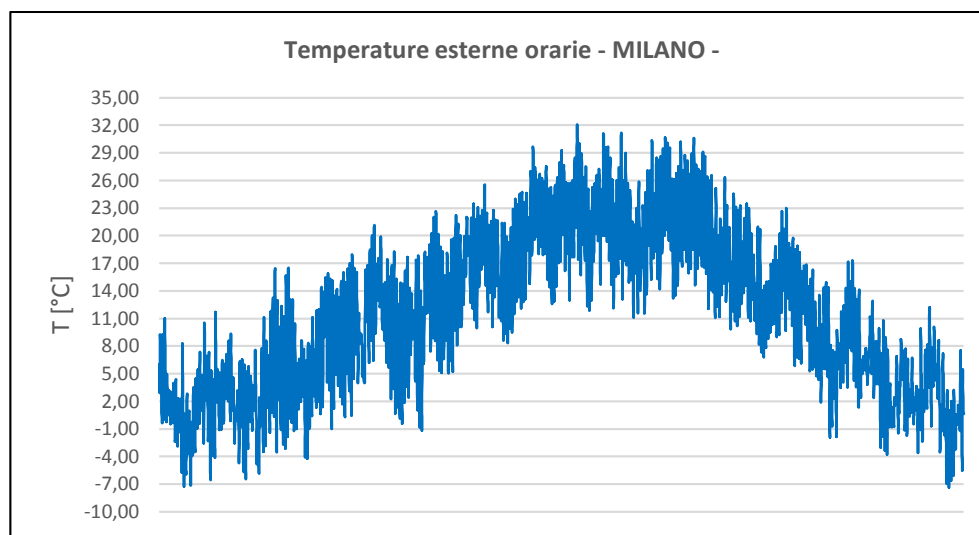


Figura 18 - Andamento delle temperature esterne per Milano

La città di Milano, rappresentativa della zona climatica E, presenta, in piena stagione invernale, delle temperature che facilmente raggiungono gli 0°C, ed in alcune ore vanno ben al di sotto di tale soglia. La scelta della pompa di calore che dovrà servire l'edificio qui collocato, dovrà tenere rilevante conto di tale vincolo, al fine di non incorrere nell'impossibilità di funzionamento per condizioni al di fuori da quelle di progetto di macchina.

Per ovviare a questo problema è importante stabilire la temperatura di progetto esterna: valore limite di temperatura in coincidenza del quale si garantisca il corretto funzionamento d'impianto. Questo parametro è di grande rilievo quando si ha a che fare con le pompe di calore: per la località di Milano, abbiamo deciso di prenderlo pari a - 5°C (*UNI 5364, 1976*), avendo però l'accortezza di verificare che la VCHP, da catalogo, possa effettivamente lavorare ben al di sotto di tale limite, garantendo così all'edificio il soddisfacimento dei carichi di riscaldamento e di ACS anche nei periodi più rigidi (si fissa in almeno -10°C il limite inferiore di funzionamento della macchina, alla massima temperatura operativa).

Contrariamente, invece, per le GAHP non si ha una forte problematica nella scelta del valor minimo di temperatura d'esercizio: il sistema di generazione a combustione, a

bordo macchina, permette una continuità di lavoro anche a temperature esterne particolarmente ridotte, garantendo sempre la temperatura di mandata prevista (pur ammettendo un maggiore consumo di combustibile).

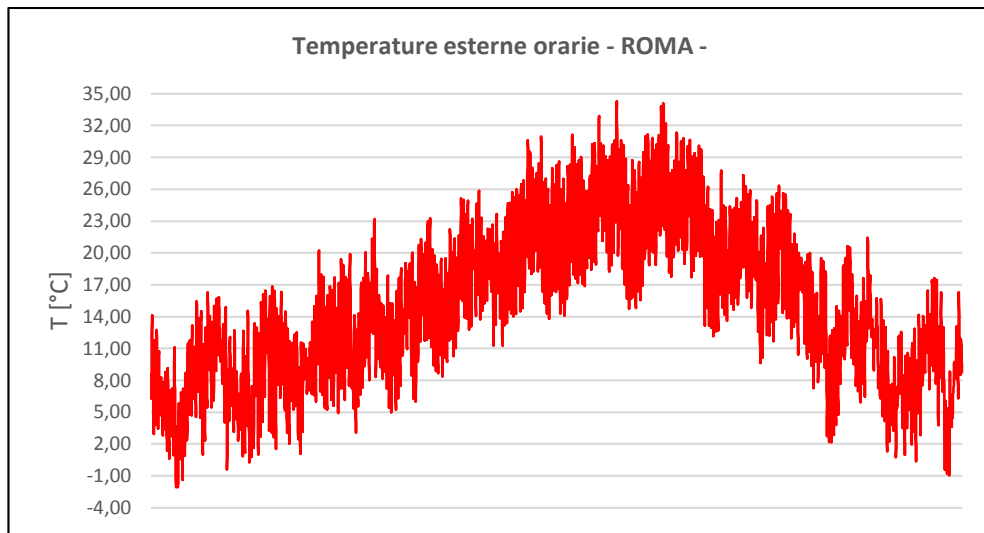


Figura 19 - Andamento della temperatura esterna per Roma

La città di Roma, rappresentativa della zona climatica D, risente, in piena stagione invernale, di temperature medie esterne meno rigide della precedente, *Figura 19*: vengono raggiunti facilmente i 5°C, ma raramente si scende al di sotto gli 0°C; abbiamo quindi scelto di prendere tale valore come temperatura limite di progetto esterna (*UNI 5364, 1976*).

Analogamente a quanto detto per la zona climatica E, anche in questo caso la scelta della pompa di calore a compressione di vapore è bene che abbia come temperatura limite di funzionamento, alla massima operativa di mandata, un valore almeno inferiore agli 0°C, prendendo quindi - 5°C, garantendo così di poter sempre funzionare e sopperire ai fabbisogni dell'edificio.

Per la GAHP valgono le medesime considerazioni fatte per la zona E, sostenute ancor più dalla minore rigidità delle temperature.

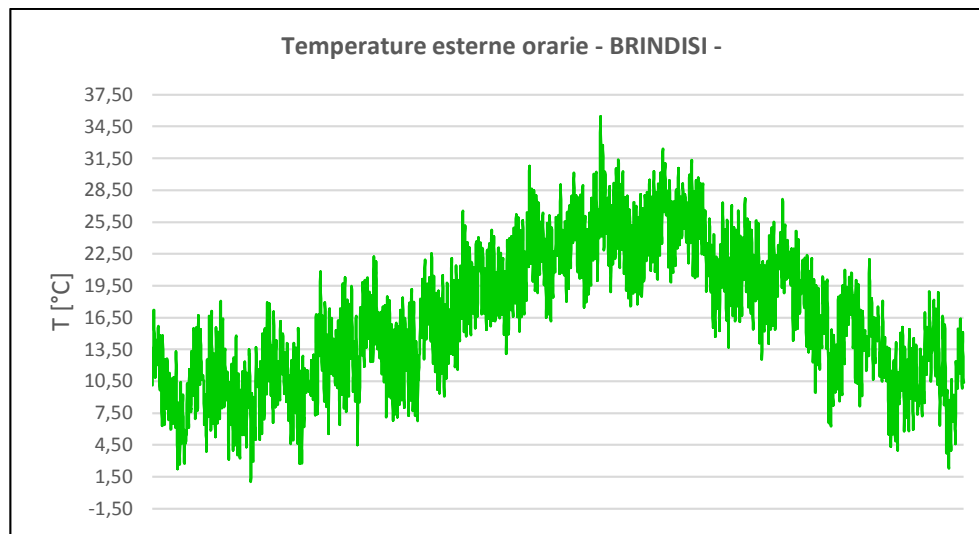


Figura 20 - Andamento della temperatura esterna per Brindisi

Passando, infine, alla città di Brindisi, rappresentativa della zona climatica C, le temperature medie esterne, come previsto, si presentano ancora meno rigide che nel caso precedente, ed è evidente, *Figura 20*, come si possa rilevare una temperatura esterna, in piena stagione invernale, superiore anche ai 6 - 7°C, mentre come altrettanto difficilmente si scenda al di sotto degli 1 - 2°C.

La temperatura di progetto esterna può essere posta, in questo caso, pari a 0°C (*UNI 5364, 1976*), ed essere coincidente alla temperatura limite di funzionamento prevista per la VCHP, perché difficilmente verrà raggiunta.

Oltre alle temperature, un ulteriore parametro che permette la differenziazione di una zona climatica dall'altra, è la durata del periodo di riscaldamento (*UNI ts 11300 - parte 1, 2008*). Per zone climatiche particolarmente rigide, caratterizzate da basse temperature medie esterne, la durata massima del periodo di funzionamento dell'impianto di riscaldamento è notevolmente più estesa che per altre, così da controbilanciare le dissipazioni di potenza verso l'esterno e mantenere le condizioni di progetto previste negli ambienti interi all'edificio.

È riportata in *Tabella 11*, la suddivisione delle durate dei periodi di riscaldamento per differente zona climatica (*UNI ts 11300 - parte 1, 2008*).

Zona Climatica	Inizio	Fine	Durata Risc (giorni)
A	1° Dicembre	15 Marzo	105
B	1° Dicembre	31 Marzo	121
C	15 Novembre	31 Marzo	136
D	1° Novembre	15 Aprile	166
E	15 Ottobre	15 Aprile	182
F	5 Ottobre	22 Aprile	194

Tabella 11 - Durate periodi di riscaldamento per zona climatica

Dai dati ottenuti siamo passati alla valutazione del fabbisogno lordo globale di riscaldamento richiesto dall'edificio su scala annuale, ottenuto moltiplicando il valore scelto come riferimento della classe energetica considerata, EP_{H_classe} , per la superficie netta dell'edificio (o della porzione di edificio considerata).

$$Q_{SHtot} = EP_{H_classe} * S \quad [kWh/anno]$$

La distribuzione del carico di riscaldamento su scala oraria è stata valutata con la definizione delle temperature di progetto d'impianto, questo perché abbiamo scelto di distribuire tale fabbisogno al fine di poter sviluppare delle logiche di gestione di macchina che ci permettessero di soddisfarlo istante per istante. Le temperature di progetto d'impianto sono: l'interna all'ambiente da riscaldare, la limite esterna e la temperatura di bilanciamento, $T_{balance}$, che rappresenta il valore di temperatura esterna in coincidenza della quale la pompa di calore si trova nella condizione di non dover più riscaldare l'edificio (perché contribuiscono al raggiungimento della T di comfort anche i carichi interni all'ambiente e la radiazione solare), Tabella 12.

Località MILANO, zona climatica E			Località ROMA, zona climatica D		
Tprog_esterna	-5.0	[°C]	Tprog_esterna	0.0	[°C]
Tbalance	16.0	[°C]	Tbalance	16.0	[°C]
Tprog_interna	20.0	[°C]	Tprog_interna	20.0	[°C]
Località BRINDISI, zona climatica C					
Tprog_esterna	0.0	[°C]			
Tbalance	16.0	[°C]			
Tprog_interna	20.0	[°C]			

Tabella 12 - Temperature di progetto per località climatica

Un parametro che meglio permette la comprensione della temperatura di bilanciamento è il *PLR*, o “*Par Load Ratio*”, definito come rapporto tra due differenze di temperatura: a numeratore, la $T_{balance}$ e la temperatura esterna oraria, mentre a denominatore, la $T_{balance}$ e la temperatura limite di progetto esterna.

$$PLR_{(i)} = \frac{T_{balance} - T_{amb_est(i)}}{T_{balance} - T_{prog_est}}$$

Il *PLR* valuta, quando maggiore di zero, l’entità di fabbisogno di riscaldamento ambiente: assume valore unitario quando la temperatura esterna è pari a quella di progetto (es: - 5°C per zona climatica E), si mantiene minore di uno se la temperatura esterna risulta maggiore del valore di progetto, mentre tende a zero quando la temperatura esterna tende a 16°C, ovvero alla temperatura di bilanciamento. Teoricamente il *PLR* potrebbe assumere anche valore negativo, richiamando, di conseguenza, l’esigenza di raffrescamento dell’edificio, ma, nel nostro caso, non avendo considerato la possibilità di produzione contemporanea di potenza termica e frigorifera, perché esigerebbe una complicazione modellistica notevole, viene posto convenzionalmente pari a zero quando si presenta come tale.

La stima del carico orario lordo di riscaldamento, $Q_{SH(i)}$, l’abbiamo valutata ripartendo il totale sui *PLR* orari, divenendo quindi:

$$Q_{SH(i)} = \frac{Q_{SH_tot}}{\sum_{i=0}^{8760} PLR_{(i)}} \quad [kWh]$$

2.1.1.3. Calcolo del fabbisogno netto

Per risalire al carico orario netto di riscaldamento, è necessario prima di tutto determinare il carico termico medio annuo per unità di volume, $\dot{Q}_{tm} [W/m^3]$: ripartizione del carico di riscaldamento lordo totale, per unità di tempo ed unità di volume riscaldato dell’edificio, dal quale poter ricavare i rendimenti dei sottosistemi costituenti l’impianto.

$$\dot{Q}_{tm} = \frac{1000 * Q_{SHnetto}}{t_{risc} * Vol_{risc}} \quad [W/m^3]$$

Nell'equazione di \dot{Q}_{tm} , t_{risc} rappresenta il tempo richiesto per la durata del periodo di riscaldamento, ricavato da *Tabella 11*, per la zona climatica di interesse.

Passando attraverso il carico termico medio annuo, ed addentrandoci nella normativa in vigore (*UNI ts 11300 - parte 2, 2008*), è stato possibile ricavare i rendimenti dei sottosistemi di impianto: d'emissione, di distribuzione e di regolazione, da utilizzare per la valutazione delle perdite energetiche di ciascuno.

Tipo di terminale di erogazione	Carico termico medio annuo W/m ^{3 a})		
	<4	4-10	>10
	η_e		
Radiatori su parete esterna isolata	0,95	0,94	0,92
Radiatori su parete interna	0,96	0,95	0,92
Ventilconvettori valori riferiti a t_{media} acqua = 45 °C	0,96	0,95	0,94
Termoconvettori	0,94	0,93	0,92
Bocchette in sistemi ad aria calda	0,94	0,92	0,90
Pannelli isolati annegato a pavimento	0,99	0,98	0,97
Pannelli annegati a pavimento	0,98	0,96	0,94
Pannelli annegati a soffitto	0,97	0,95	0,93
Pannelli a parete	0,97	0,95	0,93

Tabella 13 - Rendimenti del sottosistema di emissione del calore

Il sottosistema di erogazione individua la scelta dei terminali di emissione del calore in ambiente, *Tabella 13*, contemplando anche configurazioni che oggi non vengono più utilizzate in nuove costruzioni perché di scarsa efficienza, ma che non è raro riscontrare in caso di ristrutturazione edilizia degli edifici. Nel caso considerato, come indicato in precedenza, abbiamo optato per i sistemi radianti a pavimento, rappresentativi delle classi energetiche A e B, e per i sistemi a radiatori, per la classe energetica D.

Moltiplicando il carico di riscaldamento orario lordo (quindi una potenza termica, avendo preso come intervallo di tempo 1 ora) per il rapporto tra il complemento a uno del rendimento di emissione ed il rendimento di emissione stesso, abbiamo ottenuto l'entità di perdita termica del sottosistema di emissione.

$$\dot{Q}_{loss_emiss(i)} = \dot{Q}_{SH(i)} * \frac{(1 - \eta_{emiss})}{\eta_{emiss}} \quad [kW]$$

Procedendo con il calcolo delle perdite di impianto, consideriamo il sottosistema di regolazione, che permette la gestione della temperatura interna all'ambiente da riscaldare. La normativa prevede svariate modalità di regolazione adottabili, alcune più efficienti ed altre meno, si conviene quindi di riportare in *Tabella 14*, solamente una parte di esse, con i corrispettivi rendimenti, evidenziandone la scelta compiuta: regolazione climatica ed ambiente con banda proporzionale di 0.5°C.

Tipo di regolazione	Caratteristiche	Sistemi a bassa inerzia termica	Sistemi ad elevata inerzia termica	
		Radiatori, convettori, ventilconvettori, strisciradianti ed aria calda	Pannelli integrati nelle strutture edilizie e disaccoppiati termicamente	Pannelli annegati nelle strutture edilizie e non disaccoppiati termicamente
Solo Climatica (compensazione con sonda esterna)		$1 - (0,6 \eta_u \gamma)$	$0,98 - (0,6 \eta_u \gamma)$	$0,94 - (0,6 \eta_u \gamma)$
Solo ambiente con regolatore	On off	0,94	0,92	0,88
	PI o PID	0,99	0,97	0,93
	P banda prop. 0,5 °C	0,98	0,96	0,92
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,95	0,91
	P banda prop. 2 °C	0,95	0,93	0,89
Climatica + ambiente con regolatore	On off	0,97	0,95	0,93
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
	P banda prop. 0,5 °C	0,99	0,98	0,96
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 2 °C	0,97	0,96	0,94

Tabella 14 - Rendimenti di regolazione

Con tale valore abbiamo calcolato le perdite imputabili al sottosistema, moltiplicando, la somma oraria del carico di riscaldamento e delle perdite di emissione, per il rapporto tra il complemento a uno del rendimento di regolazione ed il rendimento di regolazione stesso.

$$\dot{Q}_{loss_reg(i)} = (\dot{Q}_{SH(i)} + \dot{Q}_{loss_emiss}) * \frac{(1 - \eta_{reg})}{\eta_{reg}} \quad [kW]$$

Infine, segue il sottosistema di distribuzione, il quale è valutato in termini di rendimento a seconda che si abbia una configurazione di impianto termoautonomo ed indipendente, oppure un sistema centralizzato con unico gruppo di generazione per tutte le utenze. Nell'edificio in esame il sottosistema di distribuzione è centralizzato, ma ci siamo riferiti nei calcoli ad una porzione dello stesso (un solo appartamento).

In Tabella 15 e Tabella 16 sono riportati i rendimenti di distribuzione, ed è evidenziata la scelta di configurazione effettuata.

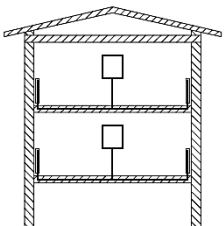
IMPIANTI AUTONOMI				
	Isolamento distribuzione			
	Legge 10/91 Periodo di realizzazione dopo il 1993	Discreto Periodo di realizzazione 1993-1977	Medio Periodo di realizzazione 1976-1961	Insufficiente Periodo di realizzazione prima del 1961
	0,990	0,980	0,969	0,958

Tabella 15 - Rendimenti di distribuzione per impianti termo-autonomi

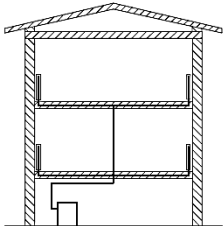
IMPIANTI CENTRALIZZATI A DISTRIBUZIONE ORIZZONTALE				
	Altezza edificio	Isolamento distribuzione		
		Legge 10/91 Periodo di realizzazione dopo il 1993	Discreto Periodo di realizzazione 1993-1977	Medio Periodo di realizzazione 1976-1961
	Fino a 3 piani	0,980	0,969	0,958
Oltre 3 piani	0,990	0,980	0,969	0,958

Tabella 16 - Rendimenti di distribuzione per impianti centralizzati

Il rendimento di distribuzione è altresì influenzato da un parametro di rilevante importanza per l'impianto di riscaldamento: la temperatura del fluido termovettore. Il livello termico con cui lavorano i sottosistemi di erogazione influenza, infatti, il rendimento di distribuzione, il quale deve essere rivalutato mediante un opportuno fattore correttivo, f_{corr_distr} .

$$f_{corr_distr} = (1 - \eta_d) * C$$

$$\eta_{distr} = \eta_d * f_{corr_distr}$$

Nelle equazioni, con η_d si intende il rendimento del sistema di distribuzione rilevato dalle tabelle, mentre il coefficiente C rappresenta un fattore moltiplicativo, che vale:

- 0.25, per impianto di emissione del calore a pannelli radianti a pavimento, lavoranti a bassa temperatura (mandata a 35°C e ritorno a circa 30°C);

- 0.60, per impianto a radiatori su parete esterna isolata, lavoranti a temperatura medio alta (mandata a 55°C e ritorno a 45°C).

Per il sottosistema di distribuzione, riguardante tutto il sistema di riscaldamento, la quantifica delle perdite di impianto diventa possibile moltiplicando, la somma oraria tra il carico di riscaldamento e le perdite dei sottosistemi precedenti, per il rapporto tra il complemento a uno del rendimento di distribuzione corretto ed il rendimento stesso.

$$\dot{Q}_{loss_distr(i)} = (\dot{Q}_{SH(i)} + \dot{Q}_{loss_emiss(i)} + \dot{Q}_{loss_reg(i)}) * \frac{(1 - \eta_{distr})}{\eta_{distr}} \quad [kW]$$

Giunti quindi ad aver quantificato tutte le potenze perse lato impianto, sommandole con il carico di riscaldamento orario iniziale, abbiamo ottenuto il carico di riscaldamento netto orario da dover fornire tramite il sistema di generazione.

$$\dot{Q}_{SH_tot(i)} = \dot{Q}_{SH(i)} + \dot{Q}_{loss_emiss(i)} + \dot{Q}_{loss_reg(i)} + \dot{Q}_{loss_distr(i)} \quad [kW]$$

Per poter considerare ogni località climatica, i calcoli riportati dovranno essere estesi a ciascuna di esse, giungendo così ad un quadro completo dei fabbisogni netti di riscaldamento che la pompa di calore a servizio dovrà essere in grado di fornire.

In *Appendice A* abbiamo riportato le tabelle di calcolo utilizzate per l'extrapolazione del carico di riscaldamento orario annuale, ed a seguire l'andamento del medesimo per ciascuna località e per differente classe energetica dell'edificio.

Il carico di riscaldamento, però, non è l'unico a cui la pompa di calore deve rispondere, è necessario calcolare anche il carico di acqua calda sanitaria da destinare all'utenza.

2.1.2. La produzione di ACS

Il profilo di carico di acqua calda sanitaria è stato ricavato seguendo quanto citato dalla norma *UNI EN 16147-2011*, la quale fissa come obiettivo primario l'analisi del comportamento delle pompa di calore a seguito della differente esigenza sanitaria d'utenza. Da normativa vengono definite delle distribuzioni di carico ACS standardizzate, distinte per taglia di consumo: dalla più ridotta, la 'S', a quella maggiormente impegnativa come carico, la taglia 'XXL' (*UNI EN 16147, 2011*).

Taglia profilo ACS	Fabbisogno di energia [kWh/giorno]
S	2.10
M	5.85
L	11.66
XL	19.07
XXL	24.54

Tabella 17 - Taglie di carico sanitario dalla UNI EN 16147/2011

Per l'edificio-tipo considerato abbiamo scelto di riferirci ad una taglia rappresentativa di una tipica utenza monofamiliare: la 'M', prendendo il profilo di tale taglia (suddiviso in intervalli di tempo di reale utilizzo, quindi anche inferiori all'ora) e calcolandone la portata oraria media giornaliera come media di quella standardizzata per ogni ora del giorno, che verrà utilizzata nell'analisi comparativa (linea arancio in Figura 21). Tuttavia, avendo considerato di usare, nel capitolo successivo del modello simulato di macchina, l'andamento reale del carico ACS della taglia M, abbiamo riportato anche la portata corrispondente a tale taglia sul medesimo grafico (linea blu) evidenziandone, con i valori puntuali, le diversità dalla precedente.

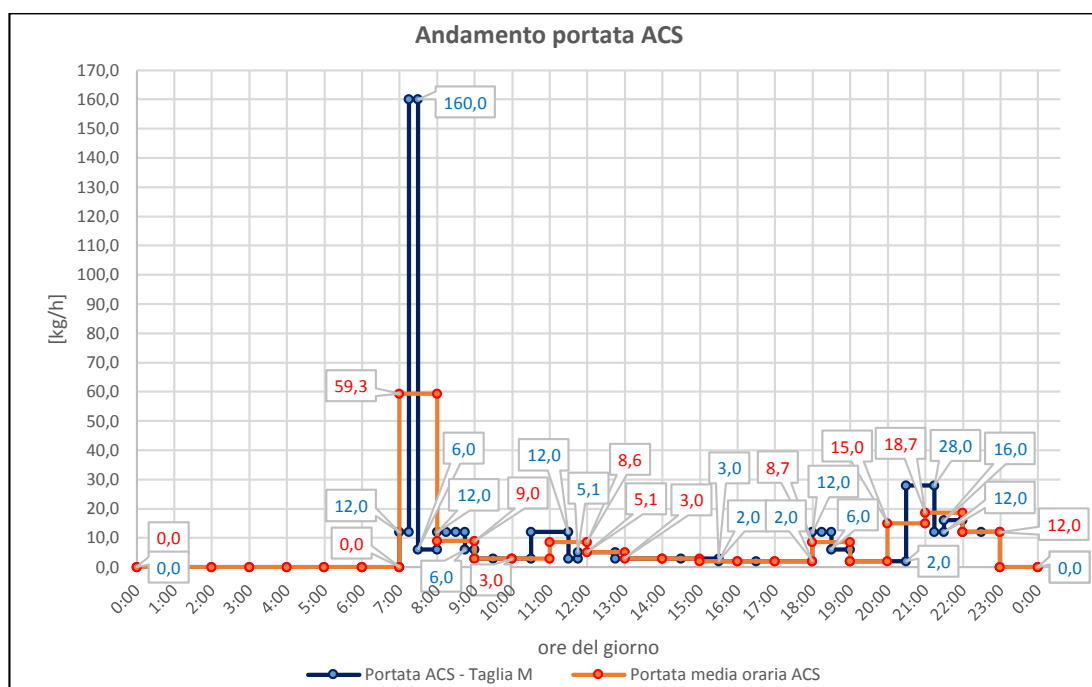


Figura 21 - Distribuzione del carico giornaliero di ACS: taglia 'M' dalla UNI EN 16147-2011

Osservando la distribuzione della portata reale (linea blu), si notano due condizioni di picco: la prima, in concomitanza delle prime ore della giornata, che si può presumere sia dovuta all'uso della doccia, mentre la seconda, in coincidenza delle ultime ore della giornata, imputabile all'uso del lavabo per il lavaggio dei piatti ed ancora all'uso della doccia, o della vasca da bagno. Nelle ore centrali la portata di ACS si mantiene ridotta, con una sola eccezione di crescita verso mezzogiorno, ciò è rappresentativo di un'abitazione dove la maggior parte degli utenti esce di casa la mattina e rientra la sera, mentre solamente una persona è presente durante il giorno, ed è un esempio significativo di una rilevante quota di famiglie.

La produzione di acqua calda sanitaria, negli impianti con generatore in pompa di calore, viene fatta esclusivamente prevedendo la collocazione di un accumulo termico, godendo così di diversi benefici: da un lato consente di soddisfare in ogni istante il carico d'utenza, rendendo disponibile ACS in tempi molto contenuti, e dall'altro permette di non dover sovradimensionare la pompa di calore per seguire i picchi di domanda durante la giornata. Il sovradimensionamento della pompa di calore, infatti, sarebbe insensato, perché comporterebbe il funzionamento a carichi parziali molto ridotti, con bassa efficienza e frequenti cicli di avvio-spegnimento, ed un consistente adeguamento dell'impianto elettrico con variazione della potenza contrattualmente impegnata, il tutto quindi andrebbe a peggiorare il funzionamento e la vita utile della macchina, accrescendone in modo marcato i consumi (ed i costi globali del sistema). Nell'analisi comparativa, che ci siamo proposti di fare in questo capitolo, il dimensionamento è effettuato tenendo conto del fabbisogno netto di impianto come somma di quello di riscaldamento e quello di acqua calda sanitaria, trascurando la presenza di sistemi d'accumulo interposti tra la produzione e la fornitura d'acqua calda all'utenza. Tale considerazione ci permetterà di osservare, grazie ad un'analisi più approfondita, come la collocazione degli stessi possa influenzare le prestazioni ed i fabbisogni della macchina, motivandone, o meno, la presenza.

2.2. Scelta e dimensionamento di macchina

Avendo definito il calcolo dei carichi di riscaldamento e di acqua calda sanitaria richiesta dall'utenza, procediamo con la scelta ed il dimensionamento delle due tipologie di macchine in pompa di calore aria-acqua. Ci siamo riferiti a due costruttori in particolare: *Aermec* per la pompa di calore a compressione di vapore e *Robur* per

quella ad assorbimento, scegliendo la *VCHP ANLI080-H* per la prima e la *GAHP-A LT* per la seconda. Riportiamo in *Tabella 18* i principali dati di scheda tecnica delle due macchine, rilevati nelle condizioni di temperatura di mandata all'impianto di 35°C (al condensatore) e temperatura ambiente di 7°C (all'evaporatore).

Aermec ANLI080-H		Robur GAHP-A LT	
Potenza nominale	21.03 kWth	Potenza nominale	41.7 kWth
Potenza assorbita	6.13 kWe	Potenza assorbita	25.7 kWth
COP	3.43	GUE	1.65
T_{H2O_prodotta}	55°C (fino a -12°C amb)	T_{H2O_prodotta}	55°C (fino a -20°C amb)

Tabella 18 - Dati principali di scheda tecnica delle pompe di calore

Da tali dati è possibile fare alcune considerazioni: le potenze nominali di entrambe le macchine sono notevolmente superiori al necessario, se si considerasse l'applicazione ad una singola unità abitativa. Tuttavia, abbiamo optato per tale soluzione in quanto ci permette generalmente di poter soddisfare il carico dell'edificio nel quale l'unità abitativa in studio è collocata, definendo successivamente un coefficiente di ridimensionamento che ci consenta di considerare le prestazioni di macchina come se fosse dimensionata per la singola unità abitativa (scelta indispensabile per la GAHP, per la quale non esistono sul mercato macchine di tale taglia), in modo da poter confrontare il fabbisogno e le prestazioni di macchina pariteticamente per tutte le utenze. Si riporta, in *Tabella 19*, un esempio di dimensionamento delle due macchine per la classe energetica B in zona climatica E (rimandiamo, per consultazione, i dimensionamenti completi in *Appendice A*).

Dimensionamento VCHP - Classe B - Milano					Dimensionamento GAHP - Classe B - Milano				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	<i>f_{dim}</i> ⁶	T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	<i>f_{dim}</i>
35.0	55.0	-5.0	55.0	0.251	35.0	55.0	-5.0	55.0	0.127
		Q_{nom} [kW]		Q_{prog} [kW]			Q_{nom} [kW]		Q_{prog} [kW]
		14.16		3.55			28.45		3.62
				<i>f_{sicurezza} = 25%</i>					<i>f_{sicurezza} = 27.5%</i>

Tabella 19 - Esempio di dimensionamento VCHP e GAHP per edificio in Classe B - Milano

⁶ Il fattore di dimensionamento di macchina, ed il fattore di sicurezza saranno definiti appena si introdurranno le curve di andamento delle potenze nominali e dei coefficienti di prestazione.

Considerazione aggiuntiva è stata fatta in merito alla collocazione delle macchine: la VCHP, essendo della tipologia aria-acqua esige installazione all'aperto, in modo tale da garantire un ottimale scambio termico all'evaporatore con l'aria ambiente, ciò può comportare l'insorgere del possibile congelamento del fluido termovettore al primario; analogamente la GAHP, richiede installazione all'aperto per facilitare lo scambio di potenza all'evaporatore del ciclo. Abbiamo, quindi, considerato le possibili soluzioni al problema del congelamento, indentificandone due in particolare:

- Installazione di un cavo resistivo lungo lo svolgimento dei tubi (andata e ritorno), alimentandolo elettricamente quando la temperatura esterna diviene prossima agli 0°C, prevenendo il possibile congelamento del fluido all'interno;
- Pre-miscelando l'acqua di primario con un fluido antigelo, come ad esempio del glicole etilenico, garantendo una forte riduzione del punto di congelamento (variabile con la percentuale del glicole medesimo).

Entrambe sono soluzioni efficienti nel rispondere al problema posto, ma la seconda, benché molto utilizzata perché non richiede costi aggiuntivi di impianto (se non quelli del glicole), comporta il dover porre particolare attenzione alle eventuali perdite del fluido in ambiente: il glicole, infatti, è un fluido tossico per le persone e dannoso per l'ambiente (*Glicole Etilenico - laboratorio NEST*), è quindi preferibile evitarne l'utilizzo, soprattutto in ambito residenziale. Essendo, però, una soluzione economica, i costruttori forniscono direttamente i valori di percentuale di glicole da additivare in correlazione alla temperatura minima di progetto alla quale dover garantire il funzionamento della macchina. Un esempio per la VCHP Aermec è in *Figura 22*.

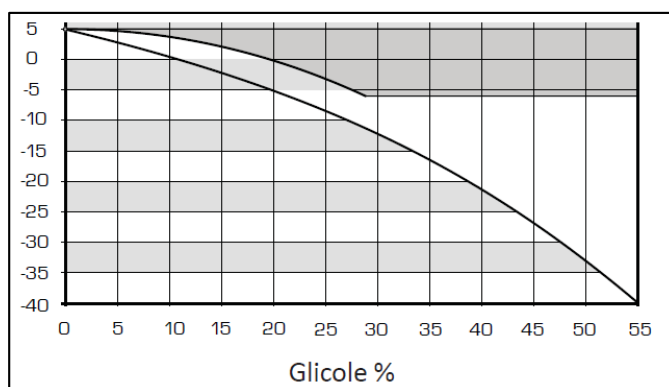


Figura 22 - Percentuale di glicole antigelo sulla temperatura esterna per VCHP Aermec

Nel nostro caso di studio abbiamo optato per la soluzione resistiva, in quanto molto meno problematica da gestire e non richiede controlli particolari, se non quello di corretto funzionamento nei periodi critici. Nella fase di analisi, però, l'eventuale fabbisogno di tale sistema non è stato considerato, perché si è ritenuto contenuto rispetto al fabbisogno totale di energia manifestato dal funzionamento della pompa di calore.

2.2.1. Valutazione delle prestazioni delle pompe di calore

Grazie a schede tecniche molto dettagliate, è stato possibile ricavare, mediante l'utilizzo di polinomi approssimanti di terzo grado, le curve di coefficiente di prestazione e di potenza termica per il funzionamento a carico nominale.

Dalla prima interpolazione compiuta sui dati della VCHP, al variare della temperatura di mandata, si osserva, però, che le curve presentano un particolare andamento: utilizzando una sola funzione approssimante, infatti, non è possibile ottenere una corretta descrizione dell'andamento della potenza e del COP sotto ampi intervalli di temperatura esterna; la presenza di cicli di sbrinamento, nell'intorno degli 0°C, comporta degli andamenti anomali, che devono essere descritti andando a spezzare gli intervalli di approssimazione in tre parti: una prima, che prenda in considerazione le condizioni al limite inferiore del funzionamento di macchina, con temperature comprese tra i -20°C ed i -6°C; una seconda, che consideri l'intervallo di temperature tra -4°C e +7°C, comprensivo della presenza di periodici cicli di sbrinamento; ed una terza, che invece prenda in esame le temperature da +8°C sino alla temperatura limite superiore di produzione di ACS in condizioni estive, +42°C. Sotto tali criteri di interpolazione abbiamo ottenuto le seguenti curve di potenza termica nominale e di coefficiente di prestazione al carico nominale, *Figura 23* e *Figura 24*, al variare della temperatura di mandata al primario (35°C, 45°C e 55°C) e le corrispondenti equazioni.

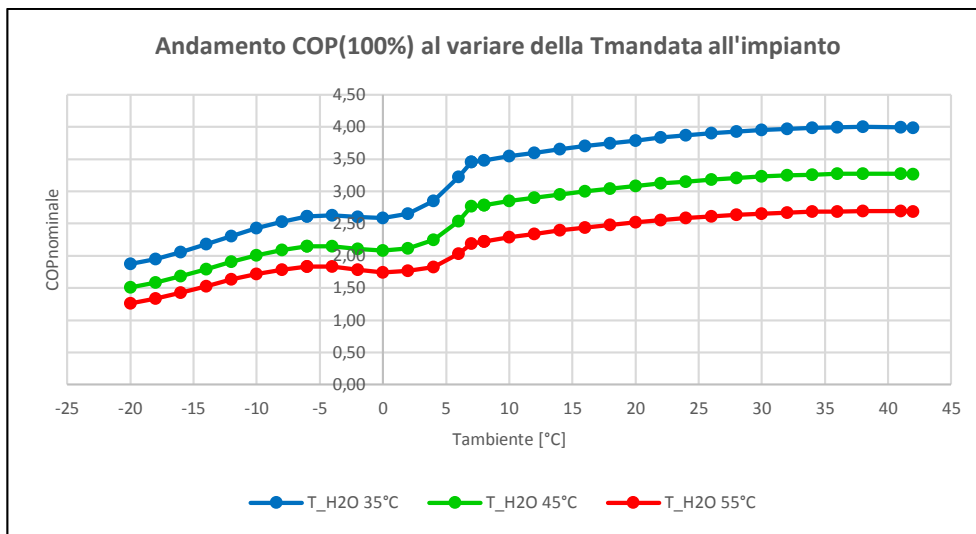


Figura 23 - Curve di COP a carico nominale (Aermec) al variare della temperatura di mandata

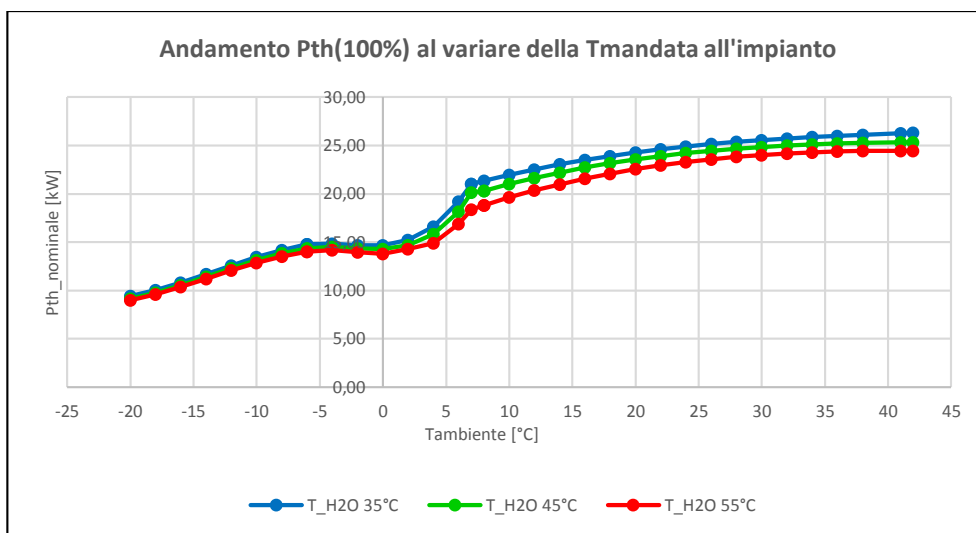


Figura 24 - Curve di potenza termica nominale (Aermec) al variare della temperatura di mandata

Dalle equazioni di queste curve, abbiamo sviluppato, in *Excel*, un'apposita macro, funzione della temperatura ambiente (T_a) e della temperatura di mandata all'impianto (T_w): 'Q100_PD Cele', riportata in dettaglio in *Appendice B*. Essa permette il calcolo della potenza termica nominale di macchina mediante utilizzo delle curve polinomiali di terzo grado riportate in *Figura 24*, ricevendo in ingresso T_a e T_w e restituendo il valore calcolato della \dot{Q}_{th} nominale, erogabile nelle condizioni fornite.

Analogamente, grazie alle schede tecniche della Robur GAHP-A LP, abbiamo costruito le curve di andamento della potenza termica nominale e del coefficiente di prestazione al variare della temperatura di mandata all'impianto (35°C, 45°C e 55°C), sotto un intervallo di temperatura esterna definito direttamente dai dati del costruttore.

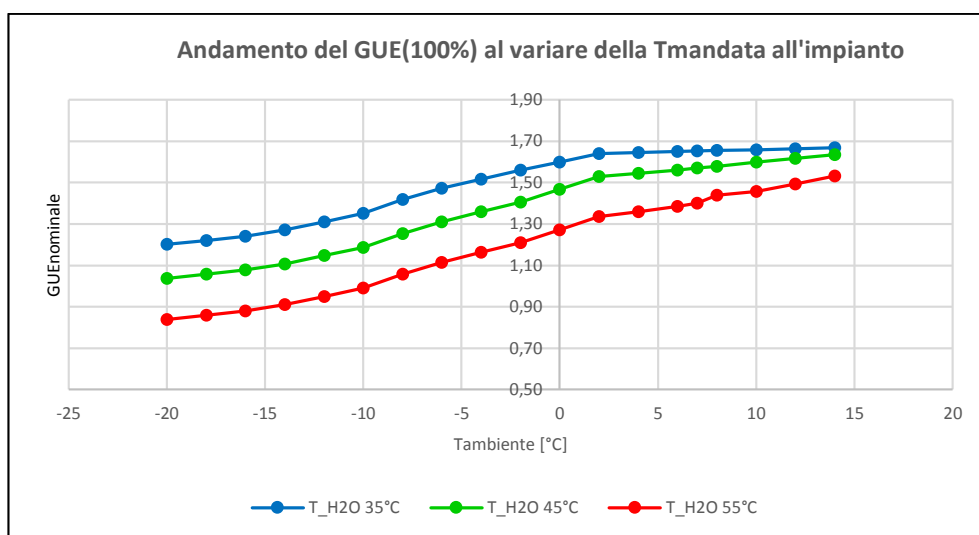


Figura 25 - Curve di GUE a carico nominale (Robur), al variare della temperatura di mandata

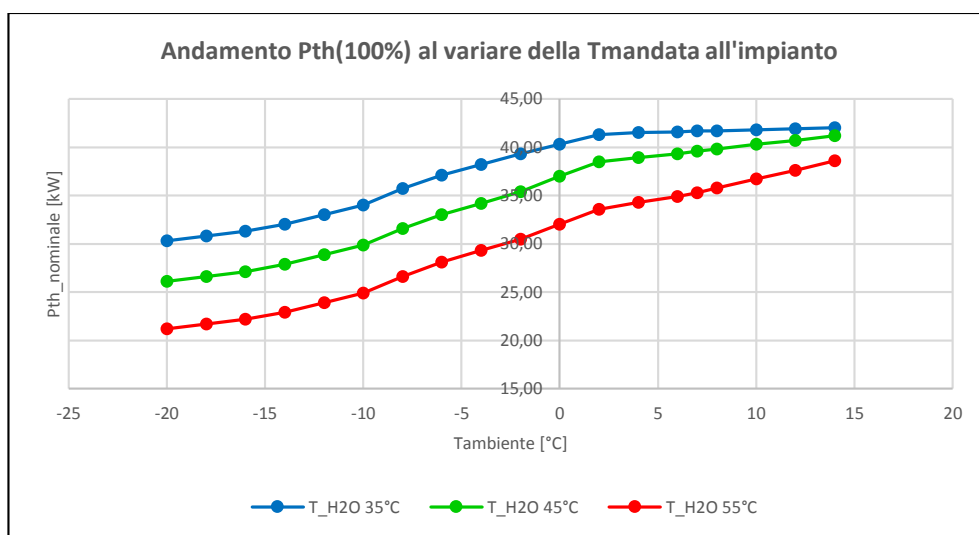


Figura 26 - Curve di potenza termica nominale (Robur) al variare della temperatura di mandata

Anche per i dati della pompa di calore Robur si è sviluppata un'apposita macro, riportata in dettaglio in *Appendice B: 'Q100_GAHP'*, mediante la quale poter calcolare

la potenza termica nominale di macchina dai dati delle curve polinomiali di terzo grado riportate in *Figura 26*, ricevendo in ingresso T_a e T_w e restituendo la \dot{Q}_{th} nominale erogabile nelle condizioni fornite.

Quanto fatto copre le sole condizioni di funzionamento nominali, entrambe le macchine, però, non lavorano sempre in tali condizioni: è necessario valutare come il coefficiente di prestazione di entrambe possa essere influenzato dal Fattore di Carico (FC), definito come il rapporto tra la potenza termica che la pompa di calore è chiamata a dover fornire all'impianto e la potenza termica nominale erogabile in quelle condizioni ($T_{mandata}$ e $T_{ambiente}$).

$$FC = \frac{\dot{Q}_{erogata}}{\dot{Q}_{nominale}}$$

Per la VCHP la valutazione delle prestazioni a carico parziale è stata fatta facendo variare, in decrescita, il FC , partendo dal 100% e giungendo ad un limite di modulazione del 30%, calcolando di volta in volta, e per ogni temperatura di mandata, lo scostamento di COP dal nominale.

Per la GAHP, invece, non avendo a disposizione da scheda tecnica i dati di prestazione al variare del fattore di carico, abbiamo scelto di utilizzare la curva sperimentale di andamento del GUE sul fattore di carico, *Figura 16*. Con l'equazione di questa curva abbiamo valutato l'andamento delle prestazioni della macchina dalle condizioni nominali (100% del carico), sino ad un limite di modulazione del 30%, per ogni valore di temperatura di mandata.

Per agevolare i conti, abbiamo sviluppato, anche in questo caso, due macro apposite: ' COP_PDCele ' e ' GUE_GAHP ', riportate in *Appendice B*, le quali ricevono in ingresso la temperatura esterna (T_a), la temperatura di mandata all'impianto (T_w), ed il fattore di carico (FC), restituendo, mediante interpolazione delle curve, il COP ed il GUE reali delle rispettive pompe di calore.

Come accennato all'inizio del paragrafo, con la scelta delle pompe di calore abbiamo dovuto introdurre un opportuno coefficiente di ridimensionamento della potenza di macchina, potendone quindi simulare l'utilizzo in riferimento alla singola utenza.

Grazie alle funzioni macro appena descritte, abbiamo calcolato la massima potenza erogabile, $\dot{Q}_{thnominale}$, sia dalla VCHP che dalla GAHP, in condizioni di temperatura esterna di progetto ed alla massima temperatura di mandata (necessaria per la

produzione di ACS), ed utilizzando tale valore abbiamo definito il fattore di ridimensionamento di macchina, f_{dim} , calcolato come rapporto tra: la somma del carico di riscaldamento di picco dell'edificio considerato ed il carico di ACS medio della singola giornata (in quanto si ipotizzerà di ripeterlo costante per tutti i giorni dell'anno), e la potenza termica massima nominale erogabile dalla macchina. Verrà infine considerato un coefficiente di sicurezza moltiplicativo del fattore di dimensionamento, $f_{sicurezza}$. Il suo scopo è quello di fornire un grado di sovradimensionamento necessario alla macchina per evitare che il fattore di carico cresca eccessivamente oltre l'unità (in alcuni picchi di temperature minime), mantenendo la potenza erogata inferiore al 105% della massima disponibile (valori lievemente superiori al 100% non desterebbero problematiche di funzionamento nell'arco dell'anno, perché potrebbero essere ripartiti sulle ore successive al picco di richiesta, rimanendo al limite della potenzialità di macchina, mentre valori inferiori ne evidenzerebbero un inutile sovradimensionamento).

$$f_{dim} = \frac{(\dot{Q}_{RISC_{picco}} + \dot{Q}_{ACS_{medio}}) * f_{sicurezza}}{\dot{Q}_{th_{nominale}}}$$

La potenza termica reale di macchina, ridimensionata per l'applicazione alla singola utenza, è ottenuta moltiplicando il fattore di ridimensionamento appena ricavato, con la potenza termica nominale, $\dot{Q}_{th_{nominale}}$.

$$\dot{Q}_{th_{reale}} = \dot{Q}_{th_{nominale}} * f_{dim} \quad [kW]$$

Dal fabbisogno d'utenza e dai valori di COP_{reale} e di GUE_{reale} , è possibile la valutazione del carico richiesto dalle macchine (elettrico per le pompe di calore a compressione e di energia termica, in forma di gas naturale, per quelle ad assorbimento).

Considerazione aggiuntiva sui coefficienti di prestazione è da farsi in funzione della richiesta d'utenza: infatti, se è presente richiesta di solo carico di riscaldamento, la mandata all'impianto si è scelto di porla pari a 36°C (per riscaldamento radiante), permettendo una migliore prestazione di esercizio di macchina per cambiamento della curve di riferimento, *Figura 23*; viceversa, alla chiamata di solo sanitario, o in

contemporaneità di entrambi i carichi, la macchina si porta ad una temperatura di mandata di 55°C, con spostamento del punto di lavoro sulla curva più gravosa e conseguente peggioramento di prestazioni.

Tenendo conto di tale logica di gestione, abbiamo calcolato i fabbisogni delle pompe di calore su scala oraria durante l'anno, in funzione del tipo di carico che si trova a servire.

$$P_{ele_tot(i)} = \frac{(Q_{RISC(i)} + Q_{ACS(i)})}{COP_{(i)}}$$

$$Q_{th_GAHP(i)} = \frac{(Q_{RISC(i)} + Q_{ACS(i)})}{GUE_{(i)}}$$

I fabbisogni complessivi, però, non ci permettono di apprezzare quantitativamente l'impatto di richiesta di ACS su quello di riscaldamento, quindi abbiamo scelto di ripartire i fabbisogni di macchina in modo proporzionale sui due carichi, così da poter apprezzare l'incidenza dell'uno e dell'altro sulla richiesta di fabbisogno della pompa di calore.

$$P_{ele_RISC(i)} = P_{ele_tot(i)} * \frac{Q_{RISC(i)}}{(Q_{RISC(i)} + Q_{ACS(i)})}$$

$$P_{ele_ACS(i)} = P_{ele_tot(i)} * \frac{Q_{ACS(i)}}{(Q_{RISC(i)} + Q_{ACS(i)})}$$

$$Q_{th_RISC(i)} = Q_{th_GAHP(i)} * \frac{Q_{RISC(i)}}{(Q_{RISC(i)} + Q_{ACS(i)})}$$

$$Q_{th_ACS(i)} = Q_{th_GAHP(i)} * \frac{Q_{ACS(i)}}{(Q_{RISC(i)} + Q_{ACS(i)})}$$

Per valutare con maggiore dettaglio i fabbisogni del sistema a GAHP, occorre considerare la presenza di un ulteriore carico, fondamentale per il funzionamento della macchina: il carico elettrico dovuto agli ausiliari di macchina. Tale valutazione abbiamo optato di farla a posteriori, in quanto il GUE, per come è stato definito, non ne teneva conto.

Per questo è stato necessario scrivere un'ulteriore funzione macro: '*Eele_GAHP*', riportata in *Appendice B*, ricevente in ingresso la temperatura esterna (T_a), la temperatura di mandata all'impianto (T_w) ed il fattore di carico macchina (FC),

restituisce, mediante interpolazione sul FC e sulla Tw, il valore dell'energia elettrica richiesta a livello orario dagli ausiliari.

Giunti ad una completa descrizione dei carichi richiesti da entrambe le macchine, è sorto il problema di come poterli confrontare, in quanto tra di essi non sono direttamente comparabili perché costituiti da vettori energetici differenti (elettricità per la VCHP, ed energia termica da gas naturale per la GAHP), di conseguenza è stato necessario definire dei parametri di comune comparazione, individuati in:

- Consumo di energia primaria, EP;
- Emissioni di CO₂ su scala annuale;
- Efficienze medie delle macchine (per la cui comparazione andrà tenuto conto del diverso pregio del vettore energetico utilizzato).

L'indice di Energia Primaria (EP) consente di riportare il fabbisogno di energia, elettrica o termica, che la pompa di calore necessita, in termini di un fabbisogno che prescindendo dalla natura della fonte utilizzata, permettendone così una comparazione diretta tra le due tecnologie.

La conversione in EP del fabbisogno abbiamo scelto di farla prendendo di riferimento uno specifico coefficiente moltiplicativo, definito da una normativa comunitaria e redatto, per l'Unione Europea, da *Ecolabel*: ente di certificazione ambientale, a livello Europeo, per i prodotti ed i servizi che rispettano criteri ecologici e prestazionali di ridotto impatto ambientale su tutto il loro ciclo di vita. Per il vettore energia elettrica, tale coefficiente, è definito sulla base del rendimento medio del parco elettrico Europeo, ed assume valore pari a $2.5 [kWh_{EP}/kWh_{el}]$; per quelle ad assorbimento, invece, è posto pari ad $1 [kWh_{EP}/kWh_{el}]$ (considerando il gas naturale direttamente come fonte fossile) (*Ecolabel*).

Le emissioni di anidride carbonica, corrispondenti al fabbisogno richiesto dalla macchina, sono state calcolate moltiplicando il fabbisogno medesimo, in funzione della fonte energetica utilizzata dalla macchina, per un coefficiente di emissione specifico all'energia utile: $384 [g/kWh]$ per l'energia elettrica e $202 [g/kWh]$ per il gas naturale (*Ecolabel*); tenendo conto anche della possibile perdita di fluido refrigerante dal circuito della pompa di calore. La valutazione di queste ultime, che andranno poi sommate alle precedenti, è stata fatta utilizzando il GWP (*Global Warming Potential*) del refrigerante, la massa di refrigerante contenuta in macchina (ripotata in scheda

tecnica), il fattore di ridimensionamento per la singola utenza e da tre coefficienti che tengono conto della perdita di refrigerante per ciascun anno di funzionamento (a), della durata di vita utile della macchina (b) e della perdita stimata a priori per le operazioni di ricarica o reintegro di refrigerante durante la vita utile.

$$CO_{2_refrigerante} = GWP_{refr} * m_{refr_{VCHP}} * f_{dim} * ((a * b + c)/b) \quad [g_{CO_2}]$$

Infine, il coefficiente di prestazione di macchina è stato calcolato, su base annuale, come rapporto tra la quantità di energia utile prodotta, ed il consumo totale di energia (elettrica e/o da gas naturale).

Definiti i parametri, si passa alla comparazione vera e propria, riportando quanto ottenuto in opportuni grafici di immediata comprensione.

2.3. Esito dell'analisi e considerazioni

La prima valutazione compiuta riguarda la zona climatica E, con edificio-tipo di classe energetica A, ne riportiamo per esteso la comparazione dei dati. A seguire, mantenendo la zona E come riferimento, faremo una comparazione per classe, così da poter giungere ad una prima considerazione di scelta della tecnologia che maggiormente si presta a servire l'edificio nella zona climatica in esame.

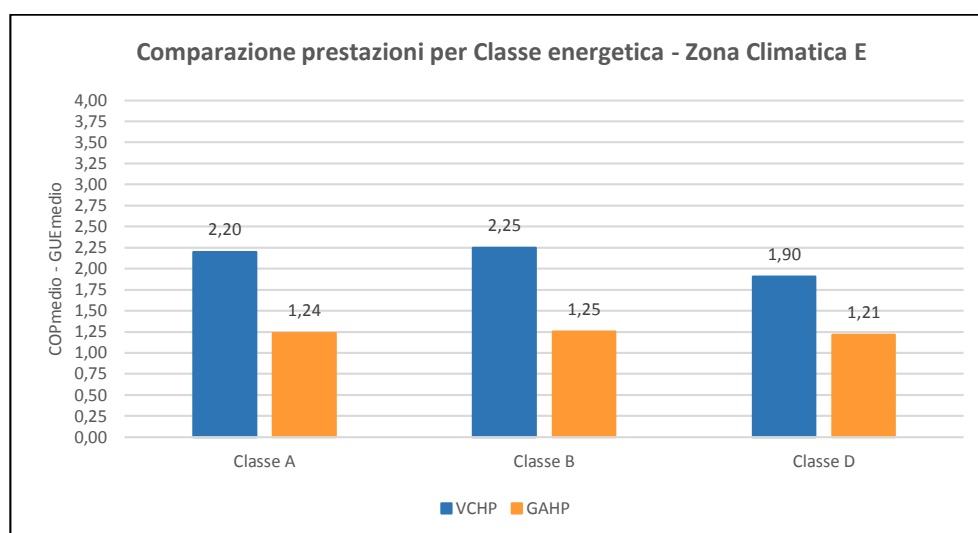


Figura 27 - Comparazione prestazioni VCHP-GAHP per classe energetica, in zona climatica E

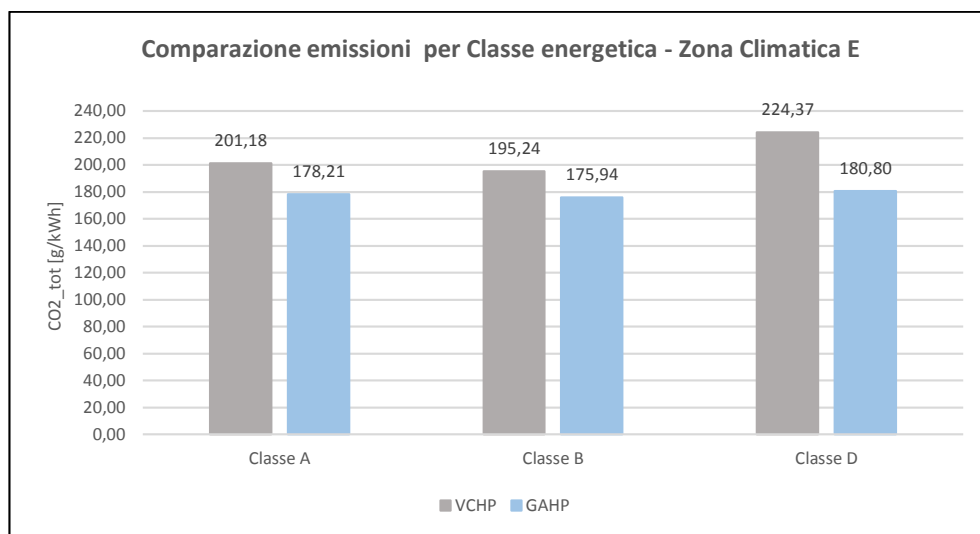


Figura 28 - Comparazione emissioni di CO2 VCHP-GAHP per classe energetica, in zona climatica E

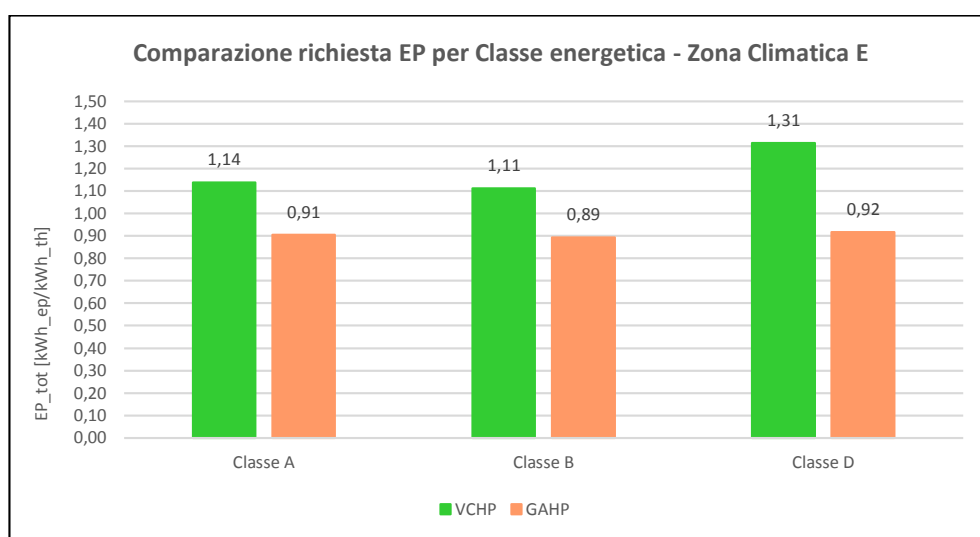


Figura 29 - Comparazione fabbisogni di EP VCHP-GAHP per classe energetica, in zona climatica E

Da una prima valutazione sui soli valori di prestazione (COP e GUE), traspare un'unica predominante scelta di tipologia di pompa di calore per la zona climatica E, quella a compressione di vapore, questo però non tiene conto del differente pregio del vettore energetico utilizzato dalle diverse macchine, che si riflette infatti sul confronto di emissioni di CO₂ e del fabbisogno di EP: osservando questi ultimi parametri la scelta

commuta per la tecnologia ad assorbimento, in quanto i risultati delle simulazioni mostrano parametri inferiori per tutte le classi considerate.

Questo confronto evidenzia come, usando i soli parametri definiti, non sia possibile stabilire univocamente quale effettiva tipologia di pompa di calore possa essere la scelta migliore in termini di consumi energetici ed impatto ambientale per tale località, è necessario, quindi, ricorrere ad una comparazione normalizzata dei dati, arrivando alla definizione di indici di comparazione più adeguati.

Coefficienti di normalizzazione dei dati:	
COP_rif	3.9
GUE_rif	1.65
CO₂_rif [g/kWh_th]	250
EP_rif [kWh_ep/kWh_th]	1.5

Tabella 20 - Coefficienti di normalizzazione per gli indici di comparazione

I coefficienti di normalizzazione, sono stati scelti adottando diversi criteri:

- *COP_rif*: è scelto pari al valore indicato da normativa come limite minimo di prestazione nominale richiesto per l'accesso agli incentivi di detrazione fiscale (4.1), detratto del 5% per macchina con regolazione ad inverter (per la zona climatica E tale valore è superiore a quanto riportato da normativa come limite minimo di prestazione ammissibile, ma per poter effettuare una comparazione anche con le altre zone lo si è mantenuto costante);
- *GUE_rif*: è scelto pari al valore di massimo rendimento ottenibile dalla macchina ad assorbimento selezionata (GAHP-A LT);
- *CO₂_rif*: è scelto in modo tale da fornire un indice sempre inferiore all'unità, per tutte le zone climatiche e per entrambe le macchine;
- *EP_rif*: è scelto analogamente al precedente.

Grazie a questi ultimi, abbiamo calcolato gli indici realmente utili al diretto confronto delle prestazioni delle due tipologie di macchine, mettendo a rapporto il valore di COP (o GUE), EP e CO₂ con i valori di riferimento di *Tabella 20*.

Procedendo alla normalizzazione, ed avendo il fine di poter rendere la comparazione più agevole, abbiamo riportato i dati su grafici radar.

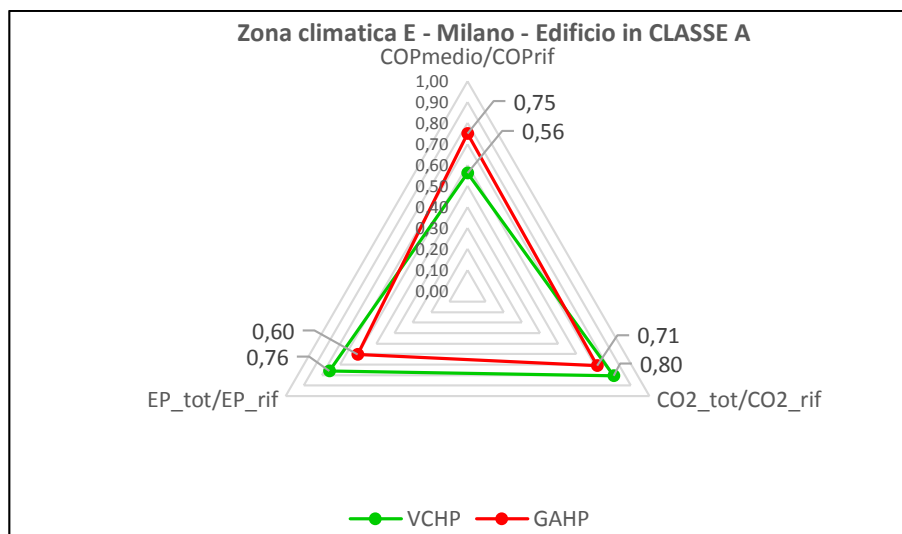


Figura 30 - Comparazione VCHP vs GAHP per edificio in classe A, zona climatica E

Dal grafico di *Figura 30*, per zona E e classe A, si evidenzia che la macchina maggiormente efficiente a soddisfare il fabbisogno termico di riscaldamento ed acqua calda sanitaria è, contrariamente a quanto emerso in precedenza, la pompa di calore ad assorbimento. L'indice di prestazione medio normalizzato della GAHP risulta, infatti, superiore del 24.9%, rispetto a quello della VCHP, ciò è dovuto dal valore scelto come riferimento per la normalizzazione (il miglior rendimento ottenibile con questa tipologia di pompe di calore); le emissioni di anidride carbonica risultano inferiori del 12.9% e la richiesta di energia primaria diminuisce del 25.8%. Questi scostamenti sono giustificabili considerando che, tra i diversi parametri di gestione di macchina, uno soltanto abbia una particolare influenza sulla notevole riduzione di prestazioni della VCHP nei confronti della GAHP: la temperatura esterna. La località climatica E è caratterizzata, infatti, da condizioni esterne abbastanza rigide, ciò implica che la pompa di calore a compressione risulti soggetta ad una serie di cicli sbrinamento delle batterie, comportando quindi l'inesorabile decremento delle prestazioni ed incremento dei fabbisogni, e delle emissioni.

Ulteriore considerazione possibile riguarda il forte scostamento tra il carico di riscaldamento ed il carico sanitario. In questo caso, infatti, il primo sarà molto contenuto vista l'elevata classe energetica dell'edificio, mentre il secondo si manterrà di notevole influenza, andando quindi ad incidere particolarmente sui fabbisogni complessivi delle macchine.

Segue alla classe A, la comparazione, a parità di località, in classe energetica B, dei dati normalizzati.

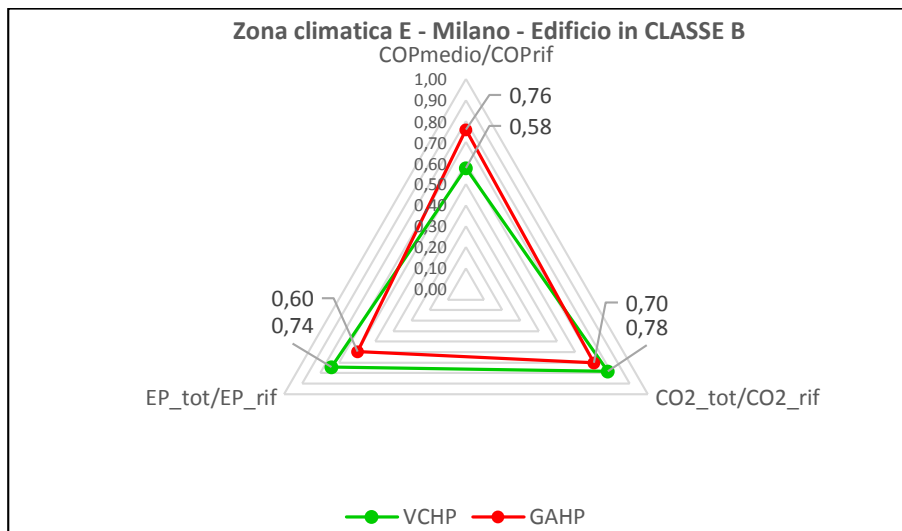


Figura 31 - Comparazione VCHP vs GAHP per edificio in classe B, zona climatica E

Quanto riportato dal grafico di *Figura 31*, evidenzia una situazione di lieve miglioramento di emissioni di CO₂ e di richiesta d'energia primaria, nonostante la classe energetica dell'edificio sia peggiorata. Questo è da imputare ad un maggiore peso del carico di riscaldamento e, quindi, alla maggior durata del funzionamento di macchina a temperature di mandata inferiori (con COP maggiori).

Osservando quindi l'andamento degli indici di comparazione, per la zona climatica E, la macchina maggiormente prestante al soddisfacimento di fabbisogno termico di riscaldamento ed acqua calda sanitaria è la pompa di calore ad assorbimento, con prestazioni del 24.0% superiori per la GAHP, emissioni di CO₂ inferiori del 11.0% e fabbisogno di energia primaria diminuito del 24.4% rispetto alla VCHP.

Conclude la comparazione per la zona climatica E, la classe D:

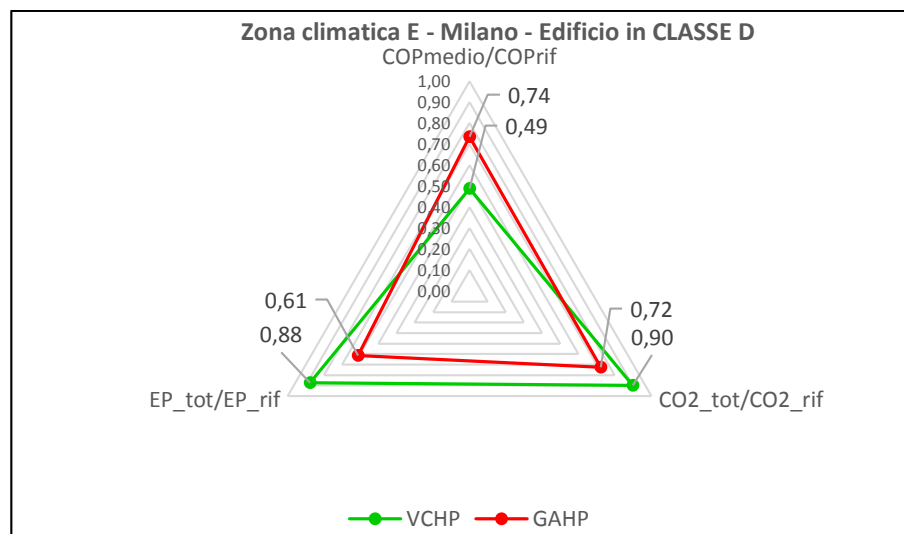


Figura 32 - Comparazione VCHP vs GAHP per edificio in classe D, zona climatica E

Per la quale, le prestazioni della pompa di calore a compressione, per i motivi riportati in precedenza, non possono che peggiorare a causa dell'incremento del fabbisogno di riscaldamento dell'edificio ed anche della temperatura media di lavoro della macchina (radiatori come sistema di emissione del calore al posto dei pannelli radianti a pavimento).

Dal grafico di *Figura 32*, la considerazione appena fatta è ulteriormente avvalorata: l'indice di prestazione della macchina ad assorbimento è, infatti, del 33,6% superiore a quello della VCHP, le emissioni normalizzate di CO₂ inferiori del 24,1% ed il fabbisogno di energia primaria è ridotto di oltre il 40% (43,1%), motivo per il quale la pompa di calore ad assorbimento è quindi la migliore scelta applicativa per la zona climatica E, in caso di classe energetica non particolarmente elevata (ad esempio in caso di ristrutturazione).

Ad avvalorare la scelta della GAHP, c'è una considerazione in merito all'esecuzione di ristrutturazioni edilizie: molto spesso, infatti, non è possibile prevedere l'integrale rifacimento dell'impianto di riscaldamento con uno più performante (come ad esempio a pannelli radianti a pavimento), a causa di possibili problemi strutturali o, per la maggiore, di ingombro fisico dell'impianto stesso (comprensivo di isolamento e tubazioni), oppure anche a causa degli elevati costi di intervento sull'impianto (demolizione, sostituzione e ripristino); di conseguenza la soluzione, che può essere adottata come compromesso, è quella di mantenere l'impianto di emissione del calore esistente, lasciando invariate le condizioni di esercizio e di regolazione, ma puntando

alla sostituzione del solo gruppo di generazione. Quest'ultimo, però, dovendo trovarsi a lavorare con alte (per la VCHP) temperature di mandata per tutto l'anno termico, automaticamente impone il dover scartare la soluzione in pompa di calore a compressione, perché manifesterebbe notevoli problemi di brinamento dell'evaporatore (ed un calo rilevante generalizzato di prestazioni per i motivi spiegati al capitolo 1), mentre avvalorerebbe, come previsto, la scelta della versione ad assorbimento, permettente la sostituzione diretta della vecchia caldaia e, al contempo, portando al minimo i costi di modifica dell'impianto.

2.3.1. Confronto tra zone climatiche

Mantenendo come base di comparazione la classe energetica A, riportiamo di seguito i risultati dei parametri di confronto ottenuti al variare della zona climatica.

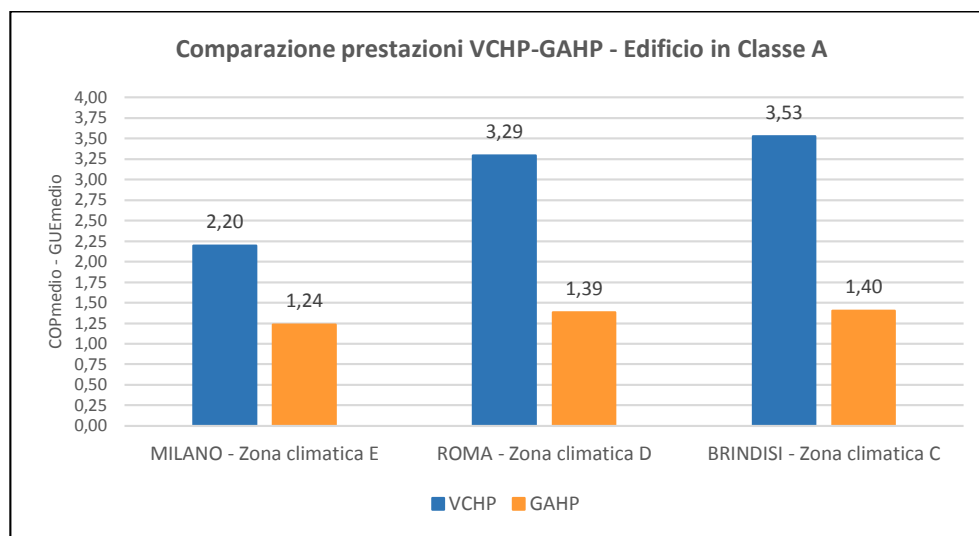


Figura 33 - Comparazione prestazioni per zona climatica VCHP vs GAHP edificio in classe A

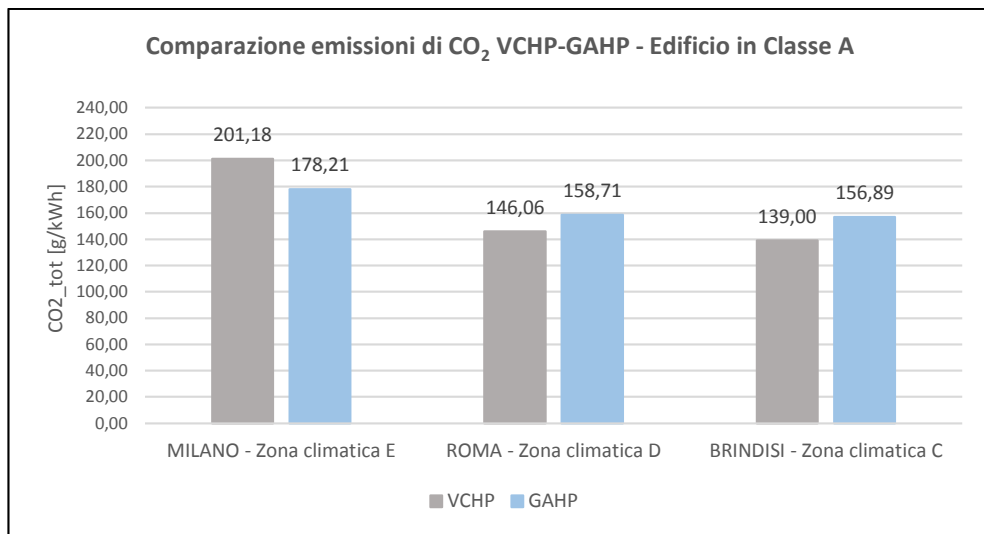


Figura 34 - Comparazione emissioni per zona climatica VCHP vs GAHP per edificio in classe A

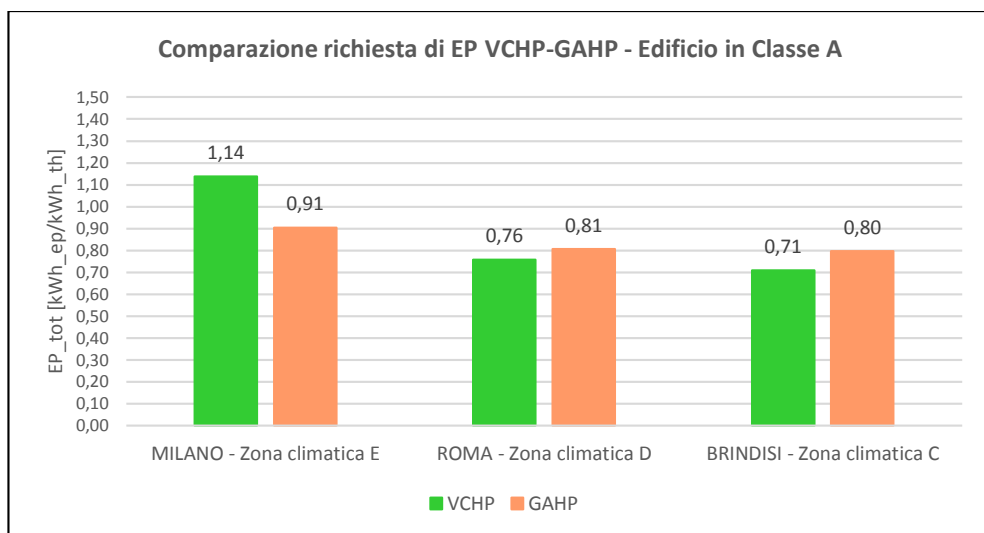


Figura 35 - Comparazione fabbisogni per zona climatica VCHP vs GAHP per edificio in classe A

Confrontando le prestazioni delle macchine, *Figura 33*, passando dalla zona E alla zona C, si nota chiaramente come l'incremento di prestazioni sia notevole per la VCHP, mentre, per la GAHP, si manifesti soprattutto nel passare dalla E alla D, mentre dalla D alla C si mantenga quasi invariato.

Tale variazione è imputabile all'incremento della temperatura media esterna dell'ambiente. Avendo un clima esterno più mite, infatti, è possibile prevedere l'incremento della temperatura di evaporazione, riducendo così il salto termico di

lavoro della pompa di calore ($T_{\text{cond}} - T_{\text{evap}}$) e permettendo un netto decremento del lavoro richiesto dal compressore, migliorandone il rendimento.

Per la versione a compressione, inoltre, passando alle zone climatiche D e C, si risolvono i problemi di brinamento delle batterie, evitando quindi dispendiosi cicli di inversione del funzionamento di macchina, che la riportano così ad un confronto paritetico con quella ad assorbimento.

In termini di emissioni di CO_2 , *Figura 34*, e di fabbisogni di energia primaria specifici al kWh termico fornito, *Figura 35*, si riflette l'incremento del coefficiente di prestazione medio: la maggiore prestazione ottenibile è osservabile in un decremento della richiesta di EP per il soddisfacimento dei carichi dell'edificio e, di conseguenza, anche in una diminuzione delle emissioni specifiche di anidride carbonica.

Vengono riportati in *Appendice C* i confronti degli indici normalizzati dettagliati per tutte e tre le zone climatiche considerate e per ciascuna classe energetica dell'edificio.

3. Modello Pompa di Calore

L'obiettivo proposto per questo capitolo è quello di approfondire e migliorare quanto ottenuto dall'analisi comparativa, svolta nel precedente, nel caso della VCHP.

Valuteremo quindi la logica di gestione della pompa di calore a compressione, simulandone il funzionamento su periodi di tempo con risoluzione di un minuto, così da poter apprezzare il manifestarsi di condizioni di richiesta di picco da parte dell'utenza (in particolare di ACS) e definire le condizioni di esercizio per ottenere una stima più realistica dei fabbisogni su base annuale.

Particolare attenzione è stata posta alla configurazione di impianto, cercando di avvicinarci il più possibile ad una soluzione che possa essere effettivamente realizzata, e modellizzata al meglio mediante applicativi di Trnsys per la simulazione.

Lo schema di impianto che è stato pensato, e riportato in *Figura 36*, verrà descritto e motivato in ogni singola componente durante lo svolgimento del capitolo.

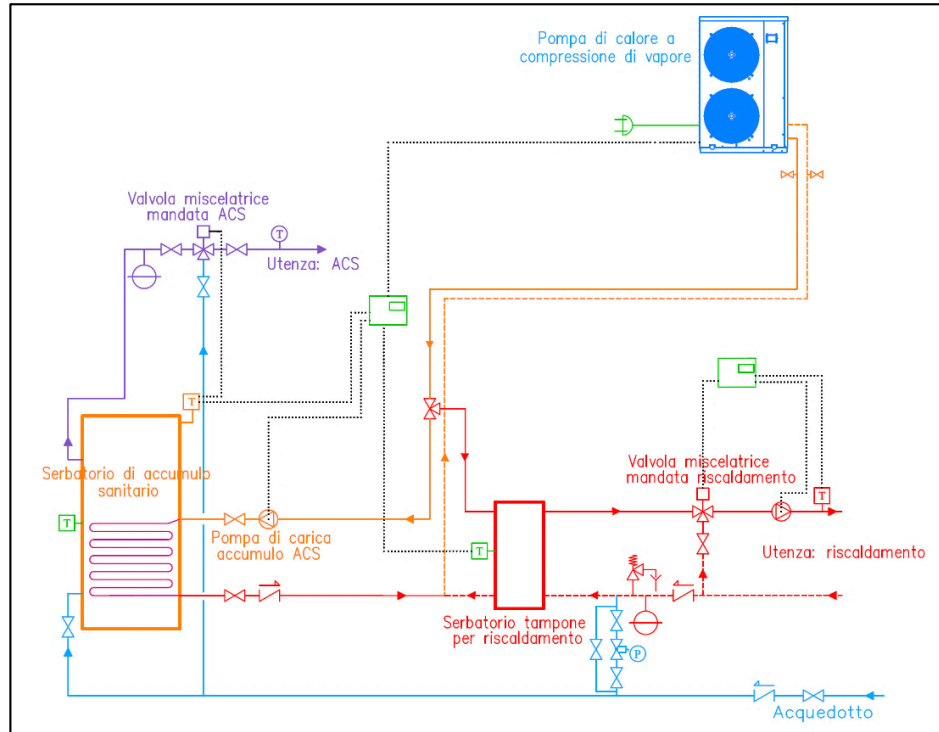


Figura 36 - Schema di impianto

3.1. Costruzione e gestione del Modello

Lo sviluppo del modello nasce anzitutto dal considerare che quanto fatto nell'analisi comparativa precedente ammetteva delle semplificazioni sulla configurazione di impianto e sulla gestione di macchina, dando quindi la possibilità ad un'evoluzione ulteriore, affinando così i risultati. Abbiamo quindi previsto di approfondire quanto fatto, cercando di valutare come poter agire sulla logica di gestione di macchina e di controllo di impianto, con il fine di ottimizzarne il funzionamento e contenerne i fabbisogni di energia primaria.

Per poter giungere ad un'analisi di questo livello, siamo partiti dai dati di targa della VCHP forniti dal costruttore: potenza termica nominale e prestazione a carico nominale.

Grazie alle equazioni delle curve approssimanti tali dati, create in precedenza per l'analisi comparativa, *Figura 23* e *Figura 24*, abbiamo iniziato a delineare il criterio di funzionamento della pompa di calore in condizioni nominali, mantenendo come base di analisi l'edificio-tipo, *Tabella 1*, ovvero palazzina residenziale composta da 6 unità abitative con superficie utile di 100 metri quadri ciascuna e disposta su tre livelli.

Lo studio di simulazione, così come in precedenza, lo abbiamo riferito ad un singolo appartamento, servito da una macchina ridimensionata sul singolo fabbisogno. Questa scelta è stata fatta con il fine di poter lasciare aperta la possibilità di estensione del modello anche ad abitazioni residenziali monofamiliari e completamente indipendenti, adeguando i carichi richiesti e le caratteristiche dell'edificio considerato.

3.1.1. Dimensionamento di macchina

Il dimensionamento della pompa di calore, analogamente a quanto fatto per l'analisi comparativa, paragrafo 2.2 del capitolo secondo, è stato valutato con lo scopo di soddisfare completamente i fabbisogni dell'edificio, adottando il medesimo fattore di sovradimensionamento, f_{dim} , così da permettere una comparazione finale dei risultati, tratti da entrambe le simulazioni.

Avendo noti i fabbisogni, perché ricavati in precedenza e forniti come input al programma di simulazione, abbiamo stabilito a progetto i valori delle temperature (di mandata e ritorno) per l'impianto di riscaldamento, *Tabella 21*, differenziandoli per

tipologia di sottosistema di emissione. Da esse abbiamo calcolato, con bilancio di energia all'utenza, la portata da dover inviare all'impianto per soddisfare il carico richiesto.

	Impianto a pannelli radianti	Impianto a radiatori
$T_{mandata}$	35°C	50°C
$T_{ritorno}$	28°C	40°C

Tabella 21 - Temperature di progetto per gli impianti di riscaldamento

$$\Gamma_{risc} = \frac{\dot{Q}_{risc}[W]}{C_{p_H2O} * (T_{mandata} - T_{ritorno})} \quad [kg/h]$$

Un appunto doveroso riguarda l'impianto di emissione del calore che abbiamo scelto come rappresentativo della classe energetica D. I valori di temperatura, indicati in *Tabella 21*, sono inferiori a quelli previsti per il normale esercizio dei radiatori, dove da progetto si hanno 80°C di mandata e 60°C di ritorno (*UNI ts 11300 - parte 2, 2008*). Tuttavia, trattandosi per ipotesi di una ristrutturazione edilizia di edificio "datato", limitata ad incrementarne il grado di isolamento termico così da abbattere il fabbisogno di riscaldamento, la superficie disperdente dei radiatori installati risulterà implicitamente sovradimensionata rispetto a quanto necessario per in mantenimento delle condizioni di progetto. È stato possibile prevedere, quindi, di ridurre le temperature di esercizio dell'impianto, portandole ai valori indicati, riuscendo a mantenere le condizioni di comfort negli ambienti. In assenza di tale riduzione di temperatura, inoltre, non sarebbe stato possibile prevedere l'installazione della pompa di calore: i limiti operativi della medesima non contemplano, infatti, valori di temperatura di mandata così elevati.

Per quanto concerne la produzione di acqua calda sanitaria, la portata d'utenza è stata ricavata dalle curve normalizzate della norma *UNI EN 16147-2011*, rivalutandola in modo tale da poterla attribuire ad un consumo per persona. Infine, tramite l'introduzione di un coefficiente moltiplicativo (N_{pers}^o , numero di persone presenti all'utenza, posto pari a 4, per ipotesi di simulazione), abbiamo calcolato il profilo di carico reale di ACS richiesto.

$$\Gamma_{acs} = \frac{\Gamma_{acs_norm}}{4} * N^{\circ}_{pers} \quad [L/h]$$

La temperatura dell'ACS l'abbiamo mantenuta pari a quanto previsto per l'analisi precedente: $T_{mandata_acs} = 45^{\circ}C$ e $T_{fredda} = 12^{\circ}C$.

Grazie alle portate ed alle temperature abbiamo calcolato, per ogni istante temporale, il carico reale di produzione di acqua calda sanitaria lato utenza:

$$\dot{Q}_{acs} = (\Gamma_{acs}/3600) * C_{p_H2O} * (T_{mandata_ACS} - T_{fredda}) \quad [W]$$

Dopo aver definito i fabbisogni, di riscaldamento ed ACS, ci siamo soffermati sulla scelta delle componenti di impianto.

Come è possibile osservare dallo schema di progetto di *Figura 36*, le componenti aggiuntive che hanno avuto un ruolo chiave nel permettere la corretta gestione dell'impianto sono stati: il serbatoio di accumulo sanitario ed il serbatoio tampone sul riscaldamento.

Il serbatoio di accumulo sanitario è stato una scelta strettamente correlata all'utilizzo di un sistema di generazione in pompa di calore, a causa della contenuta potenza termica disponibile rende quindi inottenibile la produzione istantanea di ACS sotto i ΔT previsti ($45^{\circ}C$ di mandata e $12^{\circ}C$ di reintegro: $33^{\circ}C$ di salto termico).

La collocazione di un adeguato sistema di accumulo, invece, consente di sfruttare la piena potenzialità della pompa di calore, permettendo, inoltre, di sostenere la domanda di ACS durante i periodi di punta, mediante parziale scaricamento del medesimo. Per l'impianto considerato, avendo un'utenza con 4 persone ed utilizzando quanto espresso dalla *UNI 9182-2008*, abbiamo optato per scegliere un accumulo di 200 litri, adatti a sostenere la pompa di calore nel coprire, in ogni ora dell'anno, la domanda di picco (verificheremo in simulazione che tale dimensionamento sia corretto, analizzando l'andamento della temperatura nel serbatoio e quella di mandata all'utenza).

La collocazione del serbatoio sanitario, però, richiede una considerazione aggiuntiva inerente all'eventuale proliferazione batterica sviluppabile al suo interno. Gli accumuli

di acqua calda, mantenuti ad una temperatura inferiore ai 60°C, sono infatti uno degli ambienti più adatti allo sviluppo della *Legionella*⁷.

Non avendo la possibilità di fare un trattamento termico al serbatoio, per limitare questo problema occorre puntare sulla scelta dei corretti materiali per le componenti di impianto. Il materiale scelto è l'acciaio inossidabile: evita la possibile formazione di ossidazione che favorisce lo sviluppo del batterio, ma ha il difetto di avere una trasmittanza termica inferiore a quella del tradizionale acciaio al carbonio. Tale difetto è controbilanciabile mediante l'incremento della temperatura di carica, oppure con l'incremento della portata di carica a pari temperatura, impattando meno sui consumi della VCHP.

Le caratteristiche tecniche principali dell'accumulo scelto per l'acqua calda sanitaria sono riportate in *Tabella 22*, (*Cordivari, BOLLY 1 ST INOX*).

Coibentazione in poliuretano espanso	$\lambda = 0.023 [W/m^*K]$, spessore 50mm
Superficie scambiatore di calore	1 [m ²]
Capacità	200 [l]
Coefficiente di perdita termica	0.46 [W/m ² *K]
Coefficiente di destratificazione	0.33 [W/m ² *K]
Conduttività termica del fluido	0.67 [W/m ² *K]

Tabella 22 - Caratteristiche tecniche accumulo ACS (Cordivari)

Il secondo sistema di accumulo, cui si è accennato ad inizio paragrafo, è previsto per il riscaldamento, interposto sul circuito di mandata all'impianto.

Il suo scopo principale è quello di poter limitare i cicli di avviamento e spegnimento della VCHP quando si manifesta un fattore di carico ridotto, come nel caso di richiesta di solo e limitato riscaldamento ambiente.

La configurazione di impianto prevede che si abbia una gestione combinata dei carichi: in funzionamento invernale, la portata elaborata al primario di macchina è inviata principalmente all'accumulo di riscaldamento, mantenendolo entro un range di temperature in grado di coprire il fabbisogno dell'edificio. Al manifestarsi del carico

⁷ Il proliferarsi della *Legionella* può essere controllato e limitato/abbattuto attuando delle scelte mirate sul tipo di sistema considerato oppure delle azioni di sanificazione specifiche. Tra queste l'azione più agevole e meno impattante è quella del trattamento termico: innalzando la temperatura dell'accumulo al di sopra dei 60°C per un certo periodo di tempo (*legionellaonline.it, 2014*). Tuttavia, con l'ausilio di sistemi in pompa di calore, portare il serbatoio ad oltre 60°C è cosa estremamente difficile da farsi, se non impossibile in certi periodi dell'anno.

ACS, contemporaneo al riscaldamento, l'avvio della pompa di carica dell'accumulo sanitario implicherà che una parte della portata di primario verrà destinata alla carica di tale all'accumulo, mentre la restante, continuerà ad essere inviata all'accumulo di riscaldamento.

All'avvio della pompa ACS, si avrà la contemporanea commutazione delle temperature alla pompa di calore, incrementando quella di mandata con lo scopo di poter caricare, entro il range di temperature previste, l'accumulo sanitario. Questo implica a sua volta l'innalzamento della temperatura media del fluido contenuto nel serbatoio tampone del riscaldamento, immagazzinando energia al suo interno per renderla disponibile successivamente.

La mandata all'utenza, lato riscaldamento, è comunque mantenuta alla temperatura di 35°C (per impianto radiante a pavimento) grazie all'aggiunta di una sezione di miscelazione, che riceve acqua calda dal serbatoio e la miscela con quella di ritorno dall'impianto, temperandola.

Sul serbatoio di riscaldamento, contrariamente a quanto esposto per quello di ACS, non si pongono particolari problematiche nella scelta dei materiali, di conseguenza è stato possibile fissare come unico obiettivo il contenimento delle dissipazioni di potenza verso l'esterno, scegliendone uno con opportuno materiale di isolamento.

Il dimensionamento è stato fatto scegliendo, da catalogo, un accumulo con volume di 100 litri, capace di permettere il contenimento dei cicli di avviamento e spegnimento della pompa di calore e fungere da volano termico per l'impianto, risolvendo il problema dell'inerzia termica in avviamento della VCHP.

Alcune principali caratteristiche tecniche del sistema di accumulo di riscaldamento sono riportate in *Tabella 23* (Cordivari, Volano termico PDC).

Coibentazione in poliuretano espanso	$\lambda = 0.023 [W/m^*K]$, spessore 30mm
Capacità	100 [l]
Coefficiente di perdita globale (UA)	0.13 [W/K]
Conduttività termica del fluido	0.67 [W/m^*K]

Tabella 23 - Caratteristiche tecniche serbatoio tampone riscaldamento (Cordivari)

L'introduzione di tali componenti, di accumulo e non solo, ha richiesto lo sviluppo di una logica di gestione di impianto, e soprattutto di macchina, molto più approfondita rispetto a quanto fatto per l'analisi comparativa, atta a poter regolare la potenza disponibile e la temperatura di mandata al primario in funzione del tipo, e dell'entità,

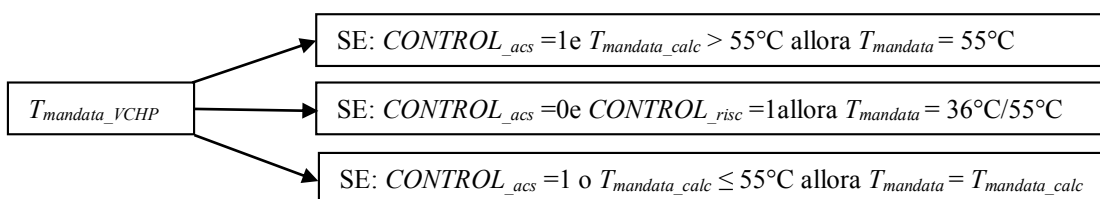
di carico richiesto (ACS o riscaldamento, o entrambi). Addentreremo quindi tale logica prima di valutare come poter sviluppare il modello mediante software.

3.1.2. Logica di gestione della VCHP

Avendo accennato alla necessaria regolazione delle temperature di mandata, iniziamo ad addentrare la logica di gestione sviluppata per la VCHP, introducendo anzitutto i sistemi di regolazione della carica degli accumuli:

- La regolazione di carica del serbatoio ACS è gestita mediante un duplice sensore di temperatura: uno collocato in sommità al serbatoio, rilevante la temperatura di mandata dell'acqua calda alla sezione di miscelazione ($T_{control_top}$) e l'altro collocato nella parte centrale ($T_{control_center}$), per evitare che si abbia un'eccessiva destratificazione del serbatoio, che causerebbe l'incapacità di recupero in tempi utili e per garantire la continua capacità di copertura del fabbisogno (con le temperature richieste). Entrambi i sensori forniscono risposta ad un unico controllore ($CONTROL_{acs}$), connesso direttamente alla pompa di calore ed alla pompa di circolazione, avente il compito di fornire, o togliere, il consenso di avviamento di quest'ultima ed, al contempo, avvisare la prima del manifestarsi del carico, permettendo la regolazione delle temperature di macchina.
- La richiesta di carico dell'accumulo di riscaldamento è fatta mediante la collocazione di una sonda di temperatura sul serbatoio tampone ($T_{control_average_risc}$), il cui segnale è inviato ad un controllore ($CONTROL_{risc}$) impiegato direttamente nella logica di gestione della temperatura di mandata della VCHP.

La logica di controllo della temperatura di mandata della pompa di calore è quindi schematizzabile in una sequenza di tre blocchi:

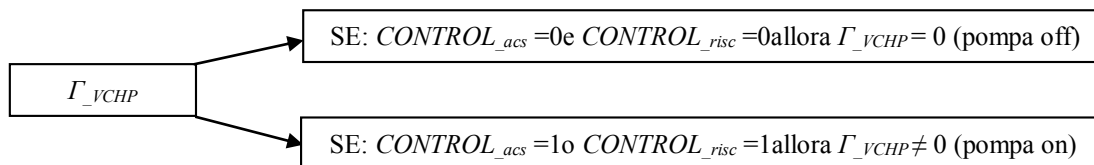


- Se $CONTROL_{acs} = 1$ & $T_{mandata_calc} > 55^{\circ}C$: alla chiamata di solo carico sanitario, se la $T_{mandata_calc}$, ovvero la temperatura di mandata reale della pompa di calore calcolata in condizioni di funzionamento nominali, risulta essere superiore alla massima prevista di $55^{\circ}C$: si rivaluta la mandata imponendo i $55^{\circ}C$;
- Se $CONTROL_{acs} = 0$ & $CONTROL_{risc} = 1$: alla chiamata del solo carico di riscaldamento, la temperatura di mandata della VCHP è posta pari a $36^{\circ}C$ per impianto a pannelli radianti, ed a $55^{\circ}C$ per impianto a radiatori;
- Se $CONTROL_{acs} = 1$ o $T_{mandata_calc} \leq 55^{\circ}C$: alla chiamata del solo carico di ACS, oppure se la temperatura di mandata calcolata risultasse inferiore a $55^{\circ}C$, viene utilizzata, come $T_{mandata}$, la $T_{mandata_calc}$ stessa.

La $T_{mandata_calc}$ è calcolata mediante un bilancio di energia al primario di macchina, prevedendo di portarla al carico nominale ed alla massima temperatura, l'equazione seguente ne riporta il calcolo:

$$T_{mandata_calc} = \frac{Q_{nominale(T=55^{\circ}C)}}{C_{p_H2O} * \Gamma_{VCHP}} + T_{ritorno} \quad [^{\circ}C]$$

Congiuntamente alla gestione delle temperature, abbiamo sviluppato anche la logica di gestione delle portate al primario. Avendo installata a bordo macchina una pompa a velocità costante (scelta per ipotesi semplificativa di modello), la gestione del suo funzionamento è direttamente correlata al segnale dei controlli di accumulo sanitario e di riscaldamento: alla chiamata di uno dei due, la macchina deve entrare in servizio, così da poterli soddisfare; viceversa, se entrambi comunicano segnale nullo di set raggiunto, allora la macchina può essere fermata.



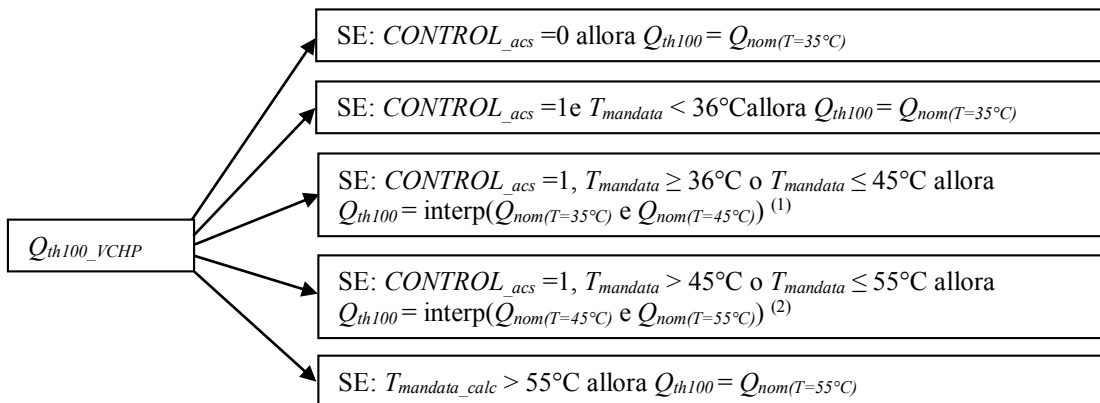
Successivamente alla logica di gestione di temperature e di portata al primario, abbiamo sviluppato il calcolo della potenza termica nominale e del corrispondente

coefficiente di prestazione, introducendo la dipendenza dai carichi di impianto e dalle condizioni esterne dell'ambiente (temperatura).

Abbiamo considerato, inizialmente, di avere il solo carico di riscaldamento, imponendo quindi che il valore di potenza nominale di macchina coincidesse con quello ottenuto dalle equazioni delle curve ricavate dai dati di scheda tecnica, con temperatura di mandata di 36°C (con riscaldamento a pavimento).

A seguire abbiamo valutato il manifestarsi del carico sanitario, interpolando, mediante la temperatura di mandata, i dati delle curve nominali, questo perché nello spostare il carico da riscaldamento a sanitario, o in contemporaneità di entrambi, si osserverà un incremento graduale delle temperature di macchina, cercando di raggiungere (entro i limiti di potenza) il set-point di 55°C; mediante interpolazione, quindi, possiamo valutare, istante per istante, l'incremento della potenza erogabile in corrispondenza di quello della temperatura di mandata.

Infine, abbiamo fatto una considerazione aggiuntiva sulla potenza nominale: se la macchina dovesse trovarsi nella situazione di raggiungere una temperatura di mandata superiore al massimo previsto (condizione possibile quando la macchina si trova ad essere fortemente parzializzata, con carichi richiesti marcati ma quasi del tutto soddisfatti), abbiamo deciso di estendere la curva di \dot{Q}_{th} , valutata per la massima temperatura di impianto, anche al di sopra dei 55°C (scelta fatta per evitare errori durante la simulazione).

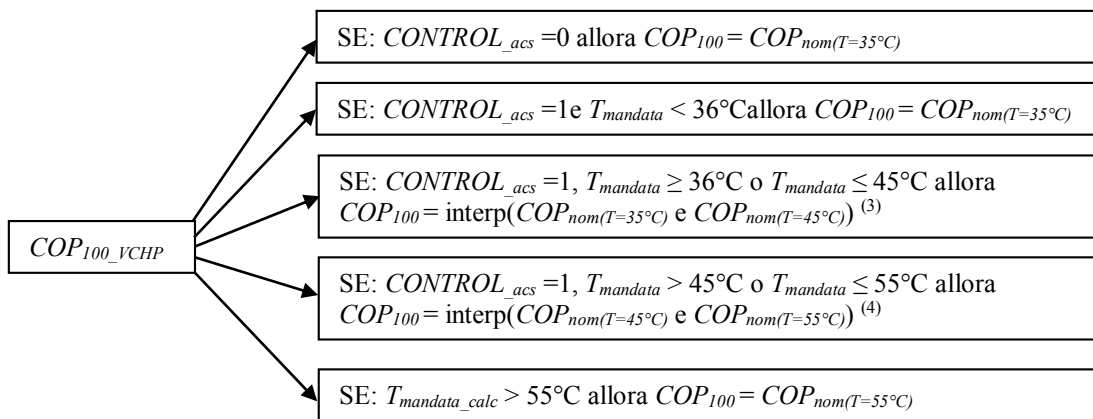


Le equazioni di calcolo che permettono l'interpolazione della potenza nominale sulla temperatura di mandata sono riportate, qui di seguito, nei punti (1) e (2): la prima contempla temperature comprese tra i 36°C ed i 45°C, mentre la seconda tra i 45°C ed i 55°C.

$$(1) \quad \dot{Q}_{th100} = \dot{Q}_{th(T=35^{\circ}C)} + \frac{(\dot{Q}_{th(T=45^{\circ}C)} - \dot{Q}_{th(T=35^{\circ}C)})}{(45^{\circ}C - 36^{\circ}C)} * (T_{mandata} - 36^{\circ}C) \quad [kW]$$

$$(2) \quad \dot{Q}_{th100} = \dot{Q}_{th(T=45^{\circ}C)} + \frac{(\dot{Q}_{th(T=55^{\circ}C)} - \dot{Q}_{th(T=45^{\circ}C)})}{(55^{\circ}C - 45^{\circ}C)} * (T_{mandata} - 45^{\circ}C) \quad [kW]$$

Analogamente a quanto fatto per la potenza termica nominale, lo si è fatto anche per il COP_{nominale}, così da potervi associare un corrispondente valore di prestazione di macchina.



Le equazioni d'interpolazione del COP_{nominale} sulla temperatura di mandata sono riportate, qui di seguito, nei punti (3) e (4).

$$(3) \quad COP_{100} = COP_{(T=35^{\circ}C)} + \frac{(COP_{(T=45^{\circ}C)} - COP_{(T=35^{\circ}C)})}{(45^{\circ}C - 36^{\circ}C)} * (T_{mandata} - 36^{\circ}C)$$

$$(4) \quad COP_{100} = COP_{(T=45^{\circ}C)} + \frac{(COP_{(T=55^{\circ}C)} - COP_{(T=45^{\circ}C)})}{(55^{\circ}C - 45^{\circ}C)} * (T_{mandata} - 45^{\circ}C)$$

Fino ad ora abbiamo preso in considerazione la sola modalità di funzionamento a carico nominale, condizione che non sarà sempre riscontrabile durante il funzionamento di macchina, perché si è scelta una pompa di calore capace di effettuare una modulazione del carico erogato, in funzione di quello richiesto.

La modulazione del carico mediante inverter, richiede che vengano estrapolate, dalle curve di COP_{nominale}, le equazioni di calcolo del COP_{reale} della pompa di calore in funzione del fattore di carico e della temperatura di mandata al primario.

Riportiamo tali equazioni per le tre curve di temperatura considerate, anch'esse sono state ricavate per approssimazione di una curva di secondo grado funzione della $T_{ambiente}$ ed FC, create in 'Matlab' sulla base dei dati forniti dal costruttore (schede tecniche).

$$T_{mandata} = 35^{\circ}\text{C}: \quad COP = COP_{nominale} * (1,141 * FC^3 - 3,1816 * FC^2 + 2,6089 * FC + 0,5296)$$

$$T_{mandata} = 45^{\circ}\text{C}: \quad COP = COP_{nominale} * (0,3214 * FC^3 - 1,6709 * FC^2 + 1,9233 * FC + 0,5058)$$

$$T_{mandata} = 55^{\circ}\text{C}: \quad COP = COP_{nominale} * (-0,5707 * FC^3 + 0,1149 * FC^2 + 1,0472 * FC + 0,472)$$

Rappresentandole su un grafico, come nell'esempio di *Figura 37* riportante le prestazioni di macchina al variare della T_w di mandata all'impianto, si osserva chiaramente come facendo lavorare la pompa di calore a fattori di carico superiori al 30%, la prestazione possa divenire anche maggiore del nominale. La parzializzazione del carico comporta, agli scambiatori di calore, un graduale decremento della portata circolante per effetto della modulazione del numero di giri al compressore, implicando, a parità di superficie di scambio e di temperature, l'incremento della capacità di scambio dei medesimi e permettendo l'aumento delle prestazioni globali della VCHP (fenomeno che diviene ancor più marcato al decrescere della temperatura di mandata, per effetto dell'invariata geometria degli scambiatori e della minore potenza termica da dover cedere al fluido).

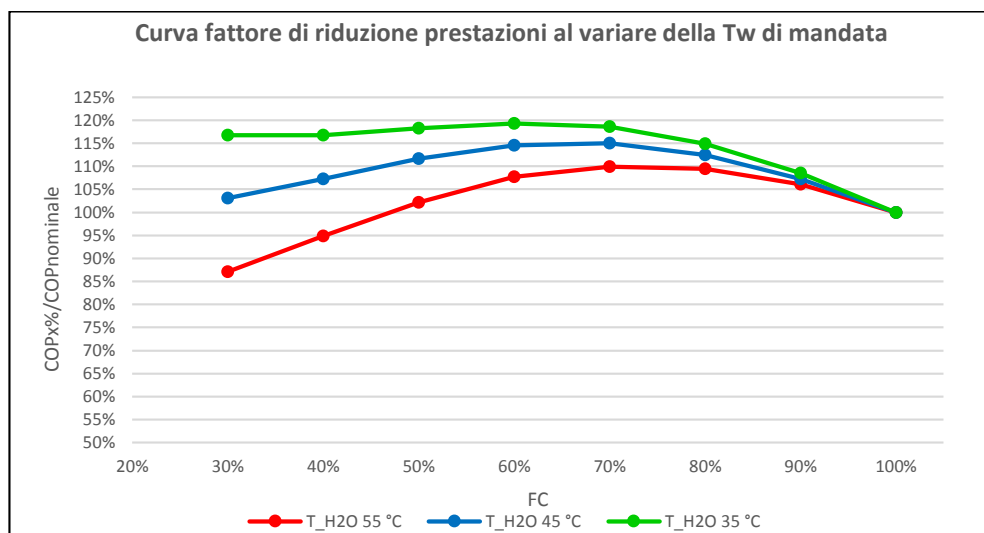
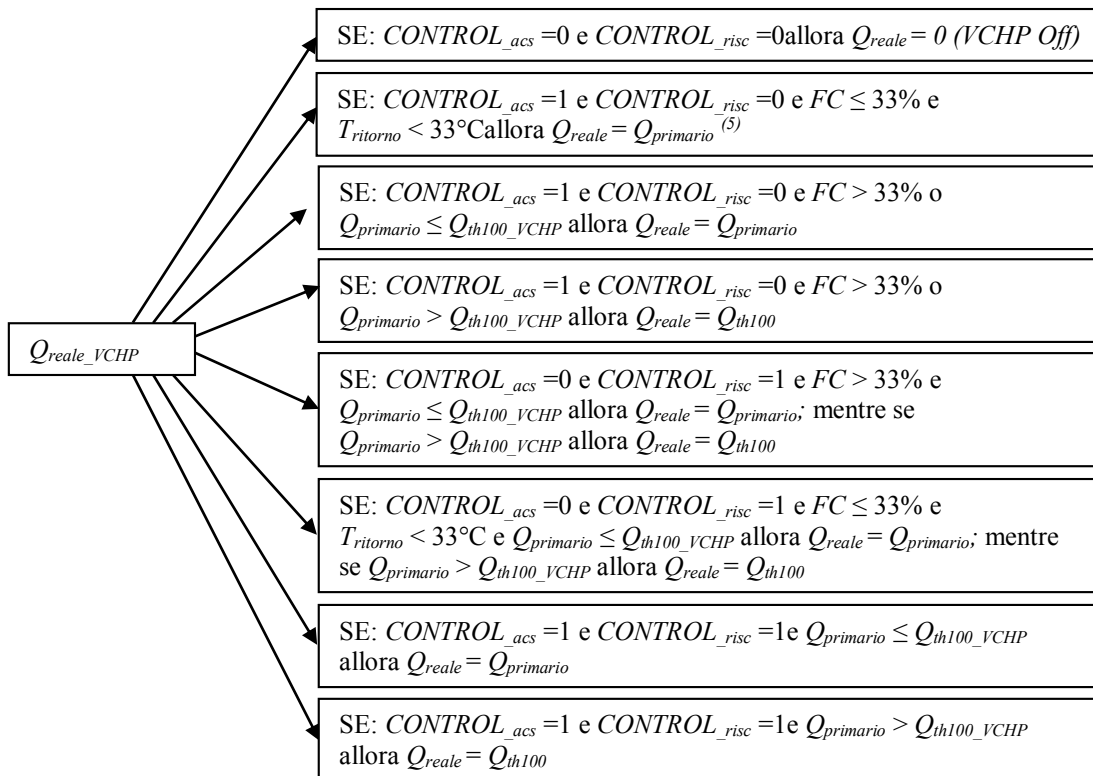


Figura 37 - Curve di andamento COP al decrescere del FC di macchina ed al variare della T_w

Da quanto emerso sulla modulazione, appare evidente come la logica di gestione della potenza termica realmente producibile dalla macchina diventi complessa e ricca di variabilità, contemplando molteplici parametri di governo.



Alla nota (5) si evidenzia il calcolo della potenza scambiata al primario di macchina, che deriva dal bilancio di energia tra mandata e ritorno:

$$(5) \quad Q_{primario} = \Gamma_{prim} * C_{p_{H_2O}} * (T_{mandata} - T_{ritorno}) \quad [kW]$$

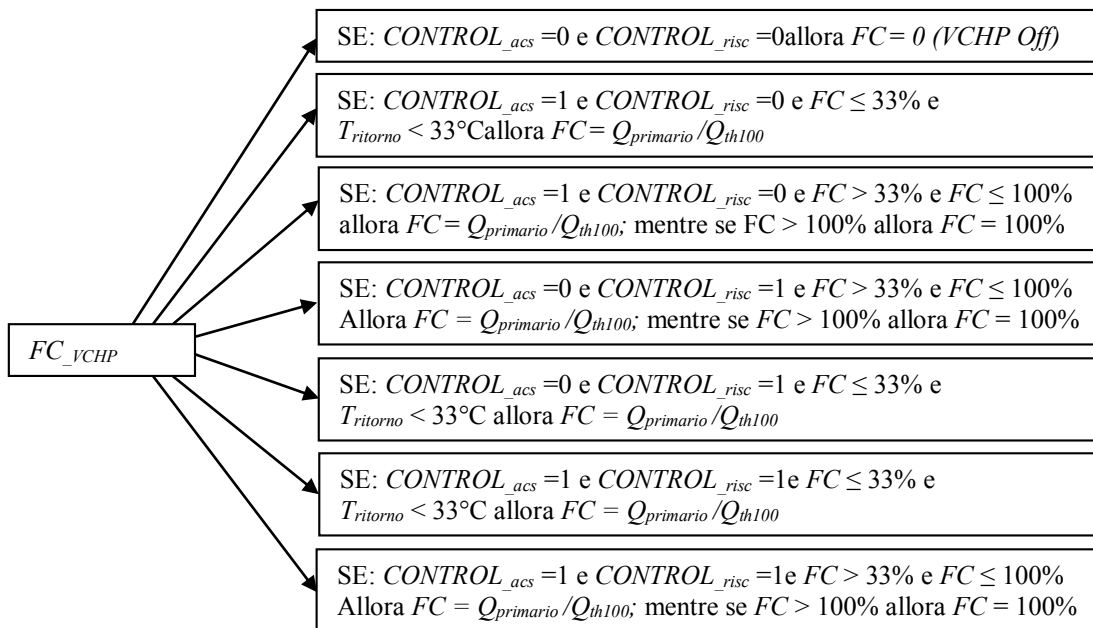
Analizziamo lo schema logico riportato per la Q_{reale} :

- $CONTROL_{acs} = 0$ & $CONTROL_{risc} = 0$: soddisfatti entrambi i controlli la pompa di calore viene spenta per obiettivo raggiunto;
- $CONTROL_{acs} = 1$ & $CONTROL_{risc} = 0$ & $FC \leq 33\%$ & $T_{ritorno} < 33^\circ C$: se il carico di riscaldamento è soddisfatto, ma l'accumulo ACS è in carica, verifica se vi siano le condizioni di funzionamento in modulazione, se il FC risulti inferiore al 33% (funzionamento On-Off) e la temperatura di ritorno al

primario inferiore a 33°C, allora siamo nella condizione di dover calcolare la potenza termica reale con l'equazione (5);

- $CONTROL_{acs} = 1 \ \& \ CONTROL_{risc} = 0 \ \& \ FC > 33\% \ \& \ Q_{primario} \leq Q_{th100_VCHP}$: al manifestarsi del solo carico ACS, come in precedenza, verifichiamo se l'FC sia superiore alla capacità minima di modulazione e se la potenza termica prodotta al primario risulti inferiore o uguale alla massima nominale erogabile, se questo è verificato calcoleremo la potenza termica reale con bilancio al primario (5);
- $CONTROL_{acs} = 1 \ \& \ CONTROL_{risc} = 0 \ \& \ FC > 33\% \ \& \ Q_{primario} > Q_{th100_VCHP}$: in condizioni analoghe alle precedenti, ma con potenza al primario superiore al nominale massimo erogabile (caso di sovra richiesta d'utenza) la potenza reale sarà imposta pari al massimo erogabile a livello nominale;
- Analogamente ai casi di sola chiamata sanitaria abbiamo sviluppato quelli di sola chiamata di riscaldamento ($CONTROL_{risc} = 1$ e $CONTROL_{acs} = 0$), con le medesime logiche di macchina;
- $CONTROL_{acs} = 1 \ \& \ CONTROL_{risc} = 1 \ \& \ Q_{primario} \leq Q_{th100_VCHP}$: se si ha chiamata contemporanea di carica dell'accumulo ACS e di quello di riscaldamento, occorre verificare che il carico al primario sia inferiore a quello nominale erogabile, ed in tal caso associare al reale erogato quello calcolato dal bilancio (5);
- $CONTROL_{acs} = 1 \ \& \ CONTROL_{risc} = 1 \ \& \ Q_{primario} > Q_{th100_VCHP}$: se, in chiamata contemporanea di carica accumulo ACS e riscaldamento, il carico al primario eccedesse il nominale, non potendolo sostenere sarà imposto come reale quello nominale medesimo.

Avendo introdotto nella potenza termica reale, come parametro di controllo, il fattore di carico, definito dal rapporto tra la potenza termica reale erogata al primario rispetto alla massima erogabile in condizioni nominali, diventa necessario implementarne a sua volta lo sviluppo, sotto le analoghe condizioni dei segnali di controllo utilizzati per la \dot{Q}_{reale} .

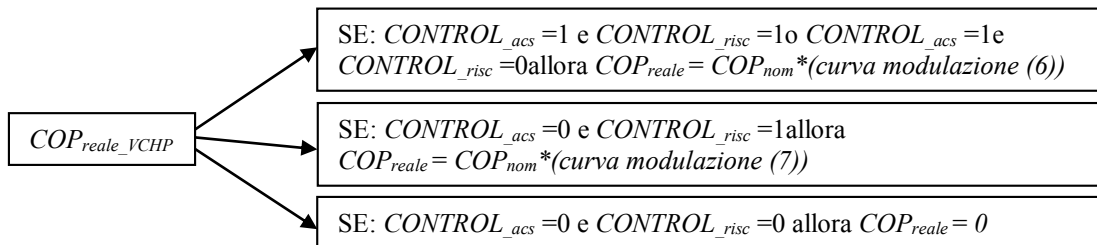


È fondamentale, in questo schema, tener conto di come la macchina risponda alle richieste di funzionamento presentate dai controlli, ovvero verificare puntualmente se siamo in condizioni di soddisfacimento di solo carico ACS, solo carico di riscaldamento oppure in contemporaneità di entrambi.

Al manifestarsi del carico è altresì necessario valutare se la modulazione applicata porti il funzionamento di macchina ad un FC inferiore al 33%, oppure ad una temperatura di ritorno eccessivamente ridotta (inferiore a $33^\circ C$, in funzionamento di riscaldamento). Il limite di modulazione del 33% sul carico nominale, lo abbiamo scelto per non comportare eccessiva decrescita del rendimento volumetrico del compressore, implicando quindi il subentro della modalità On-Off. Il limite di temperatura di ritorno a $33^\circ C$, invece, è stato scelto con l'obiettivo di mantenere le prestazioni complessive della pompa di calore, durante la fase di modulazione del carico, non eccessivamente basse (la macchina infatti per lavorare in condizioni ottimali richiede un ΔT tra mandata e ritorno di $5^\circ C$, se questo non si riesce a mantenere è quindi necessario prevedere almeno che non decresca eccessivamente).

A seguire il fattore di carico, abbiamo posto la valutazione del coefficiente di prestazione reale della VCHP: il COP_{reale} , in dipendenza di quanto già sviluppato per il $COP_{nominale}$, deve tenere conto non solo di quale carico la macchina stia fornendo e

per quale utenza, ma anche della modulazione dello stesso in funzione dell'FC e della temperatura ambiente.



L'introduzione della dipendenza del COP_{reale} da tali parametri ha richiesto la ridefinizione delle curve di modulazione, sviluppandole mediante approssimazione in dipendenza del FC e della $T_{ambiente}$:

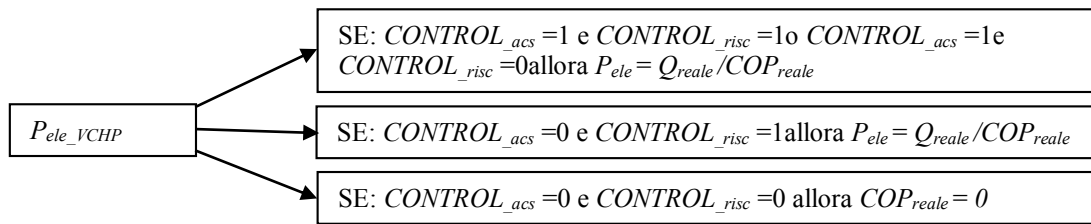
$$(6) \quad COP_{X\%} = COP_{nominale} * (0.4987 + 0.02043 * T_{amb} + 1.529 * FC + 0.00014 * T_{amb}^2 - 0.01941 * T_{amb} * FC - 1.092 * FC^2)$$

$$(7) \quad COP_{X\%} = COP_{nominale} * (0.7617 + 0.01765 * T_{amb} + 1.564 * FC + 0.00011 * T_{amb}^2 - 0.01721 * T_{amb} * FC - 1.353 * FC^2)$$

La prima curva, la (6), permette il calcolo del coefficiente di prestazione reale di macchina al manifestarsi del solo carico sanitario, o della contemporaneità di entrambi, puntando a fornire una modulazione del carico per temperatura di mandata di 55°C. La seconda curva, la (7), contempla, invece, il manifestarsi del solo carico di riscaldamento, permettendo la rivalutazione del COP_{reale} con una temperatura di mandata di 36°C.

Infine, l'ultima regolazione prevista prevede che se entrambi i carichi sono soddisfatti, il COP_{reale} venga posto pari a valor nullo, a rappresentare lo spegnimento di macchina per obiettivo raggiunto.

Chiude lo sviluppo della logica di gestione della pompa di calore, la valutazione del fabbisogno elettrico, calcolato scindendo il caso di chiamata contemporanea dei carichi, da quella di solo sanitario, o da quella di solo riscaldamento.



Mediante le logiche di regolazione appena descritte abbiamo definito lo sviluppo del modello di pompa di calore per la simulazione dinamica, tuttavia, per completare l'analisi della configurazione di impianto sarebbe opportuno addentrare un'ulteriore aspetto inerente al circuito primario, ovvero la valutazione del problema di congelamento del fluido, avendo previsto l'utilizzo di cavi resistivi installati lungo l'intero svolgimento delle tubazioni di andata e ritorno al primario di macchina. Tuttavia, per non complicare eccessivamente il modello, e volendolo mantenere a livello generale, la valutazione dei fabbisogni elettrici per questo tipo di sistema non è stata fatta.

3.2. Sviluppo in Trnsys

L'analisi dettagliata della VCHP e le sue logiche di gestione, hanno richiesto l'adozione di un software adeguato, in grado di poterne simulare il reale funzionamento. Il software utilizzato è 'Trnsys', ottimo strumento di simulazione dinamica per impianti termici.

Siamo partiti dall'introdurre nel programma le equazioni delle curve di prestazione nominale di funzionamento della VCHP, mediante un applicativo simile ad una calcolatrice, avente a disposizione variabili di input per i parametri forniti e di output, rendendo così disponibili le elaborazioni compiute ad altri componenti del programma. Abbiamo quindi creato tre calcolatrici che permettono il calcolo della $\dot{Q}_{th_nominale}$ e del $COP_{nominale}$ per i tre livelli di temperatura di mandata considerati: 35°C, 45° C e 55°C.



Figura 38 - Applicativi per il calcolo del $COP_{nominale}$ e della $\dot{Q}_{th_nominale}$ sulle temperature di mandata

Ognuna di esse riceve in ingresso: la distribuzione oraria delle temperature medie esterne, generate come descritto nel capitolo secondo, ed il fattore correttivo per il dimensionamento di macchina, f_{dim} , generando al loro interno una serie di funzioni rappresentative della $\dot{Q}_{th_nominale}$ e del $COP_{nominale}$ per ciascun tratto di curva nei tre differenti intervalli di temperatura esterna (come spiegato nel paragrafo del dimensionamento di macchina, è stato necessario spezzare la definizione delle curve negli intervalli da -20 a -6°C, da -4 a +7°C e da +8 a +42°C). Conglobandole, infine, in sole due funzioni per ciascuna temperatura di mandata, la \dot{Q}_{100} ed il COP_{100} , abbiamo reso disponibili i valori nominali di macchina per le successive valutazioni di prestazione.

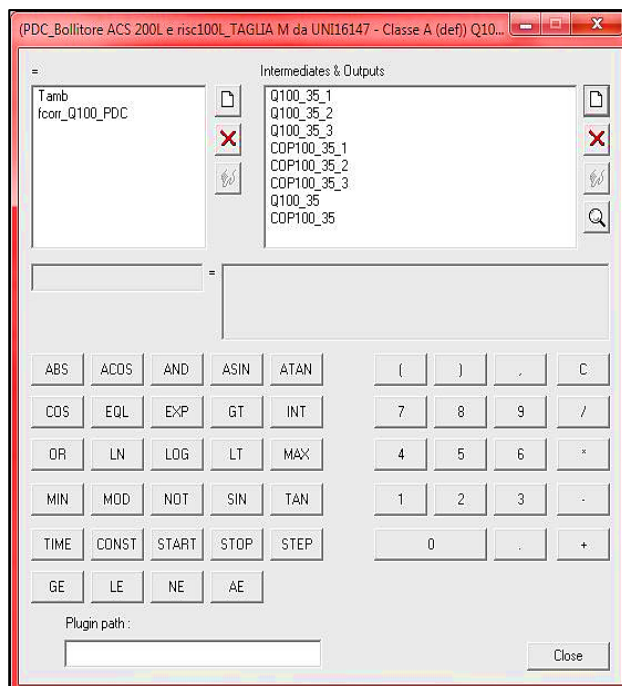


Figura 39 - Esempio di calcolatrice per il calcolo della \dot{Q}_{100} e del COP a 35°C di mandata

L'introduzione di alcune costanti nel modello, come il fattore correttivo di dimensionamento di macchina, il volume dell'accumulo sanitario, la temperatura dell'acqua di rete ed il numero di occupanti l'utenza, è stato possibile in modo unificato con un'ulteriore calcolatrice, definita "Costanti", che le renda disponibili senza doverle ridefinire ogni volta.

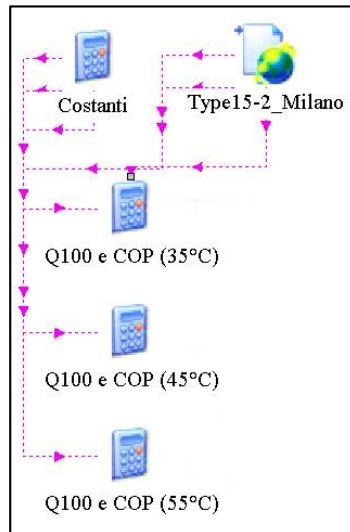


Figura 40 - Calcolatrici per il calcolo del COP e Pth nominale al variare della T di mandata

Avendo quindi disponibili le equazioni di calcolo del COP e della potenza termica nominale, siamo passati ad introdurre a programma la logica di gestione della pompa di calore, sviluppata e descritta in dettaglio nel paragrafo precedente, mediante l’inserimento di una nuova calcolatrice: *Trnsys* infatti non è dotato di un *Type* specifico che ci permetta di simulare la pompa di calore nelle modalità e con le molteplici operazioni di regolazione previste. Definiamo quindi la calcolatrice “*Pdc – Aermec*”, rappresentativa appunto della pompa di calore a compressione di vapore dell’omonimo costruttore.

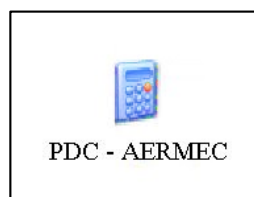


Figura 41 - Modello PdC a compressione di vapore

La pompa di calore così creata, riceverà in ingresso un’ampia serie di parametri:

- Le curve nominali al variare della temperatura di mandata (\dot{Q}_{100} e COP_{100});
- La temperatura dell’ambiente esterno (T_{amb});
- Il carico di riscaldamento orario (\dot{Q}_{risc});
- La temperatura di ritorno al primario ($T_{ritorno}$);

- La temperatura di mandata e ritorno dallo scambiatore dell'accumulo sanitario ($T_{mandata_acs}$, $T_{ritorno_acs}$);
- La portata erogata dalla pompa di carica del serbatoio ACS (Γ_{acs});
- I controlli di carica degli accumuli ($CONTROL_{acs}$, $CONTROL_{risc}$).

Restituendo altrettanti parametri intermedi di calcolo, e/o di output, che saranno utili per quantificare i fabbisogni di macchina ed i parametri di comparazione:

- La temperatura di mandata reale di primario in uscita dalla VCHP ($T_{mandata_set}$);
- La temperatura di mandata calcolata nell'eventualità di eccesso di richiesta da parte dell'utenza ($T_{mand_Q100_55}$);
- La potenza termica calcolata come bilancio al primario (\dot{Q}_{prim_pdc});
- La potenza termica nominale (\dot{Q}_{th100});
- Il coefficiente di prestazione nominale (COP_{100});
- La potenza termica reale erogata ($\dot{Q}_{PDCreale}$);
- Il coefficiente di prestazione reale (COP_{reale});
- Il fattore di carico macchina (FC);
- La potenza elettrica assorbita (P_{ele_pdc});
- La portata elaborata dalla pompa di calore (Γ_{PDC}).

Compiuta l'implementazione della pompa di calore, abbiamo focalizzato l'attenzione al resto dell'impianto a valle della medesima, partendo dall'acqua calda sanitaria e proseguendo poi con il riscaldamento.

La gestione dell'impianto sanitario è ben sviluppabile in *Trnsys*, infatti sono disponibili un'ampia varietà di *Type* che possono essere utilizzati per configurarlo dettagliatamente.

Il primo componente che necessita di una valutazione accurata è l'accumulo di ACS. Sotto le considerazioni fatte al paragrafo precedente, abbiamo scelto di utilizzare la tipologia di serbatoi appartenenti alla categoria del "*Type60*", ovvero una tipologia di accumuli destinati a sfruttare la stratificazione del fluido al loro interno, garantendo una corretta gestione delle temperature (più elevate in sommità e decrescenti verso il basso) e, grazie ad un opportuno strato di isolamento, contenerne al contempo i cicli di carica per il mantenimento del livello termico previsto. In particolare abbiamo scelto il "*Type60-d*", in grado di soddisfare tutti i requisiti richiesti, e di permettere

l'introduzione diretta dei parametri di dimensionamento, tratti dalla scheda tecnica dell'accumulo scelto, *Tabella 24*.

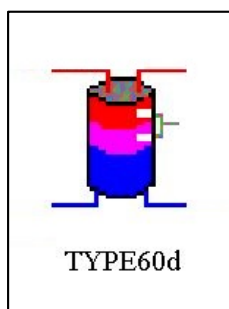


Figura 42 – “Type60-d” per accumulo sanitario

Riportiamo qui di seguito i dati introdotti nel “Type60-d”.

Volume del serbatoio	200 l
Altezza totale	1434 mm
Altezza attacco di ingresso sanitario	220 mm
Altezza attacco di mandata sanitario	1434 mm
Coefficiente di perdita termica	0.46 W/m ² *K
Conduttività termica del fluido	0.67 W/m*K
Coefficiente di destratificazione	0.33 W/m*K
Frazione di glicole additivato	0 %
Superficie totale scambiatore	1 m ²
Conduttività termica di parete	17 W/m*K
Conduttività termica del tubo di scambio	45 W/m*K
Altezza di mandata allo scambiatore	811 mm
Altezza di ritorno dallo scambiatore	285 mm

Tabella 24 - Caratteristiche di dimensionamento dell'accumulo sanitario – “Type60-d”

Utilizzando le connessioni disponibili al serbatoio, abbiamo successivamente predisposto il controllo della regolazione di carica del medesimo, collocando i due sensori di temperatura previsti dalla logica di controllo. Questi ultimi comunicheranno, a loro volta, con i rispettivi controllori differenziali, del tipo “Type2”, i quali provvederanno alla generazione del segnale di controllo che sarà inviato alla pompa di calore.

Il controllore differenziale, opera in modo tale da comparare quanto fornitogli dalle sonde al serbatoio, con due temperature obiettivo: la T_H (upper temperature) e la T_L (lower temperature), verificando ulteriormente se il valore rilevato è appartenente alle bande di regolazione inserite nel *Type* medesimo. Se la verifica ha esito positivo, restituirà un segnale di valor nullo, che identifica il raggiungimento dell'obiettivo preposto dal sensore (ad esempio la temperatura nell'accumulo), in caso contrario, verrà generato un segnale di valore unitario, indicante che è ancora necessario fornire energia al sistema per completare la carica dell'accumulo.

Infine, per garantire il corretto funzionamento dei controlli, è necessario prevedere una corto-circuitazione tra il segnale in ingresso e quello in uscita, in modo tale da creare un effetto d'isteresi sul controllore medesimo (TRNSYS 16 Documentation - 03. Standard Component Library Overview), *Figura 43*.

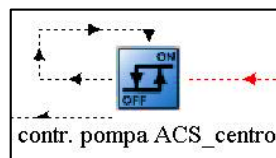


Figura 43 - Esempio di “Type2”: controllore differenziale On/Off di temperatura

Parameter	Input	Output	Derivative	Special Cards	External Files	Comment
1	Upper input temperature Th	46				C More...
2	Lower input temperature Tl	20				C More...
3	Monitoring temperature Tin	20.0				C More...
4	Input control function	0				- More...
5	Upper dead band dT	8				Temp. Difference More...
6	Lower dead band dT	0				Temp. Difference More...

Figura 44 - Funzioni in ingresso al controllo di temperature centrale del serbatoio ACS

La configurazione tipica del “Type2”, riportata nell'esempio di *Figura 44*, vede in ingresso: la massima e la minima temperatura da dover garantire al sistema controllato,

il segnale della funzione di controllo in ingresso e le bande di temperatura entro le quali gestire l'output del controllore medesimo. In particolare, nell'esempio riportato, il controllo è effettuato sul sensore di temperatura centrale del serbatoio ACS, imponendo quindi una $T_H = 46^\circ\text{C}$, come temperatura massima, ed una banda di governo di tale temperatura di 8°C , questo permette di gestire il centro del serbatoio in modo tale che se la temperatura scende al di sotto dei 38°C , venga rimessa in esercizio la pompa di calore per evitare che il serbatoio non si destratifichi eccessivamente.

Al controllo alto, invece, abbiamo scelto una $T_H = 52^\circ\text{C}$, con banda superiore di regolazione di 2°C , sfruttando al massimo la proprietà di stratificazione del serbatoio e garantendo una mandata all'utenza superiore a 45°C (temperandola in seguito).

I controlli di temperatura al sanitario gestiscono direttamente la messa in servizio della pompa di carica dell'accumulo e, congiuntamente, comunicano lo stato delle sonde anche alla pompa di calore, permettendo l'avviamento della macchina e la regolazione della temperatura di mandata, al fine di poter soddisfare il carico.

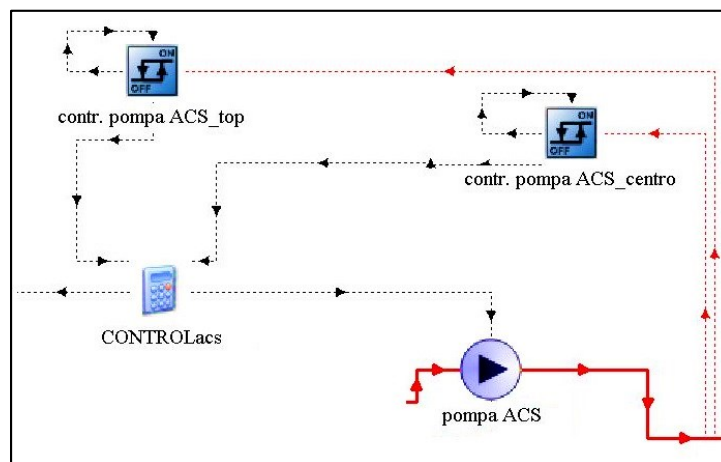


Figura 45 - Sistema di controllo carica accumulo ACS

La pompa di carica dell'accumulo ACS è stata scelta seguendo il criterio di non complicare eccessivamente il modello, optando quindi per una versione a portata costante, ma ottimizzandone il proprio funzionamento mediante la scelta del valore di portata tramite l'andamento delle temperature di mandata dell'ACS e dei tempi di ricarica dell'accumulo ottenuti dalle prime simulazioni.

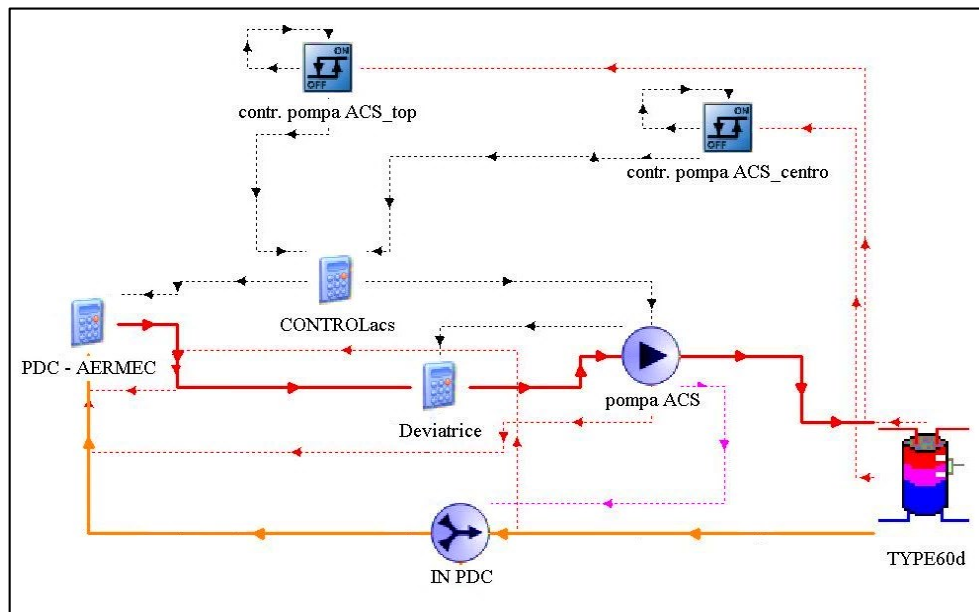


Figura 46 – Porzione di impianto per la gestione dell'ACS

In Figura 46, abbiamo riportato lo schema della porzione di impianto per la sola gestione dell'acqua calda sanitaria. In esso si può osservare la presenza di un'ulteriore componente non ancora chiarita: la valvola deviatrice a monte pompa.

Lo scopo di tale componente, che sul modello è riportata come una calcolatrice con il nome "Deviatrice", ma che nello schema iniziale è indicata con una valvola, è quello di ricevere in ingresso la portata complessiva di primario elaborata dalla pompa di calore e suddividerla in due sotto portate: quella sanitaria e quella di riscaldamento.

In Figura 47 lo schema di implementazione della "Deviatrice".

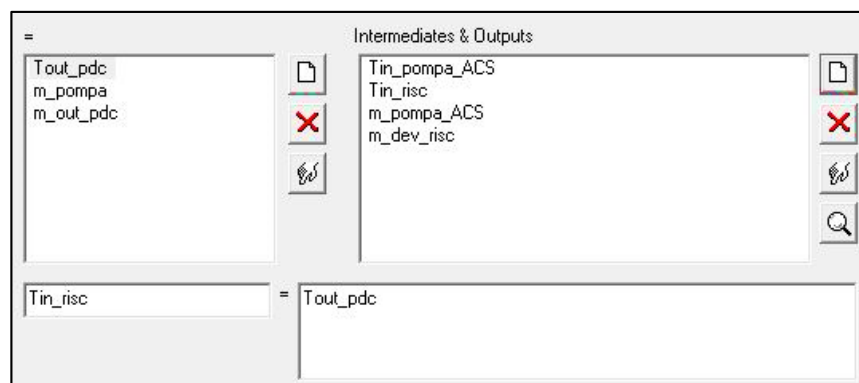


Figura 47 - Logica di gestione della valvola deviatrice al primario

In ingresso alla valvola vengono fornite la temperatura di mandata della pompa di calore, la portata di primario e la portata richiesta dalla pompa di carica dell'accumulo sanitario; in uscita sono restituite le temperature di mandata agli impianti, che coincideranno con quella della pompa di calore, e le corrispettive portate (dove quella di riscaldamento è ottenuta sottraendo alla principale, quella elaborata dalla pompa ACS, quando in funzione).

Avendo stabilito mediante i controlli, che dall'accumulo ACS la temperatura di uscita dell'acqua è superiore ai 45°C, occorre prevedere di collocare un controllo aggiuntivo di temperatura alla mandata d'utenza, *Figura 48*: una sezione di miscelazione termostatica.

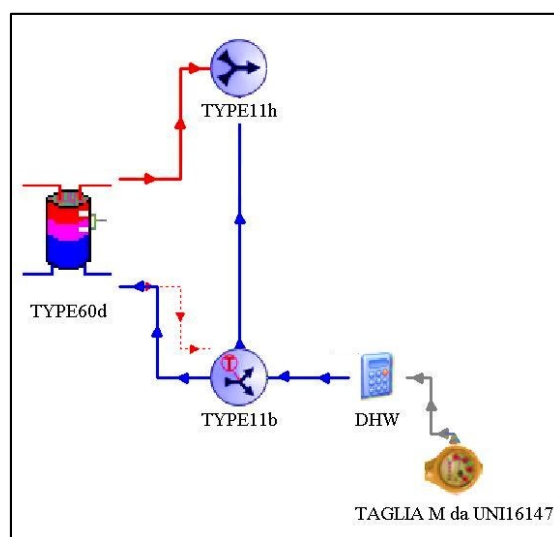


Figura 48 - Gestione della mandata di ACS all'utenza, sezione di miscelazione e carico

Questo controllo permette che l'acqua calda sanitaria accumulata nel sistema, venga miscelata, e quindi temperata, con quella di rete prima di renderla disponibile all'utilizzo, riducendone la temperatura al valore prefissato di 45°C. Benché tale miscelazione sia poco efficiente (scaldo il fluido per poi doverlo raffreddare in seguito), si è resa necessaria per poter avere la certezza di fornire all'utenza ACS alla temperatura corretta. Gestendo infatti il serbatoio alla temperatura massima di 45°C non si riuscirebbe, in alcuni periodi dell'anno, a soddisfare quanto richiesto dall'utenza.

Per ottenere questo effetto abbiamo previsto l'installazione di una valvola miscelatrice termostatica, configurata in *Trnsys* con due *Type*: il "Type11-h" ed il "Type11-b".

Il “*Type11-h*” rappresenta un semplice componente di impianto, una giunzione a “T”, ricevente due portate in ingresso e fornendone una in uscita.

Il “*Type11-b*”, invece, identifica una valvola deviatrice, operante secondo due principi:

- Deviando l’acqua di rete in ingresso al serbatoio, quando è richiesta acqua al serbatoio per compensarne il prelievo;
- Deviando l’acqua di rete verso quella in uscita dal serbatoio, miscelandola, se la temperatura rilevata su quest’ultima eccede la prevista.

Il passo successivo al controllo delle temperature di mandata ACS, è stato quello di quantificarne il carico effettivo, utilizzando le curve fornite dalla *UNI EN 16147-2011*.



Figura 49 - “*Type14*”, gestione del carico di acqua calda sanitaria dell’utenza

Introducendo il “*Type14*” nel modello, abbiamo potuto inserire la curva di carico come portata massica (*kg/h*), e, grazie alla successiva interpolazione sull’intervallo di simulazione, effettuata dal *Type* medesimo, abbiamo estrapolato la curva di carico continua nel tempo.

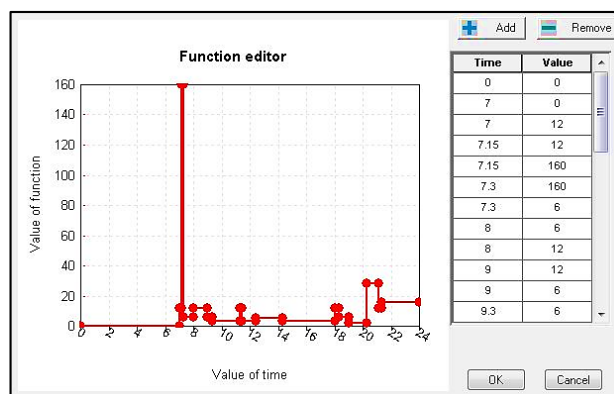


Figura 50 – Esempio di inserimento dei dati di portata oraria ACS nel “*Type14*”

In *Figura 50* è riportata la procedura di inserimento dei dati all’interno del *Type*, con la costruzione della curva di fabbisogno di ACS; in uscita, invece, verranno forniti due valori: la portata media richiesta e la portata istantanea. Delle due abbiamo preso la

seconda come riferimento, dopodiché, mediante l'introduzione della calcolatrice "DHW", l'abbiamo riportata al numero di persone occupanti l'unità abitativa in esame.

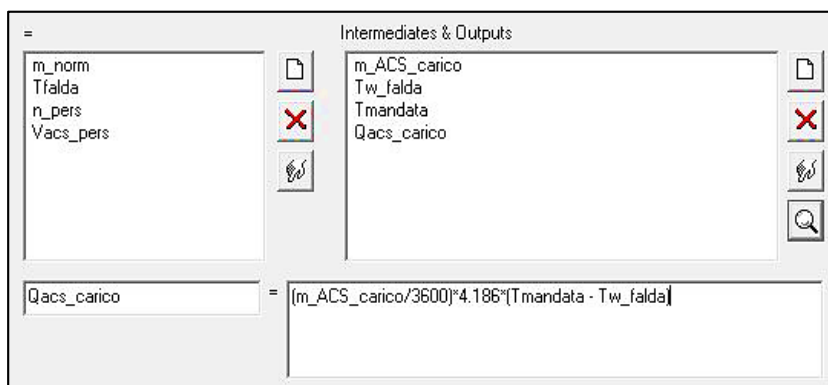


Figura 51 - Calcolo del carico reale sanitario d'utenza sui dati di simulazione in ingresso

All'interno della "DHW" abbiamo inoltre inserito i valori di temperatura obiettivo per la mandata ($T_{mandata} = 45^{\circ}\text{C}$), la temperatura dell'acqua di rete ($T_{w_falda} = 12^{\circ}\text{C}$) e calcolato l'entità del carico sanitario (\dot{Q}_{acs_carico}), come bilancio di energia tra mandata e ritorno al serbatoio.

Per quanto concerne la gestione ed il controllo dell'acqua calda sanitaria, quanto descritto sarà utilizzato per ogni simulazione eseguita (al variare di località e classe energetica dell'edificio). Contrariamente, invece, avremo una differenziazione sull'impianto di riscaldamento, ed occorre quindi valutare come poterlo implementare nel programma.

La pompa di calore è stata precedentemente configurata, seguendo quindi lo schema di impianto (Figura 36) troviamo il serbatoio d'accumulo tampone sul riscaldamento, individuato in *Trnsys* mediante il "Type38".

Questo *Type* identifica un accumulo stratificato, governato dalla portata elaborata agli ingressi, dalle perdite termiche e dalla presenza di un'eventuale fonte ausiliaria di energia che intervenga in aggiunta alla principale, se necessario. Come in precedenza, abbiamo scelto di disabilitare quest'ultima, così da avere la gestione della fase di carica esclusivamente dalla portata di primario della pompa di calore.

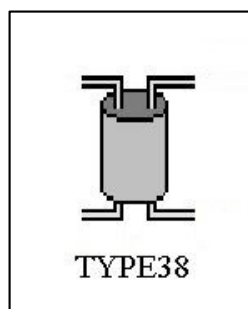


Figura 52 – “Type38” per accumulo tampono sul riscaldamento

Analogamente a quanto fatto per il serbatoio ACS, riportiamo i valori dei principali parametri introdotti nel “Type38” per l’accumulo di riscaldamento.

Volume del serbatoio	100 l
Altezza totale	990 mm
Altezza attacco collettore di ritorno	279 mm
Altezza del sensore di temperatura	511 mm
Coefficiente di perdita termica	0.13 W/K
Conduttività termica del fluido	0.67 W/m*K

Figura 53 - Caratteristiche di dimensionamento dell'accumulo tampono – “Type38”

Dalla scheda tecnica dell’accumulo *Cordivari*, preso come riferimento per il serbatoio tampono al riscaldamento, annotiamo la possibilità di collocare una sonda di temperatura al serbatoio, mediante la quale poter controllare il livello di carica dell’accumulo. Con la sonda affianchiamo, nuovamente, il controllore differenziale dedicato, del tipo “Type2”.

Il valore del segnale di controllo, sarà comparato con quello di temperatura T_H (upper temperature) del controllore (36°C per la configurazione di impianto a pannelli radianti, e 55°C per la configurazione a radiatori), verificando che rientri all’interno delle bande di regolazione, differenti anch’esse a seconda del tipo di sottosistema di diffusione del calore (3°C per il primo ed 8°C per il secondo).

Il controllo di carica del serbatoio prevede che all’abbassarsi della temperatura al di sotto del valore T_H , decrementato della banda di regolazione, il controllore invii il segnale di chiamata in esercizio alla pompa di calore, la quale, se non in contemporaneità di carico con l’ACS, varierà la curva di lavoro in modo tale da poter

erogare al primario la temperatura di 36°C, permettendo così di mantenere carico il serbatoio e garantire copertura del fabbisogno dell'edificio.

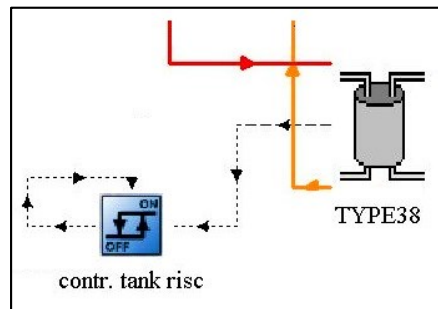


Figura 54 - Sistema di controllo di carica dell'accumulo di riscaldamento

Lato utenza di riscaldamento, avendo considerato inizialmente di trattare una ristrutturazione edilizia senza intaccare quindi la modalità di gestione e regolazione dell'impianto esistente, abbiamo optato per introdurre direttamente, con l'ausilio del "Type9", il carico orario di riscaldamento ottenuto dall'indice di prestazione energetica dell'edificio (calcolato in precedenza).



Figura 55 - "Type9", inserimento del carico di riscaldamento ambiente per classe energetica A

Il "Type9" riceve in ingresso un file di testo, riportante i carichi orari per la classe energetica considerata. Facendo in modo che possa leggerlo correttamente seguendo il passo temporale dei dati medesimi, provvederà ad eseguirne l'interpolazione sull'intervallo di simulazione, restituendo in uscita il fabbisogno di riscaldamento dell'edificio continuo nel tempo.

Mediante l'output del "Type9" abbiamo calcolato la portata necessaria da inviare al sottosistema di distribuzione di riscaldamento, effettuando un bilancio di energia lato utenza a temperature di mandata e ritorno prefissate (35°C/55°C di mandata e 28°C/40°C di ritorno, a seconda della tipologia di sistema di diffusione del calore).

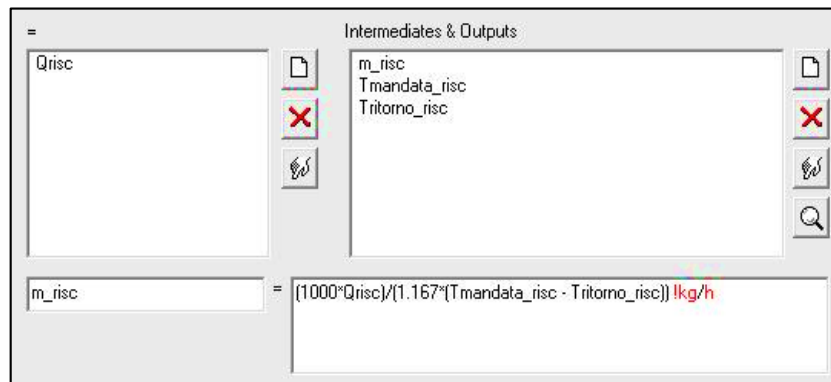


Figura 56 - Calcolo della portata di riscaldamento e definizione delle temperature

Infine, per garantire un corretto controllo della temperatura del fluido inviato effettivamente all'impianto, così come fatto per l'acqua calda sanitaria, abbiamo predisposto un sistema di miscelazione con valvola termostatica deviatrice e giunzione a "T", gestito nuovamente mediante il "Type11-h" ed il "Type11-b", settandovi i nuovi valori di temperatura (35°C per impianto radiante o 55°C per radiatori).

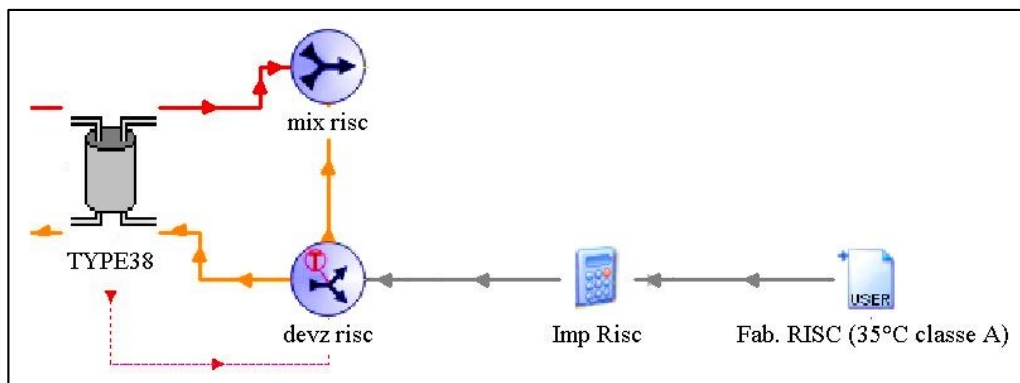


Figura 57 - Schema di gestione impianto di riscaldamento lato utenza

Con quest'ultima considerazione abbiamo concluso la descrizione della struttura del modello di impianto sviluppato per la simulazione di funzionamento della pompa di calore a compressione di vapore.

In Figura 58 è riportato, come esempio, lo schema completo del modello realizzato per edificio in zona climatica E e classe energetica A, con evidenziati, inoltre, i collegamenti tra i vari Type al fine di permettere lo scambio di informazioni e parametri.

Quanto fatto per tale modello, lo abbiamo riportato anche per le altre classi energetiche (B e D) e le altre località climatiche (zona D e zona C), mantenendone la configurazione ma variandone il fattore di ridimensionamento di macchina, i dati meteo in ingresso al “*Type15-2*”, ed i dati di fabbisogno di riscaldamento al “*Type9*”, senza modificare il carico sanitario (taglia M).

Per l’esecuzione delle simulazioni occorre solamente impostare il lasso temporale nelle opzioni del programma, ricavandone di conseguenza una serie di grafici rappresentativi dei dati di interesse per la VCHP e per gli impianti cui essa è a servizio. Per una corretta comprensione di questi ultimi, ne descriviamo la lettura nel paragrafo seguente.

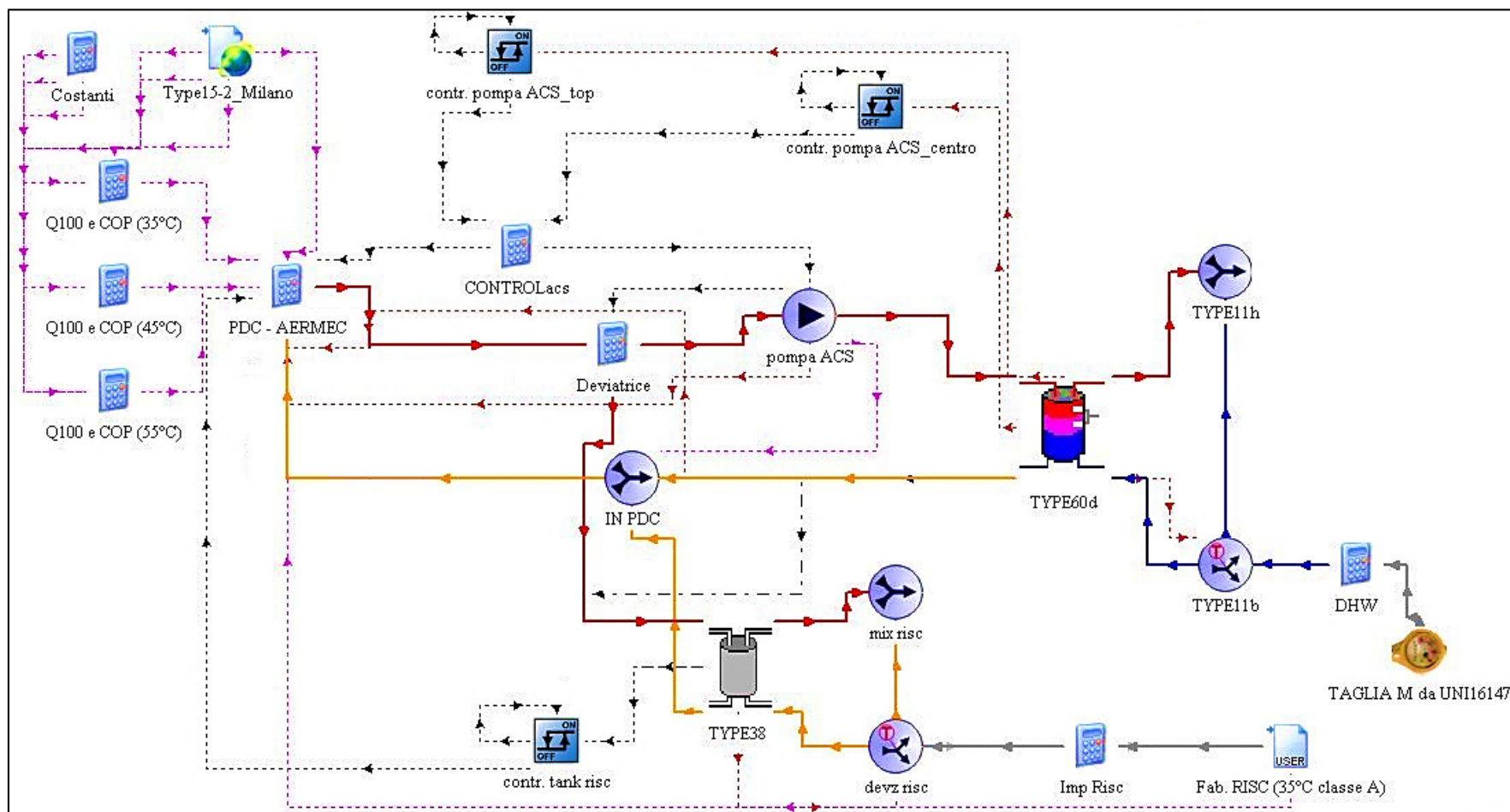


Figura 58 - Modello completo di simulazione di impianto con sistema di generazione in pompa di calore a compressione di vapore (dimensionamento per la copertura completa del fabbisogno di riscaldamento ed acqua calda sanitaria)

3.3. Risultati

3.3.1. Analisi dei risultati tratti dal modello

Lo sviluppo del modello, ha concesso di affinare la valutazione dei consumi e dell'impatto ambientale della tecnologia in pompa di calore a compressione di vapore, considerando in modo dinamico il funzionamento, introducendovi i componenti di accumulo e fornendo la possibilità di ottimizzare le loro caratteristiche e la loro gestione.

Da ogni simulazione compiuta, abbiamo potuto osservare l'andamento delle prestazioni della macchina, le temperature di mandata e ritorno al riscaldamento, le temperature di produzione ed erogazione ACS, le temperature dei nodi interni al serbatoio di accumulo ACS, le temperature media e di ritorno del serbatoio di riscaldamento ed altri parametri di impianto, potendo così ottimizzare il modello puntando al contenimento dei fabbisogni di macchina a fronte dell'invarianza dei fabbisogni d'utenza.

Per comprendere come tale processo di affinamento sia stato compiuto, diventa interessante analizzare, ad esempio, la simulazione svolta per la zona climatica E (città di Milano), di un edificio in classe energetica A, limitandola, per scelta, ad un intervallo temporale di soli due giorni (15 e 16), in uno dei periodi maggiormente significativi nell'anno termico: il mese di Gennaio.

Il primo grafico, di *Figura 59*, riporta il fabbisogno reale della pompa di calore espresso dal vettore energia elettrica (linea arancio), la potenza termica reale erogata al primario (linea rossa), ed il coefficiente di prestazione di macchina, il COP_{reale} , (linea verde).

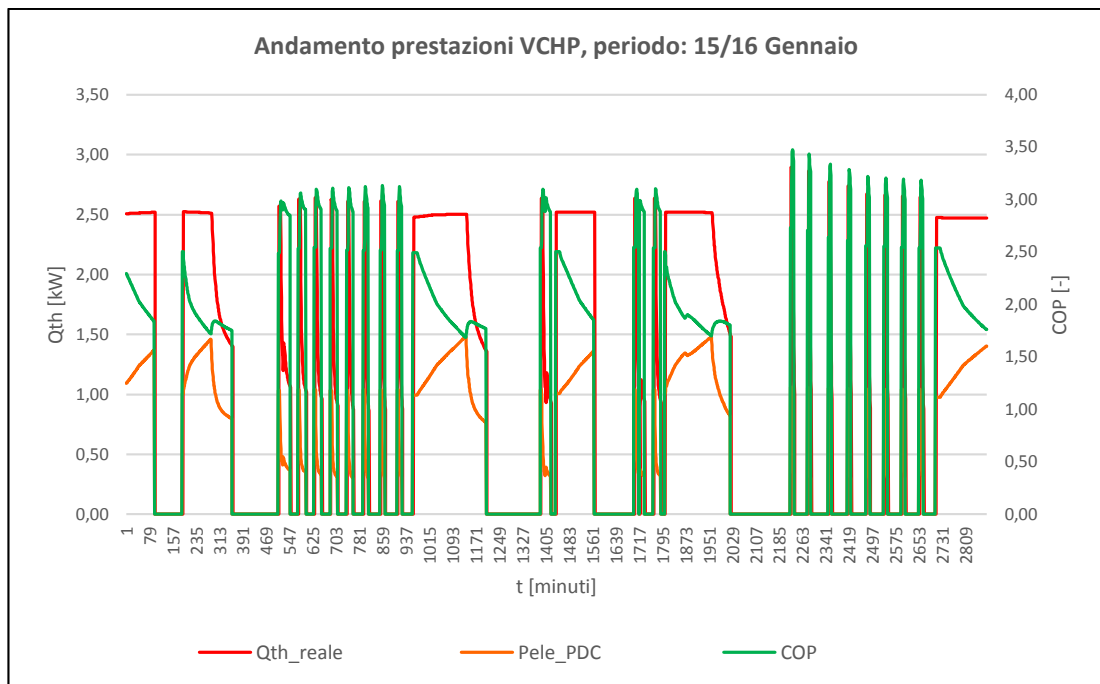


Figura 59 - Esempio di simulazione di andamento delle prestazioni della pompa di calore, per edificio in Classe A, zona climatica E, periodo: 15/01 - 16/01

Si può constatare che si manifesta un funzionamento apparentemente molto oscillatorio della pompa di calore, dovuto prevalentemente alla fase di carica del serbatoio tampone sul riscaldamento: essendo di volume contenuto, ed avendo una potenzialità di macchina dimensionata sulla somma dei picchi di riscaldamento ed ACS, il tempo richiesto per di carica del medesimo diviene molto contenuto, comportando quindi l'instaurarsi di cicli On-Off. Inoltre, la riduzione del fattore di carico macchina, conseguente al raggiungimento del livello di carica dei serbatoio di accumulo, porta la logica di gestione della VCHP a limitarne l'ulteriore modulazione (al di sotto del 33% del carico nominale) per non decrementare eccessivamente il rendimento volumetrico del compressore, implicando nuovamente un funzionamento a cicli alternati. Analizzando, però, un periodo di tempo più ristretto sull'intervallo precedente, è possibile constatare che i cicli On-Off si susseguono con durata di 25 minuti circa ciascuno e con intervalli d'arresto di 30 minuti circa tra l'uno e l'altro: tali valori risultano compatibili con il funzionamento della pompa di calore scelta, senza comportarne riduzioni di vita utile o penalizzazioni marcate di prestazione. Passando in rassegna, invece, i restanti periodi di maggiore durata in esercizio, si nota come sia evidente la fase di modulazione del carico: all'avviamento, la macchina si

porta alle condizioni di lavoro nominali, successivamente, avvicinandosi al soddisfacimento di carica degli accumuli, il FC inizia a decrescere e di conseguenza anche la macchina inizia a parzializzare la potenza termica erogata, decrementandola gradualmente sino al limite di modulazione. Questo tipo di funzionamento è dovuto principalmente alla fase di carica dell'accumulo sanitario, o alla contemporaneità di carica di entrambi (ACS + riscaldamento): il graduale ridursi dell'energia richiesta dal carico, consente alla VCHP di poter modulare il numero di giri del compressore, gestendo la portata di mandata in modo da sfruttare l'incremento di COP al calare dell'FC, *Figura 37*. Il fabbisogno elettrico segue l'andamento della potenza termica erogata attraverso il COP.

Un successivo report analizzabile, riguarda l'andamento delle temperature a diverse altezze (o nodi) del serbatoio ACS. Con esso è possibile comprendere se la fase di scarica, data dal fabbisogno d'utenza, comporti un'eccessiva destratificazione del serbatoio (le temperature dei nodi si allontanerebbero troppo le une dalle altre per effetto di un marcato prelievo e della conseguente immissione di acqua fredda), implicando l'incremento del fabbisogno di energia nei cicli di carica successivi. Se risultasse ciò sarebbe necessario valutare il possibile incremento di potenza della pompa di calore, oppure l'incremento della portata prelevata dal primario di macchina, oppure ancora l'aumento del volume di accumulo (o l'unione delle tre ipotesi); questo al fine di evitare il mancato soddisfacimento del carico ACS in momenti di elevata richiesta.

L'andamento tratto dalla simulazione, *Figura 60*, evidenzia che la scelta di dimensionamento dell'accumulo ACS e la portata di carica della pompa dedicata, sono state scelte correttamente: la temperatura nella zona centrale all'accumulo (al nodo T5, linea verde chiaro) si mantiene mediamente superiore ai 37°C, garantendo quindi una buona stratificazione del serbatoio.

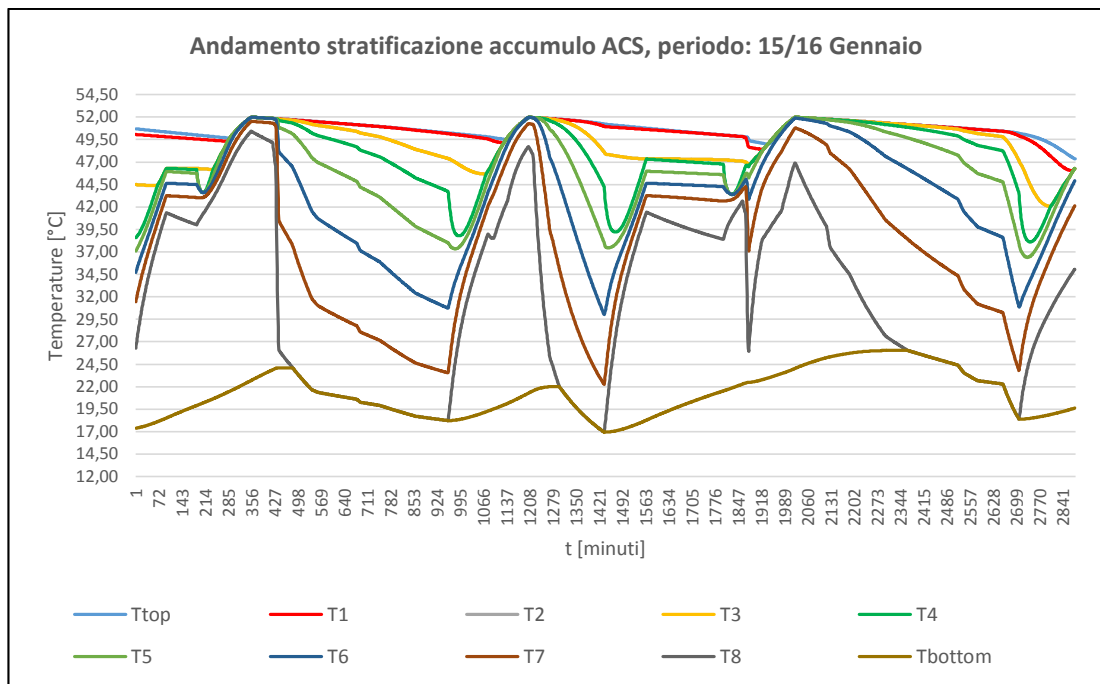


Figura 60 – Esempio di simulazione di andamento delle temperature di stratificazione bollitore ACS, per edificio in Classe A, zona climatica E, periodo: 15/01 - 16/01

Ad avvalorare quanto riportato per il serbatoio ACS, segue l'andamento della temperatura di erogazione dell'acqua calda sanitaria all'utenza.

Nel grafico di *Figura 61*, la linea marrone rappresenta la reale temperatura rilevata a seguito della sezione di miscelazione: la mandata all'utenza viene mantenuta ad una temperatura pari a quella prevista, 45°C, senza fluttuazioni alcuna durante il periodo simulato. Ciò evince la corretta gestione di carica dell'accumulo ed, ancor più, il corretto dimensionamento del medesimo sull'entità del carico d'utenza considerato, ma anche il corretto funzionamento della sezione di miscelazione.

Nello stesso grafico, la linea rossa rappresenta la temperatura dell'acqua calda in uscita dal serbatoio (in sommità): essa subisce dei cicli oscillatori per effetto della fase di carica cui è sottoposto l'accumulo, mantenendosi però sempre superiore al valore di mandata (45°C), permettendo quindi la miscelazione successiva.

La linea azzurra, infine, indica la temperatura dell'acqua di rete, costante a priori per ipotesi di modello.

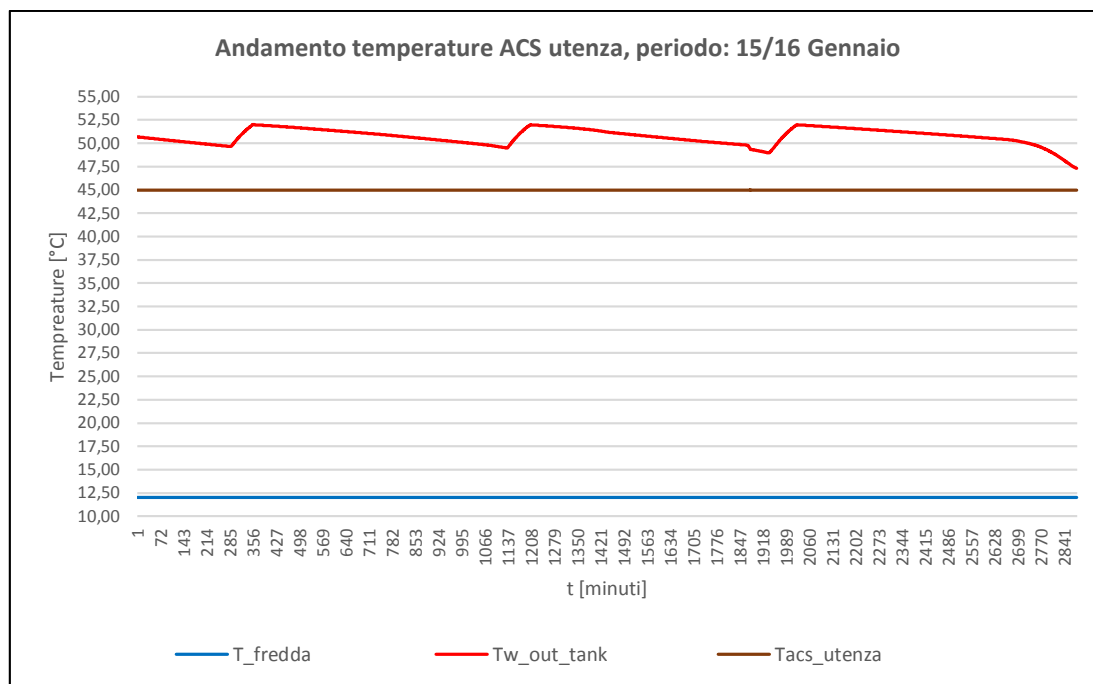


Figura 61 - Esempio di simulazione di andamento delle temperature ACS utenza, per edificio in Classe A, zona climatica E, periodo: 15/01 - 16/01

Infine, a chiudere l'analisi di simulazione, abbiamo riportato il grafico di andamento delle temperature lato riscaldamento, alla mandata ed al ritorno dall'impianto e dal serbatoio tampone, *Figura 62*:

- La linea blu riporta l'andamento della temperatura di mandata all'impianto, in uscita dalla sezione di miscelazione, evidenziando che si mantiene costante e pari al valore previsto di 35°C (per impianto radiante a pavimento);
- La linea azzurra mostra l'andamento della temperatura al ritorno dall'impianto, costante per ipotesi di modello (28°C, per impianto radiante a pavimento);
- La linea arancio indica la temperatura di ritorno al primario;
- La linea verde, infine, riporta la temperatura media dell'acqua nel serbatoio tampone.

Abbiamo indicato anche, con linea rossa, la portata di fluido termovettore da inviare al sottosistema di emissione del calore, per mantenere gli ambienti interni alle condizioni di progetto. Il suo andamento non è costante per effetto della variabilità del carico, che è funzione, a sua volta, delle temperature esterne della località climatica considerata.

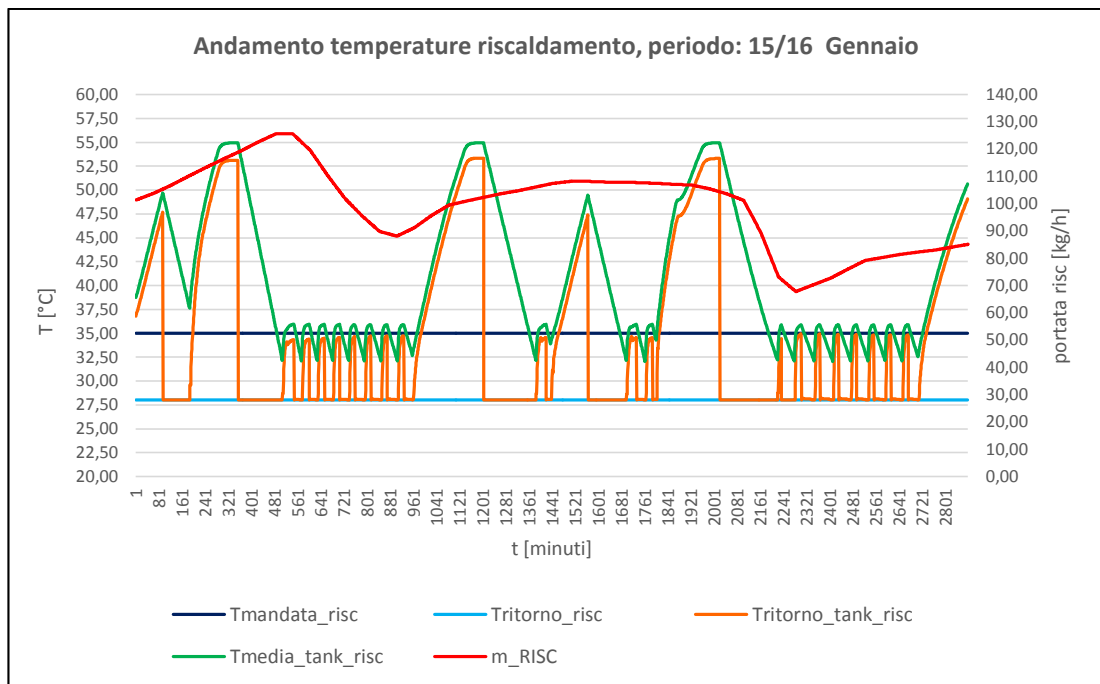


Figura 62 – Esempio di simulazione di andamento delle temperature di riscaldamento, per edificio in Classe A, zona climatica E, periodo: 15/01 - 16/01

Da quest'ultimo grafico si osservano chiaramente i medesimi cicli di avviamento e spegnimento che abbiamo osservato per la prima volta nel grafico di *Figura 59*, giustificando, quindi, quanto presupposto in precedenza: il ridursi dell'esigenza di riscaldamento dell'edificio, in alcune fasce orarie, implica il graduale decremento della portata inviata all'impianto, con conseguente livellamento delle temperature al serbatoio. Questo comporta a sua volta la riduzione del fattore di carico macchina sino scendere al di sotto del limite minimo di modulazione, implicando l'instaurarsi di cicli On-Off.

La temperatura media al serbatoio tampone manifesta anch'essa delle marcate oscillazioni verso l'alto, dovute allo spostamento del punto di funzionamento della VCHP a causa della richiesta di carico sanitario: avendo configurato l'impianto di accumulo ACS in parallelo alla macchina, al variare della temperatura di mandata al primario (da 36°C a 55°C), varia anche quella al serbatoio tampone, implicandone l'innalzamento del valor medio.

Dalle considerazioni appena fatte, sulle modalità di funzionamento di macchina, il manifestarsi dei cicli di avviamento e spegnimento, anche durante la stagione

invernale, ci porta a riflettere se la scelta di dimensionare la macchina sulla contemporaneità dei carichi sia stata corretta; oppure se sarebbe stato più agevole, dal punto di vista delle prestazioni globali, avere una macchina capace di soddisfare il solo carico di riscaldamento, prevedendo l'eventuale collocazione di un sistema ausiliario, che subentri alla pompa di calore quando le condizioni esterne non le consentono di erogare la potenza necessaria all'impianto.

Per quanto riguarda, invece, la configurazione di impianto, anche quest'ultima ha subito delle rilevanti variazioni nel passare dalla analisi comparativa al modello simulato, la più rilevante è la presenza degli accumuli.

Nell'analisi di prima comparazione, abbiamo scelto di prendere come carico ACS il valore medio orario, impostando il funzionamento della macchina in modo tale che lo sostenesse istantaneamente. Come abbiamo avuto modo di spiegare durante lo scorrere dei capitoli, questa modalità di funzionamento non è realmente ottenibile, quindi abbiamo scelto di implementare nel modello una distribuzione di carico ACS leggermente differente (quella reale dal taglia M, non media oraria) valutando di cambiare la configurazione di impianto.

Nel modello, infatti, la collocazione degli accumuli ci ha consentito di rivalutare il fabbisogno della macchina, andando ad evidenziare che i cicli richiesti per la carica dei medesimi seguono il profilo di carico dell'utenza, ma non lo ricalcano puntualmente a causa della fase di carica del serbatoio.

Con la scelta di collocare gli accumuli, abbiamo introdotto delle ipotesi consistenti al modello, inerenti al volume degli stessi, alla portata di carica di quello sanitario ed alla temperatura di primario di impianto, ipotesi che sono state portate avanti nella simulazione, per tutte le zone climatiche e per tutte le classi energetiche.

Soffermandoci su tali ipotesi di modello, la scelta del volume degli accumuli sicuramente è una di quelle che impatta maggiormente sul fabbisogno della pompa di calore. Il volume dell'accumulo sanitario, dimensionato sul fabbisogno d'utenza in correlazione al numero di persone presenti, si ritiene che possa effettivamente essere corretto e, come si è potuto affermare in precedenza, osservando il grafico di andamento delle temperature al suo interno, la stratificazione del medesimo è ben visibile e mantenuta anche in vista dei picchi di prelievo d'utenza. A sua volta, la stratificazione, è influenzata rilevantemente dalla portata di carica elaborata dalla pompa ACS: abbiamo valutato l'entità di quest'ultima andando a confrontare i risultati della stratigrafia di temperature al serbatoio, ed osservato che più è elevata la portata

di carica più l'andamento delle temperature tende ad uniformarsi (grazie alla maggiore quantità di energia ceduta al sistema), perdendo quindi la caratteristica di stratificazione e comportando un fabbisogno maggiore; viceversa, decrementandola, la stratificazione potrebbe migliorare, tuttavia, per effetto del prelievo d'utenza, la temperatura nella zona centrale al serbatoio richiederebbe più tempo per essere raggiunta, con conseguente maggiore durata di cicli di carica successivi per riportarla al livello voluto. Il valore di portata scelto riesce ad unire questi due aspetti, permettendo quindi una buona distribuzione delle temperature e un contenimento dei cicli di carica.

Il volume tampone sul riscaldamento, invece, è stato scelto prendendo il minore possibile (da scheda tecnica di costruttore Cordivari), e mantenendolo come tale per tutte le simulazioni. Questa scelta in effetti è stata dettata dalla tipologia di collegamento parallelo al primario di macchina: in caso di fermo macchina per ridotto FC, occorre prevedere un sistema che riesca a sostenere il carico di riscaldamento, evincendo così il possibile raffreddamento degli ambienti. Tale sistema è individuato, appunto, dal serbatoio tampone.

Tuttavia, sono possibili diverse configurazioni di collegamento (che per non appesantire il modello non sono state sviluppate), mediante le quali si sarebbe potuto prevedere di evincere la collocazione di tale serbatoio, sostituendolo con un disgiuntore idraulico, oppure variando la dimensione dello stesso in funzione della località climatica e quindi del carico di riscaldamento di picco richiesto dall'edificio.

Il volume del serbatoio tampone è stato scelto mediante delle prove di ottimizzazione (sul modello), che ci hanno concesso di arrivare alle seguenti considerazioni: diminuendo la capacità di accumulo, si è osservato che la frequenza dei cicli di avviamento e spegnimento cui era sottoposta la macchina aumentava, per effetto del minor tempo necessario alla carica del medesimo e, quindi, peggiorava di molto le prestazioni (nonché gravava sulla riduzione di vita utile della macchina); viceversa, incrementandola si poteva osservare una riduzione di questi cicli, ma un aumento delle dissipazioni di potenza. Abbiamo quindi ritenuto che il dimensionamento fatto sia stato corretto, a fronte della configurazione di impianto scelta.

Al termine dell'ottimizzazione di impianto, riportando il periodo di simulazione su tutto l'anno, siamo giunti ad estrapolare i parametri per la comparazione tra modello ed analisi precedente: emissione di CO₂, richiesta di EP e COP_{reale}. Il confronto tra i

risultati è stato fatto partendo dalla zona climatica E, variandone la classe energetica dell'edificio, verificando la solidità delle logiche di gestione del modello anche per le classi B e D, per poi proseguire, a parità di classe, con le zone climatiche D e C. Riportiamo quanto ottenuto nei grafici seguenti.

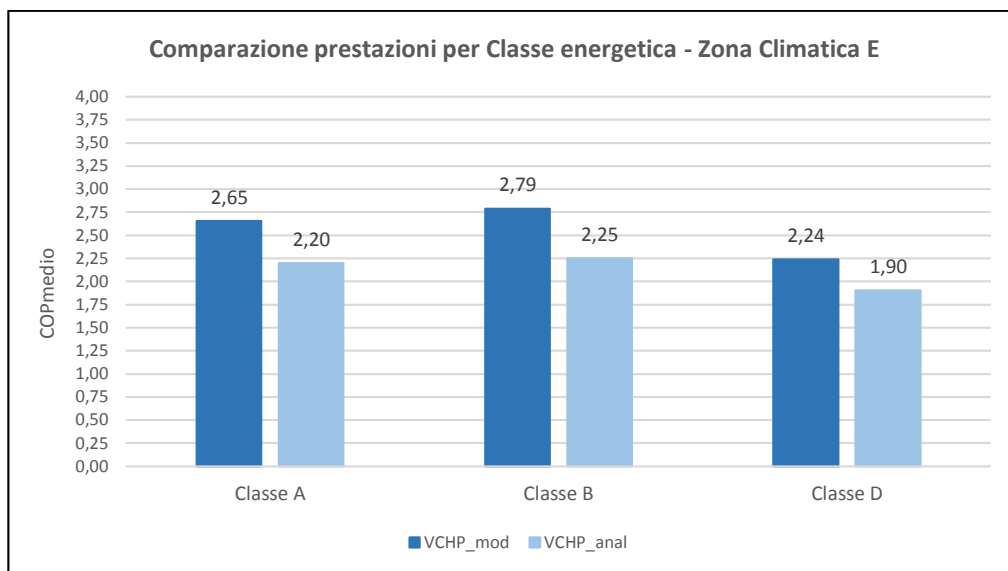


Figura 63 - Comparazione prestazioni VCHPmodello-VCHPanalisi per classe energetica, in zona climatica E

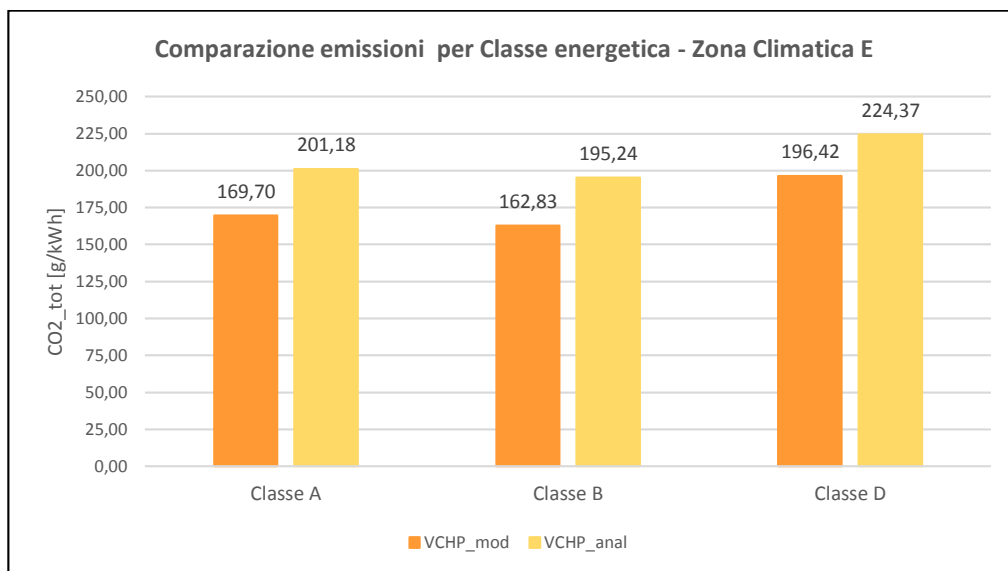


Figura 64 - Comparazione emissioni VCHPmodello-VCHPanalisi per classe energetica, in zona climatica E

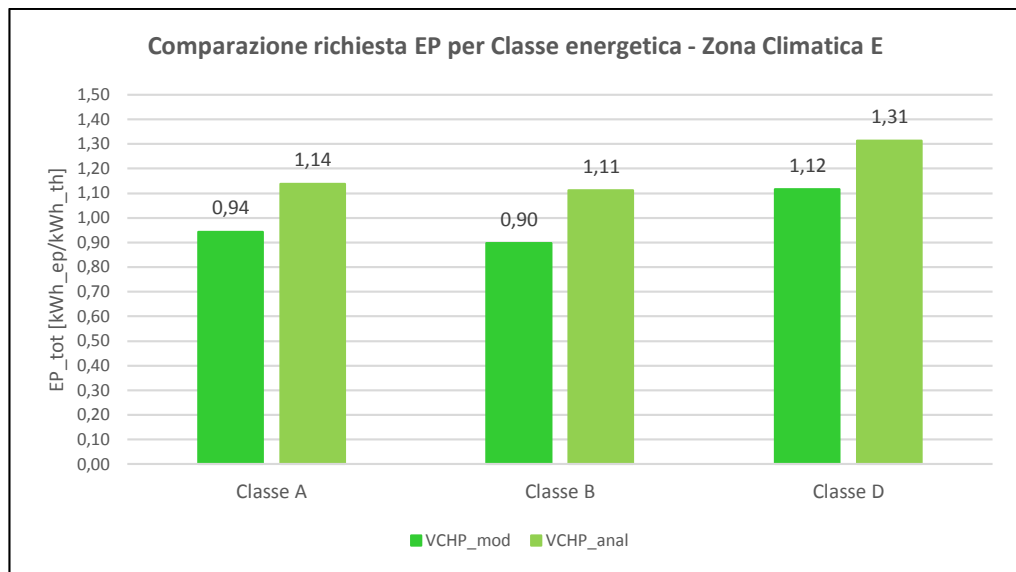


Figura 65 - Comparazione richiesta EP VCHPmodello-VCHPanalisi per classe energetica, in zona climatica E

I risultati di prima comparazione, per la zona climatica E (città di Milano), *Figura 63*, *Figura 64* e *Figura 65*, mostrano come l'andamento dell'indice di prestazione medio annuale tratto dall'analisi comparativa (svolta al capitolo precedente), sia inferiore rispetto a quanto ottenuto dal modello simulato appena descritto. Tale scostamento è dovuto ad una, voluta, differente modalità d'impostazione nella gestione di macchina: nell'analisi comparativa, la modalità di impostazione delle temperature di mandata al primario prevede solo una duplice possibile selezione (35°C per riscaldamento e 55°C per ACS), senza consentire la valutazione delle prestazioni mediante interpolazione, sulla T_w , dei dati approssimanti i valori nominali; inoltre, la gestione della modulazione del carico non risente di alcun vincolo in decrescita, permettendo quindi una modulazione sino a FC nullo.

Nel modello, invece, si è scelto di andare più a fondo nella modalità di esercizio della macchina, valutando con cadenza temporale la temperatura erogata al primario ed interpolando, con tal valore, i dati approssimanti le curve nominali, ricavandone un valore di prestazione più realistico per ogni condizione di funzionamento. A questo si è affiancata la necessità di dover prevedere un limite inferiore di modulazione del carico erogato, così da non peggiorare eccessivamente i rendimenti complessivi della pompa di calore.

Rappresentando l'andamento del COP ed analizzando le due principali stagioni di maggiore interesse (inverno ed estate), abbiamo osservato che durante la stagione fredda, avendo scelto di non vincolare inferiormente la modulazione della potenza termica erogata dalla VCHP, comportando l'assenza di cicli On-Off, i valori di COP ottenuti sono notevolmente inferiori rispetto a quelli tratti dal modello nello stesso periodo, a causa della forte riduzione del FC che comporta un punto di lavoro di macchina marcatamente svantaggioso e penalizzante il COP medesimo (*Figura 37*).

Durante la stagione calda, invece, l'andamento del COP, tra analisi e modello, vede una buona analogia, seguendo l'andamento delle temperature esterne e quindi crescendo al crescere della T_{amb} . Una differenza che si osserva tra i due casi è inerente ai cicli di accensione e spegnimento di macchina: nell'analisi, infatti, tali cicli divengono minormente frequenti che nel modello, dove il limite minimo di modulazione del 33% del carico impone la necessità di intervento frequente dello spegnimento di macchina a causa del ridotto carico (solo ACS).

Complessivamente, quindi, tenendo conto delle differenze tra i due modelli appena esposte e che, per la zona climatica E, il peso relativo del carico di riscaldamento è nettamente superiore a quello dell'ACS (valori comparabili per classe A, ma nettamente crescenti passando alla B ed alla D), si evince che l'andamento delle prestazioni tratte dal modello sia imputabile ad una maggiore incidenza della stagione invernale, portando quindi il COP di macchina a valori superiori per tutte e tre le classi energetiche considerate.

Con l'incremento del COP è seguita la riduzione della richiesta di energia primaria per la copertura dei fabbisogni ed un calo delle emissioni di anidride carbonica.

Una considerazione ulteriore, che nasce dalla valutazione del fabbisogno di EP, è inerente al fattore di conversione (energia elettrica/energia primaria) definito da Ecolabel. Esso è stato scelto come valore unificato per l'Unione Europea, ma tenendo conto del recente stravolgimento del parco elettrico a causa di una forte penetrazione delle FER (fonti energetiche rinnovabili), ed avendo scelto di considerare, in particolare, il territorio italiano, si sarebbe potuto tener conto delle apprezzabili differenze tra il parco elettrico di generazione italiano e quello europeo: quello italiano, infatti, è mediamente più efficiente di quello europeo (con più FER della media Europea), portando quindi il fattore di conversione del fabbisogno di energia elettrica in EP, da un valore di 2.5 (medio europeo) ad un valore di 1.5 (medio italiano da dati

Terna al 2013). Questo avrebbe rivalutato ulteriormente i fabbisogni della VCHP, portandoli a valori nettamente inferiori. Tuttavia, avendo presupposto di rendere l'analisi il più generale possibile, potendola quindi estendere anche ad altre località di altri territori, abbiamo ritenuto opportuno usare il coefficiente Ecolabel.

Dall'analisi comparativa, mediante la valutazione dei fabbisogni di EP, si è riscontrato che la pompa di calore a compressione non risulta la scelta ottimale per la zona climatica E, per nessuna delle tre classi energetiche considerate: il valore di EP è infatti sempre superiore all'unità, implicando quindi che la VCHP possa essere facilmente soppiantata da una buona caldaia a condensazione. Contrariamente, invece, grazie alle differenze introdotte (e descritte poco sopra) nel modello, si è riusciti a rivalutare anche la richiesta di EP, portandola a valori che chiariscano l'effettiva convenienza di applicazione della VCHP anche nelle zone più rigide (per le classi A e B).

Il passo successivo alla valutazione di comparazione per la sola zona climatica E, è stato quello di effettuare una nuova comparazione a parità di classe energetica (prendendo di riferimento la classe A), ma osservando come la variazione di zona climatica possa influenzare l'andamento delle prestazioni della pompa di calore.

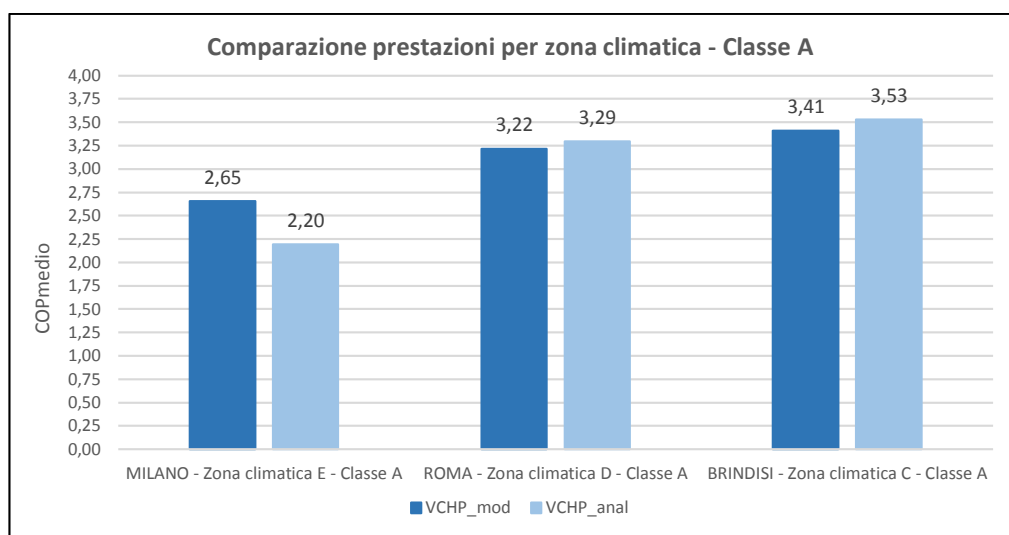


Figura 66 - Comparazione parametri di prestazione VCHP_modello - VCHP_analisi per zona climatica, Edificio in Classe A

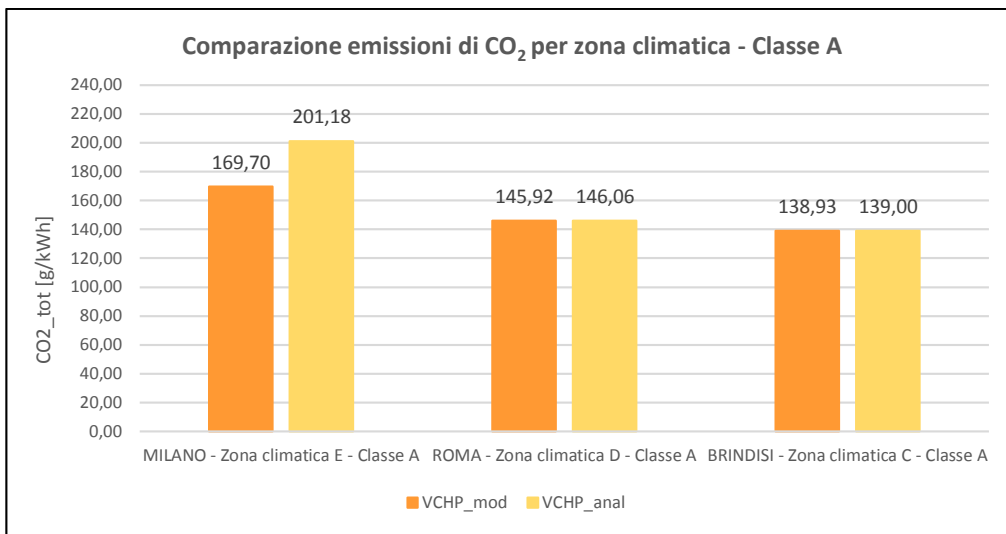


Figura 67 - Comparazione parametri di emissione di CO₂ VCHP_modello - VCHP_analisi per zona climatica, Edificio in Classe A

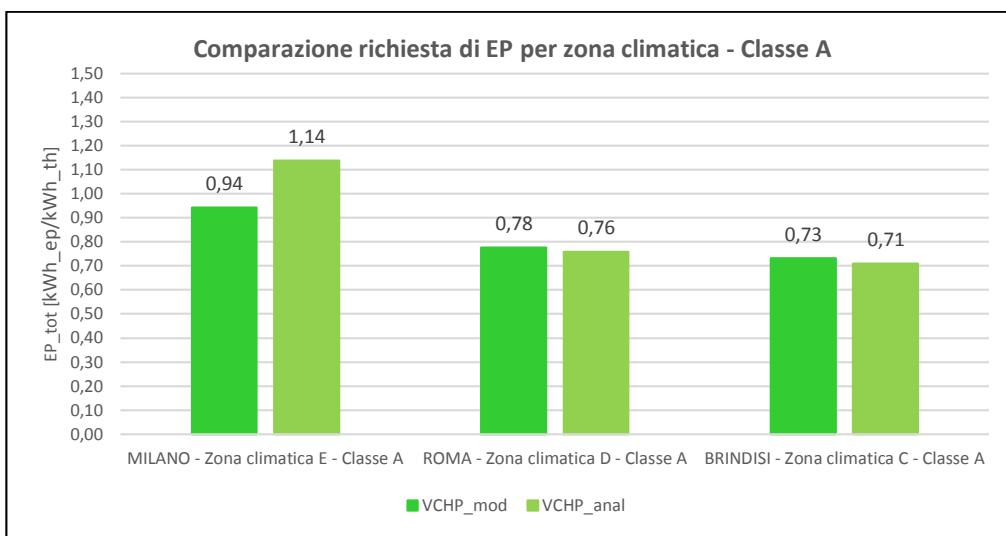


Figura 68 - Comparazione parametri di fabbisogno EP VCHP_modello - VCHP_analisi per zona climatica, Edificio in Classe A

Osservando degli andamenti dei parametri di prestazione tra analisi e modello, per le zone climatiche D e C, si nota chiaramente una inversione rispetto a quanto osservato per la sola zona climatica E: i COP decrescono (seppur di poco) e conseguentemente aumentano i fabbisogni di EP e le emissioni di anidride carbonica.

Analizzando le singole zone climatiche, partendo dalla zona D (centro Italia) e passando per la C (sud Italia), si ottiene che il cambiamento di località comporta l'innalzamento delle temperature medie esterne, con conseguente diminuzione dell'incidenza relativa del carico di riscaldamento rispetto a quello sanitario, che inizia a divenire rilevantemente prevalente. Tale cambiamento si riflette in modo marcato sulle modalità di esercizio della pompa di calore, la quale risentirà quindi di un funzionamento meno insistente alle basse temperature (dove riusciva a garantire una maggiore efficienza) durante la stagione invernale, con la conseguenza quindi di ottenere una generale sottostima della prestazione di macchina, rispetto a quanto ottenuto dal modello. La causa di tale sottostima la si osserva principalmente nella differente modalità di impostazione delle temperature di mandata al primario: nell'analisi le abbiamo scelte fisse ai valori di 35°C per il soddisfacimento del carico di riscaldamento e di 55°C per il carico ACS, mentre nel modello le abbiamo valutate variabili in correlazione all'entità del carico, calcolandole per interpolazione sulle curve approssimanti i dati nominali.

Durante la stagione calda, invece, si osserva che le prestazioni di macchina ottenute da entrambi i modelli sono crescenti. Tale scostamento è dovuto, principalmente, alla rilevante crescita della temperatura ambiente esterna (che in tali zone diviene particolarmente elevata d'estate), con la conseguenza di rendere agevole il recupero di energia all'evaporatore, decrementando quindi il lavoro richiesto per la compressione ed innalzando così le prestazioni del ciclo.

Complessivamente, ciò che rende la differenza di andamento del COP medio annuale tra analisi e modello per le zone climatiche D e C è proprio la sovrastima estiva del primo: l'effetto di un minore carico sanitario dato dall'assenza del sistema di accumulo, congiunto con la maggiore temperatura dell'ambiente, porta l'analisi ad una sovrastima di prestazione nei confronti del modello.

In conclusione quindi, passando da una zona climatica rigida (Milano), a zone più miti (Roma) e calde (Brindisi) si osserva un netto cambiamento delle temperature medie esterne e la conseguente variazione dell'incidenza relativa del carico sanitario su quello di riscaldamento, facendo divenire prevalente il primo e comportando la variazione della frequenza dei cicli di funzionamento della macchina dalle basse temperature di mandata, alle alte, con diminuzione generalizzata di prestazioni.

Riassumiamo tali considerazioni di comparazione, anche per le altre classi energetiche, con i dati della tabella seguente (si rimanda, per consultazione più approfondita dei parametri e degli indici di comparazione di macchina, ai dati riportati per esteso nell'Appendice C).

MILANO - Zona climatica E - Classe B				MILANO - Zona climatica E - Classe D			
	COP _{medio}	CO ₂ _tot	EP_tot		COP _{medio}	CO ₂ _tot	EP_tot
	[-]	[g/kWh]	[kWh_ep/kWh_th]		[-]	[g/kWh]	[kWh_ep/kWh_th]
VCHP_mod	2.79	162.83	0.90	VCHP_mod	2.24	196.42	1.12
VCHP_anal	2.25	195.24	1.11	VCHP_anal	1.90	224.37	1.31
	23.9%	-16.6%	-19.0%		17.8%	-12.5%	-14.5%

ROMA - Zona climatica D - Classe B				ROMA - Zona climatica D - Classe D			
	COP _{medio}	CO ₂ _tot	EP_tot		COP _{medio}	CO ₂ _tot	EP_tot
	[-]	[g/kWh]	[kWh_ep/kWh_th]		[-]	[g/kWh]	[kWh_ep/kWh_th]
VCHP_mod	3.14	152.93	0.80	VCHP_mod	2.68	178.76	0.93
VCHP_anal	3.28	146.71	0.76	VCHP_anal	3.00	157.00	0.83
	-4.3%	4.2%	5.2%		-10.6%	13.9%	11.9%

BRINDISI - Zona climatica C - Classe B				BRINDISI - Zona climatica C - Classe D			
	COP _{medio}	CO ₂ _tot	EP_tot		COP _{medio}	CO ₂ _tot	EP_tot
	[-]	[g/kWh]	[kWh_ep/kWh_th]		[-]	[g/kWh]	[kWh_ep/kWh_th]
VCHP_mod	3.34	143.33	0.75	VCHP_mod	2.80	171.69	0.89
VCHP_anal	3.51	140.42	0.71	VCHP_anal	3.24	149.20	0.77
	-4.8%	2.1%	5.6%		-13.6%	15.1%	15.6%

Tabella 25 - Risultati di comparazione per edificio in classe B e D nelle diverse zone climatiche

Conclusioni

I risultati forniti, sia dall'analisi comparativa che dal modello simulato, sono specifici al territorio italiano: un territorio caratterizzato da un'ampia variabilità climatica, e che ci permette di apprezzare il differente comportamento delle macchine termiche in studio; ed al settore residenziale, perché si ritiene che sia uno dei principali settori sui quali dover puntare per ottenere una sensibile riduzione del fabbisogno di energia primaria dell'intero Paese.

L'analisi della tecnologia di macchine in pompa di calore ha portato ad evidenziare come entrambe le configurazioni di pompa di calore considerate, la VCHP e la GAHP, siano soggette ad un continuo miglioramento con il passare degli anni, portandole quindi ad una sempre migliore logica di gestione che ne comporta un crescente incremento di prestazioni.

Questo sviluppo, in particolare per la VCHP, ha consentito la notevole diffusione in molte parti d'Europa di tale tipologia di macchina, ma in Italia fatica ad essere sostenuta vista la notevole incidenza del costo dell'energia elettrica e la grande capillarità di diffusione del gas naturale sul territorio. Tuttavia, si può osservare come sul territorio italiano, più che in altri, la diffusione delle GAHP stia iniziando a crescere (*Robur, s.d.*), accoppiando quindi i vantaggi di un maggiore rendimento (rispetto alle tradizionali caldaie) con quelli dell'utilizzo di gas naturale (praticamente ovunque presente), non impattando sul necessario rifacimento dell'impianto elettrico esistente e sulla stipula di contratti elettrici con potenza disponibile più elevata, in caso di installazione di pompe di calore a compressione.

Questa stessa diffusione porterà, si presume, le GAHP ad un possibile futuro sviluppo, permettendo quindi di avere macchine sempre più performanti e soprattutto diversificandole per taglia (ad oggi infatti le taglie disponibili sono molto poche e non consentono l'installazione per utenze monofamiliari vista l'elevata potenza di targa).

Mettendo in comparazione tali tipologie di pompe di calore, si è giunti ad una prima selezione della configurazione di macchina che maggiormente si presta all'installazione in diverse zone del territorio italiano, evidenziando che le VCHP sono macchine che

consentono ottime prestazioni di funzionamento soprattutto in località con clima mite, in centro-sud Italia, con edifici a loro volta di buona prestazione energetica (A o B), accoppiando quindi le basse temperature di mandata volute dall'impianto di riscaldamento a pannelli radianti a pavimento, con i conseguenti COP ottenibili dalla macchina. Per edifici di classe energetica inferiore (la D, ad esempio), tale tipologia di macchina diviene meno performante, a causa delle maggiori temperature di mandata richieste dalla configurazione di impianto a radiatori.

Cambiando zona climatica, passando al nord Italia, le GAHP si sono dimostrate un'ottima scelta di sistema di generazione, evidenziando buone prestazioni di esercizio anche con climi rigidi e basse temperature esterne. Tale prevalenza, nei confronti della VCHP, si è mantenuta per tutte e tre le classi energetiche considerate.

L'analisi svolta ha però richiesto un necessario approfondimento delle configurazioni di impianto e della logica di macchina, portando quindi a sviluppare un modello accurato per la VCHP. La metodologia che ci siamo proposti di sviluppare è abbastanza generale, sia dal punto di vista della configurazione di impianto che della gestione di macchina, permettendo quindi di poter essere facilmente impiegata anche per altri casi di studio, estendendola a tutto il territorio europeo.

Il modello creato ci ha consentito di comprendere al meglio le logiche di funzionamento di macchina e le necessarie configurazioni di impianto, che riescano ad accoppiarsi nel giusto modo all'edificio (come, ad esempio, l'installazione di serbatoi di accumulo per l'acqua calda sanitaria e tampone per il riscaldamento).

I risultati del modello sviluppato hanno evidenziato che per il centro-sud Italia quanto era stato ottenuto dall'analisi comparativa precedente, come scelta della tipologia di macchina, era corretto: anche prevedendo la collocazione di sistemi di accumulo e sottoponendo così una differente entità di carichi alla macchina, la VCHP si mantiene la scelta più performante (per gli edifici in classe A e B, mentre per la classe D, per cui è stato ipotizzato di mantenere sistemi diffusivi ad alta temperatura, rimarca la difficoltà di dover lavorare a temperature mediamente più alte, con prestazioni minori). Passando invece al nord Italia, si è ottenuto un netto miglioramento: ciò evince quindi che configurando l'impianto con opportuni sistemi di accumulo termico, sviluppando una logica di gestione di macchina che contempli la possibilità di modulazione del carico e ne vada valutando le prestazioni in sua dipendenza, si riesce ad apprezzare la buona prestazione della pompa di calore a compressione anche per climi mediamente

rigidi. Tuttavia, benché questi miglioramenti siano effettivamente osservabili (nel confronto analisi/modello) la scelta di macchina si mantiene sulla GAHP, per rilevanti vantaggi inerenti al minor impatto delle basse temperature esterne e dei cicli di sbrinamento, ed alla possibilità di poter essere installata in diretta sostituzione alla caldaia esistente.

Le ipotesi semplificative adottate per lo sviluppo del modello di VCHP, lasciano tuttavia la necessità di dover prevedere ulteriori ed approfondite ricerche su tale configurazione di macchina e sulle possibili configurazioni di impianto, addentrando la tematica delle inerzie termiche dell'edificio e degli apporti di energia gratuiti (solare e interno agli ambienti), aprendo quindi il campo al possibile miglioramento futuro dello studio sin qui condotto.

Con i risultati ottenuti abbiamo così potuto rispondere all'obiettivo posto inizialmente: per zone climatiche non particolarmente rigide (nei climi rigidi e in caso di ristrutturazioni che non prevedono l'installazione di sistemi di emissione del calore a bassa temperatura sono risultate, in prima analisi, migliori le GAHP), le pompe di calore a compressione di vapore sono una tecnologia atta a poter decrementare i fabbisogni di energia per il riscaldamento ambiente e la produzione di acqua calda sanitaria negli edifici residenziali.

Ciononostante, come molte altre tecnologie complesse (rispetto alle usuali caldaie), al fine di poterne garantire un'adeguata diffusione e beneficiare quindi dei vantaggi che le caratterizzano, richiedono forti azioni di sostegno dal mercato, atte a poter abbattere la barriera che l'utente pone al maggior costo d'investimento iniziale.

Appendice A

ZONA CLIMATICA E – Città di Milano:

- Calcolo del fabbisogno di riscaldamento, edificio residenziale in Classe A:

CLASSE ENERGIA 21.45 kWh/mq*anno			Località: MILANO	
N°unità abit. In studio	1		Zona climatica	E
Superficie disp edif.	100.0	[mq]	Tempo Risc [h]	4320
Volume risc edif.	270.0	[mc]	Gradi Giorno	2404
EPh	2145.00	[kWh/anno]	F medio clima	0.55
Q_{SH_Netto}	2284.43	[kWh/anno]	S/V	0.37
T _{prog_est}	-5.0	[°C]		
T _{balance}	16.0	[°C]		
SOMMATORIA_PLR	2542.1	[-]		
q _{MAX}	0.9	[-]		

Carico termico medio annuo [W/mc]	1.96
<i>Tipologia di terminali di emissione del calore in ambiente</i>	
<i>Rendimenti di emissione η_e:</i>	
Radiatori	0.94
Pann Rad	0.99
<i>Rendimenti di regolazione η_{reg} (climatica + amb con regolatore, P banda 0.5°C):</i>	
Sistemi ad alta inerzia termica (radiatori)	0.98
Sistemi ad alta inerzia termica (pann radianti)	0.98
<i>Rendimenti di distribuzione η_d:</i>	
Edificio a due piani distribuzione orizzontale e fattore correttivo x pan rad (0,25)	0.995
<i>Considerando di collocare una caldaia atta a soddisfare il solo carico termico, calcolo dal rendimento di caldaia il fabbisogno netto di energia per riscaldamento ambiente:</i>	
<i>Rendimenti di generazione $\eta_{generatore}$:</i>	
Caldaia a cond (40/30°C)	106.5%

Dimensionamento VCHP- Classe A - Milano				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	-5.0	55.0	0.178
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
14.16			2.58	
<i>f_{sicurezza} = 45%</i>				

Dimensionamento GAHP - Classe A - Milano				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	-5.0	55.0	0.090
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
28.45			3.02	
<i>f_{sicurezza} = 70%</i>				

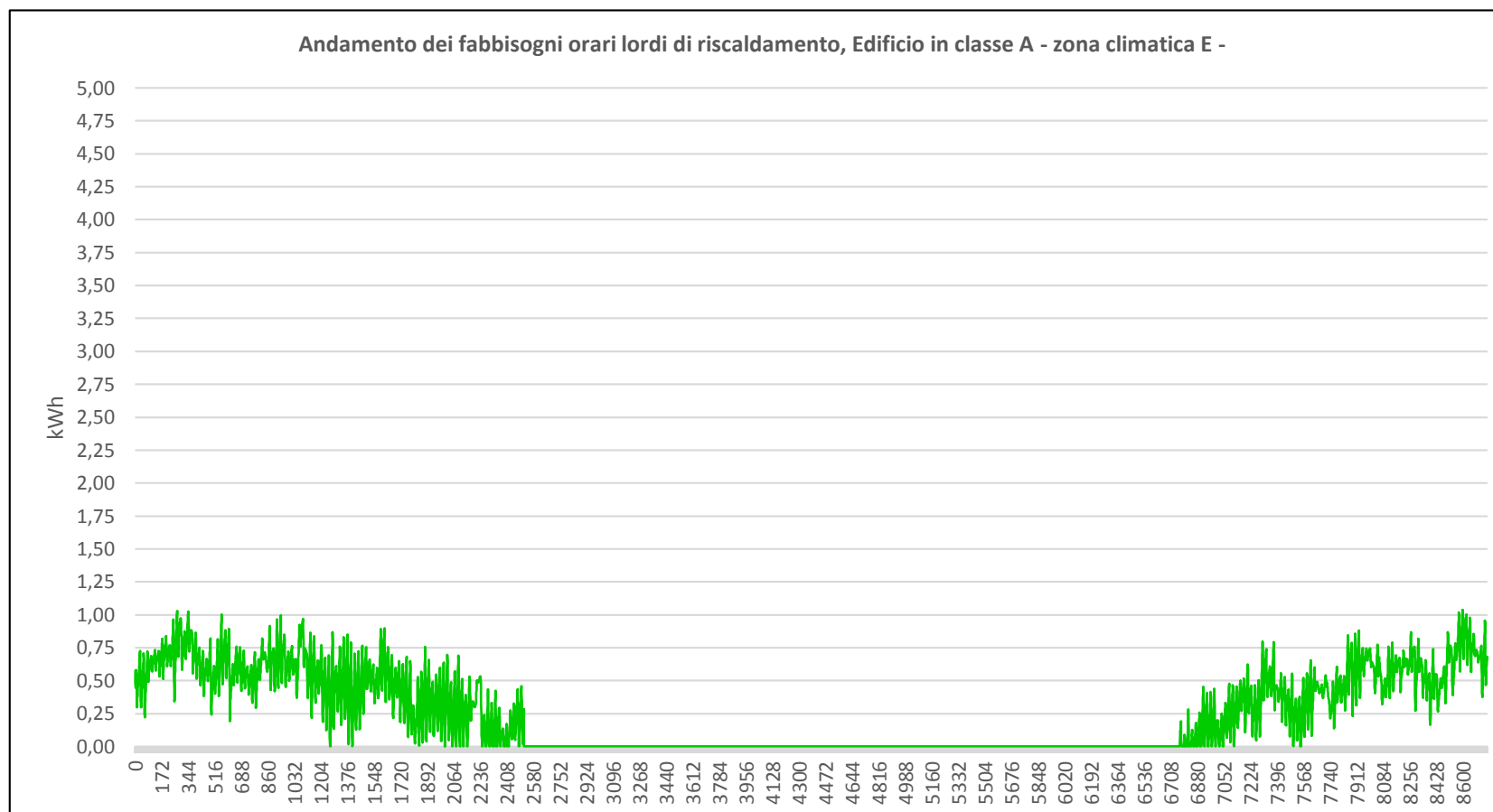


Figura 69 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe A in zona climatica E

- Calcolo del fabbisogno di riscaldamento, edificio residenziale in Classe B:

CLASSE ENERG B 43.45 kWh/mq*anno			Località: MILANO	
N°unità abit. In studio	1		Zona climatica	E
Superficie disp edif.	100.0	[mq]	Tempo Risc [h]	4320
Volume risc edif.	270.0	[mc]	Gradi Giorno	2404
EPh	4345.00	[kWh/anno]	F medio clima	0.55
Q_SH_Netto	4627.43	[kWh/anno]	S/V	0.37

Tprog_est	-5.0	[°C]
Tbalance	16.0	[°C]
SOMMATORIA_PLR	2542.1	[-]
q_MAX	1.8	[-]

Carico termico medio annuo [W/mc]	3.97
<i>Tipologia di terminali di emissione del calore in ambiente</i>	
<i>Rendimenti di emissione η_e:</i>	
Radiatori	0.94
Pann Rad	0.99
<i>Rendimenti di regolazione η_{reg} (climatica + amb con regolatore, P banda 0.5°C):</i>	
Sistemi ad alta inerzia termica (radiatori)	0.98
Sistemi ad alta inerzia termica (pann radianti)	0.98
<i>Rendimenti di distribuzione η_d:</i>	
Edificio a due piani distribuzione orizzontale e fattore correttivo x pan rad (0,25)	0.995
<i>Considerando di collocare una caldaia atta a soddisfare il solo carico termico, calcolo dal rendimento di caldaia il fabbisogno netto di energia per riscaldamento ambienti:</i>	
<i>Rendimenti di generazione $\eta_{generatore}$:</i>	
Caldaia a cond (40/30°C)	106.5%

Dimensionamento VCHP- Classe B - Milano				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	-5.0	55.0	0.251
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
14.16			3.55	
				<i>f_{sicurezza} = 25%</i>

Dimensionamento GAHP - Classe B - Milano				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	-5.0	55.0	0.127
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
28.45			3.62	
				<i>f_{sicurezza} = 27.5%</i>

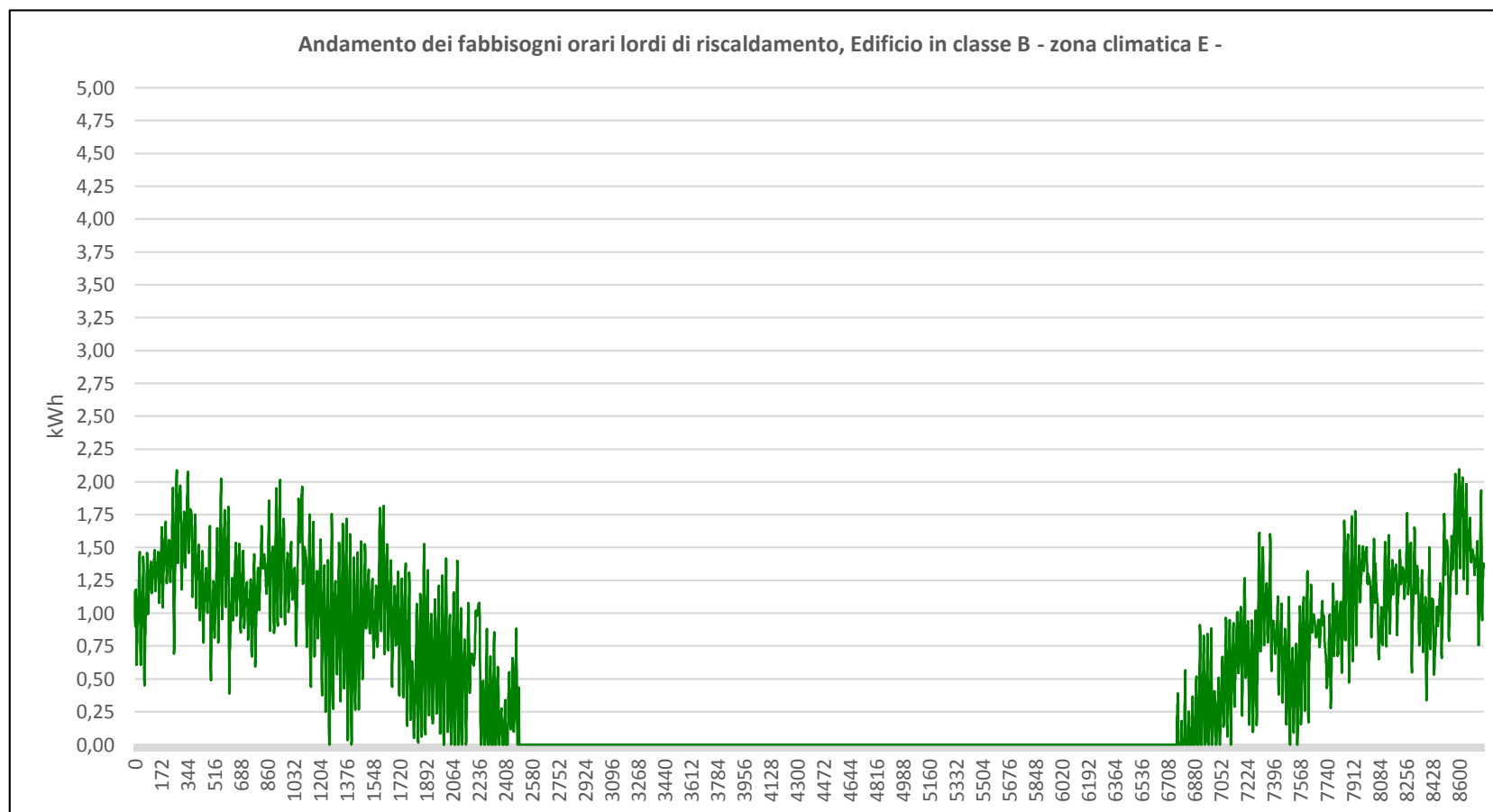


Figura 70 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe B in zona climatica E

- Calcolo del fabbisogno di riscaldamento, edificio residenziale in Classe D:

CLASSE ENERG D 101.45 kWh/mq*anno			Località: MILANO	
N°unità abit. In studio	1		Zona climatica	E
Superficie disp edif.	100.0	mq	Tempo Risc [h]	4320
Volume risc edif.	270.0	mc	Gradi Giorno	2404
EPh	10145.00	[kWh/anno]	F medio clima	0.55
Q_SH_Netto	10398.63	[kWh/anno]	S/V	0.37

Tprog_est	-5.0	[°C]
Tbalance	16.0	[°C]
SOMMATORIA_PLR	2542.1	[-]
q_MAX	4.1	[-]

Carico termico medio annuo [W/mc]	8.92
<i>Tipologia di terminali di emissione del calore in ambiente</i>	
<i>Rendimenti di emissione η_e:</i>	
Radiatori	0.94
Pann Rad	0.99
<i>Rendimenti di regolazione η_{reg} (climatica + amb con regolatore, P banda 0.5°C):</i>	
Sistemi ad alta inerzia termica (radiatori)	0.98
Sistemi ad alta inerzia termica (pann radianti)	0.98
<i>Rendimenti di distribuzione η_d:</i>	
Edificio a due piani distribuzione orizzontale e fattore correttivo x radiatori (0,60)	0.988
<i>Considerando di collocare una caldaia atta a soddisfare il solo carico termico, calcolo dal rendimento di caldaia il fabbisogno netto di energia per riscaldamento ambienti:</i>	
<i>Rendimenti di generazione $\eta_{generatore}$:</i>	
Caldaia a cond (55/45°C)	102.5%

Dimensionamento VCHP- Classe D - Milano				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
55.0	55.0	-5.0	55.0	0.449
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
14.51			6.52	
<i>f_{sicurezza} = 11.4%</i>				

Dimensionamento GAHP - Classe D - Milano				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
55.0	55.0	-5.0	55.0	0.227
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
33.48			7.61	
<i>f_{sicurezza} = 32.5%</i>				

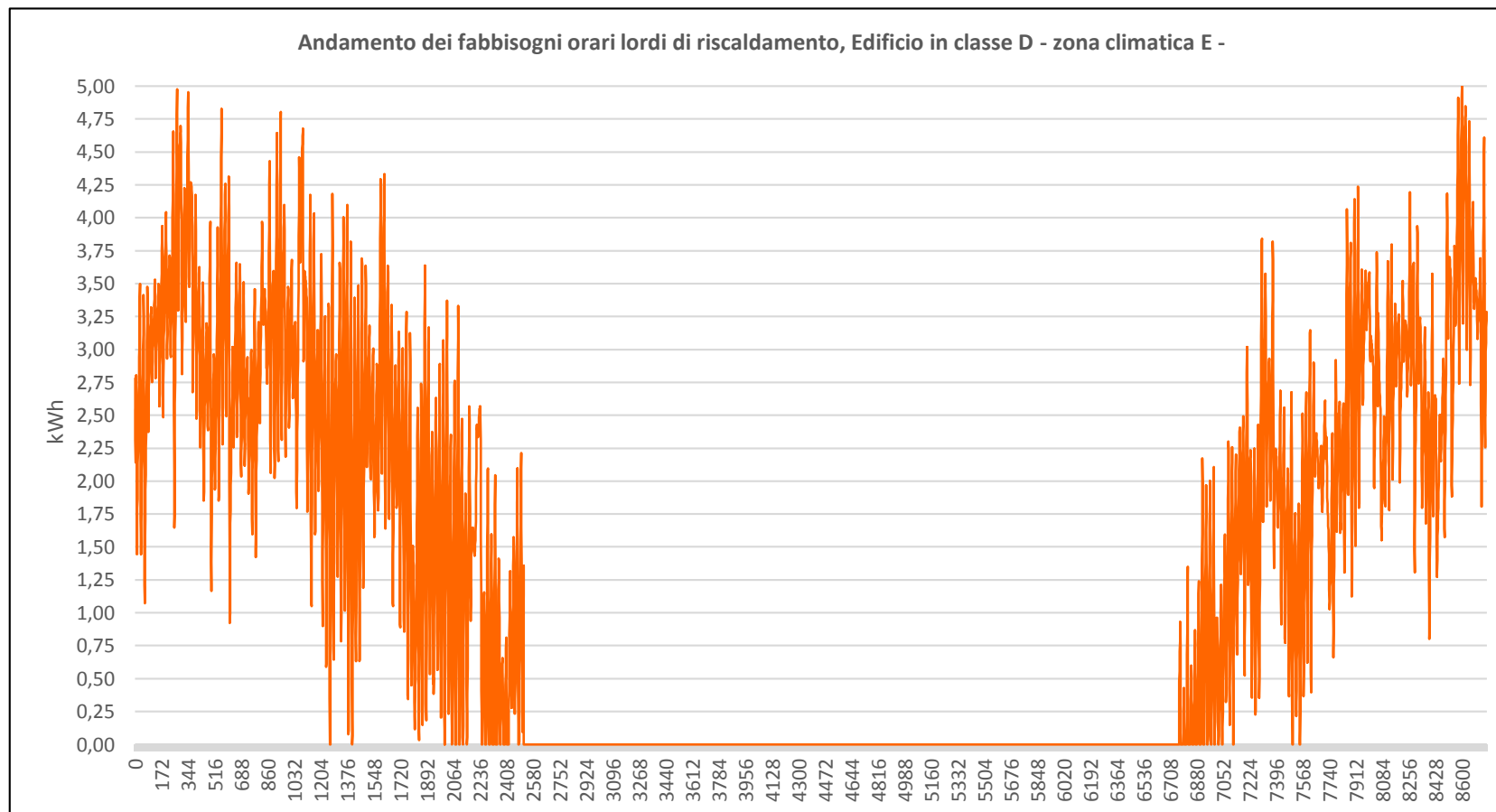


Figura 71 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe D in zona climatica E

ZONA CLIMATICA D – Città di Roma:

- Calcolo del fabbisogno di riscaldamento, edificio residenziale in Classe A:

CLASSE ENERG A 12.34 kWh/mq*anno			Località: ROMA	
N°unità abit. In studio	1		Zona climatica	D
Superficie disp edif.	100.0	[mq]	Tempo Risc [h]	3984
Volume risc edif.	270.0	[mc]	Gradi Giorno	1415
EPh	1234.21	[kWh/anno]	F medio clima	0.55
Q_SH_Netto	1314.43	[kWh/anno]	S/V	0.37

Tprog_est	0.0	[°C]
Tbalance	16.0	[°C]
SOMMATORIA_PLR	1879.3	[-]
q_MAX	0.7	[-]

Carico termico medio annuo [W/mc]	1.22
<i>Tipologia di terminali di emissione del calore in ambiente</i>	
<i>Rendimenti di emissione η_e:</i>	
Radiatori	0.94
Pann Rad	0.99
<i>Rendimenti di regolazione η_{reg} (climatica + amb con regolatore, P banda 0.5°C):</i>	
Sistemi ad alta inerzia termica (radiatori)	0.98
Sistemi ad alta inerzia termica (pann radianti)	0.98
<i>Rendimenti di distribuzione η_d:</i>	
Edificio a due piani	0.995
<i>distribuzione orizzontale e fattore correttivo x pan rad (0,25)</i>	
<i>Considerando di collocare una caldaia atta a soddisfare il solo carico termico, calcolo dal rendimento di caldaia il fabbisogno netto di energia per riscaldamento ambiente:</i>	
<i>Rendimenti di generazione $\eta_{generatore}$:</i>	
Caldaia a cond (40/30°C)	106.5%

Dimensionamento VCHP- Classe A - Roma					Dimensionamento GAHP - Classe A - Roma				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}	T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	0.0	55.0	0.159	35.0	55.0	0.0	55.0	0.064
		Q_{nom} [kW]		Q_{prog} [kW]			Q_{nom} [kW]		Q_{prog} [kW]
		14.27		2.27			36.63		2.35
				<i>f_{sicurezza} = 45%</i>					<i>f_{sicurezza} = 50%</i>

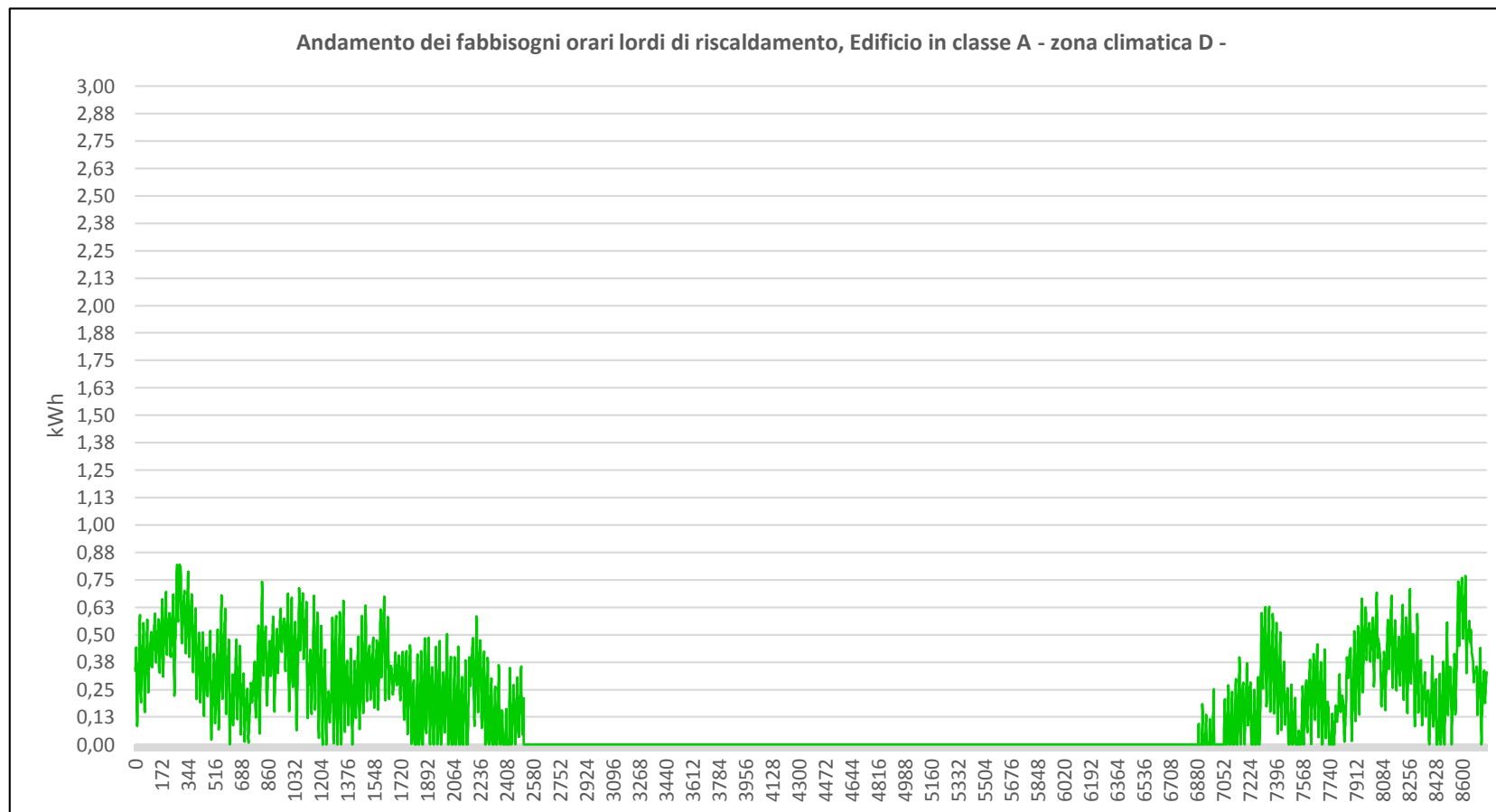


Figura 72 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe A in zona climatica D

- Calcolo del fabbisogno di riscaldamento, edificio residenziale in Classe B:

CLASSE ENERG B 20.63 kWh/mq*anno			Località: ROMA	
N°unità abit. In studio	1		Zona climatica	D
Superficie disp edif.	100.0	[mq]	Tempo Risc [h]	3984
Volume risc edif.	270.0	[mc]	Gradi Giorno	1415
EPh	2062.74	[kWh/anno]	F medio clima	0.55
Q_SH_Netto	2196.82	[kWh/anno]	S/V	0.37

Tprog_est	0.0	[°C]
Tbalance	16.0	[°C]
SOMMATORIA_PLR	1879.3	[-]
q_MAX	1.2	[-]

Carico termico medio annuo [W/mc]	2.04
<i>Tipologia di terminali di emissione del calore in ambiente</i>	
<i>Rendimenti di emissione η_e:</i>	
Radiatori	0.94
Pann Rad	0.99
<i>Rendimenti di regolazione η_{reg} (climatica + amb con regolatore, P banda 0.5°C):</i>	
Sistemi ad alta inerzia termica (radiatori)	0.98
Sistemi ad alta inerzia termica (pann radianti)	0.98
<i>Rendimenti di distribuzione η_d:</i>	
Edificio a due piani distribuzione orizzontale e fattore correttivo x pan rad (0,25)	0.995
<i>Considerando di collocare una caldaia atta a soddisfare il solo carico termico, calcolo dal rendimento di caldaia il fabbisogno netto di energia per riscaldamento ambienti:</i>	
<i>Rendimenti di generazione $\eta_{generatore}$:</i>	
Caldaia a cond (40/30°C)	106.5%

Dimensionamento VCHP- Classe B - Roma				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	0.0	55.0	0.196
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
14.27			2.80	
				<i>f_{sicurezza} = 32.5%</i>

Dimensionamento GAHP - Classe B - Roma				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	0.0	55.0	0.079
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
36.63			2.91	
				<i>f_{sicurezza} = 37.5%</i>

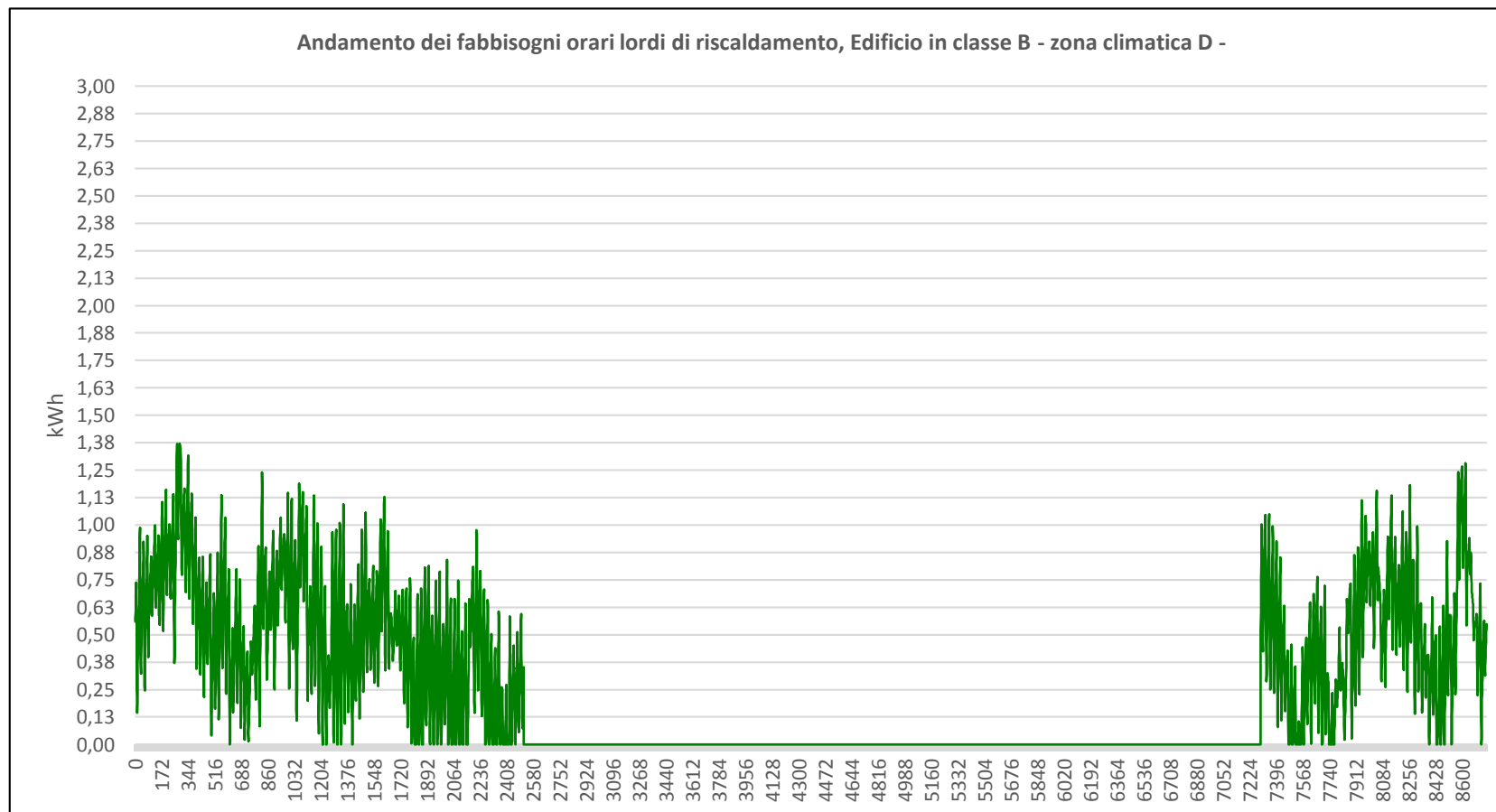


Figura 73 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe B in zona climatica D

- Calcolo del fabbisogno di riscaldamento, edificio residenziale in Classe D:

CLASSE ENERG D 37.06 kWh/mq*anno			Località: ROMA	
N°unità abit. In studio	1		Zona climatica	D
Superficie disp edif.	100.0	m ²	Tempo Risc [h]	3984
Volume risc edif.	270.0	mc	Gradi Giorno	1415
EPh	3705.91	[kWh/anno]	F medio clima	0.55
Q_SH_Netto	3798.56	[kWh/anno]	S/V	0.37

Tprog_est	0.0	[°C]
Tbalance	16.0	[°C]
SOMMATORIA_PLR	1879.3	[-]
q_MAX	2.0	[-]

Carico termico medio annuo [W/mc]	3.53
<i>Tipologia di terminali di emissione del calore in ambiente</i>	
<i>Rendimenti di emissione η_e:</i>	
Radiatori	0.94
Pann Rad	0.99
<i>Rendimenti di regolazione η_{reg} (climatica + amb con regolatore, P banda 0.5°C):</i>	
Sistemi ad alta inerzia termica (radiatori)	0.98
Sistemi ad alta inerzia termica (pann radianti)	0.98
<i>Rendimenti di distribuzione η_d:</i>	
Edificio a due piani distribuzione orizzontale e fattore correttivo x radiatori (0,60)	0.988
<i>Considerando di collocare una caldaia atta a soddisfare il solo carico termico, calcolo dal rendimento di caldaia il fabbisogno netto di energia per riscaldamento ambienti:</i>	
<i>Rendimenti di generazione $\eta_{generatore}$:</i>	
Caldaia a cond (55/45°C)	102.5%

Dimensionamento VCHP - Classe D - Roma				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim} 0.274
55.0	55.0	0.0	55.0	
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
14.27			3.91	
				<i>f_{sicurezza} = 20%</i>

Dimensionamento GAHP - Classe D - Roma				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim} 0.111
55.0	55.0	0.0	55.0	
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
36.63			4.07	
				<i>f_{sicurezza} = 25%</i>

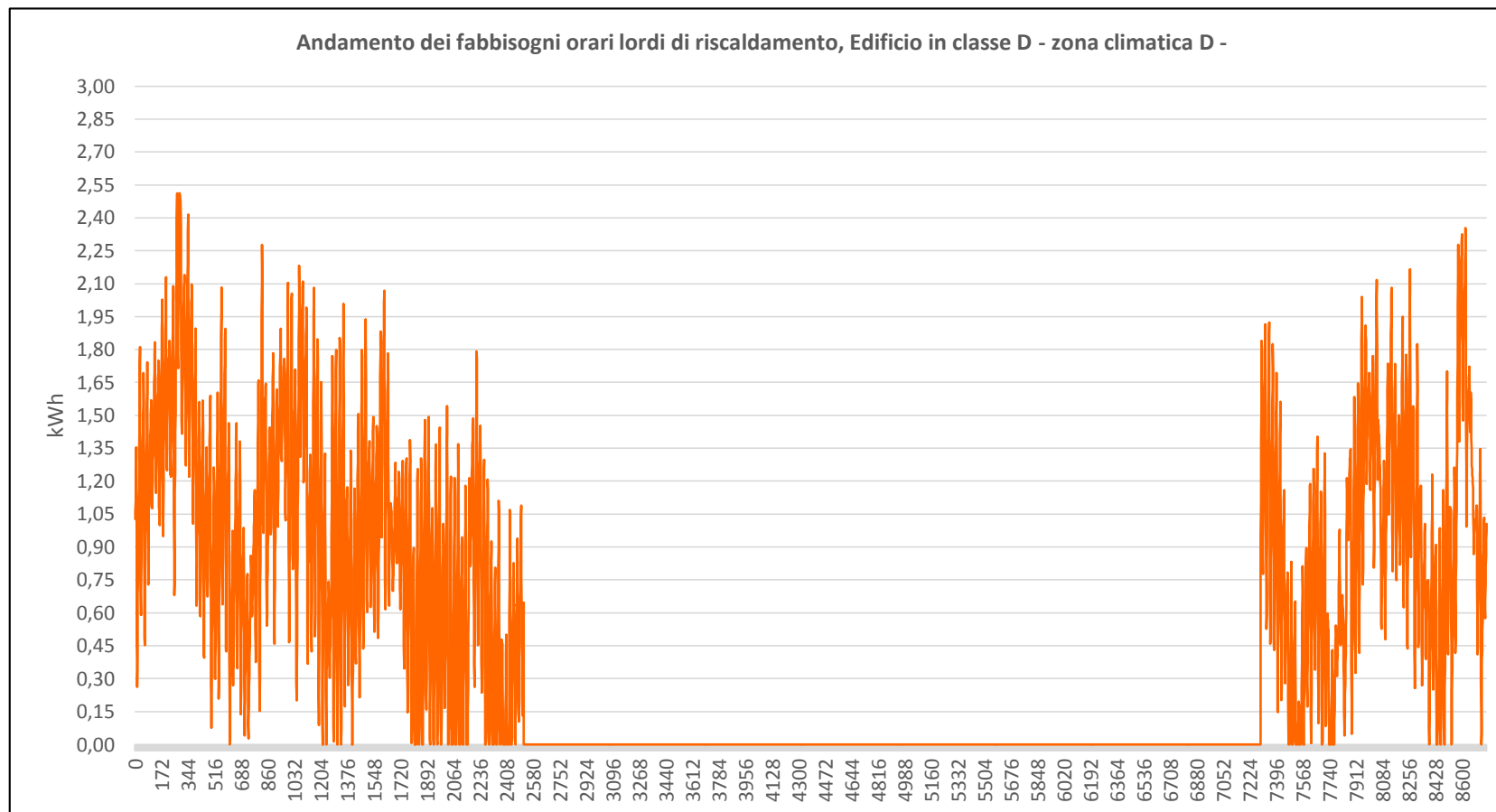


Figura 74 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe D in zona climatica D

ZONA CLIMATICA C – Citta di Brindisi:

- Calcolo del fabbisogno di riscaldamento, edificio residenziale in Classe A:

CLASSE ENERG A 9.55 kWh/mq*anno			Località: BRINDISI	
N°unità abit. In studio	1		Zona climatica	C
Superficie disp edif.	100.0	[mq]	Tempo Risc [h]	3264
Volume risc edif.	270.0	[mc]	Gradi Giorno	1083
EPh	954.54	[kWh/anno]	F medio clima	0.55
Q_SH_Netto	1016.58	[kWh/anno]	S/V	0.37

Tprog_est	0.0	[°C]
Tbalance	16.0	[°C]
SOMMATORIA_PLR	1280.6	[-]
q_MAX	0.8	[-]

Carico termico medio annuo [W/mc]	1.15
<i>Tipologia di terminali di emissione del calore in ambiente</i>	
<i>Rendimenti di emissione η_e:</i>	
Radiatori	0.94
Pann Rad	0.99
<i>Rendimenti di regolazione η_{reg} (climatica + amb con regolatore, P banda 0.5°C):</i>	
Sistemi ad alta inerzia termica (radiatori)	0.98
Sistemi ad alta inerzia termica (pann radianti)	0.98
<i>Rendimenti di distribuzione η_d:</i>	
Edificio a due piani <i>distribuzione orizzontale e fattore correttivo x pan rad (0,25)</i>	0.995
<i>Considerando di collocare una caldaia atta a soddisfare il solo carico termico, calcolo dal rendimento di caldaia il fabbisogno netto di energia per riscaldamento ambiente:</i>	
<i>Rendimenti di generazione $\eta_{generatore}$:</i>	
Caldaia a cond (40/30°C)	106.5%

Dimensionamento VCHP- Classe A - Brindisi				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	0.0	55.0	0.148
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
14.27			2.12	
<i>f_{sicurezza} = 40%</i>				

Dimensionamento GAHP - Classe A - Brindisi				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	0.0	55.0	0.059
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
36.63			2.15	
<i>f_{sicurezza} = 42.5%</i>				

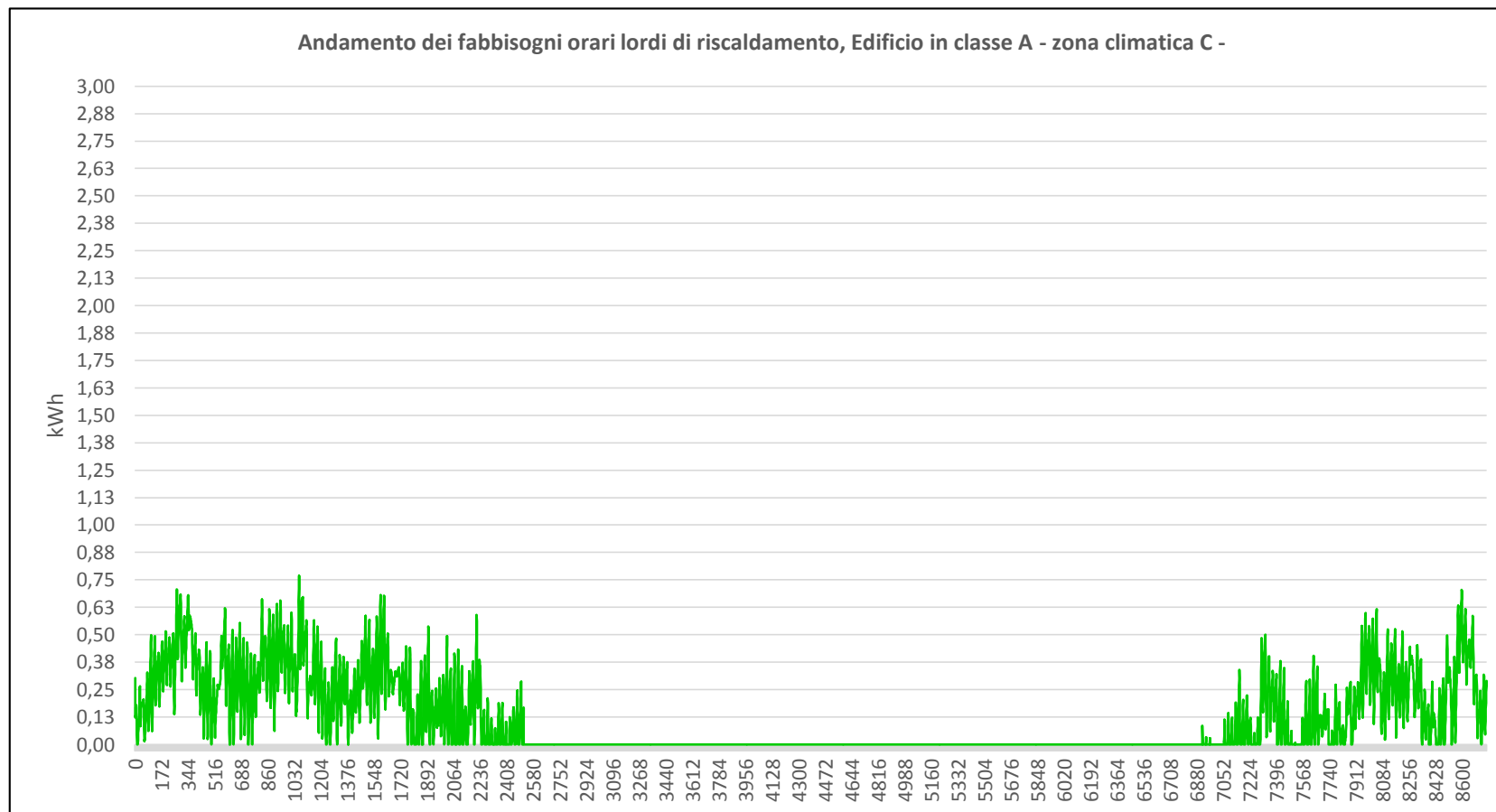


Figura 76 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe A in zona climatica C

- Calcolo del fabbisogno di riscaldamento, edificio residenziale in Classe B:

CLASSE ENERG B 15.92 kWh/mq*anno			Località: BRINDISI	
N°unità abit. In studio	1		Zona climatica	C
Superficie disp edif.	100.0	[mq]	Tempo Risc [h]	3264
Volume risc edif.	270.0	[mc]	Gradi Giorno	1083
EPh	1591.74	[kWh/anno]	F medio clima	0.55
Q_SH_Netto	1695.20	[kWh/anno]	S/V	0.37

Tprog_est	0.0	[°C]
Tbalance	16.0	[°C]
SOMMATORIA_PLR	1280.6	[-]
q_MAX	1.3	[-]

Carico termico medio annuo [W/mc]	1.92
<i>Tipologia di terminali di emissione del calore in ambiente</i>	
<i>Rendimenti di emissione η_e:</i>	
Radiatori	0.94
Pann Rad	0.99
<i>Rendimenti di regolazione η_{reg} (climatica + amb con regolatore, P banda 0.5°C):</i>	
Sistemi ad alta inerzia termica (radiatori)	0.98
Sistemi ad alta inerzia termica (pann radianti)	0.98
<i>Rendimenti di distribuzione η_d:</i>	
Edificio a due piani distribuzione orizzontale e fattore correttivo x pan rad (0,25)	0.995
<i>Considerando di collocare una caldaia atta a soddisfare il solo carico termico, calcolo dal rendimento di caldaia il fabbisogno netto di energia per riscaldamento ambienti:</i>	
<i>Rendimenti di generazione $\eta_{generatore}$:</i>	
Caldaia a cond (40/30°C)	106.5%

Dimensionamento VCHP- Classe B - Brindisi				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	0.0	55.0	0.181
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
14.27			2.58	
				<i>f_{sicurezza} = 27.5%</i>

Dimensionamento GAHP - Classe B - Brindisi				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
35.0	55.0	0.0	55.0	0.070
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
36.63			2.58	
				<i>f_{sicurezza} = 27.5%</i>

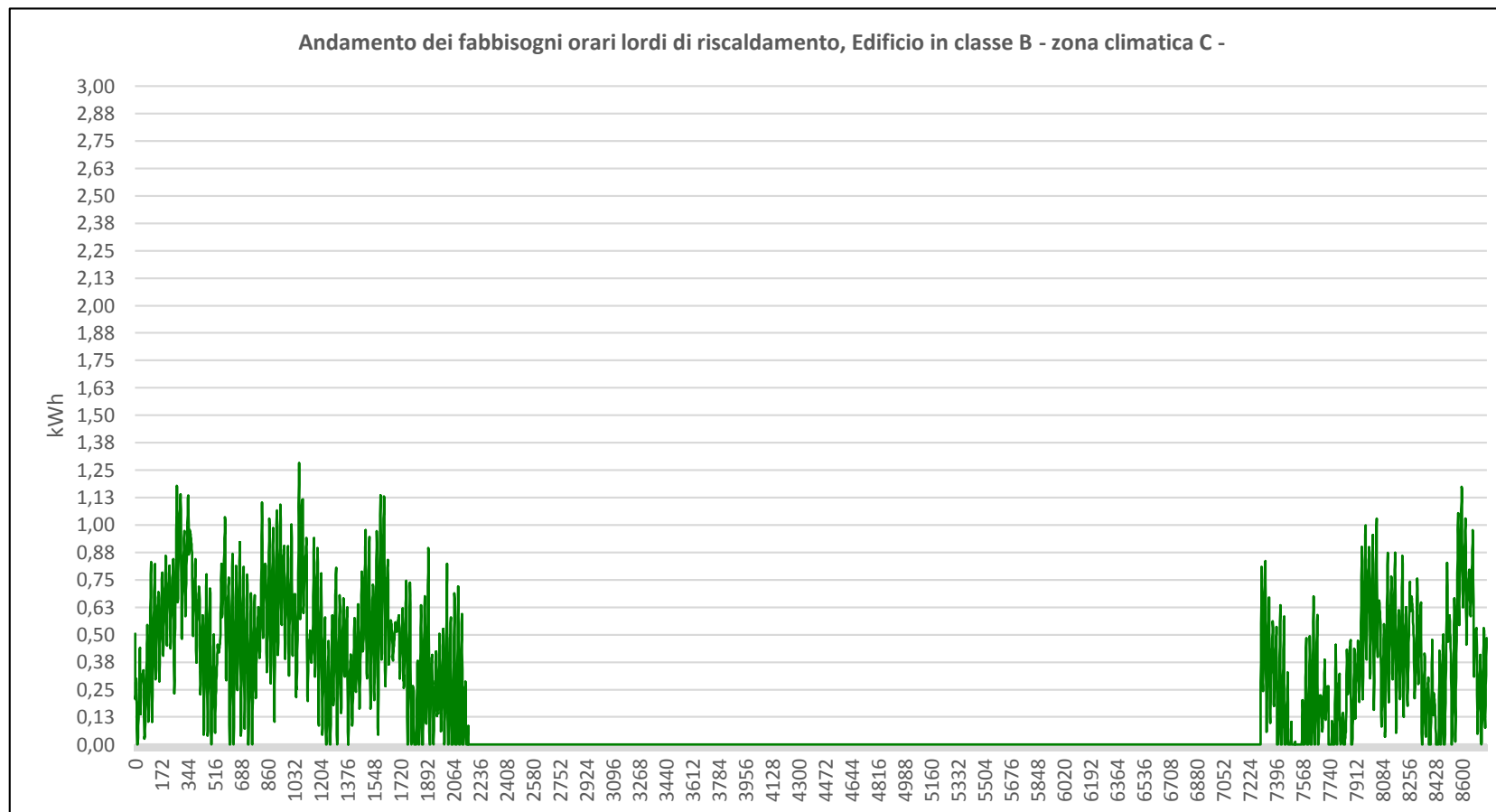


Figura 77 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe B in zona climatica C

- Calcolo del fabbisogno di riscaldamento, edificio residenziale in Classe D:

CLASSE ENERG D 32.60 kWh/mq*anno			Località: BRINDISI	
N°unità abit. In studio	1		Zona climatica	C
Superficie disp edif.	100.0	m ²	Tempo Risc [h]	3264
Volume risc edif.	270.0	mc	Gradi Giorno	1083
EPh	3260.26	[kWh/anno]	F medio clima	0.55
Q_SH_Netto	3341.76	[kWh/anno]	S/V	0.37

Tprog_est	0.0	[°C]
Tbalance	16.0	[°C]
SOMMATORIA_PLR	1280.6	[-]
q_MAX	2.6	[-]

Carico termico medio annuo [W/mc]	3.79
<i>Tipologia di terminali di emissione del calore in ambiente</i>	
<i>Rendimenti di emissione η_e:</i>	
Radiatori	0.94
Pann Rad	0.99
<i>Rendimenti di regolazione η_{reg} (climatica + amb con regolatore, P banda 0.5°C):</i>	
Sistemi ad alta inerzia termica (radiatori)	0.98
Sistemi ad alta inerzia termica (pann radianti)	0.98
<i>Rendimenti di distribuzione η_d:</i>	
Edificio a due piani distribuzione orizzontale e fattore correttivo x radiatori (0,60)	0.988
<i>Considerando di collocare una caldaia atta a soddisfare il solo carico termico, calcolo dal rendimento di caldaia il fabbisogno netto di energia per riscaldamento ambienti:</i>	
<i>Rendimenti di generazione $\eta_{generatore}$:</i>	
Caldaia a cond (55/45°C)	102.5%

Dimensionamento VCHP - Classe D - Brindisi				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
55.0	55.0	0.0	55.0	0.270
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
14.27			3.85	
				<i>f_{sicurezza} = 12.5%</i>

Dimensionamento GAHP - Classe D - Brindisi				
T _{w_risc} [°C]	T _{w_acs} [°C]	T _{amb_prog} [°C]	T _{w_prog} [°C]	f_{dim}
55.0	55.0	0.0	55.0	0.105
Q_{nom} [kW]			Q_{prog} [kW]	
36.63			3.85	
				<i>f_{sicurezza} = 12.5%</i>

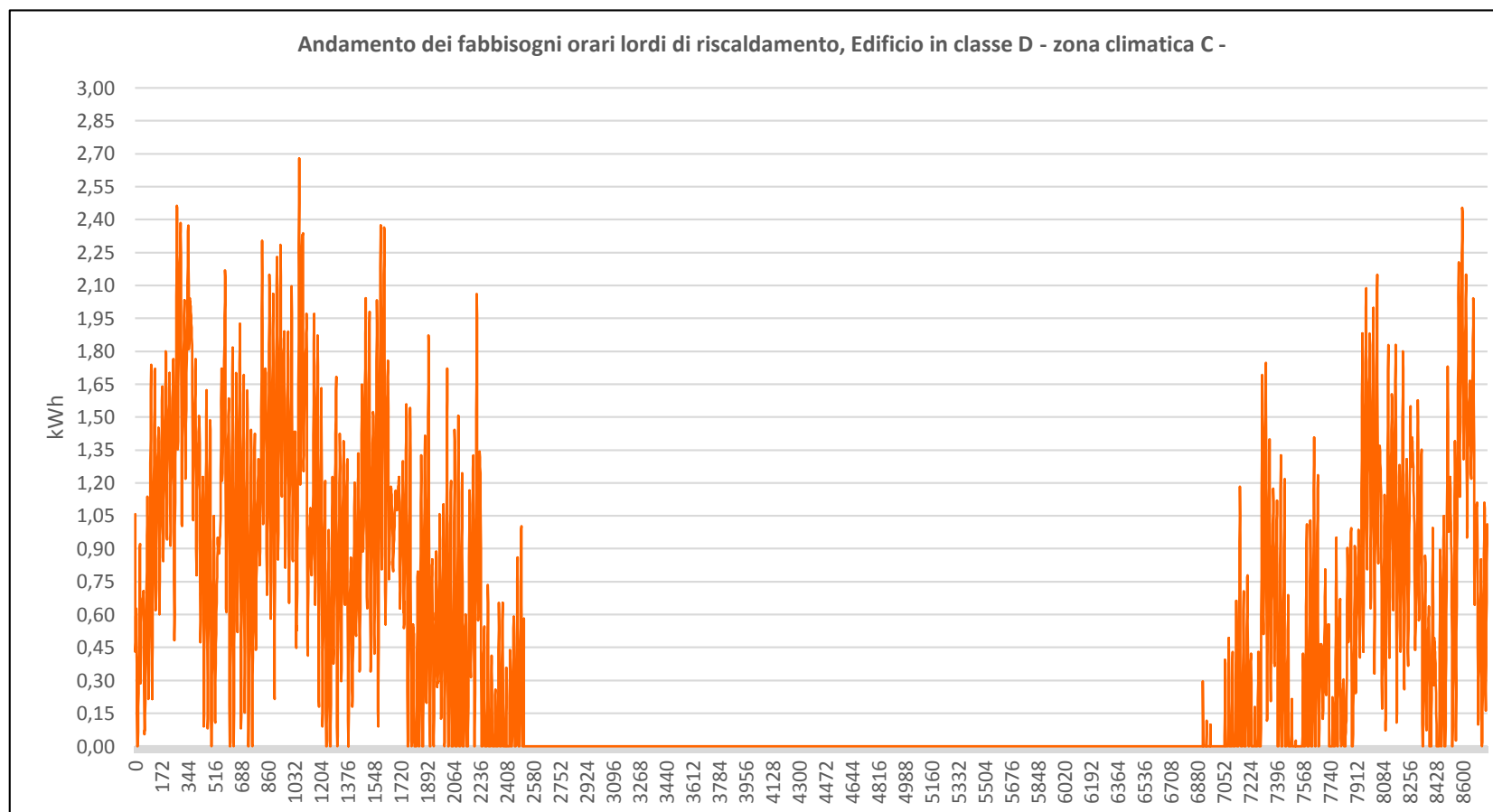


Figura 78 - Andamento profilo di carico di riscaldamento per Edificio in classe D in zona climatica C

Appendice B

Funzioni 'macro':

[1] *Funzione di calcolo della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore al variare della temperatura ambiente e della temperatura di mandata del fluido termovettore di impianto:*

```
Function Q100_PDCEle(Ta, Tw)
If Ta > 25 Then
    Ta = 25
End If
Ta1 = -6
Ta2 = 7
If (Tw <= 35) Then
    If (Ta <= Ta1) Then
        PDC_Qh = -0.0014 * Ta * Ta * Ta - 0.0574 * Ta * Ta - 0.3108 * Ta + 14.646
    ElseIf (Ta > Ta2) Then
        PDC_Qh = 0.00007 * Ta * Ta * Ta - 0.0091 * Ta * Ta + 0.4573 * Ta + 18.241
    Else
        PDC_Qh = 0.0072 * Ta * Ta * Ta + 0.0632 * Ta * Ta + 0.11 * Ta + 14.701
    End If
ElseIf (Tw > 35 And Tw <= 45) Then
    If (Ta <= Ta1) Then
        PDC_Qh = -0.0015 * Ta * Ta * Ta - 0.0587 * Ta * Ta - 0.3452 * Ta + 14.094
    ElseIf (Ta > Ta2) Then
        PDC_Qh = 0.00005 * Ta * Ta * Ta - 0.0089 * Ta * Ta + 0.4798 * Ta + 17.089
    Else
        PDC_Qh = 0.0081 * Ta * Ta * Ta + 0.0565 * Ta * Ta + 0.0333 * Ta + 14.272
    End If
ElseIf (Tw > 45 And Tw <= 55) Then
    If (Ta <= Ta1) Then
        PDC_Qh = -0.0015 * Ta * Ta * Ta - 0.0599 * Ta * Ta - 0.383 * Ta + 13.577
    ElseIf (Ta > Ta2) Then
        PDC_Qh = 0.00007 * Ta * Ta * Ta - 0.0112 * Ta * Ta + 0.5837 * Ta + 14.833
    Else
        PDC_Qh = 0.0067 * Ta * Ta * Ta + 0.0445 * Ta * Ta - 0.0027 * Ta + 13.872
    End If
End If
Q100_PDCEle = PDC_Qh
End Function
```

[2] *Funzione di calcolo del coefficiente di prestazione, COP, della pompa di calore al variare della temperatura ambiente, della temperatura di mandata del fluido termovettore di impianto e del fattore di carico:*

```

Function COP_PDCEle(Ta, Tw, CR)
  If Ta > 25 Then
    Ta = 25
  End If
  If CR > 1 Then
    CR = 1
  End If
  Ta1 = -6
  Ta2 = 7
  If (Tw <= 35) Then
    p00 = 0.7617
    p10 = 0.01765
    p01 = 1.564
    p20 = 0.00011
    p11 = -0.0171
    p02 = -1.353
    x = Ta
    y = CR
    fCR = p00 + p10 * x + p01 * y + p20 * (x ^ 2) + p11 * x * y + p02 * (y ^ 2)
    If (Ta <= Ta1) Then
      COP_PDCEle = -0.0002 * Ta * Ta * Ta - 0.0093 * Ta * Ta - 0.0582 * Ta + 2.542
    ElseIf (Ta > Ta2) Then
      COP_PDCEle = -0.000005 * Ta * Ta * Ta - 0.0001 * Ta * Ta + 0.032 * Ta + 3.2402
    Else
      COP_PDCEle = 0.0011 * Ta * Ta * Ta + 0.0088 * Ta * Ta + 0.0117 * Ta + 2.5917
    End If
    COP_PDCEle_fCR = COP_PDCEle * fCR
  ElseIf (Tw > 35 And Tw <= 45) Then
    p00 = 0.6452
    p10 = 0.01975
    p01 = 1.612
    p20 = 0.0001073
    p11 = -0.01871
    p02 = -1.275
    x = Ta
    y = CR
    fCR = p00 + p10 * x + p01 * y + p20 * (x ^ 2) + p11 * x * y + p02 * (y ^ 2)
    If (Ta <= Ta1) Then
      COP_PDCEle = -0.0002 * Ta * Ta * Ta - 0.0088 * Ta * Ta - 0.0643 * Ta + 2.027
    ElseIf (Ta > Ta2) Then
      COP_PDCEle = -0.000002 * Ta * Ta * Ta - 0.0003 * Ta * Ta + 0.034 * Ta + 2.5407
  End If
End Function

```



```

Else
  COP_PDCEle = 0.001 * Ta * Ta * Ta + 0.0073 * Ta * Ta - 0.0037 * Ta + 2.081
End If
COP_PDCEle_fCR = COP_PDCEle * fCR
ElseIf (Tw > 45 And Tw <= 55) Then
  p00 = 0.4987
  p10 = 0.02043
  p01 = 1.529
  p20 = 0.0001393
  p11 = -0.01941
  p02 = -1.092
  x = Ta
  y = CR
  fCR = p00 + p10 * x + p01 * y + p20 * (x ^ 2) + p11 * x * y + p02 * (y ^ 2)
  If (Ta <= Ta1) Then
    COP_PDCEle = -0.0002 * Ta * Ta * Ta - 0.0081 * Ta * Ta - 0.0641 * Ta + 1.6951
  ElseIf (Ta > Ta2) Then
    COP_PDCEle = 0.0000015 * Ta * Ta * Ta - 0.0006 * Ta * Ta + 0.0411 * Ta + 1.9322
  Else
    COP_PDCEle = 0.0008 * Ta * Ta * Ta + 0.0051 * Ta * Ta - 0.0123 * Ta + 1.75
  End If
  COP_PDCEle_fCR = COP_PDCEle * fCR
End If
COP_PDCEle = COP_PDCEle_fCR
End Function

```

[3] *Funzione di calcolo della potenza termica erogata dalla pompa di calore ad assorbimento al variare della temperatura ambiente, della temperatura di mandata del fluido termovettore di impianto e del fattore di carico:*

```

Function Q100_GAHP(Ta, Tw)
  If Ta > 15 Then
    Ta = 15
  End If
  If (Tw <= 35) Then
    Q100_GAHP_T = -0.0007 * Ta * Ta * Ta - 0.0156 * Ta * Ta + 0.4541 * Ta + 39.923
  ElseIf (Tw > 35 And Tw <= 45) Then
    Q100_GAHP_T = -0.0007 * Ta * Ta * Ta - 0.0115 * Ta * Ta + 0.5898 * Ta + 36.627
  ElseIf (Tw > 45 And Tw <= 55) Then
    Q100_GAHP_T = -0.0005 * Ta * Ta * Ta - 0.0056 * Ta * Ta + 0.6377 * Ta + 31.718
  End If
  Q100_GAHP = Q100_GAHP_T
End Function

```

[4] *Funzione di calcolo del coefficiente di prestazione, GUE, della pompa di calore ad assorbimento al variare della temperatura ambiente, della temperatura di mandata del fluido termovettore di impianto e del fattore di carico:*

```
Function GUE_GAHP(Ta, Tw, CR)
  If Ta > 15 Then
    Ta = 15
  End If
  If CR > 1 Then
    CR = 1
  End If
  If (Tw <= 35) Then
    GUE_GAHP_T = -0.00003 * Ta * Ta * Ta - 0.0006 * Ta * Ta + 0.0179 * Ta + 1.5842
  ElseIf (Tw > 35 And Tw <= 45) Then
    GUE_GAHP_T = -0.00003 * Ta * Ta * Ta - 0.0005 * Ta * Ta + 0.0234 * Ta + 1.4539
  ElseIf (Tw > 45 And Tw <= 55) Then
    GUE_GAHP_T = -0.00002 * Ta * Ta * Ta - 0.0002 * Ta * Ta + 0.0255 * Ta + 1.2606
  End If
  fCR = -0.6247 * CR * CR + 0.9719 * CR + 0.6462
  GUE_GAHP = GUE_GAHP_T * fCR
End Function
```

[5] *Funzione di calcolo della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore ad assorbimento al variare solo fattore di carico:*

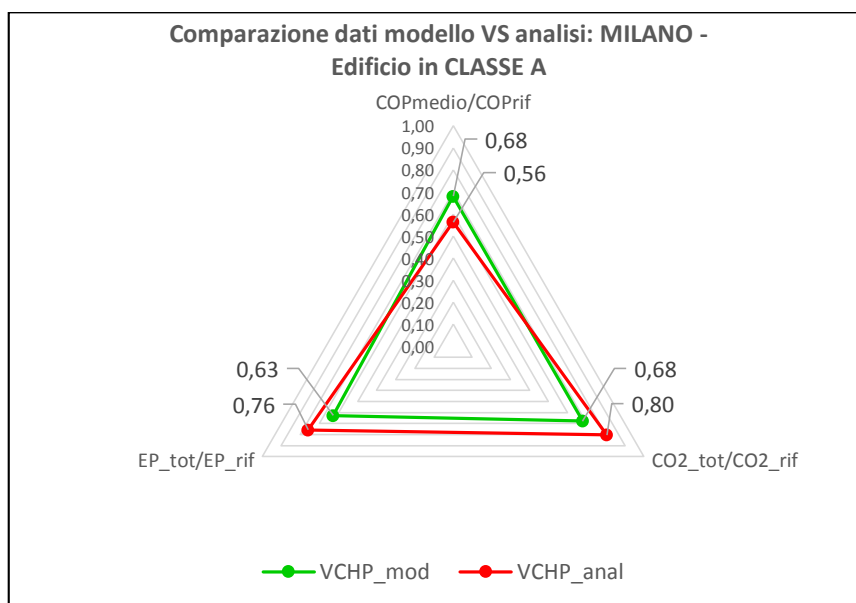
```
Function Eele_GAHP(Ta, Tw, CR)
  If CR > 1 Then
    CR = 1
  End If
  If (CR < 0.5) Then
    x = (CR / 0.5) - 1
    Eele_GAHP = 0.5 * (1 - x * x)
  ElseIf (CR > 0.8) Then
    Eele_GAHP = 0.77 * CR
  Else
    Eele_GAHP = 0.5 + (0.77 - 0.5) * (CR - 0.5) / (0.8 - 0.5)
  End If
  If CR = 0 Then
    Eele_GAHP = 0
  End If
End Function
```

Appendice C

- **Comparazione dati per Classe energetica A: Zona Climatica E**

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC - DA MODELLO SIMULATO					
			CO2_refrigerante [g]		
			109933.54		
Qth_tot	4401.36	[kWh_th]	EP_tot	0.942	[-]
Pele_tot	1658.77	[kWh]	CO2_tot	169.70	[g/kWh*anno]
Qth_loss_risc	182.11	[kWh_th]	COPmedio	2.653	[-]
Qth_loss_acs	194.85	[kWh_th]			

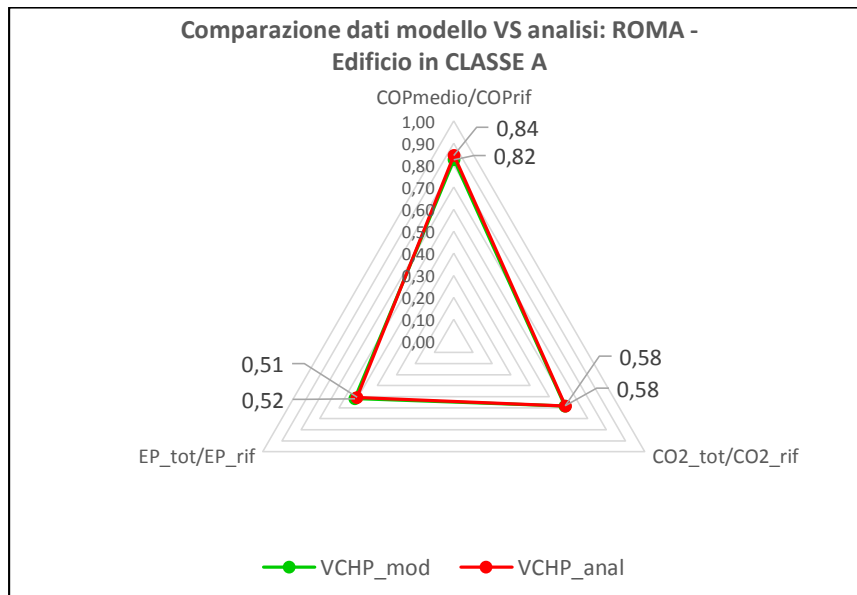
POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC - DA ANALISI COMPARATIVA						
Qtot_SH	Qtot_acs	Eele_SH+ACS	Eele_tot_SH	Eele_tot_ACS		
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		
2095.01	2084.85	1903.85	979.98	923.86		
Qtot_SH+ACS	CO2_SH+ACS		CO2_SH	CO2_ACS	CO2_refr	CO2_TOT
[kWh/anno]	[g]		[g]	[g]	[g]	[g/kWh]
4179.86	731076.49		376312.41	354764.08	109819.82	201.18
COP medio	EP_SH+ACS		EP_SH	EP_ACS	EP_TOT	
2.195	4759.61		2449.95	2309.66	[-]	
	1.139		1.169	1.108	1.139	



• **Comparazione dati per Classe energetica A: Zona Climatica D**

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC - DA MODELLO SIMULATO					
			CO2_refrigerante [g]		
			98199.06		
Qth_tot	3699.36	[kWh_th]	EP_tot	0.777	[-]
Pele_tot	1150.00	[kWh]	CO2_tot	145.92	[g/kWh*anno]
Qth_loss_risc	188.86	[kWh_th]	COPmedio	3.217	[-]
Qth_loss_acs	194.63	[kWh_th]			

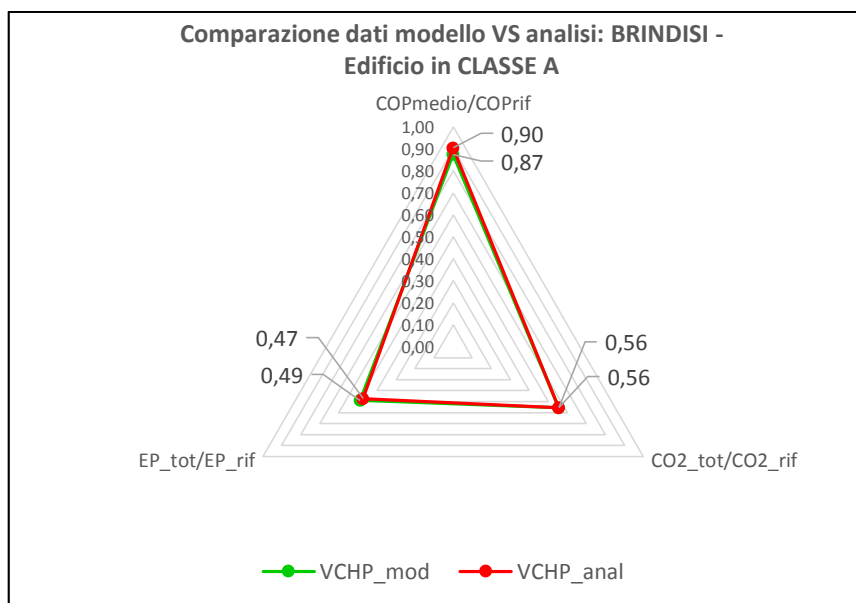
POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC - DA ANALISI COMPARATIVA						
Qtot_SH	Qtot_acs	Qele_SH+ACS	Qele_tot_SH	Qele_tot_ACS		
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		
1245.96	2084.85	1011.42	414.50	596.92		
Qtot_SH+ACS		CO2_SH+ACS	CO2_SH	CO2_ACS	CO2_refr	CO2_TOT
[kWh/anno]		[g]	[g]	[g]	[g]	[g/kWh]
3330.81		388385.54	159167.92	229217.62	98098.47	146.06
COP medio		EP_SH+ACS	EP_SH	EP_ACS	EP_TOT	
3.293	2528.55	1036.25	1492.30	[-]		
	0.759	0.759	0.759	0.759		



• **Comparazione dati per Classe energetica A: Zona Climatica C**

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC - DA MODELLO SIMULATO					
			CO2_refrigerante [g]		
			91405.417		
Qth_tot	3465.47	[kWh_th]	EP_tot	0.733	[-]
Pele_tot	1015.79	[kWh]	CO2_tot	138.93	[g/kWh*anno]
Qth_loss_risc	192.72	[kWh_th]	COPmedio	3.412	[-]
Qth_loss_acs	194.66	[kWh_th]			

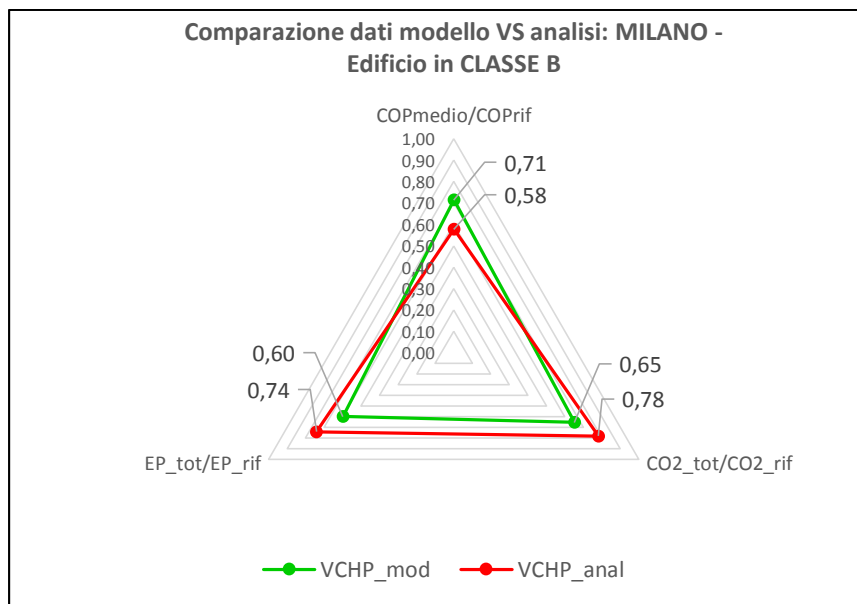
POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC - DA ANALISI COMPARATIVA						
Qtot_SH	Qtot_acs	Qele_SH+ACS	Qele_tot_SH	Qele_tot_ACS		
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		
955.59	2084.85	862.01	293.82	568.18		
Qtot_SH+ACS		CO2_SH+ACS	CO2_SH	CO2_ACS	CO2_refr	CO2_TOT
[kWh/anno]		[g]	[g]	[g]	[g]	[g/kWh]
3040.44		331009.96	112828.72	218181.24	91609.41	139.00
COP medio		EP_SH+ACS	EP_SH	EP_ACS		EP_TOT
3.527		2155.01	734.56	1420.45		[-]
		0.709	0.769	0.681		0.709



• **Comparazione dati per Classe energetica B: Zona Climatica E**

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC					
			CO2_refrigerante [g]		
			155018.65		
Qth_tot	6187.83	[kWh_th]	EP_tot	0.897	[-]
Pele_tot	2220.23	[kWh]	CO2_tot	162.83	[g/kWh*anno]
Qth_loss_risc	176.48	[kWh_th]	COPmedio	2.787	[-]
Qth_loss_acs	195.92	[kWh_th]			

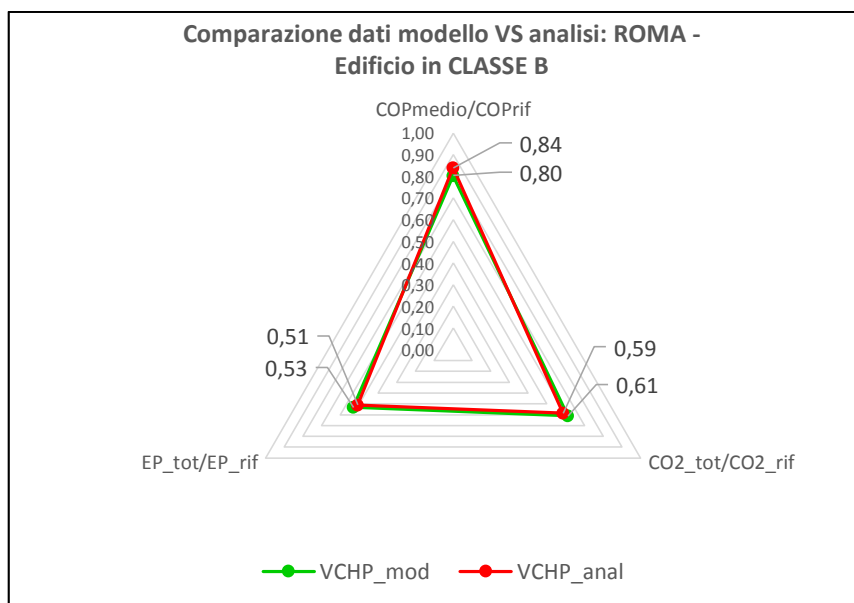
POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC						
Qtot_SH	Qtot_acs	Eele_SH+ACS	Eele_tot_SH	Eele_tot_ACS		
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		
4232.33	2084.85	2808.68	1879.23	929.45		
Qtot_SH+ACS		CO2_SH+ACS	CO2_SH	CO2_ACS	CO2_refr	CO2_TOT
[kWh/anno]		[g]	[g]	[g]	[g]	[g/kWh]
6317.18		1078532.73	721623.62	356909.12	154856.65	195.24
		EP_SH+ACS	EP_SH	EP_ACS		EP_TOT
		7021.70	4698.07	2323.63		[-]
COP medio		1.112	1.110	1.115		1.112
2.249						



• **Comparazione dati per Classe energetica B: Zona Climatica D**

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC					
			CO2_refrigerante [g]		
			121050.42		
Qth_tot	3974.49	[kWh_th]	EP_tot	0.797	[-]
Pele_tot	1267.61	[kWh]	CO2_tot	152.93	[g/kWh*anno]
Qth_loss_risc	187.25	[kWh_th]	COPmedio	3.135	[-]
Qth_loss_acs	195.20	[kWh_th]			

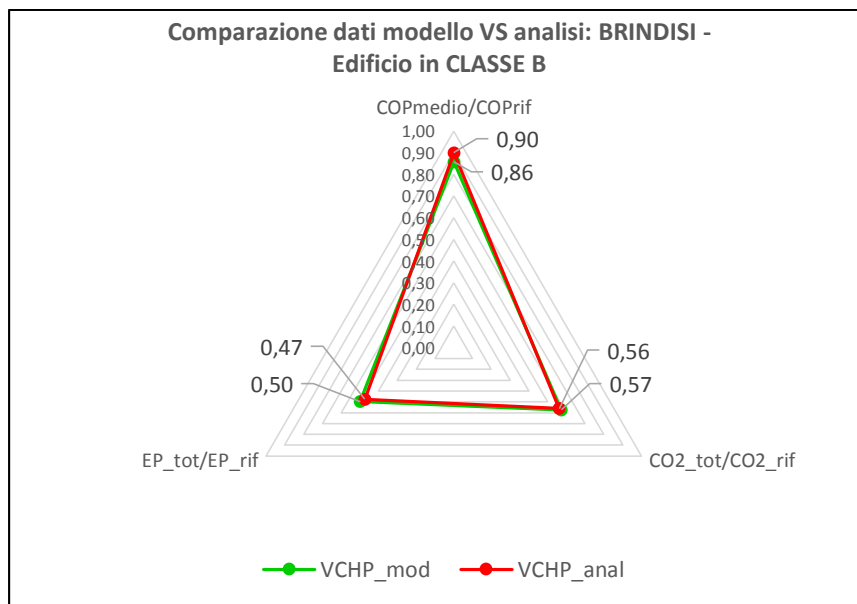
POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC						
Qtot_SH	Qtot_acs	Qele_SH+ACS	Qele_tot_SH	Qele_tot_ACS		
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		
2027.74	2084.85	1255.67	655.26	600.41		
Qtot_SH+ACS		CO2_SH+ACS	CO2_SH	CO2_ACS	CO2_refr	CO2_TOT
[kWh/anno]		[g]	[g]	[g]	[g]	[g/kWh]
4112.59		482177.84	251621.36	230556.48	121190.98	146.71
COP medio		EP_SH+ACS	EP_SH	EP_ACS		EP_TOT
3.275	0.763	0.808	0.720		[-]	0.763



• **Comparazione dati per Classe energetica B: Zona Climatica C**

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC					
			CO2_refrigerante [g]		
			111786.35		
Qth_tot	3924.77	[kWh_th]	EP_tot	0.748	[-]
Pele_tot	1173.85	[kWh]	CO2_tot	143.33	[g/kWh*anno]
Qth_loss_risc	187.00	[kWh_th]	COPmedio	3.344	[-]
Qth_loss_acs	196.70	[kWh_th]			

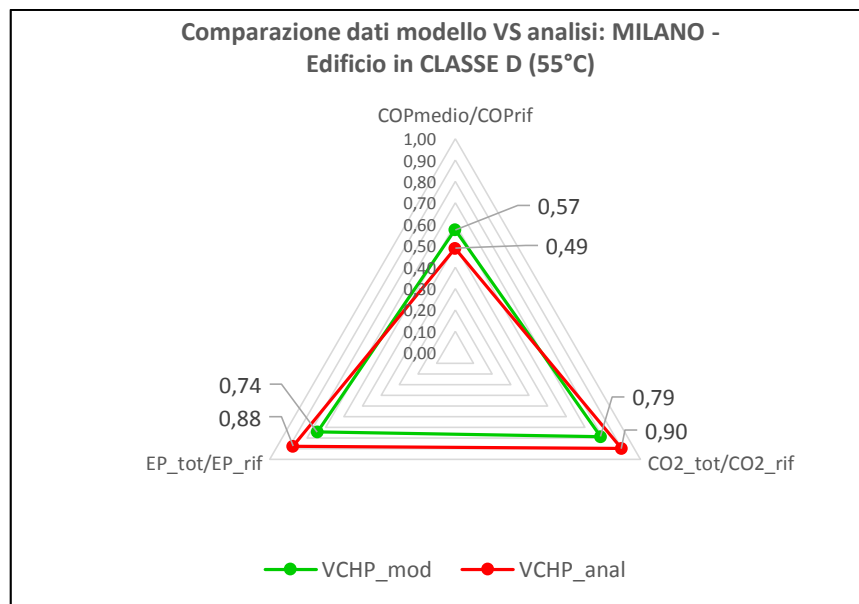
POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC						
Qtot_SH	Qtot_acs	Qele_SH+ACS	Qele_tot_SH	Qele_tot_ACS		
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		
1516.01	2084.85	1025.81	453.83	571.98		
Qtot_SH+ACS		CO2_SH+ACS	CO2_SH	CO2_ACS	CO2_refr	CO2_TOT
[kWh/anno]		[g]	[g]	[g]	[g]	[g/kWh]
3600.85		393910.00	174269.62	219640.38	111730.55	140.42
		EP_SH+ACS	EP_SH	EP_ACS		EP_TOT
						[-]
COP medio		2564.52	1134.57	1429.95		
3.510		0.712	0.748	0.686		0.712



• **Comparazione dati per Classe energetica D: Zona Climatica E**

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC					
			CO2_refrigerante [g]		
			277304.27		
Qth_tot	11043.15	[kWh_th]	EP_tot	1.115	[-]
Pele_tot	4926.50	[kWh]	CO2_tot	196.42	[g/kWh*anno]
Qth_loss_risc	215.79	[kWh_th]	COPmedio	2.242	[-]
Qth_loss_acs	197.45	[kWh_th]			

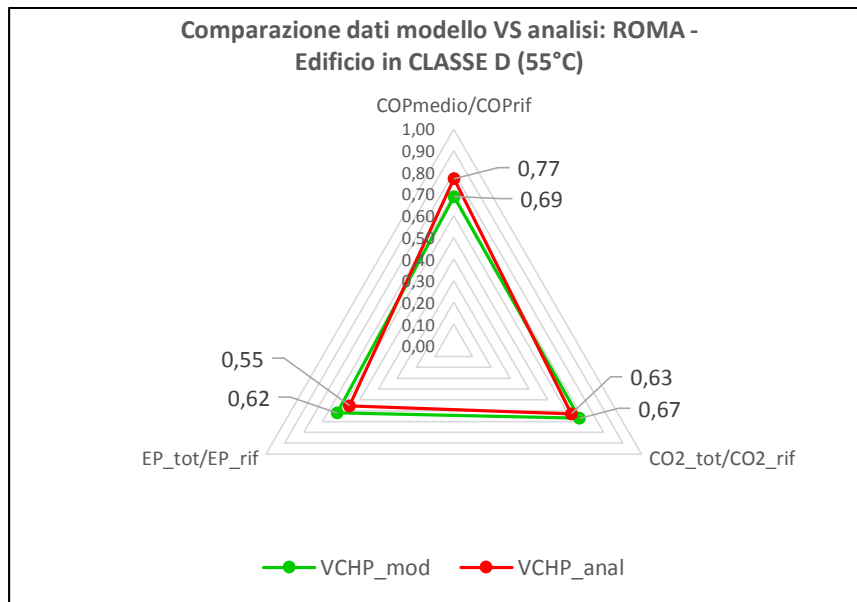
POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC						
Qtot_SH	Qtot_acs	Eele_SH+ACS	Eele_tot_SH	Eele_tot_ACS		
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		
10114.84	2084.85	6405.68	5453.87	951.81		
Qtot_SH+ACS		CO2_SH+ACS	CO2_SH	CO2_ACS	CO2_refr	CO2_TOT
[kWh/anno]		[g]	[g]	[g]	[g]	[g/kWh]
12199.69		2459780.87	2094286.79	365494.08	277444.05	224.37
COP medio		EP_SH+ACS	EP_SH	EP_ACS		EP_TOT
1.905		16014.20	13634.68	2379.52		[-]
		1.313	1.348	1.141		1.313



• **Comparazione dati per Classe energetica D: Zona Climatica D**

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC					
			CO2_refrigerante [g]		
			116727.19		
Qth_tot	4739.01	[kWh_th]	EP_tot	0.931	[-]
Pele_tot	1765.44	[kWh]	CO2_tot	167.68	[g/kWh*anno]
Qth_loss_risc	213.42	[kWh_th]	COPmedio	2.684	[-]
Qth_loss_acs	197.42	[kWh_th]			

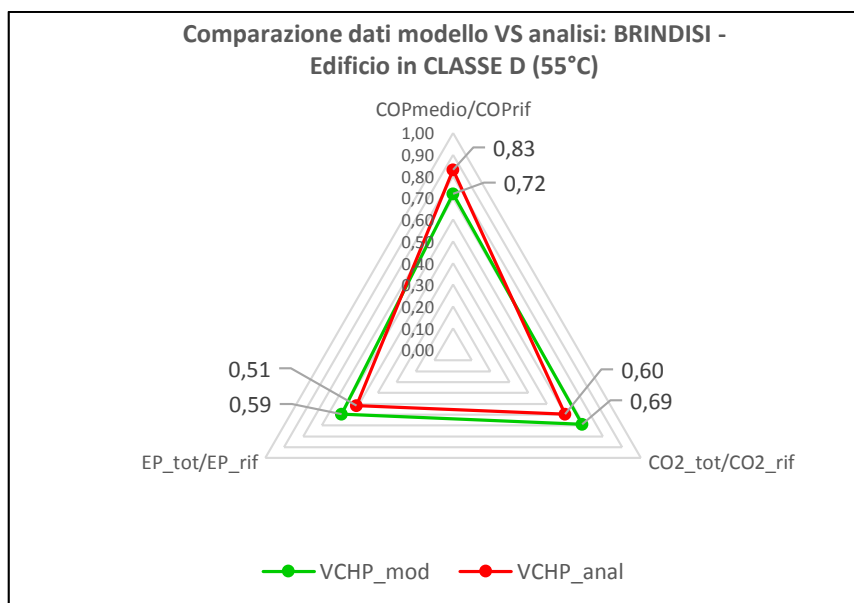
POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC						
Qtot_SH	Qtot_acs	Qele_SH+ACS	Qele_tot_SH	Qele_tot_ACS		
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		
3718.88	2084.85	1932.52	1323.26	609.26		
Qtot_SH+ACS		CO2_SH+ACS	CO2_SH	CO2_ACS	CO2_refr	CO2_TOT
[kWh/anno]		[g]	[g]	[g]	[g]	[g/kWh]
5803.72		742089.06	508132.00	233957.06	169085.09	157.00
COP medio		EP_SH+ACS	EP_SH	EP_ACS		EP_TOT
3.003		0.832	0.890	0.731		[-]
						0.832



• **Comparazione dati per Classe energetica D: Zona Climatica C**

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC					
			CO2_refrigerante [g]		
			166753.13		
Qth_tot	4818.40	[kWh_th]	EP_tot	0.892	[-]
Pele_tot	1720.11	[kWh]	CO2_tot	171.69	[g/kWh*anno]
Qth_loss_risc	201.99	[kWh_th]	COPmedio	2.801	[-]
Qth_loss_acs	197.97	[kWh_th]			

POMPA DI CALORE ELETTRICA - AERMEC						
Qtot_SH	Qtot_acs	Qele_SH+ACS	Qele_tot_SH	Qele_tot_ACS		
[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]		
3331.82	2084.85	1670.71	1088.63	582.08		
Qtot_SH+ACS		CO2_SH+ACS	CO2_SH	CO2_ACS	CO2_refr	CO2_TOT
[kWh/anno]		[g]	[g]	[g]	[g]	[g/kWh]
5416.66		641552.25	418033.51	223518.74	166631.76	149.20
COP medio		EP_SH+ACS	EP_SH	EP_ACS		EP_TOT
3.242		4176.77	2721.57	1455.20		[-]
		0.771	0.817	0.698		0.771



Bibliografia

- AERMEC. (2014, 10).
http://web.taed.unifi.it/fisica_tecnica/Cellai/circuito%20frigo%20e%20impianti.pdf.
- Aermec. (s.d.).
http://www.aermec.com/support/aol/aol_show.asp?categoria=chiller&scelta=achiller.
Tratto da Documentazione tecnica Aermec.
- AERMEC-ANLI. (s.d.). Pompa di calore reversibile condensata in aria. *ANLI 021-101 H-HP-HX, Manuale tecnico*.
- AERMEC-VXT. (s.d.). pompe di calore acqua/acqua o geotermiche. *manuale tecnico di installazione e manutenzione*.
- AICARR. (2011).
http://www.aicarr.org/Documents/Editoria_Libri/Position_papers/120502_%20position%20paper%20ita_rev00_fd.pdf.
- Aicarr. (2014). Pompe di calore, come dimensionarle. *Aicarr Journal*, 12-13.
- Ariaudo F., B. L. (2011). *Il Catasto Energetico dei Consumi come strumento di analisi e programmazione degli interventi per il miglioramento dell'efficienza energetica di ampi patrimoni edilizi*. Tratto da www.catastoenergeticoconsumi.it.
- Cammarata, P. G. (2014). *Impianti Termotecnici - Volume 1B - Impianti di Riscaldamento*.
- Climaveneta. (2014, 10). <http://www.climatizzazione.it/Capitolo%209%20-CICLO%20FRIGOR.pdf>.
- CO.AER. (2012, marzo). Pompe di calore a ciclo annuale. Milano.
- Compressori_volumetrici. (2014, 10).
http://sezionefisicatecnica.weebly.com/uploads/1/0/3/6/10367556/appunti_sui_compressori_volumetrici.pdf.
- Cordivari. (s.d.). BOLLY 1 ST INOX. *Bollitore in acciaio Inox 316L con 1 Scambiatore fisso*.
- Cordivari. (s.d.). Volano termico PDC. *Volano termico grezzo per pompa di calore*.
- Decreto legislativo n°192. (2005).
- Decreto Legislativo n°412. (1993). *Regolamento di progettazione, installazione, esercizio, manutenzione di impianti termici*.
- Dlgs n°192. (2005, Agosto 19). *Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell'edilizia*.
- DLGS. (n°28/2011, Marzo 3). *Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili*.
- DM n°9. (2009, Agosto).
- Ecolabel. (s.d.).
- ENEA. (2012, dicembre). Report Annuale sull'Efficienza Energetica. *Report annuale efficienza energetica*. ENEA.

- Gas Absorption Heat Pump solution for existing residential buildings - Guerra, I. M. (s.d.).
http://www.casaclima.com/ar_9153__ACADEMY-Riqualificazione-energetica-marco-guerra--tecnologia-GAHP--Heat4U-Statodellarte-. Tratto da CasaeClima - Conferenza "Heat4U - Gas Absorption Heat Pump solution for existing residential buildings".
- Glicole Etilenico - laboratorio NEST.* (s.d.). Tratto da
<http://www.nest.sns.it/Safety@NEST/GlicoleEtilene.pdf>.
- Klein, H. -R. (1996). *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press.
- Lazzarin, R. (2010). *Pompe di Calore, parte teorica ed applicativa*. Ferroli.
- Lazzarin, R. (s.d.). *Anatomia e fisiologia delle macchine ad assorbimento*.
legionellaonline.it. (2014). Tratto da Sito a cura del gruppo multicentrico di studio sulle legionellosi in Italia - Prof. Paola Borella.
- Protocollo di Montreal.* (1987). Montreal: Segretariato Generale delle Nazioni Unite.
- R. Lazzarin, F. B. (2009). Studio del brinamento delle batterie su pompe di calore a compressione. ENEA.
- Regolamento CE n°2037/2000. (2000, Giugno 29). *Sostanze che riducono lo strato di ozono*. Gazzetta ufficiale della Comunità Europea.
- Riccardo, R. (s.d.). "Caratterizzazione sperimentale di una pompa di calore ad assorbimento acqua ammoniacale alimentata a gas per uso domestico" .
- Roberto, C. (2013). *Complementi di macchine. Macchine volumetriche e operatrici dinamiche*. Compomat.
- Robur. (s.d.). http://www.robur.it/prodotti/pompa_di_calore_gahp_a. Tratto da Robur prodotti//GAHP-A.
- RSE, W. G. (2014, 10). <http://www.qualenergia.it/articoli/20140703-elettrificazione-consumi-nuova-tariffa-pompe-calore>.
- Shapiro, H. N., & Moran, M. (2006). *Foundamentals of Engineering Thermodynamics*. Wiley.
- Thonon, B. . (2007). Transcritical R744 (CO2) heat pumps.
- Treccani. (s.d.). <http://www.treccani.it/enciclopedia/azeotropia/>.
- TRNSYS 16 Documentation. (s.d.).
- TRNSYS 16 Documentation - 03. Standard Component Library Overview. (s.d.).
- UNI 15927 - allegato A. (2008, Giugno).
- UNI 5364. (1976). *Temperature esterne invernali di progetto per località*.
- UNI EN 1264 - parte 3 . (2009). *Riscaldamento a pavimento, impianti e componenti*.
- UNI EN 14511-2. (2011).
- UNI EN 16147. (2011, Febbraio). *Prove e requisiti per la marcatura delle apparecchiature per la acqua calda sanitaria*.
- UNI ts 11300 - parte 1. (2008). *Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale*.
- UNI ts 11300 - parte 2. (2008). *Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria*.
- UNI ts 11300 - parte 4. (2012, Maggio). *Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria*.

