



Ricerca di Sistema elettrico

Sistemi integrati in pompa di calore: individuazione dei casi studio e simulazione software di sistemi polisorgente con PdC a CO₂

F. D'Annibale, M. Pieve, G. Boccardi, L. Simonetti, R. Trinchieri

SISTEMI INTEGRATI IN POMPA DI CALORE: INDIVIDUAZIONE DEI CASI STUDIO E SIMULAZIONE SOFTWARE DI SISTEMI POLISORGENTE CON PDC A CO₂

F. D'Annibale, M. Pieve, G. Boccardi, L. Simonetti, R. Trinchieri (ENEA)

Dicembre 2019

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - I annualità

Obiettivo: Tecnologie

Progetto: 1.7. Tecnologie per la penetrazione efficiente del vettore elettrico negli usi finali

Work package 3: Pompe di Calore

Linea di attività 7: Sistemi complessi di PdC integrate: individuazione dei casi studio e simulazione software di sistemi polisorgente con PdC a CO₂

Responsabile del Progetto: Claudia Meloni ENEA

Responsabile del Work package: Raniero Trinchieri ENEA

Indice

SOMMARIO.....	5
1 INTRODUZIONE.....	6
2 RICERCA E DEFINIZIONE DEI CASI DI RIFERIMENTO PER IL RISCALDAMENTO RESIDENZIALE.....	7
2.1 TIPOLOGIE DI ABITAZIONI.....	7
2.1.1 <i>Epoca di costruzione</i>	9
2.1.2 <i>Densità abitativa</i>	11
2.1.3 <i>Tipologie costruttive</i>	12
2.1.4 <i>Tipologie di impianto</i>	12
2.2 STIMA DEL FABBISOGNO ENERGETICO DEGLI EDIFICI.....	13
2.2.1 <i>Influenza dei fattori climatici</i>	13
2.2.2 <i>Firma energetica dell'edificio</i>	18
2.3 INFLUENZA DEI PROFILI DI OCCUPAZIONE SUL FABBISOGNO ENERGETICO.....	19
2.3.1 <i>Definizione dei profili di occupazione</i>	19
2.3.2 <i>Carichi termici associati all'occupazione</i>	24
2.4 CALCOLO DEL FABBISOGNO ENERGETICO COMPLESSIVO DI RIFERIMENTO.....	27
2.4.1 <i>Profilo giornaliero di temperatura</i>	28
2.4.2 <i>Profili di potenza termica di riferimento</i>	29
3 POTENZIALITÀ DI DIFFUSIONE DELLA TECNOLOGIA DELLE POMPE DI CALORE.....	33
3.1 IL MERCATO ITALIANO DELLE POMPE DI CALORE.....	33
3.1.1 <i>Nota metodologica sulla contabilizzazione dell'energia rinnovabile</i>	33
3.1.2 <i>Dati di vendita</i>	34
3.2 STUDIO PARAMETRICO SULLA SPESA ENERGETICA CON PdC.....	36
3.2.1 <i>Risparmio annuo conseguibile per il riscaldamento e la produzione ACS con una PdC</i>	36
3.2.2 <i>Valutazione economica complessiva</i>	40
4 INTRODUZIONE AI SISTEMI INTEGRATI IN POMPA DI CALORE.....	45
4.1 POMPE DI CALORE CON ACCUMULI CONVENZIONALI.....	46
4.2 POMPE DI CALORE CON ACCUMULI NELLA STRUTTURA EDILIZIA.....	49
5 SIMULAZIONE S/W DI UN SISTEMA INTEGRATO CON PDC A CO ₂	52
5.1 ARCHITETTURA DEL PROGRAMMA DI SIMULAZIONE.....	52
5.1.1 <i>Impostazione della simulazione</i>	52
5.1.2 <i>Simulazione del serbatoio di accumulo con PCM</i>	55
5.1.3 <i>Modello semplificato del campo solare</i>	57
5.1.4 <i>Modello della pompa di calore a CO₂</i>	57
5.1.4.1 <i>Il ciclo inverso transcritico ad anidride carbonica</i>	58
5.1.4.2 <i>Correlazioni per la determinazione del rendimento di compressione e della portata</i>	59
5.1.4.3 <i>Influenza delle condizioni di lavoro del gas cooler</i>	61
5.1.4.4 <i>Calcolo del COP massimo</i>	61
5.1.5 <i>Inserimento della pompa di calore nel circuito e logiche di controllo</i>	62
5.1.6 <i>Modello del serbatoio di accumulo con riscaldatori aggiuntivi</i>	65
5.1.7 <i>Modello del tubo</i>	66
5.1.8 <i>Modello dell'utenza di riscaldamento</i>	66
5.1.9 <i>Modello dell'acqua sanitaria</i>	66
5.1.10 <i>Dati climatici e richiesta di ACS dell'utenza</i>	67
5.2 SIMULAZIONE DEL CICLO COMPLETO.....	67
5.3 RISULTATI DELLE SIMULAZIONI PER LO SCHEMA N. 4.....	73
5.3.1 <i>Analisi della sensibilità allo step temporale della simulazione</i>	73
5.3.2 <i>Analisi della sensibilità alla durata della simulazione</i>	73
5.3.3 <i>Effetto del numero di utenze e della portata del riscaldamento</i>	74

5.3.4	<i>Effetto dei vari parametri</i>	74
5.3.5	<i>Effetto della temperatura ambiente</i>	74
5.3.6	<i>Effetto del tipo di elementi scaldanti</i>	74
5.4	RISULTATI DELLE SIMULAZIONI GLI SCHEMI 1, 2 E 3	74
5.4.1	<i>Simulazioni del loop n. 1</i>	75
5.4.2	<i>Simulazioni del loop n. 2</i>	75
5.4.3	<i>Simulazioni del loop n. 3</i>	75
5.5	RISULTATI DELLE SIMULAZIONI CON DATI METEO E CARICHI PER DIVERSE ZONE CLIMATICHE.....	75
5.6	ULTERIORI OPZIONI DI SIMULAZIONE PER LA PdC	76
5.7	RISULTATI DELLE SIMULAZIONI CON LA TABELLA ESTESA E CON L'INVERTER	76
5.8	RIEPILOGO DEI RISULTATI OTTENUTI DALLE SIMULAZIONI.....	87
6	CONCLUSIONI.....	88
	APPENDICE 1 – TABELLE DEI DATI UTILIZZATI.....	88
7	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	92
8	ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	96

Sommario

In questo rapporto tecnico sono definiti i casi studio, in termini di tipologia di utenza, soluzioni impiantistiche, fabbisogni energetici stagionali tipici delle unità immobiliari, in funzione anche delle fasce climatiche italiane. L'individuazione dei casi studio si è avvalsa anche dell'analisi dell'andamento del mercato della climatizzazione con lo scopo di individuare gli spazi potenziali di diffusione della tecnologia delle PdC. Tale analisi è stata affiancata altresì dallo studio del risparmio annuo conseguibile per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria con una PdC a confronto con la principale tecnologia concorrente.

Sono state discusse le potenzialità delle principali soluzioni impiantistiche riguardanti l'accumulo di energia termica negli edifici residenziali, ovvero quelle che prevedono l'impiego di PdC aria/acqua in abbinamento a sistemi di accumulo convenzionali ed ad altri generatori termici di energia rinnovabile e quelle con PdC di piccola taglia abbinate ad accumuli idronici trascurabili o assenti, che utilizzano sistemi di accumulo non convenzionali integrati nella struttura edilizia.

I casi studio così individuati sono stati utilizzati come dati di ingresso in un software di simulazione realizzato al fine di valutare l'effetto sul rendimento energetico totale di diverse soluzioni impiantistiche integrate con una pompa di calore aria-acqua a CO₂. Il programma di simulazione è costituito da moduli indipendenti per i singoli componenti, in modo da poterli combinare secondo diversi schemi e variarne le caratteristiche. La simulazione, partendo dai dati meteo e dalla richiesta dell'utenza, permette di ottenere rapidamente l'energia consumata e il calore ottenuto dopo vari giorni di funzionamento.

Sono state quindi analizzate diverse configurazioni confrontandone i risultati soprattutto in termini di rendimento energetico complessivo, di frequenza di accensione della pompa di calore e di eventuale riduzione del picco di carico nelle fasi di maggior richiesta termica da parte dell'utente.

1 Introduzione

Nel riscaldamento domestico e nella produzione di acqua calda sanitaria, l'impiego di pompe di calore elettriche (PdC) si pone come alternativa alla tecnologia delle caldaie a gas. In condizioni climatiche favorevoli, le PdC possono avere rendimenti energetici, espressi come COP (Coefficient Of Performance, rapporto tra la potenza termica erogata e la potenza elettrica consumata), considerevolmente elevati. Per una comparazione con altre apparecchiature dedicate al riscaldamento residenziale ci si può riferire al parametro prestazionale η_s (efficienza energetica stagionale del riscaldamento d'ambiente)[1], definito come il rapporto tra la domanda di calore ambiente per una data stagione di riscaldamento, fornito da un apparecchio per il riscaldamento d'ambiente, e il consumo annuo di energia primaria necessario per soddisfare tale domanda, espresso in percentuale. Mentre una caldaia ha un η_s che non può essere superiore a 1 (anche nel caso di sistemi a condensazione, che sfruttano anche il calore latente del vapore prodotto dalla combustione, se ci si riferisce al potere calorifico superiore), le PdC possono avere η_s superiori all'unità perché esse trasferiscono all'utenza, oltre al corrispettivo termico dell'energia elettrica richiesta dal compressore della PdC, anche il calore prelevato dalla sorgente termica. Per completezza, si ricorda che, in virtù della definizione, il valore di η_s abbinato ad una pompa di calore è calcolabile moltiplicando lo SCOP (Seasonal COP, definito dal rapporto tra l'energia termica prodotta dalla PdC e l'energia elettrica utilizzata durante un certo periodo) per 0,4, fattore che rappresenta il rendimento medio di produzione elettrica nell'Unione Europea [1].

L'utilizzo di PdC per il riscaldamento invernale di locali domestici o commerciali non è sufficientemente diffuso in Italia, nonostante le PdC costituiscano una tecnologia matura e in grado di garantire anche i servizi di climatizzazione estiva e di produzione di acqua calda sanitaria. Facendo riferimento specificatamente a PdC aria-acqua, tra le principali motivazioni della loro limitata diffusione possono includersi gli elevati costi di investimento e il rischio di consistenti riduzioni di efficienza (sia in termini di COP che di energia termica fornita) in condizioni climatiche sfavorevoli. Riguardo a quest'ultimo aspetto, uno dei problemi più importanti da considerare è la variazione, anche significativa, del COP per la diminuzione della temperatura ambiente e per la possibile formazione di ghiaccio sull'evaporatore quando la temperatura dell'aria esterna è prossima allo zero e l'umidità è elevata. E' necessario quindi studiare interventi tecnici e impiantistici che possano limitare queste condizioni sfavorevoli e permettere quindi alla pompa di calore di funzionare per periodi più lunghi nelle condizioni di rendimento migliore.

A questo proposito, può essere conveniente integrare la PdC con altri sistemi produzione e/o accumulo di energia termica, in modo da poterla attivare solo nelle situazioni di lavoro ad elevato COP. Un impiego ottimale del sistema integrato dipende però, oltre che dalle condizioni di utilizzo (ossia climatiche) e dalla richiesta di calore da parte dell'utenza, anche dalla configurazione del circuito e dai componenti aggiuntivi che possono essere inseriti, come ad esempio serbatoi di accumulo (con eventuali serpentine interne per il collegamento a pannelli solari termici o per il preriscaldamento dell'acqua sanitaria).

La prima parte di questo rapporto è dedicata alla definizione di opportuni casi studio che siano rappresentativi del sistema edificio-impianto da simulare successivamente in combinazione con altri componenti. L'analisi, che mira a determinare un valore medio del fabbisogno energetico per riscaldamento di un'utenza residenziale in varie località italiane, considera perciò le varie tipologie di abitazione diffuse in Italia, indagando il ruolo che svolgono vari fattori sul fabbisogno, come ad esempio il profilo di occupazione da parte degli utenti.

Nella seconda parte, i casi studio sono impiegati come dati di ingresso in un software di simulazione realizzato al fine di valutare l'effetto sul rendimento energetico totale di diverse soluzioni impiantistiche integrate con una pompa di calore aria-acqua a CO₂. Il programma di simulazione è costituito da moduli indipendenti per i singoli componenti, in modo da poterli combinare secondo diversi schemi e variarne le caratteristiche. La simulazione, partendo dai dati meteo e dalla richiesta dell'utenza, permette di valutare i principali parametri prestazionali del sistema integrato, fornendo indicazioni sulle potenzialità e i limiti delle soluzioni impiantistiche considerate.

2 Ricerca e definizione dei casi di riferimento per il riscaldamento residenziale

2.1 Tipologie di abitazioni

In Italia, il panorama edilizio si presenta molto articolato. Uno dei riferimenti in materia è costituito senza dubbio dalle statistiche catastali curate dalla Direzione Centrale Servizi estimativi e Osservatorio Mercato Immobiliare dell'Agenzia delle Entrate [2], che annualmente, ormai da 13 anni, pubblica una sintesi completa sull'entità e sulle caratteristiche dello stock dei fabbricati.

Si tratta di informazioni che riguardano (dati al 31.12.2018) un totale di circa 65 milioni di unità immobiliari; la maggior parte di esse è censita nel gruppo catastale A (abitazioni e uffici, circa il 55%) e nel gruppo C (destinazione commerciale e varia, oltre il 42%), mentre le restanti unità hanno destinazione speciale (gruppo D), particolare (gruppo E) o di uso collettivo (gruppo B).

Un'ulteriore specificazione deve essere fatta in ordine alla destinazione degli immobili. Considerando solo le unità immobiliari a destinazione residenziale, ovvero quelle nel gruppo A (escluso A/10, a destinazione ufficio), il numero di unità censite come abitazioni si riduce a circa 35 milioni, di cui il 92,6 % intestate a persone fisiche e il restante 7,4 % a società. Rispetto al 2017 esse sono circa 92.000 in più.

Per ottenere un livello di dettaglio maggiore devono essere considerate le condizioni di occupazione delle unità immobiliari, che dipendono sia dal titolo di occupazione (proprietà o locazione) che dalla condizione riguardante la residenza (abitazione principale o seconda casa). Il dato completo più recente è fornito in questo caso dal Censimento generale dell'Istat effettuato nel 2011, che fissava in circa 31 milioni le abitazioni, di cui circa 24,2 milioni abitate da almeno un residente. L'Istat fornisce anche indicazioni sul numero di edifici residenziali, circa 12,2 milioni, distinguendoli anche per età di costruzione e per numero di unità immobiliari che contengono. A livello europeo esistono anche stime più recenti [3], secondo le quali, al 2016, le abitazioni complessivamente superano i 32 milioni, di cui 24,6 milioni circa abitate da residenti.

È opportuno precisare che non tutte le fonti sono concordi nel calcolo del numero complessivo di abitazioni presenti in Italia. La differenza che si può riscontrare tra le varie stime può dipendere da vari fattori, alcuni dei quali possono essere agevolmente tenuti in conto, come ad esempio, l'epoca a cui si riferisce il conteggio. Una delle più rilevanti è quella legata agli scopi per i quali viene effettuato il calcolo. Ad esempio, per l'Agenzia delle Entrate, che presenta il numero più alto di abitazioni, l'obiettivo del censimento delle abitazioni, e degli immobili in generale, è di natura fiscale, poiché sugli immobili gravano alcune imposte. Per l'ISTAT la finalità è quella di "servire la collettività sviluppando un'approfondita conoscenza della realtà ambientale, economica, sociale e favorire i processi decisionali di tutti i soggetti della società". Nel caso di confronti tra dati statistici provenienti dalla stessa fonte (ad es. due censimenti consecutivi) è possibile anche incrociare e confrontare i dati di stock immobiliare con quelli che stimano, attraverso metodi indipendenti, le nuove costruzioni. Un'ulteriore fonte di informazioni proviene dai dati disponibili presso gli enti di regolazione delle forniture di energia elettrica (ARERA, Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente). In quest'ultimo caso, logicamente, si deve tener conto che il censimento è effettuato in realtà sul numero di utenze, ovvero di contatori, che non sempre corrispondono perfettamente con il numero di abitazioni. Pertanto sono necessarie delle correzioni, effettuate su base statistica, che tengano conto dei casi in cui si hanno più utenze associate ad una sola abitazione o, viceversa, più abitazioni servite dallo stesso contatore [4].

Esistono vari studi di caratterizzazione del parco immobiliare nazionale, effettuati su base statistica o modellistica. Un primo importante strumento di descrizione è fornito dai dati ISTAT, che con cadenza decennale effettua il censimento della popolazione e delle abitazioni. Il più recente risale al 2011. Ad esso fa riferimento, come fonte primaria, la gran parte degli studi degli ultimi anni.

Tra i principali si deve annoverare il progetto TABULA [5] (Typology Approach for BUiLding stock energy Assessment, 2009-2012), finanziato dal programma europeo Intelligent Energy Europe, con l'obiettivo di creare una struttura armonizzata delle tipologie edilizie europee. In tale ambito, è stata definita una tipologia nazionale come l'insieme degli edifici residenziali modello con tipiche caratteristiche energetiche. Gli edifici-tipo possono essere utilizzati per rendere nota la prestazione energetica e i potenziali di risparmio energetico raggiungibili mediante azioni di riqualificazione dell'involucro edilizio e degli impianti termici.

I risultati principali del progetto TABULA riguardano la struttura della tipologia edilizia/impiantistica, ricavata sulla base di quanto già esistente sul territorio nazionale. La struttura comprende: i dati tipologico-dimensionali, i parametri termo-fisici dei componenti dell’involucro, le prestazioni degli impianti termici, la distribuzione statistica dei diversi tipi di edificio ed impianto nel parco edilizio nazionale e i possibili interventi di risparmio energetico, distinti in due diversi livelli.

Il progetto definisce dei cosiddetti “archetipi”, ovvero una serie di edifici di riferimento rappresentativi dell’intero parco immobiliare, almeno dal punto di vista del suo fabbisogno energetico. In realtà, il fabbisogno energetico di un edificio dipende dalle sue caratteristiche geometriche e termofisiche, dalle sue dotazioni impiantistiche e tecniche, dalle condizioni di utilizzo da parte dell’utenza e da altre condizioni al contorno (comportamento degli utenti, clima, temperature di set-point, contiguità con altri edifici, ecc.). Tuttavia, le caratteristiche di un edificio sono riconducibili ad un ristretto numero di parametri principali, noti i quali è possibile ottenere una stima ragionevole della prestazione energetica di quella tipologia di edificio. Un tale approccio è abbastanza comune ed è spesso adottato in letteratura tecnica [6], e utilizza come categorie principali il tipo di edificio, la zona climatica e l’epoca di costruzione. È possibile considerare ulteriori suddivisioni, ad esempio in base al tipo di sistema di riscaldamento.

Sulla base di 4 tipologie costruttive (mono-bifamiliare, villetta a schiera o piccolo condominio (3-8 appartamenti), medio condominio (9-15 appartamenti), grande condominio), 7 epoche costruttive (anteriore al 1918, 1919-45, 1946-60, 1961-75, 1976-90, 1991-2005, posteriore al 2005), e 5 zone climatiche (alle quali è dedicato il successivo paragrafo 2.2.1) si possono definire 140 edifici di riferimento¹, tramite 3 metodologie o una loro combinazione [7].

Tabella 1 – Fabbisogno di energia primaria per riscaldamento [kWh/m² anno]

Zona climatica	Tipologia di edificio	Epoca di costruzione						
		< 1918	1918-45	1946-60	1961-75	1976-90	1991-05	> 2005
B	Monofamiliare	54	52	49	36	23	18	9
	Piccolo cond.	33	31	37	32	15	15	3
	Medio cond.	28	34	36	32	19	11	1
	Grande cond.	26	34	36	20	12	6	1
C	Monofamiliare	100	97	93	70	47	35	19
	Piccolo cond.	67	63	74	65	32	30	9
	Medio cond.	56	70	72	64	38	24	6
	Grande cond.	55	69	72	42	25	16	4
D	Monofamiliare	165	133	123	139	101	80	37
	Piccolo cond.	134	110	117	150	78	50	21
	Medio cond.	117	123	104	130	89	45	17
	Grande cond.	95	105	107	85	57	40	14
E	Monofamiliare	250	227	195	184	120	84	59
	Piccolo cond.	201	197	165	210	92	65	34
	Medio cond.	178	186	164	163	104	60	31
	Grande cond.	145	157	156	119	69	56	24
F	Monofamiliare	291	254	218	207	135	100	70
	Piccolo cond.	231	218	198	227	104	78	43
	Medio cond.	213	218	184	182	112	74	40
	Grande cond.	230	208	168	131	82	71	31

Secondo la prima di queste, seguita quando non sono disponibili dati statistici attendibili, la definizione dell’edificio rappresentativo si basa su una scelta di tipo empirico: l’edificio-tipo è selezionato in base

¹ Nel progetto TABULA sono definiti in realtà 160 edifici di riferimento, perché la suddivisione temporale comprende 8 classi, differenziando tra edifici del primo ventennio del 1900 ed edifici precedenti il 1900. La maggior parte degli studi effettuati sulla base del progetto TABULA li considera accorpate in un’unica classe.

all'esperienza all'interno di un dato contesto climatico come maggiormente rappresentativo di una specifica dimensionale e di un'epoca di costruzione. Un secondo approccio è basato su un'analisi statistica e consiste nell'elaborazione dei dati disponibili al fine di individuare un edificio reale con caratteri geometrici e costruttivi coincidenti con la media del campione di edifici analizzato. Il terzo metodo, infine, si basa ancora su una caratterizzazione statistica ma, a differenza del precedente, giunge alla definizione di un edificio virtuale, avendo come proprietà una combinazione di quelle individuate statisticamente all'interno di una categoria di edifici.

Il fabbisogno energetico di ogni edificio di riferimento può essere determinato utilizzando il metodo orario descritto nella norma UNI EN ISO 13790:2008, affiancata con l'impiego della UNITS 11300-2 per quanto riguarda le prestazioni degli impianti di riscaldamento, con i risultati riportati in Tabella 1 [6].

Altre fonti forniscono risultati simili, anche se le suddivisioni per età di costruzione e per tipologia di edificio sono diverse. Ad esempio, in Tabella 2 [8] si considera una suddivisione più dettagliata per quanto riguarda la tipologia di abitazione, differenziando sulla base delle dispersioni anche tra appartamento posto al piano terreno, posto al piano ultimo o intermedio. L'aggregazione per epoche di costruzione, viceversa, è fatta con un minor numero di classi.

Tabella 2 –Fabbisogno di energia primaria per riscaldamento [kWh/m² anno] – suddivisione alternativa

Zona climatica	Tipologia di edificio	Epoca di costruzione			
		< 1950	1950-69	1970-89	> 1989
B	Monofamiliare	27,4	27,1	24,8	17,3
	Plurifamiliare	25,1	21,1	14,7	11,3
	App.to terra	28,8	30,9	10	11,8
	App.to intermedio	10,9	8,4	4,3	4,1
	App.to ultimo	15,3	15	10,5	8,3
C	Monofamiliare	79,8	73,4	44,6	45,9
	Plurifamiliare	67,1	64,9	36,5	36,7
	App.to terra	52,2	34,4	29,4	25,9
	App.to intermedio	17,1	15,2	9,3	7,6
	App.to ultimo	27,8	16,9	20	17
D	Monofamiliare	167,2	122,2	66,3	80
	Plurifamiliare	145,9	107,9	62,4	69,7
	App.to terra	103,3	68,9	53,7	57,9
	App.to intermedio	45,7	36,7	19,4	18
	App.to ultimo	93,4	41,7	37,1	41,4
E	Monofamiliare	242,7	228	160,1	144,2
	Plurifamiliare	221,1	209,1	147	136
	App.to terra	155,5	119,2	100,5	97
	App.to intermedio	79,6	68	44,1	44,1
	App.to ultimo	150,8	117,2	99,2	94,5
F	Monofamiliare	368,9	347,5	243,7	224,3
	Plurifamiliare	333,9	315,1	222,9	206,5
	App.to terra	241,30	189,40	156,9	150,4
	App.to intermedio	130,40	112,20	77,2	71
	App.to ultimo	222,90	183,50	153,2	152,1

Le principali suddivisioni del parco immobiliare riguardano l'epoca di costruzione, la densità di abitazioni per edificio, la tipologia di impianto di riscaldamento, la tipologia costruttiva.

2.1.1 Epoca di costruzione

Il parco immobiliare italiano destinato ad abitazione è piuttosto vecchio, come si può osservare dalla Tabella 3 [9].

Tabella 3 – Edifici residenziali e abitazioni al 2018, per epoca di costruzione

Epoca di costruzione	Edifici	Abitazioni
< 1919	1.832.503	3.656.542
1919-1945	1.327.007	2.799.407
1946-1960	1.700.834	4.268.838
1961-1970	2.050.830	5.986.048
1971-1980	2.117.649	5.770.951
1981-1990	1.462.766	3.874.961
1991-2000	871.017	2.311.576
2001-2005	465.092	1.348.445
2006-2011	359.991	1.121.510
2012-2018	232.714	724.993 ²
Totale	12.420.403	31.863.271

Le varie epoche costruttive possono essere confrontate con l’emanazione dei principali provvedimenti normativi in materia di risparmio energetico, utilizzo di fonti rinnovabili ed efficienza energetica in edilizia (L. 373/76 e regolamenti, L. 10/91 e DPR 412/93, D. Lgs. 192/2005 e D. Lgs. 311/2006, DM 26/06/2009) secondo il grafico di Figura 1.

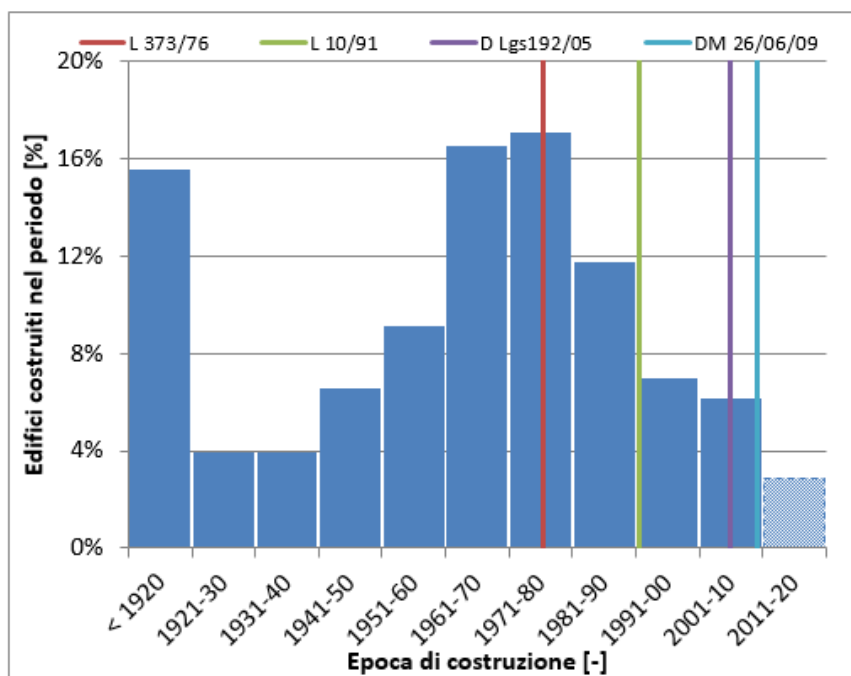


Figura 1 – Distribuzione degli edifici residenziali per epoca di costruzione

² Dato estrapolato

Da qui si nota che circa il 64% degli edifici a destinazione residenziale è stato realizzato prima dell'entrata in vigore della prima legge sul risparmio energetico. Inoltre, solo il 15% circa del patrimonio edilizio esistente è stato realizzato dopo l'entrata in vigore della L. 10/91, mentre la frazione di edifici realizzati dopo il D. Lgs. 192/05 è inferiore al 5%.

2.1.2 Densità abitativa

I dati del censimento ISTAT del 2011 [10] consentono di osservare la suddivisione degli edifici residenziali in base al numero di interni presenti, come dettagliato in Tabella 4. Per ciascuna classe di edificio, la tabella riporta anche il numero di abitazioni occupate da residenti.

Tabella 4 – Edifici residenziali e abitazioni per numero di interni

Numero interni	Edifici	Abitazioni	di cui occupate da residenti
1	6.297.764	6.541.746	4.688.972
2	2.835.026	5.476.590	3.995.081
3÷4	1.623.889	4.794.652	3.518.114
5÷8	816.837	4.409.312	3.443.130
9÷15	367.887	3.661.213	3.044.095
≥ 16	246.295	6.254.765	5.375.902
Totale	12.187.697	31.138.278	24.065.294

Si può notare che il 75% degli edifici residenziali è di tipo monofamiliare o bifamiliare. L'indagine ENEA-Cresme del 2012 [11] fornisce anche informazioni distinte per zona climatica (su base campionaria), da cui si osserva (Tabella 5) la diversa incidenza percentuale di case plurifamiliari nelle zone climatiche B, C e D rispetto alla zona F, caratterizzata da una maggior frequenza di abitazioni monofamiliari e bifamiliari.

Tabella 5 – Ripartizione percentuale [%] per zona climatica del numero di abitazioni per edificio

Numero interni	Zona climatica				
	B	C	D	E	F
1	25,7	28,1	24,5	26,9	32,4
2	5,8	13,7	12,8	16,4	25,9
3÷4	7,4	8,6	12,9	11,8	17
5÷8	17	13,4	13,6	14,2	11,5
9÷15	11,5	15,1	15,5	12,8	8,7
≥ 16	32,5	20,8	20,4	17,6	3,1

Un altro dato indicativo della densità abitativa è quello riguardante il numero di piani fuori terra degli edifici. La Tabella 6 ne indica la ripartizione, da cui si osserva che i 2/3 circa degli edifici sono ad un solo piano o a due piani.

Tabella 6 – Edifici residenziali per numero di piani fuori terra

Piani fuori terra	1	2	3	≥ 4
Edifici [%]	17,1	49,1	24,2	9,6

Un'ulteriore suddivisione può essere effettuata con riferimento alla tipologia architettonica di edificio, come mostrato in Tabella 7 [11].

Tabella 7 – Ripartizione percentuale [%] per zona climatica della tipologia edilizia delle abitazioni

	Zona climatica					Totale
	B	C	D	E	F	
Casa isolata	21,7	25,1	25,4	26,9	42,9	26,4
A schiera	2,9	5,9	6,3	9,5	6,8	7,6
Plurifamiliare contigua	7	10	10,9	12,4	18,1	11,4
Piccola palazzina	25,4	21,9	23,3	19,8	19,2	21,4
Condominio in linea	15,5	14,9	14,3	16,7	3,2	15,3
Condominio a torre	27,5	22,2	19,7	14,6	9,8	17,9

Per quanto riguarda la superficie media delle abitazioni occupate da residenti, in base ai dati ISTAT, la superficie media è di circa 99,3 mq [12], suddivisa come illustrato in Tabella 8 [10].

Tabella 8 – Abitazioni residenziali per classe di superficie (2011)

Superficie [m ²]	Abitazioni [%]
< 29	0,13
30÷39	1,9
40÷ 49	4,7
50÷59	6,7
60÷79	20,7
80÷99	25,2
100÷119	17,4
120÷149	12
≥ 150	11,3
Totale	100

2.1.3 Tipologie costruttive

La tipologia costruttiva degli edifici italiani è fortemente influenzata dall'epoca di costruzione. In termini generali, si può distinguere tra edifici realizzati in muratura portante (di laterizio o altri materiali, come la pietra, soprattutto in epoche più antiche), in calcestruzzo armato con tamponamenti in laterizio, e in altri materiali (legno, o metallo). La Tabella 9 [11] riporta la loro suddivisione in base all'epoca di realizzazione.

Tabella 9 – Edifici residenziali e abitazioni al 2018, per epoca di costruzione

Epoca di costruzione	Muratura portante [%]	Calcestruzzo armato [%]	Altro [%]
< 1919	94,2	0	5,8
1919-1945	85,6	6	8,4
1946-1961	70,3	17,4	12,3
1962-1971	53,7	30,1	16,3
1972-1981	41,5	39,8	18,7
1982-1991	32,5	48,1	19,4
1992-2001	28,9	49,9	21,2
> 2001	19,9	72,6	7,5
Totale	59,6	26,8	13,6

2.1.4 Tipologie di impianto

In materia di censimento degli impianti di riscaldamento nelle abitazioni italiane, la già citata indagine ENEA-Cresme [11] rappresenta uno degli strumenti più dettagliati. I dati in essa contenuti indicano che il 94% delle abitazioni è dotato di un impianto fisso di riscaldamento e il 31% anche o solo di impianto/apparecchi di raffrescamento. L'impianto di riscaldamento è prevalentemente di tipo autonomo (83%), alimentato a gas di rete (78%) o da rifornire (6%); il gasolio è ancora utilizzato dal 6% delle abitazioni e il 5% utilizza biomasse (in prevalenza legna da ardere ma anche pellets e cippato).

Il sistema di emissione più adoperato è costituito da radiatori (93%) seguito da pannelli radianti (3%) e da termoconvettori (2%). Quasi l'84% delle abitazioni ha un sistema di regolazione della temperatura (66% termostato programmabile e 11,5% valvole termostatiche). Il 36% delle abitazioni utilizza anche altri sistemi per il riscaldamento; di queste circa la metà è dotata di un camino e la quota rimanente è dotata di stufe (principalmente a combustibili solidi o elettriche) o di pompe di calore.

Gli impianti di condizionamento sono per oltre il 94% costituiti da unità esterne e split/multisplit; solo il 3% delle abitazioni è servito da apparecchi mobili. Il 56% delle abitazioni ha una sola unità esterna motocondensante e il 32% ne ha due; va segnalato che nel 4% dei casi sono presenti oltre tre unità esterne. La produzione di acqua calda sanitaria avviene usualmente (76% dei casi) con la stessa caldaia utilizzata per il riscaldamento (caldaia combinata), mentre il 24% delle abitazioni ha uno scalda-acqua separato. L'alimentazione dello scalda-acqua è per il 52% elettrica e per il 38% a gas (prevalentemente metano o altri gas).

Il 20% delle abitazioni utilizza fonti energetiche rinnovabili anche se la maggior parte è costituita da riscaldamento a legna, pellets e cippato. Circa il 3% delle abitazioni è dotato di un impianto solare termico e poco meno del 3% di un impianto solare fotovoltaico.

Restringendo l'analisi alle sole abitazioni occupate da residenti, è presente un impianto di riscaldamento nel 91,4% dei casi. L'assenza di un impianto di riscaldamento è un fenomeno fortemente differenziato in funzione della posizione geografica, riguardando l'1% dei casi nel Nord-Est, l'1,4% nel Nord-Ovest, il 2,8% al Centro, il 16,4% al Sud e il 36,5% nelle Isole. Il 65,1% delle abitazioni occupate da residenti ha un impianto di riscaldamento autonomo, il 20,2% è servito da un impianto centralizzato, mentre nell'8,9% dei casi sono utilizzati apparecchi singoli fissi per riscaldare l'intera abitazione o quasi; infine nel 13,5% delle abitazioni sono presenti anche impianti singoli fissi per riscaldamento di singole parti dell'abitazione [12].

2.2 *Stima del fabbisogno energetico degli edifici*

2.2.1 *Influenza dei fattori climatici*

Tra le variabili da cui dipende il fabbisogno energetico per la climatizzazione invernale di un ambiente, una delle principali è quella climatica. Si ricorda che la suddivisione in zone climatiche è definita, riguardo alla stagione di riscaldamento, a partire dal DPR 412/93 e s.m.i., che definisce 6 zone in base al valore dei cosiddetti gradi-giorno della località (a livello comunale), come illustrato in Figura 2. Per ogni zona climatica è anche fissata la durata convenzionale della stagione di riscaldamento, in termini di ore giornaliere di accensione degli impianti di riscaldamento e di periodi dell'anno.

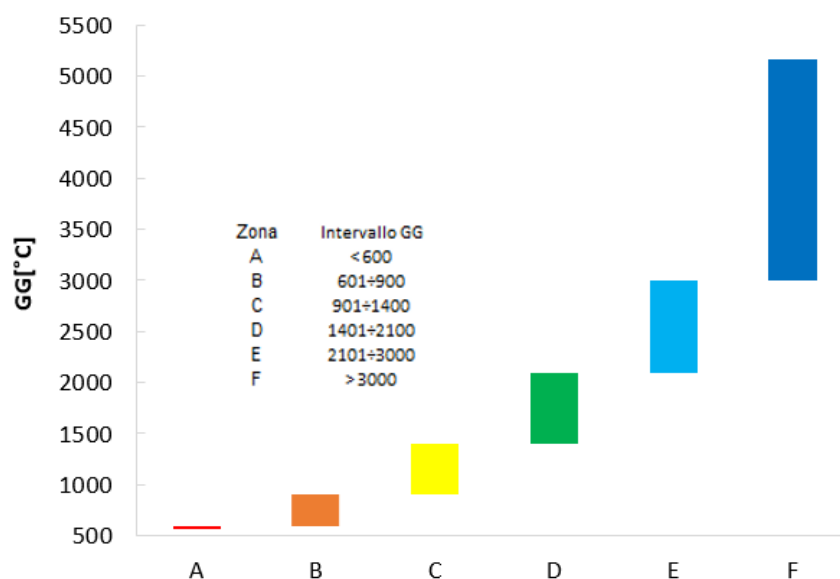


Figura 2 – Definizione delle zone climatiche italiane in base ai gradi-giorno

La Tabella 10 riassume la distribuzione degli edifici ad uso residenziale e delle relative unità immobiliari nelle varie zone climatiche in cui è suddivisa l’Italia. Il calcolo delle abitazioni è stato effettuato partendo dai dati più recenti disponibili riguardanti gli edifici, risalenti al 2011 [13] e ipotizzando la stessa ripartizione del numero medio di abitazioni per edificio.

Tabella 10 – Distribuzione di unità immobiliari, edifici, popolazione e comuni in Italia

	Unità Immobiliari		Edifici		Popolazione		Comuni (fine 2016)	
Zona climatica	31.138.278		12.187.698		60.589.445		7.998	
A	12.495	0,04%	4.875	0,04%	23.488	0,04%	2	0,03%
B	1.759.924	5,7%	699.573	5,7%	3.248.639	5,4%	157	2,0%
C	6.345.325	20,4%	2.710.544	22,2%	12.840.509	21,2%	984	12,3%
D	7.663.173	24,6%	2.858.016	23,5%	14.993.476	24,7%	1.576	19,7%
E	13.809.685	44,3%	5.191.960	42,6%	27.701.135	45,7%	4.230	52,9%
F	1.547.226	5,0%	722.730	5,9%	1.782.198	2,9%	1.049	13,1%

Se si considerano le sole abitazioni utilizzate da residenti, la distribuzione percentuale è leggermente diversa, poiché la percentuale di seconde case sul totale delle abitazioni non è omogenea tra le varie zone climatiche, essendo più elevata per le località ubicate in zona B, C ed F.

Per la climatizzazione invernale degli edifici esistenti, i consumi energetici nazionali possono ritenersi proporzionali al prodotto tra i gradi giorno e la popolazione [13]. La Figura 3 mostra la distribuzione di tale prodotto, che è indice del fabbisogno energetico (in riscaldamento) in funzione dei gradi giorno. Nello stesso grafico [14] l’area racchiusa tra l’asse x e la curva rappresenta il totale di tale fabbisogno. La sua ripartizione percentuale tra le zone climatiche è indicata dalle aree rettangolari, ed è misurata sull’asse verticale di destra.

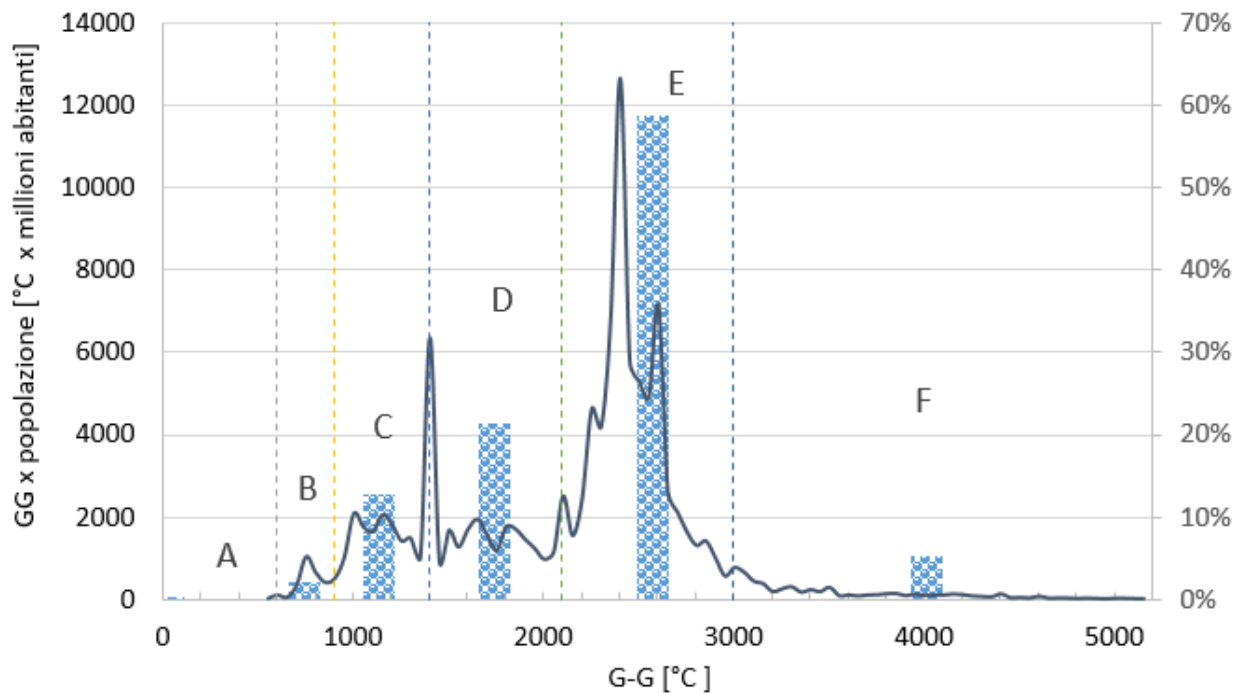


Figura 3 – Distribuzione del prodotto gradi-giorno per popolazione nelle varie zone climatiche italiane

Per completezza, si noti che la suddivisione in zone climatiche non trova precisa corrispondenza nella caratterizzazione climatica proposta dalla normativa europea. Più specificamente, mentre in Italia si definiscono le sei zone climatiche come sopra descritto, le normative tecniche europee inerenti le prestazioni dei sistemi di climatizzazione (es. Regolamento EU n. 811/2013, [1]) si basano su tre sole zone, definite Colder, Average e Warmer, contraddistinte dal valore della temperatura dell'aria esterna di progetto (fissata a $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ rispettivamente per le tre zone). Nei casi in cui debbano essere effettuati dei confronti tra le due classificazioni, si può associare [14] la zona climatica italiana F con la zona climatica europea Colder, la zona climatica italiana E con la zona climatica europea Average e le zone climatiche italiane A e B con la zona climatica europea Warmer. Per le restanti zone climatiche italiane, C e D, può essere opportuno considerare delle condizioni medie tra le zone climatiche europee Average e Warmer, tenendo conto, per la zona D, che la distribuzione delle temperature di progetto delle località ivi comprese mostra valori sempre maggiori o uguali a $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$ (come illustrato in Figura 4), pertanto la classificazione in zona Average risulterebbe eccessivamente penalizzante.

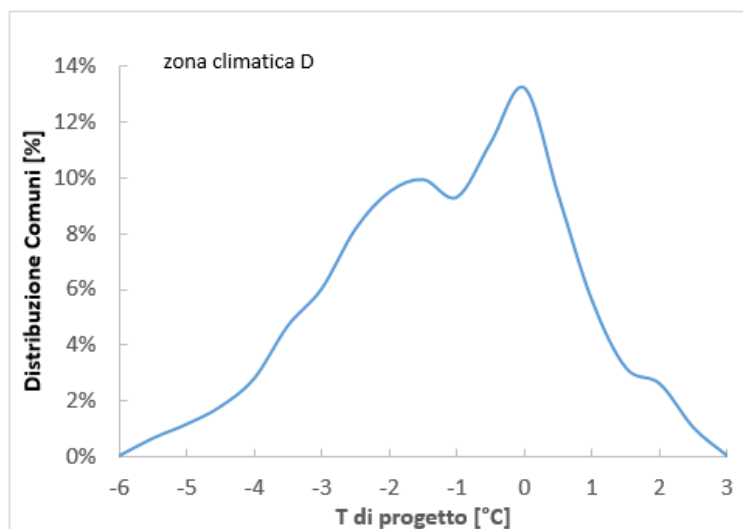


Figura 4 – Distribuzione dei comuni in zona climatica D in base alle temperature di progetto

Il calcolo della temperatura dell’aria a cui riferire le prestazioni delle pompe di calore può essere fatto seguendo quanto indicato dalla norma europea EN 14825 [15] e da quella italiana UNITS 11300-4 [16] a proposito del metodo dei bin. Un bin rappresenta il numero di ore in cui la temperatura dell'aria esterna ha un valore compreso entro un certo intervallo di temperatura (generalmente 1 K) centrato su un valore intero di temperatura. A differenza della norma EN 14825, che suddivide le località europee secondo i tre climi sopra richiamati (Colder, Average e Warmer), fornendo per esse direttamente gli andamenti dei bin per la stagione di riscaldamento, la norma UNITS 11300-4 suggerisce un metodo di calcolo basato su una distribuzione normale della temperatura dell'aria esterna, che consente di calcolare il profilo bin di una specifica località. I dati di input per questo metodo sono i valori medi mensili della temperatura media giornaliera (forniti dalla UNI 10349), la temperatura esterna di progetto (secondo la UNI EN 12831 [17]) e la radiazione solare giornaliera media mensile sul piano orizzontale (dati forniti dalla UNI 10349 [18]). Sono state determinate 5 località rappresentative di ciascuna zona climatica, sulla base del loro valore dei gradi-giorno in rapporto a quello medio della zona (pesato con la popolazione ivi residente), della loro popolosità in rapporto alla zona climatica e del valore della temperatura di progetto, come riportato nella Tabella 11.

Tabella 11 – Individuazione delle località di riferimento per ciascuna zona climatica

Zona climatica	Gradi-giorno medi	Temperatura media di progetto	Località scelta	Gradi-giorno località	Temperatura di progetto località
B	782	4,05 °C	Palermo	751	5 °C
C	1147	1,95 °C	Bari	1185	0 °C
D	1652	-0,91 °C	Pisa	1694	0 °C
E	2463	-5,4 °C	Milano	2404	-5 °C
F	3391	-11,9 °C	Belluno	3001	-10 °C

Per ciascuna località si possono determinare i profili bin, come riportato nelle Figure da 5 a 9.

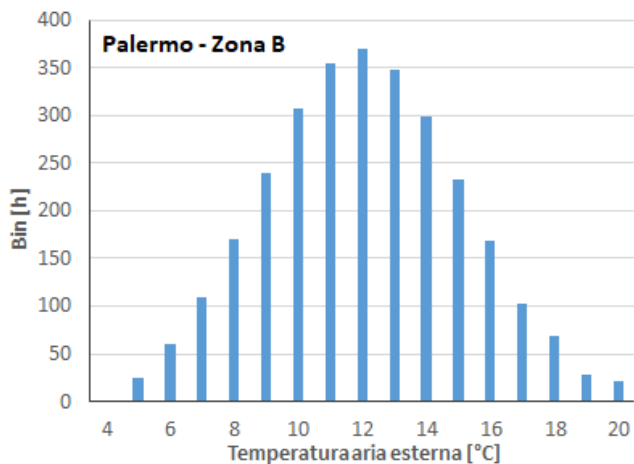


Figura 5 – Divisione dei bin per Palermo (zona B)

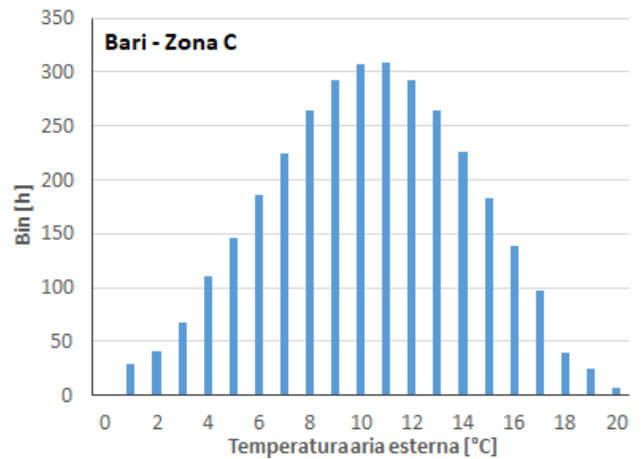


Figura 6 – Divisione dei bin per Bari (zona C)

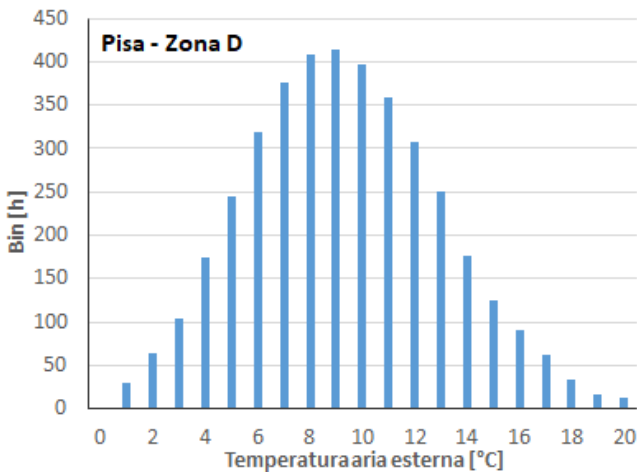


Figura 7 – Divisione dei bin per Pisa (zona D)

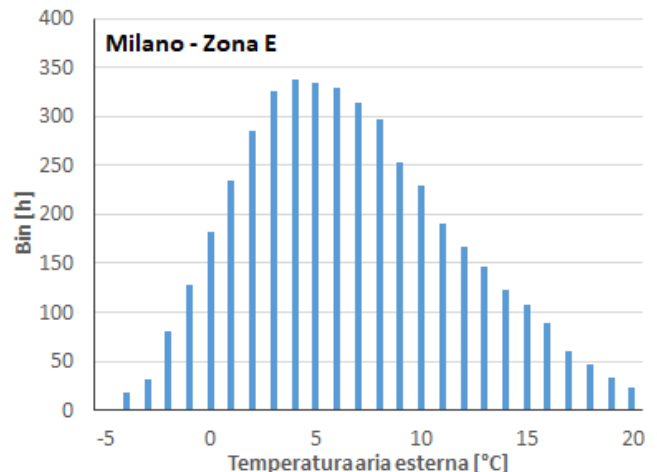


Figura 8 – Divisione dei bin per Milano (zona E)

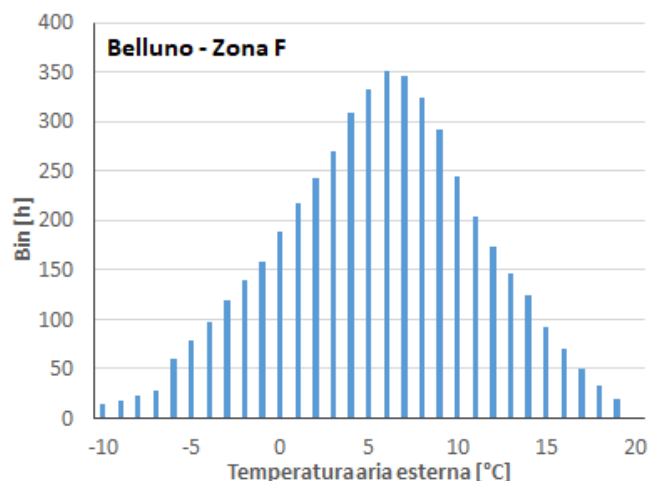


Figura 9 – Divisione dei bin per Belluno (zona F)

In termini di fabbisogno stagionale per riscaldamento, per ciascuna zona climatica è possibile associare un singolo valore, partendo dai dati disponibili [8, 14]. In particolare, con i dati della precedente Tabella 2 è stata effettuata una media pesata in base alla distribuzione delle abitazioni per epoca di costruzione e tipologia. È il caso di precisare, a questo proposito, che le medie risultanti hanno come unica finalità quella di stimare un

dato di riferimento di massima poiché, se da una parte esso consente di effettuare un’indagine snella e di fornire risultati facilmente confrontabili, dall’altra non può tener conto della variabilità del patrimonio immobiliare, in termini tipologici e di età, e della conseguente dispersione in termini di valori del fabbisogno, come del resto ben osservabile proprio dalle Tabelle 1 e 2. La Tabella 12 riporta i valori unitari di riferimento per il fabbisogno stagionale di riscaldamento adottati per i successivi calcoli, determinati come sopra specificato.

Tabella 12 – Fabbisogno termico stagionale di riferimento per ogni zona climatica

	E_{st} [kWh/m²]
Zona B	17,8
Zona C	41,8
Zona D	81,5
Zona E	145,4
Zona F	224,2

2.2.2 Firma energetica dell’edificio

Il comportamento termico di un edificio può essere schematizzato facendo ricorso alla cosiddetta firma energetica (BES, Building Energy Signature), definita come la potenza termica richiesta dall’edificio in funzione della temperatura dell’aria esterna. Il metodo di valutazione della firma energetica è stato introdotto da Fels [19] ed è descritto nella norma tecnica UNI EN 15603 [20]. Generalmente, per gli edifici residenziali, si può considerare una dipendenza lineare decrescente tra potenza termica e temperatura esterna, come spesso accade quando il carico termico maggiore è legato alle dispersioni per trasmissione e ventilazione [21]:

$$W = W_{des} (T_{LR} - T_{ext}) / (T_{LR} - T_{des}) \tag{1}$$

in cui le uniche variabili da conoscere (o da determinare nel caso in cui siano disponibili informazioni in altra forma) sono la Temperatura Limite di Riscaldamento (T_{LR}), cioè la temperatura dell’aria esterna al di sopra della quale non è più richiesto il funzionamento dell’impianto di riscaldamento, e la potenza di progetto (W_{des}), ovvero il carico termico corrispondente alla temperatura di progetto (T_{des}).

Il fabbisogno stagionale di energia per riscaldamento E_{st} può essere calcolato considerando per ciascun valore di temperatura dell’aria esterna il prodotto della potenza termica (con la forma sopra descritta) per i bin corrispondenti e sommando tutti i contributi risultanti.

$$E_{st} = \sum W(i) * bin(i) \tag{2}$$

Imponendo tale uguaglianza e conoscendo E_{st} , con i dati della Tabella 12, si ricava il valore di W_{des} . In forma grafica, facendo riferimento per semplicità alla sola zona climatica D, si hanno i grafici di Figura 10. Più in dettaglio, ipotizzando un andamento lineare decrescente della potenza necessaria in funzione della temperatura dell’aria esterna e moltiplicandola per i bin si ottiene una serie di termini dei quali è nota la somma, ovvero il fabbisogno stagionale.

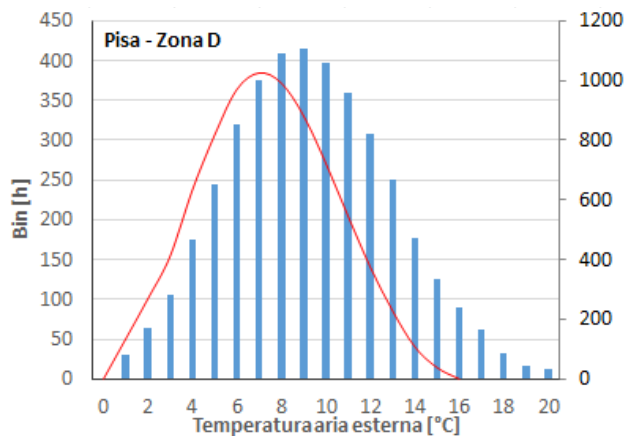


Figura 10a – Fabbisogno energetico in funzione della temperatura esterna. Pisa (zona D)

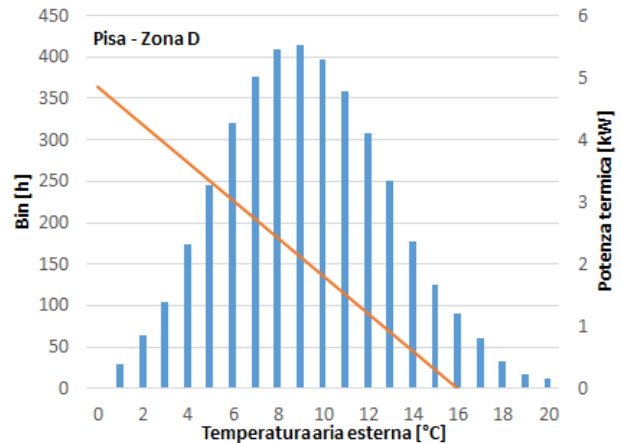


Figura 10b – Calcolo della potenza di progetto. Pisa (zona D)

Se T_{LR} è posta pari a 16 °C, come indicano le norme EN 14825 e UNITS 11300-4, per le 5 zone climatiche scelte si hanno i profili di potenza in funzione della temperatura dell'aria esterna riassunti nella Tabella 13, secondo la forma della precedente eq. (1).

Tabella 13 – Profili di potenza [kW] in funzione della temperatura dell'aria esterna [°C]

Zona B	$W = -0,1613 \cdot T_{ext} + 2,5803$
Zona C	$W = -0,2218 \cdot T_{ext} + 3,5484$
Zona D	$W = -0,3034 \cdot T_{ext} + 4,8541$
Zona E	$W = -0,3545 \cdot T_{ext} + 5,6715$
Zona F	$W = -0,4464 \cdot T_{ext} + 7,143$

2.3 Influenza dei profili di occupazione sul fabbisogno energetico

2.3.1 Definizione dei profili di occupazione

In letteratura tecnica, molti modelli di simulazione per l'ambito residenziale sono incentrati solo su tre parametri, e cioè: forma, involucro e caratteristiche del sistema edilizio, ovvero sullo studio della configurazione dell'edificio in quanto tale. Più raramente si tiene conto anche del comportamento degli utenti. Tuttavia, i risultati ottenibili su un certo edificio possono essere molto diversi se si considerano o meno le attività dell'utenza, e, in particolare, le loro abitudini gestionali e occupazionali [22].

Con il termine profilo di occupazione si intende il resoconto temporale, su base oraria, delle abitudini e delle attività dei componenti di ogni nucleo familiare. Molti profili di occupazione tipici dell'utenza residenziale sono rintracciabili nella letteratura di settore, nella quale sono formulati secondo diverse metodologie. La definizione dei profili occupazionali può seguire essenzialmente due approcci, ovvero quello di tipo deterministico e quello di tipo probabilistico [23]. Richardson et al. [24], per esempio, hanno proposto di utilizzare un metodo computazionale di tipo Monte Carlo, basato sul modello stocastico Markoviano, secondo cui il passaggio da uno stato di sistema al successivo³ è correlato ad una determinata probabilità di

³ Se si considera che un individuo possa essere attivo o inattivo, per esempio nel momento del riposo, si può calcolare la probabilità che al tempo $t+1$ lo stato dell'individuo abbia subito una certa mutazione rispetto al tempo t precedente.

transizione, calcolata a partire da dati statistici rintracciabili. Nello specifico, a partire dai sondaggi sull'uso del tempo del Regno Unito (Time Use Survey, TUS), Richardson et al. hanno determinato una serie di profili sintetici di occupazione commisurati alla dimensione del nucleo familiare. Un altro tipo di approccio è stato sfruttato da Aerts et al. [25], i quali, a partire dai TUS belgi, hanno definito, utilizzando un procedimento deterministico, una serie di 7 profili occupazionali, sulla base di un metodo di clustering di tipo gerarchico⁴. I dati disponibili sono stati ridotti in stringhe contenenti ciascuna 144 caratteri, ognuno dei quali rappresenta lo stato dell'utenza nell'intervallo di 10 minuti considerato all'interno del giorno, quindi sono stati raggruppati, utilizzando, quale misura di dissimilarità, la distanza di Levenshtein [25]. L'operazione ha permesso di ottenere profili discreti direttamente collegabili ai casi reali.

Studi più recenti sono stati infine, condotti nel 2017. Fra questi, risultano emblematici quelli realizzati da Li et al. [26], che, mediante la definizione di una catena di Markov non omogenea, hanno predetto l'andamento dell'occupazione in alcuni edifici tipo, e quello pubblicato da Buttitta et al. [27], in cui si evidenzia la possibilità di utilizzare i TUS, in questo caso quelli del Regno Unito, per classificare attraverso un procedimento di clustering del tipo k-modes⁵ le abitudini delle utenze residenziali. Il procedimento ha permesso di ottenere profili di occupazione discreti a partire da variabili di tipo categorico, direttamente ottenute dai sondaggi esaminati. L'applicazione del metodo, ha di fatto, rappresentato un'innovazione nel settore, ponendosi come riferimento nell'ambito dei profili di carico termico britannici.

Il punto di partenza di tutti gli studi analizzati è rappresentato dall'elaborazione dei dati statistici relativi all'uso del tempo. Tali dati, in forma di TUS, sono resi disponibili, per l'Italia, dall'ISTAT⁶. Essi costituiscono un importante strumento di osservazione sull'organizzazione della giornata da parte delle persone e sulle relazioni tra i tempi quotidiani dei vari componenti della famiglia. Attraverso la compilazione di un diario è possibile conoscere il modo in cui ciascun partecipante ripartisce le 24 ore (divise in 144 intervalli di 10 minuti) tra le varie attività giornaliere, gli spostamenti, i luoghi frequentati e le persone con cui le ha trascorse. Si tratta, cioè, di un'informazione che presenta un livello di dettaglio estremamente elevato, non comparabile con quella ricavabile dai tradizionali questionari a domande fisse. I TUS reperibili a livello nazionale si riferiscono all'anno 2013/2014, in cui è stato condotto l'ultimo sondaggio sull'uso del tempo nelle famiglie italiane, e riguardano un campione di circa 19000 famiglie. I dati si riferiscono alle famiglie residenti in Italia e ai loro componenti, escludendo le persone che risiedono in istituti di convivenza. L'indagine riguarda nuclei familiari provenienti da tutte e 20 le regioni italiane ed è stata condotta tramite un questionario e due diari.

Il primo è composto da una scheda generale in cui si rilevano le relazioni di parentela ed altre informazioni di natura socio-demografica e socio-economica sui componenti della famiglia; da un certo numero di schede individuali, una per ciascun componente della famiglia, e da un questionario familiare che contiene quesiti familiari ai quali risponde un solo componente adulto.

Al questionario si affiancano un diario giornaliero, compilato da ogni componente del nucleo familiare avente almeno 3 anni di età e riguardante le attività svolte nella giornata, i luoghi in cui sono state svolte, le persone presenti ed altre informazioni di carattere personale, e un diario settimanale, in cui ogni componente che lavora inserisce informazioni circa il lavoro svolto, la retribuzione, ecc.

I dati sono raccolti all'interno di files di grandi dimensioni, comunemente chiamati BIG DATA, e permettono, noto il significato di ogni codice conferito alle diverse informazioni presenti, di ottenere indicazioni utili allo

Nello specifico, si può, ad esempio, calcolare la probabilità che lo stato sia passato da attivo ad inattivo o viceversa, o ancora, la probabilità che lo stato, attivo o inattivo, sia rimasto tale. Il calcolo, che muove dallo studio di dati di base sulle abitudini delle utenze indagate, è possibile mediante la definizione di appropriate probabilità di transizione.

⁴ Approccio di raggruppamento (*clustering*), di tipo bottom up o top down, basato sulla ricerca della dissimilarità fra cluster. Tale dissimilarità può essere determinata, per variabili di tipo numerico, mediante l'uso di diversi tipi di distanze matematiche: la distanza euclidea, la distanza di Manhattan, la distanza di Hamming, la distanza di Levenshtein, ecc.

⁵ Il metodo k-modes è uno sviluppo del procedimento di clustering K-means, ovvero un metodo partizionale che permette di suddividere un insieme di oggetti in K gruppi sulla base dei loro attributi. Diversamente dal precedente, è stato appositamente studiato per variabili categoriche, sostituendo il calcolo della distanza euclidea con una specifica misura di dissimilarità. Per approfondimenti si rimanda allo studio di J. Z. Huang sul clustering categorico [28].

⁶ I dati sono disponibili nella sezione "microdati ad uso pubblico", in vari formati.

svolgimento della giornata all'interno delle famiglie analizzate. In particolare, per ogni dato rilevabile, è possibile collegare la rilevazione ai parametri principali di interesse, ovvero: "dimensioni del nucleo familiare", "trimestre di riferimento" dell'intervista e "giorno della settimana" a cui l'intervista si riferisce. I diari e i questionari del sondaggio riguardano le attività svolte nell'arco di un'intera giornata, dalle 4.00 del mattino alle 3.50 del mattino seguente, da ogni individuo avente un'età superiore ai 3 anni. Ogni rilevazione opportunamente indagata, può essere stata utilizzata per la definizione dei profili occupazionali tipici delle utenze residenziali italiane.

La modellazione dei dati viene effettuata secondo i seguenti passaggi [29]:

1. Definizione di un unico set di dati a partire da quelli disponibili;
2. Discretizzazione degli intervalli di tempo utili alla definizione delle attività giornaliere;
3. Suddivisione del Data Set in funzione delle dimensioni dei nuclei familiari;
4. Ulteriore suddivisione dei nuovi Data Set in funzione del giorno della settimana indagato, con riferimento ai giorni feriali e festivi (intendendosi con questa definizione i giorni di sabato e domenica).

A partire dai dati di origine (cd. Microdati) è possibile ottenere un unico set di dati contenente tutte le informazioni utili, ricavate in parte dal diario giornaliero e in parte da quello settimanale.

Per poter effettuare un'analisi omogenea, gli intervalli di tempo debbono essere discretizzati fino al livello di maggior dettaglio disponibile, ovvero quello dei 10 minuti, in modo che tutti i dati siano riconducibili a 144 intervalli di tempo, per ciascuno dei quali è definita l'azione effettuata dal soggetto attraverso un apposito codice alfanumerico.

Un'operazione preliminare è stata quella di restringere l'analisi ai nuclei con 4 persone al massimo, dopo aver rilevato che i nuclei più numerosi costituiscono una percentuale del 5,3% circa del totale [30]. Sono stati elaborati i dati riferiti alle famiglie aventi fino a 4 componenti e sono state indagate le abitudini per ogni famiglia, con riferimento sia ai giorni festivi che a quelli feriali. Successivamente, i dati così formulati sono stati ulteriormente suddivisi in funzione del giorno della settimana, feriale o festivo, a cui il sondaggio si riferisce.

In totale sono stati quindi generati 8 insiemi di dati, distinti in base al numero di componenti (da 1 a 4) e al tipo di giorno (feriale o festivo). Per ciascuno di essi e per ogni intervallo temporale, con riferimento alle attività svolte dai componenti familiari analizzati e ai luoghi in cui esse si sono verificate, è stato assegnato uno status occupazionale relativo al particolare individuo indagato per ogni time-step esaminato, definendo lo status "attivo" per tutti gli individui presenti ed operativi all'interno dell'abitazione, "inattivo" per tutti gli individui presenti e non operativi all'interno dell'abitazione (per esempio dormienti) e "non pervenuto" per quei soggetti che, nell'intervallo temporale di calcolo, non erano presenti all'interno dell'abitazione. Alla fine del processo sopra descritto si ottiene una stringa di 144 elementi, contenente le informazioni sull'occupazione dei componenti di ogni famiglia, per ogni famiglia analizzata.

Per ottenere informazioni sulle famiglie è stato effettuato un passaggio successivo, che ha messo in relazione, per ogni intervallo di ogni individuo, lo stato degli altri individui presenti nello stesso nucleo familiare, in modo da capire cosa succede all'intero nucleo familiare. In altri termini, noto lo status degli n componenti familiari di una certa famiglia durante i 144 intervalli di tempo esaminati, deve essere calcolato, il numero di attivi, inattivi e non pervenuti, stabilendo così quante persone sono effettivamente in casa e che tipo di attività stiano svolgendo. Ognuno di questi risultati è stato contrassegnato con un codice numerico a 2 cifre, in cui la prima rappresenta il numero di persone presenti all'interno dell'abitazione e la seconda indica il numero di persone presenti e attive. Ad esempio, se si sta esaminando una famiglia di tre componenti, si potranno avere i codici indicati dalla Tabella 14.

Tabella 14 – Codifica dello status di occupazione per una famiglia di 3 persone

Codice	Numero di presenti in casa	Numero di soggetti attivi in casa	Numero di soggetti inattivi in casa
---------------	-----------------------------------	--	--

0	0	0	0
10	1	0	1
11	1	1	0
20	2	0	2
21	2	1	1
22	2	2	0
30	3	0	3
31	3	1	2
32	3	2	1
33	3	3	0

In tal modo si giunge alla definizione di una stringa, ovvero di un vettore, contenente 144 elementi, uno per ogni intervallo di calcolo, relativi allo status familiare del nucleo indagato. Si ottengono perciò le distribuzioni percentuali di ogni status occupazionale riferito ai 144 intervalli della giornata, per ogni famiglia analizzata e per ogni giorno di rilevazione. I profili di occupazione sono calcolati in base al conteggio dei codici uguali presenti per ogni intervallo, definendo come codice di riferimento in un dato intervallo quello più numeroso. In aggiunta, si effettua una omogeneizzazione temporale su base oraria, dal momento che l'unità di minor durata attualmente impiegata nei metodi dinamici di calcolo del fabbisogno energetico di un'abitazione è proprio tale arco temporale. Le Figure da 11 a 14 riportano gli 8 profili calcolati [29].

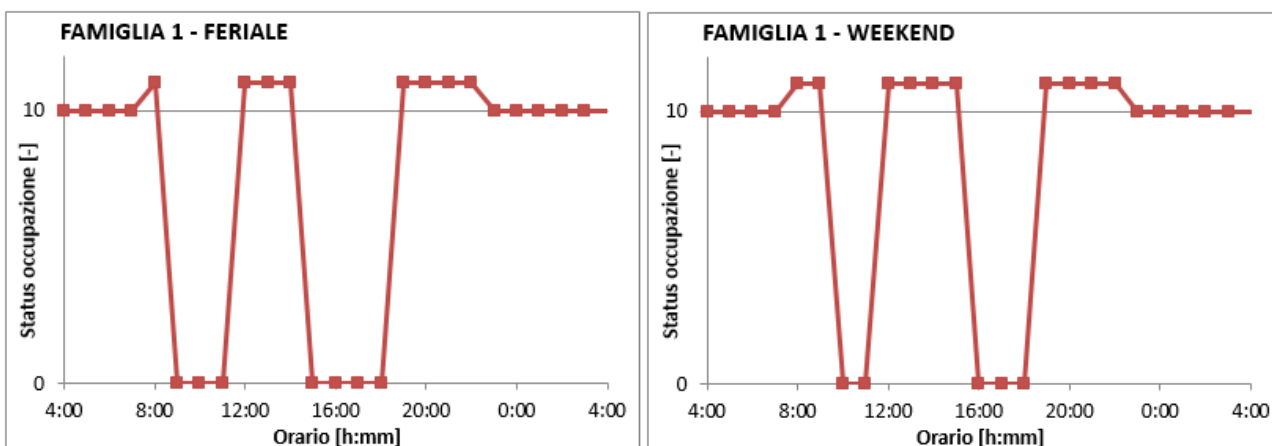


Figura 11 – Profilo medio dell’occupazione per la famiglia di 1 componente, per giorni feriali e fine settimana

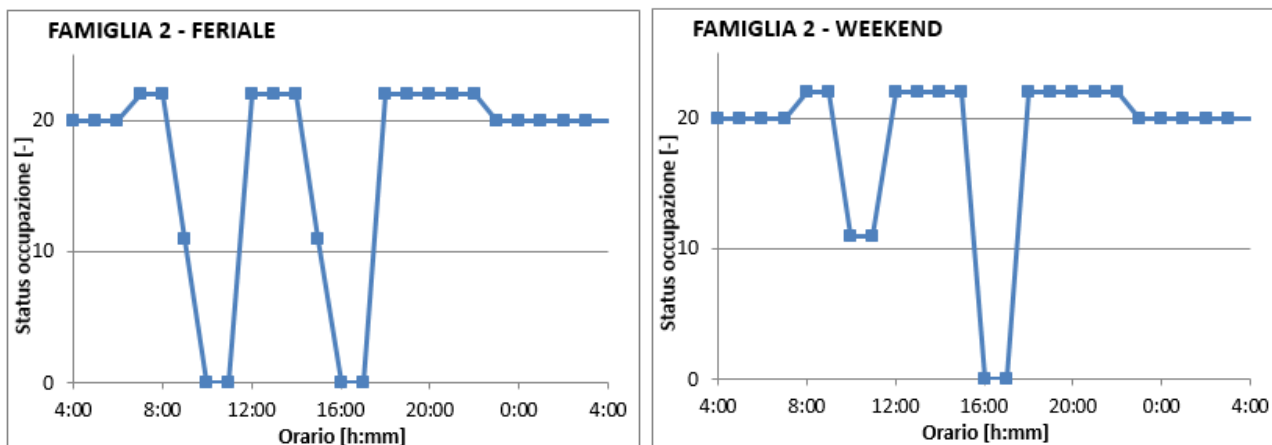


Figura 12 – Profilo medio dell’occupazione per la famiglia di 2 componenti, per giorni feriali e fine settimana

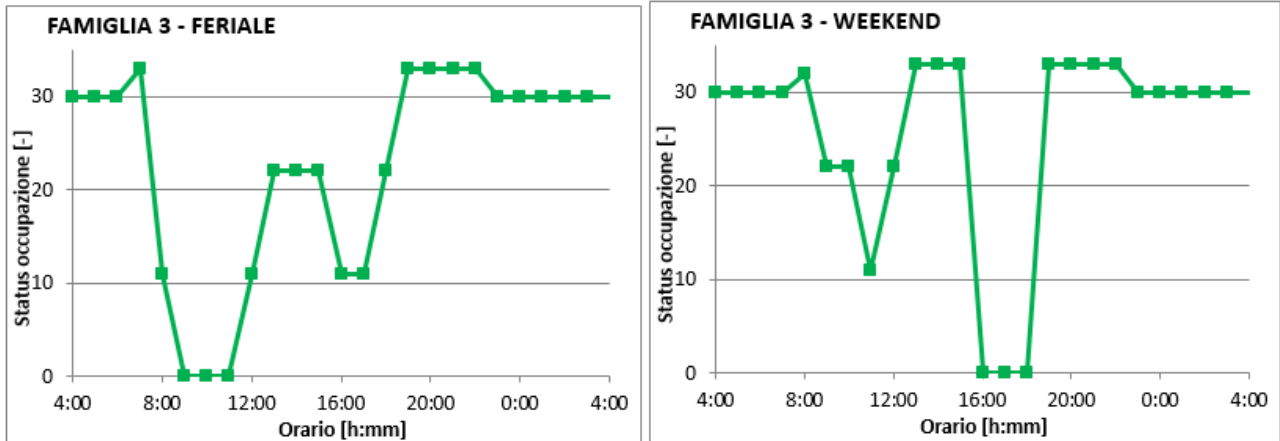


Figura 13 – Profilo medio dell’occupazione per la famiglia di 3 componenti, per giorni feriali e fine settimana

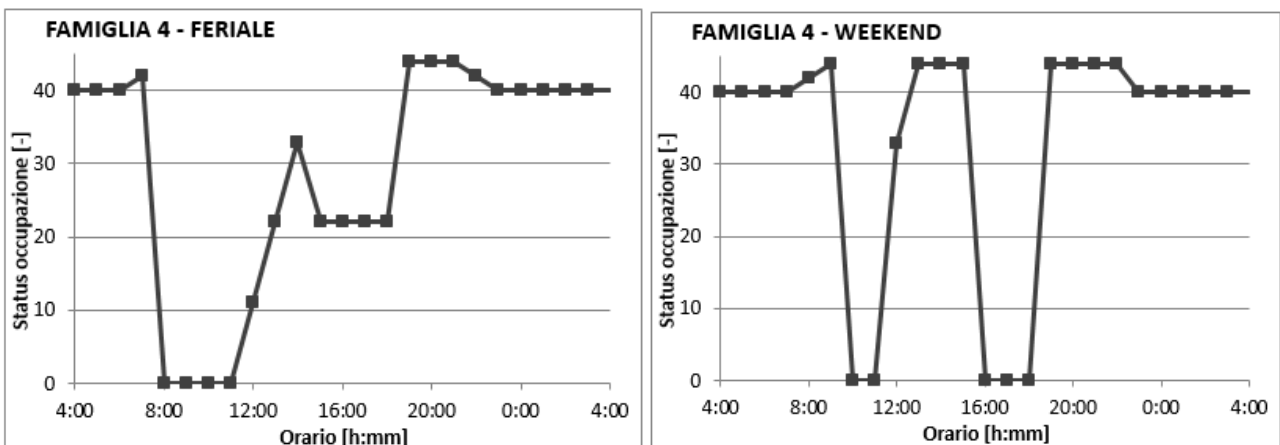


Figura 14 – Profilo medio dell’occupazione per la famiglia di 4 componenti, per giorni feriali e fine settimana

Per ogni profilo è evidente la presenza di un periodo temporale in cui lo status occupazionale di ogni famiglia si comporta con regolarità. In particolare, dalle 11:00 pm alle 6:00 am gli occupanti di ogni nucleo familiare sembrano essere inattivi, come è ragionevole attendersi. La situazione rimane, inoltre, praticamente invariata sia per i giorni feriali che per quelli festivi, mostrando un profilo piatto in tutti i grafici. Durante la giornata, i profili di occupazione variano molto sia in funzione delle dimensioni del nucleo familiare analizzato sia in funzione del giorno di rilevazione. In ogni caso, comunque, possono essere rilevate delle analogie negli andamenti dei vari profili. Si nota, infatti, la presenza, in tutti i grafici, di un ramo discendente della curva per la fascia oraria compresa fra le 8.00 am e le 11.00 am, in cui, tendenzialmente, l’abitazione non è occupata. Solo in 2 casi su 8, entrambi riferiti ai giorni festivi (Fam. 2 e 3), accade altrimenti. Dalle 04:00 pm alle 06:00 pm il comportamento sembra ripetersi. Tutti i grafici presentano, in generale, tre picchi (e quindi due avvallamenti) in corrispondenza delle ore centrali della giornata, ovvero al mattino, all’ora di pranzo, e al tardo pomeriggio, mantenendo infine un andamento piatto fino alle 11:00 pm.

2.3.2 Carichi termici associati all'occupazione

I carichi termici associati ai profili di occupazione determinati possono essere valutati riferendosi a due parametri, e cioè la potenza metabolica rilasciata da ciascun occupante e la potenza termica rilasciata dalle apparecchiature e dalle luci presenti all'interno dell'abitazione. La potenza metabolica rappresenta la quantità di energia che viene rilasciata nel tempo dalle persone per il solo fatto di compiere una qualsiasi attività. Essa, viene, di norma, calcolata in funzione della cosiddetta "area ad personam", ovvero della superficie utile a cui un individuo può essere assimilato. Tale superficie viene determinata in funzione della massa m e dell'altezza h del soggetto analizzato secondo la formula seguente [31]:

$$A = 0,202 \cdot m^{0,425} \cdot h^{0,725} \quad (3)$$

in cui la superficie A è espressa in m^2 , la massa m in kg e l'altezza h in m . Conseguentemente, per un adulto medio (70 kg di peso e 1,7 m di altezza) si determina un'area media di 1,8 m^2 . Per gli individui non adulti si può assumere a forfait un valore di circa 1,3 m^2 .

Determinata la superficie degli individui, è possibile calcolare la potenza media a partire dai valori medi di potenza metabolica specifica in funzione dell'attività svolta [32-33], come elencati nella Tabella 15.

Tabella 15 – Potenza specifica media per varie attività domestiche

Attività	Potenza specifica media [W/m²]
Riposo notturno	40
Riposo, posizione seduta	50
Attività sedentaria	60
Consumazione pasti	80
Pulizia personale, vestirsi	100
Preparazione pasti	90 ÷ 115
Pulizie domestiche	115 ÷ 200

Ai fini dell'analisi del contributo fornito da soggetti attivi e inattivi presenti nell'abitazione si può considerare un valore di 40 W/m^2 per lo stato inattivo e di 100 W/m^2 per quello attivo. Per quanto riguarda le apparecchiature, non esistono, in letteratura, specifiche regole inerenti gli edifici residenziali. La stessa UNI TS 11300-1 [34], al §13.1.2 fornisce soltanto dei riferimenti al riguardo senza, tuttavia, distinguere tra l'apporto delle apparecchiature e quello degli occupanti. Si utilizzano pertanto dei valori medi fra quelli proposti dalla norma, per unità di superficie dell'unità immobiliare, ovvero 5 W/m^2 , per il periodo diurno e 1 W/m^2 , per il periodo notturno. Più specificamente, si considera che la presenza di più di un soggetto attivo comporti l'attivazione di apparecchiature e luci tali da potersi applicare il valore maggiore dei relativi apporti termici, con l'eccezione della famiglia monocomponente, in cui lo status di attivo e inattivo si accompagna in modo automatico rispettivamente al valore maggiore e minore.

I valori così determinati possono essere quindi ricondotti ad una tabella (Tabella 16) in cui a ciascun codice può essere associata una potenza media degli apporti derivanti dallo stato di occupazione (la superficie di riferimento dell'unità immobiliare è posta pari a 100 m^2).

Si precisa che, per famiglie di uno o due componenti, è stata considerata una composizione con soli individui adulti. Per le famiglie di 3 componenti si è tenuto conto della possibilità di avere un soggetto non adulto anche in presenza di due soli soggetti (cod. 22); per le famiglie di 4 componenti infine, si è aggiunta anche la possibilità che siano presenti da soli due soggetti non adulti (cod. 22).

Tabella 16 – Potenza degli apporti interni in funzione degli stati di occupazione

N. componenti = 1			
Codice di occupazione	Occupanti [W]	Utenze [W]	Totale [W]
0	0	100	100
10	72	100	172
11	180	500	680
N. componenti = 2			
0	0	100	100
20	144	100	244
11	180	100	280
22	360	500	860
N. componenti = 3			
11	180	100	280
30	196	100	296
22	310	500	810
32	412	500	912
33	490	500	990
N. componenti = 4			
0	0	100	100
11	180	100	280
40	248	100	348
22	260	500	760
42	464	500	964
33	490	500	990
44	620	500	1120

Con i dati della Tabella 16 è possibile determinare per ciascun profilo di occupazione i profili orari medi degli apporti interni di potenza, di cui tener conto nel bilancio energetico dell'unità immobiliare. Tali profili sono illustrati nelle Figure da 15 a 18.

Per comparazione, viene riportato, per ciascun profilo di occupazione, anche l'andamento previsto applicando le indicazioni della norma UNITS 11300-1 sopra richiamata (§13.1.2, prospetto 14, considerando un'incidenza del 40% dei locali cucina e soggiorno sul totale della superficie dell'unità immobiliare).

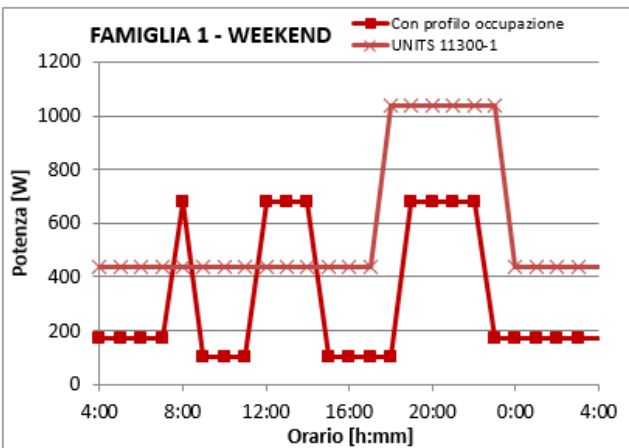
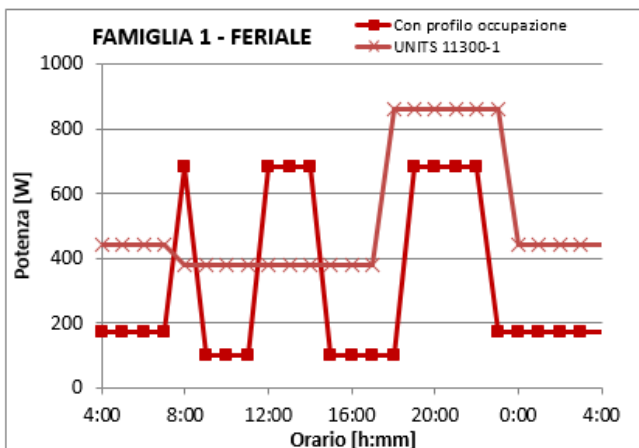


Figura 15 – Profili orari medi di potenza da apporti interni per la famiglia di 1 componente

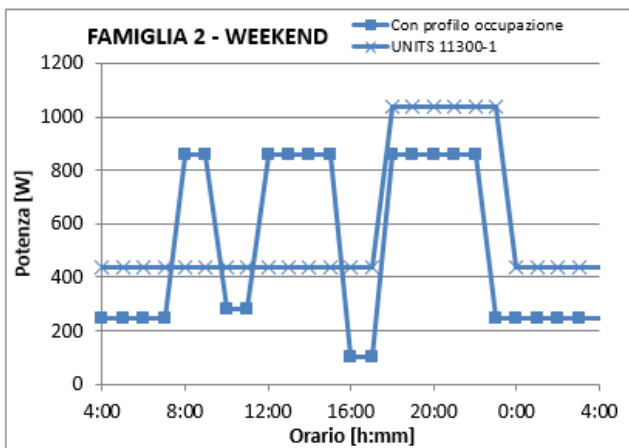
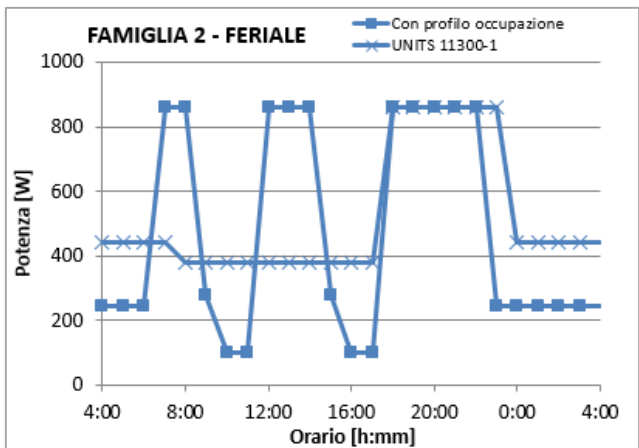


Figura 16 – Profili orari medi di potenza da apporti interni per la famiglia di 2 componenti

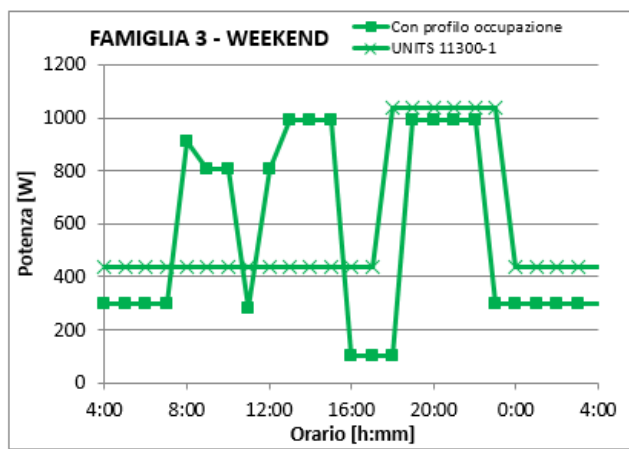
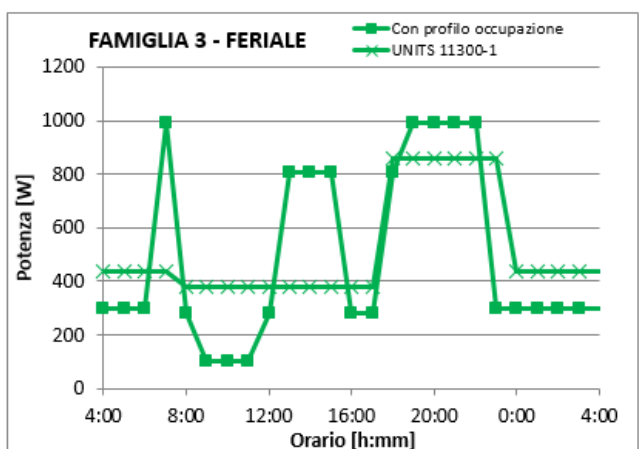


Figura 17 – Profili orari medi di potenza da apporti interni per la famiglia di 3 componenti

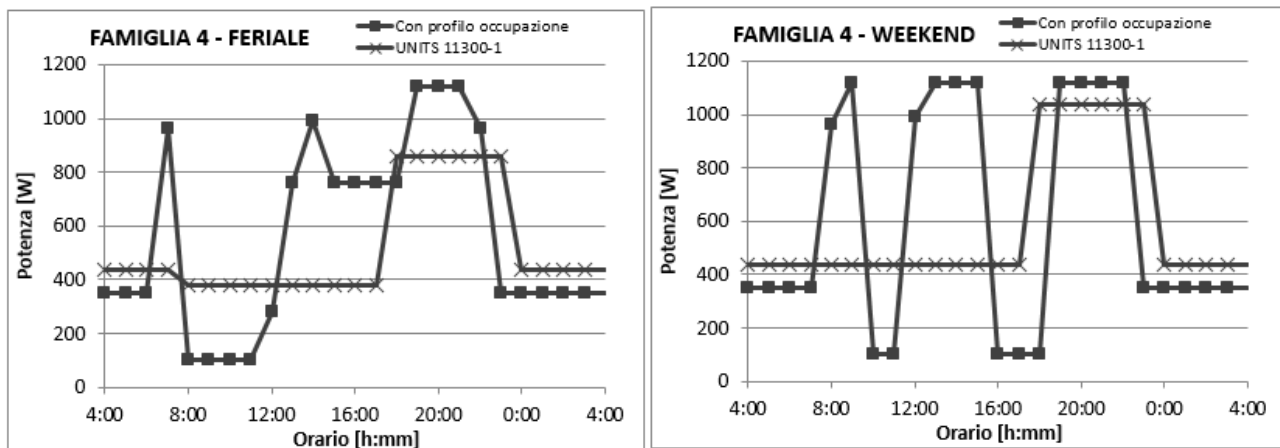


Figura 18 – Profili orari medi di potenza da apporti interni per la famiglia di 4 componenti

Dal confronto dei vari profili di potenza, si osserva innanzitutto che le regole fornite dalla norma UNITS 11300-1 non consentono un'adeguata simulazione della presenza degli occupanti, poiché i profili generati seguendo tali indicazioni sono indipendenti dal numero degli occupanti. In generale, i profili di potenza calcolati con la UNITS 11300-1 sono suddivisi in 3 ampie fasce orarie nell'arco della giornata, uguali sia per i giorni feriali che per i fine settimana, pertanto hanno meno variazioni orarie.

Il calcolo effettuato secondo i profili di occupazione, viceversa, tiene conto del numero degli occupanti secondo la base statistica precedentemente dettagliata. Per quanto riguarda le apparecchiature, stabilisce un legame, seppure semplificato, tra la potenza che essi immettono nell'abitazione e l'attività degli occupanti.

In termini di potenza media giornaliera, si osserva che per i nuclei familiari di 3 e 4 componenti i valori ricavati con i due metodi sono tra loro confrontabili, essendo quelli della UNITS 11300-1 per la famiglia da 3 componenti più alti del 4÷5% rispetto al calcolo secondo il profilo di occupazione, e più bassi del 3÷8% nel caso della famiglia da 4 componenti. Per le famiglie di 2 componenti il divario aumenta, con la potenza calcolata secondo la UNITS 11300-1 maggiore del 8÷14% rispetto a quanto calcolato con il profilo di occupazione. Tale divario diventa molto elevato nel caso della famiglia monocomponente, per la quale il calcolo secondo la UNITS 11300-1 fornisce un valore maggiore del 60÷62% rispetto all'utilizzo del profilo di occupazione.

A conclusione dell'analisi presentata, è opportuno precisare che i profili ottenuti con la procedura descritta non rappresentano una situazione reale, ma sono da intendersi come risultati sintetici delle condizioni che, dal punto di vista statistico, hanno la maggiore probabilità di verificarsi in ogni intervallo temporale considerato. In altri termini, non è detto che la successione degli stati proposti si verifichi esattamente, ma si può affermare che ad ogni intervallo si fa corrispondere lo status che si presenta con maggiore probabilità. Un'alternativa a tale approccio è quella di effettuare un'analisi di clustering volta alla definizione di un certo numero di gruppi con caratteristiche comuni. L'analisi, implementabile soltanto attraverso strumenti di calcolo specialistici capaci di lavorare con i Big Data, condurrebbe alla determinazione di diversi profili di occupazione, con lo svantaggio di perdere in termini di sintesi del dato. Ulteriori sviluppi del calcolo potrebbero riguardare l'utilizzo di un metodo probabilistico capace di definire, a partire dai dati trovati, delle previsioni realistiche sullo sviluppo dell'andamento occupazionale nel tempo. In questo modo, si supererebbero i limiti derivanti dall'approccio deterministico utilizzato.

2.4 Calcolo del fabbisogno energetico complessivo di riferimento

La simulazione dei carichi richiesti alla pompa di calore viene effettuata considerando l'edificio di riferimento in ciascuna delle 5 località rappresentative delle zone climatiche e tenendo conto della riduzione dei carichi termici in virtù dei profili di occupazione precedentemente illustrati.

2.4.1 Profilo giornaliero di temperatura

Per la temperatura dell'aria esterna si considerano 4 giorni caratteristici determinati all'interno del mese di Gennaio in modo che abbiano una temperatura media il più possibile vicina a quella fornita dalla norma UNI 10349 (ovvero: valori medi mensili della temperatura media giornaliera dell'aria esterna) per il suddetto mese. In questo modo si minimizza l'influenza della variabilità termica dello specifico anno a cui i dati fanno riferimento. L'impiego di 4 giorni anziché di un solo giorno tipico consente di tener conto anche della variabilità del profilo giornaliero che, anche a parità di valore medio, può subire oscillazioni a seconda di vari fattori.

I dati di riferimento sono ricavati dagli archivi meteo disponibili presso varie Agenzie Regionali per la Protezione dell'Ambiente [35-38] o da banche dati disponibili con specifici software di progettazione [39]. Gli andamenti delle temperature orarie dei giorni caratteristici sono illustrati per ciascuna zona climatica nelle Figure da 19 a 23 e costituiscono un dato di ingresso per le successive simulazioni. Insieme all'andamento giornaliero dei giorni caratteristici è riportato anche il loro involucro.

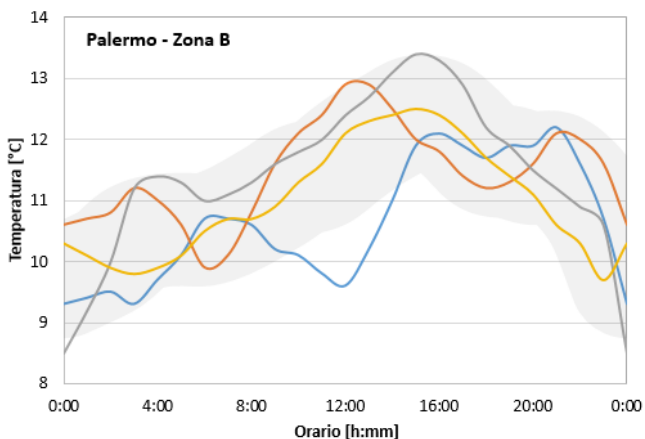


Figura 19 – Profilo giornaliero di riferimento della temperatura dell'aria esterna - zona B

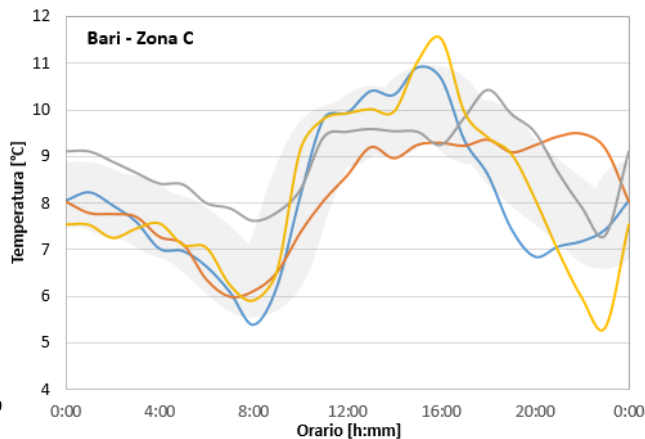


Figura 20 – Profilo giornaliero di riferimento della temperatura dell'aria esterna - zona C

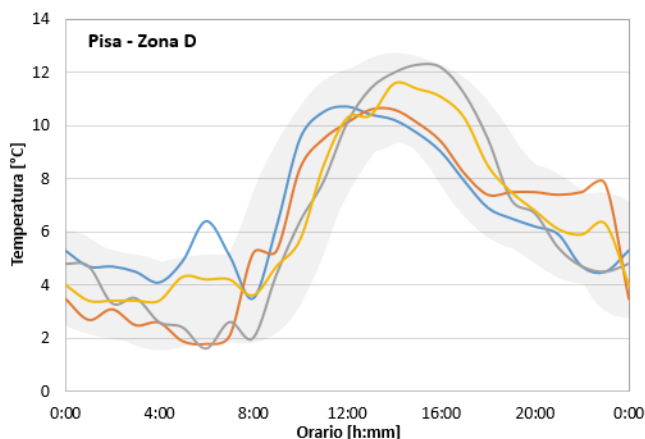


Figura 21 – Profilo giornaliero di riferimento della temperatura dell'aria esterna - zona D

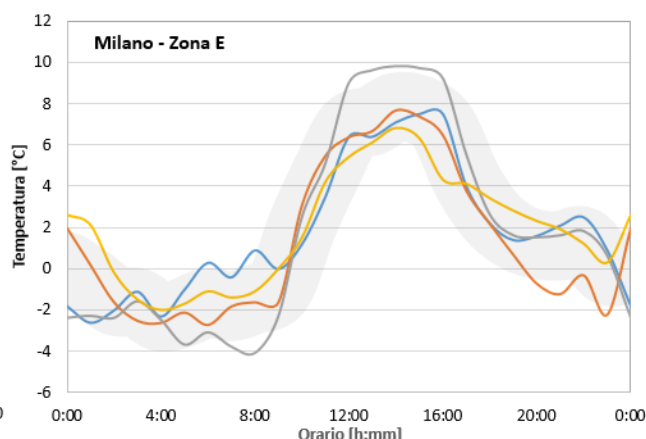


Figura 22 – Profilo giornaliero di riferimento della temperatura dell'aria esterna - zona E

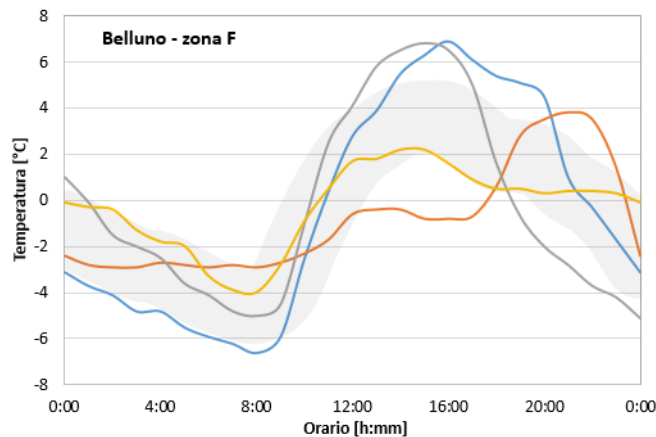


Figura 23 – Profilo giornaliero di riferimento della temperatura dell’aria esterna - zona F

Con l’eccezione della località scelta per la zona B, si nota che i vari involucri hanno delle caratteristiche comuni. L’andamento qualitativo è simile, essendo strettamente legato al ciclo di luce solare, con l’aumento della temperatura a partire dalle ore 7÷8 del mattino, pur con una certa variabilità a seconda della specificità dei giorni utilizzati per l’analisi; la temperatura cresce con continuità fino ad un massimo che si colloca all’incirca tra le ore 15 e le ore 16, valore al quale può stazionare più o meno a lungo, prima di ridiscendere con continuità, con eventuali oscillazioni, fino alle prime ore del mattino successivo. Sempre riferendosi all’andamento medio, si può osservare che l’escursione termica diurna è simile per le zone climatiche D, E ed F, essendo compresa tra 10°C e 13°C circa, mentre nelle zone B e C essa è molto più contenuta, non superando i 5÷6°C. Riguardo alle temperature massime, nelle zone C, D ed E si hanno valori compresi tra 10 e 12°C circa, mentre valori più dispersi si hanno nella zona F (6÷7°C) e per la zona B (oltre 13 °C). Infine, per le temperature minime, si osserva che, rispetto al valore della temperatura minima di progetto (come riportata in Tabella 11), esse sono tanto più alte quanto più è mite la zona climatica, con l’eccezione di Belluno, per la quale la temperatura di progetto è molto più bassa delle temperature minime considerate. Nella Tabella 17 si riassumono le principali grandezze che caratterizzano le condizioni climatiche delle località prese a riferimento per le varie zone climatiche.

Tabella 17 – Caratteristiche climatiche delle località di riferimento

	B	C	D	E	F
	Palermo	Bari	Pisa	Milano	Belluno
T min [°C]	8,50	5,34	1,60	-4,10	-6,60
T max [°C]	13,40	11,53	12,30	9,80	6,90
T med [°C]	11,17	8,32	6,53	1,71	-0,39
Escursione [°C]	4,90	6,19	10,70	13,90	13,50
Tm (UNI 10349) [°C]	11,10	8,50	6,70	1,70	0,10
T progetto [°C]	4,05	1,95	-0,91	-5,40	-11,90
T min-T progetto [°C]	4,45	3,39	2,51	1,30	5,30

2.4.2 Profili di potenza termica di riferimento

Conoscendo la firma energetica di un edificio-tipo e avendo a disposizione i profili orari delle temperature dell’aria esterna si può determinare un profilo tipico di potenza richiesta dall’abitazione durante i quattro

giorni caratteristici. Nelle Figure 24-28 si riporta l'andamento, per ciascuna zona climatica, di tale potenza.

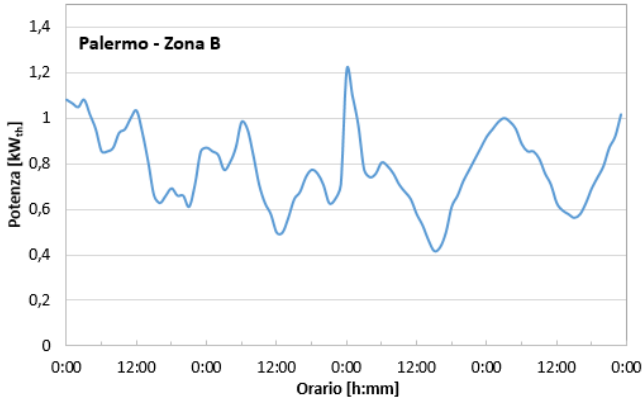


Figura 24 – Profilo di potenza termica per l'abitazione in zona B

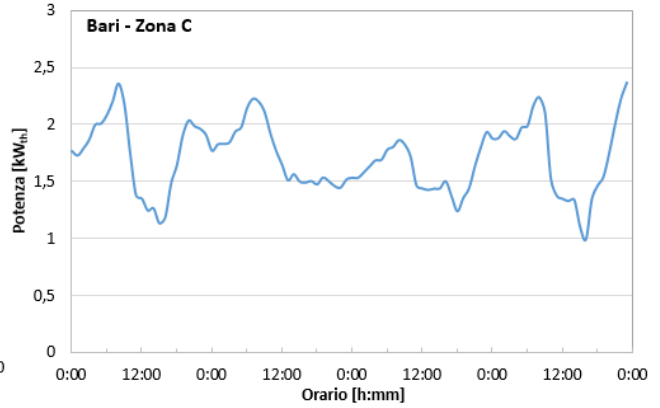


Figura 25 – Profilo di potenza termica per l'abitazione in zona C

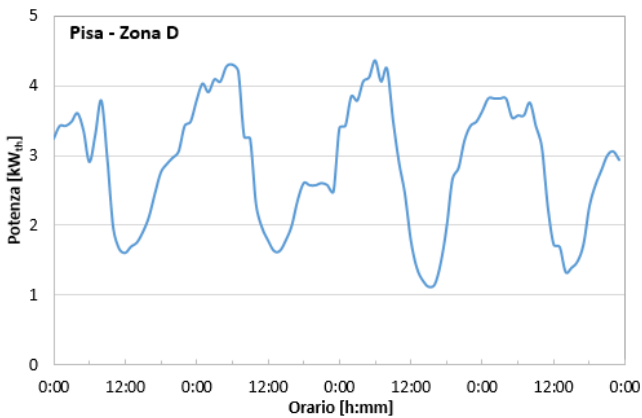


Figura 26 – Profilo di potenza termica per l'abitazione in zona D

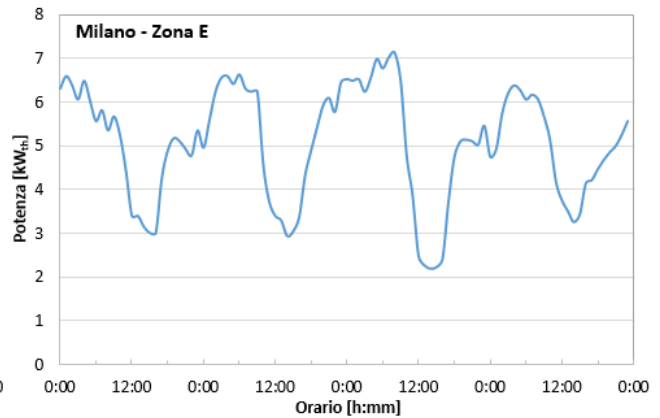


Figura 27 – Profilo di potenza termica per l'abitazione in zona E

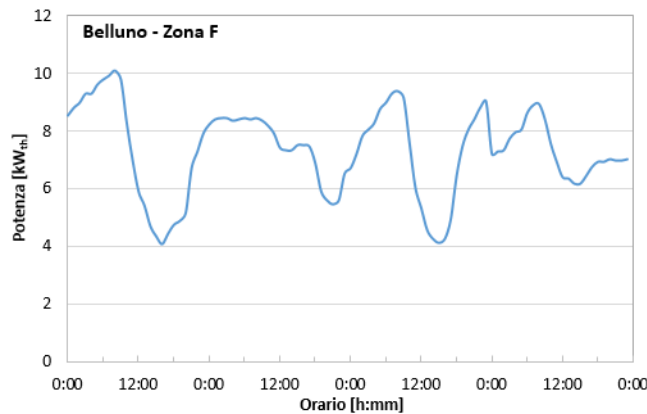


Figura 28 – Profilo di potenza termica per l'abitazione in zona F

A partire dai profili di potenza sopra ottenuti, si calcola la richiesta di potenza per un giorno di riferimento,

determinata come media oraria sui quattro giorni precedentemente analizzati. Da questa si può sottrarre il contributo degli apporti interni dovuti alla presenza degli occupanti, per determinarne gli effetti. Come condizione media di occupazione si considera quella di 3 persone in un giorno feriali, già illustrata nella Figura 17. Nelle Figure 29-33 sono riportati i profili di potenza complessivi (con apporti), a confronto con i profili di potenza senza gli occupanti (a sinistra), nonché la variazione della richiesta di potenza in termini di riduzione percentuale (a destra).

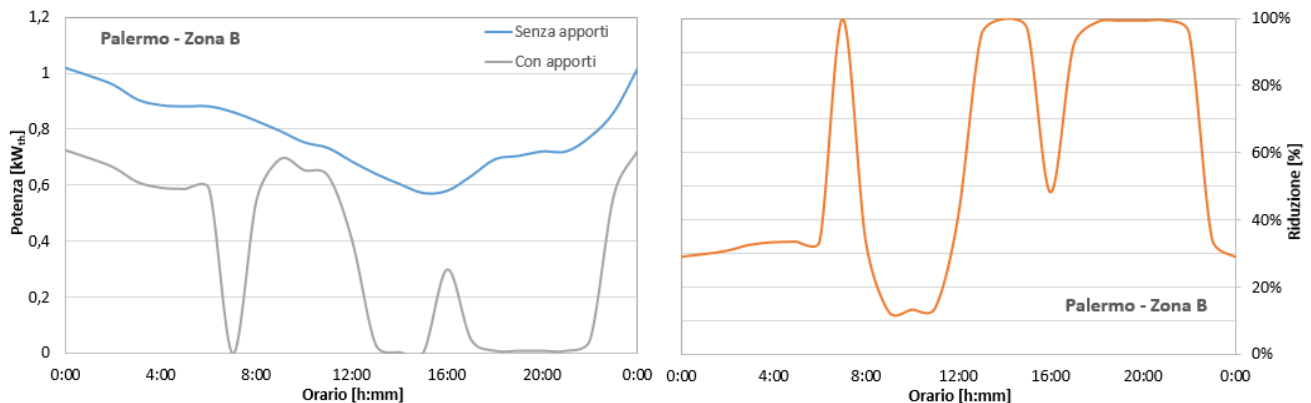


Figura 29 – Influenza dell’occupazione sul profilo giornaliero di potenza termica per l’abitazione in zona B

Si osserva che il contributo alla riduzione della potenza termica richiesta dall’abitazione si concentra mediamente in alcuni momenti della giornata, che corrispondono all’inizio delle attività quotidiane al mattino e alle fasce orarie di maggior presenza, ovvero nel primo pomeriggio e nella serata. In percentuale, la potenza dovuta agli apporti interni può essere significativa nelle zone climatiche B, C e D.

Nel caso particolare della zona B (Figura 29), si può notare il verificarsi di condizioni tali che la potenza prodotta in conseguenza dell’occupazione dell’abitazione uguagli e teoricamente superi quella richiesta per la climatizzazione invernale. Tale circostanza deriva prevalentemente dal basso livello di potenza, in termini assoluti, richiesto per il riscaldamento in molte località di questa zona climatica.

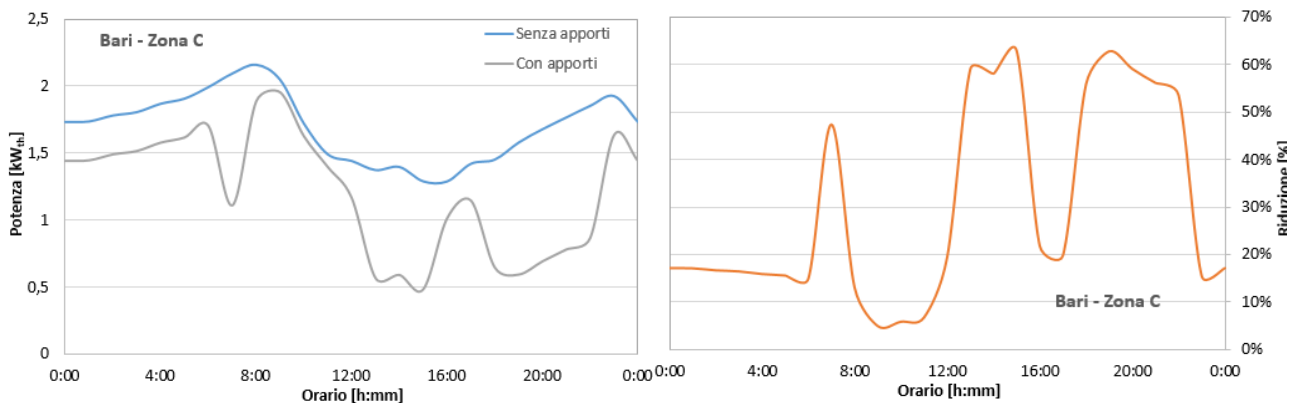


Figura 30 – Influenza dell’occupazione sul profilo giornaliero di potenza termica per l’abitazione in zona C

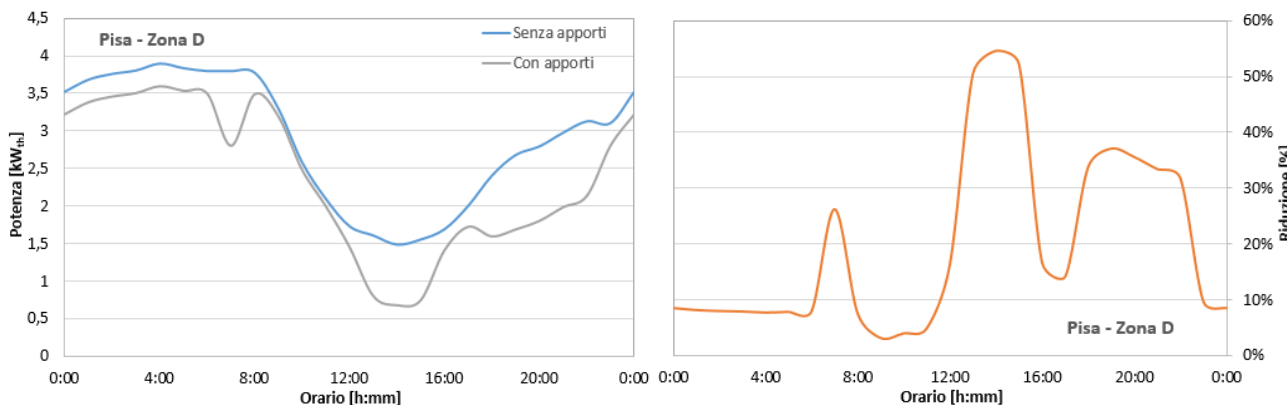


Figura 31 – Influenza dell’occupazione sul profilo giornaliero di potenza termica per l’abitazione in zona D

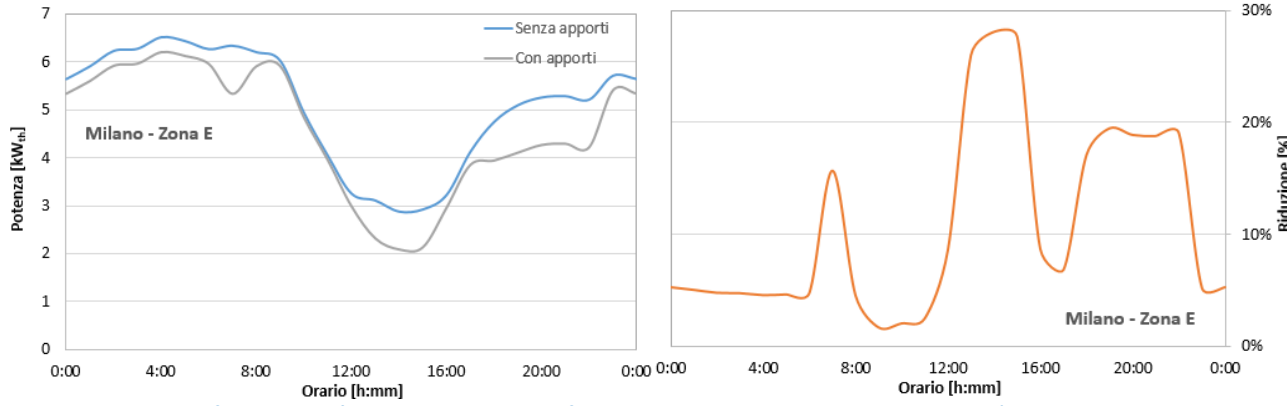


Figura 32 – Influenza dell’occupazione sul profilo giornaliero di potenza termica per l’abitazione in zona E

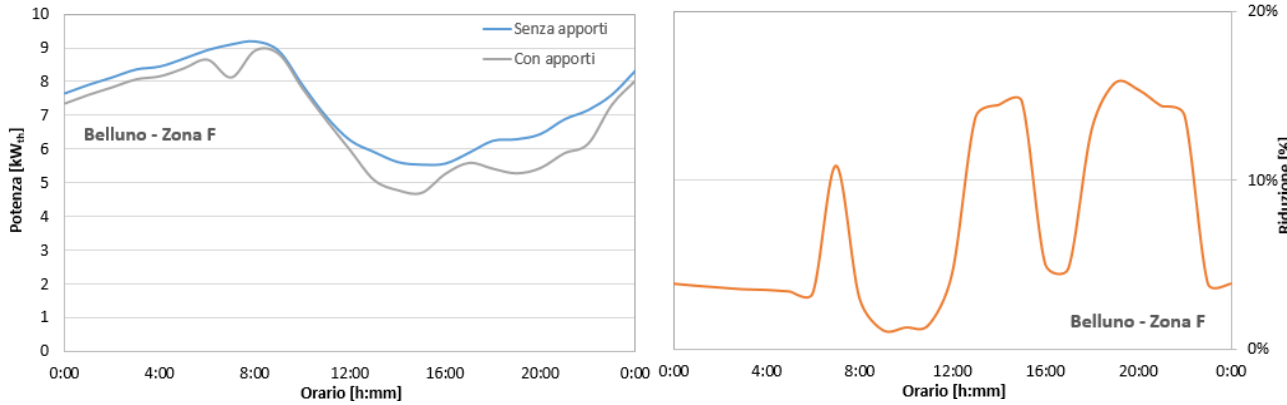


Figura 33 – Influenza dell’occupazione sul profilo giornaliero di potenza termica per l’abitazione in zona F

In termini integrali, la Tabella 18 riporta per ciascuna zona climatica la percentuale, rispetto al fabbisogno energetico di base, coperta dal contributo degli apporti interni. Essa corrisponde all’area racchiusa sotto le curve che riportano la riduzione percentuale di potenza. Nelle zone B e C tale contributo è effettivamente rilevante, poiché supera il 50% del fabbisogno nella prima e sfiora il 30% nella seconda.

Tabella 18 – Percentuale di energia fornita dagli apporti interni rispetto al fabbisogno base di riscaldamento

	Percentuale [%]
Zona B	53,8
Zona C	29,3
Zona D	17,4
Zona E	9,9
Zona F	6,8

3 Potenzialità di diffusione della tecnologia delle pompe di calore

Nel settore della climatizzazione, molte analisi degli operatori del settore concordano nell'attribuire un ruolo centrale alla tecnologia delle pompe di calore nei prossimi decenni. Il loro elevato potenziale di diffusione è messo in rilievo altresì dal più recente Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima (PNIEC), che ne prevede un incremento rilevante al fine di conseguire gli obiettivi di decarbonizzazione e di utilizzo di energia da fonti rinnovabili posti dalle politiche in ambito UE (cd. "Clean Energy Package"). Di seguito si analizza il potenziale di diffusione delle PdC partendo dagli andamenti del mercato e verificando i possibili risparmi conseguibili con tale tecnologia rispetto a quelle alternative attraverso uno studio parametrico volto a valutare i costi di esercizio e i tempi di ritorno dell'investimento.

3.1 Il mercato italiano delle pompe di calore

Dai dati sull'andamento del mercato delle pompe di calore si possono trarre varie indicazioni sulla diffusione delle principali tecnologie in Italia. Attualmente, esso è dominato dalla vendita di macchine reversibili ad aria (ASHP, air-sourced heat pumps), utilizzate principalmente per il raffrescamento estivo. Tuttavia, il clima italiano, specialmente nelle zone centro-meridionali, potrebbe consentire l'uso di ASHP come sistema principale di produzione del calore, sia per il riscaldamento degli ambienti che per la produzione di acqua calda sanitaria.

3.1.1 Nota metodologica sulla contabilizzazione dell'energia rinnovabile

È utile chiarire preliminarmente che i dati di mercato risentono dei metodi di contabilizzazione dell'energia rinnovabile ottenuta da pompe di calore reversibili ad aria. Più in dettaglio, il DM MiSE 14.01.2012 [40], stabilisce nell'Allegato tecnico VIII la metodologia applicabile per trattare statisticamente i dati di contabilizzazione delle fonti di energia rinnovabile (FER) da pompe di calore. La misurazione del raggiungimento degli obiettivi nazionali in termini di quota da FER per il riscaldamento e il raffrescamento sui consumi energetici finali è definita dal D. Lgs. 28/2011, che recepisce la direttiva europea 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili. Il suddetto Allegato VIII si basa su uno studio tecnico del mercato italiano delle pompe di calore per climatizzazione, nonché sul parere di vari esperti. Laddove non sia possibile determinare la percentuale di PdC aria-aria utilizzate per il solo raffrescamento, come avviene nel caso italiano, le unità aria-aria sono incluse nelle statistiche solo per una piccola frazione, circa il 9,5%. Più precisamente, per le statistiche nazionali sul contributo da FER, le installazioni di PdC aria-aria reversibili con capacità inferiore a 17 kW sono contabilizzate nella misura del 9,5% (rivisto al 10,2% dal 2012) delle vendite complessive, al fine di ridurre qualsiasi rischio di sovrastima. In tal modo, solo questa frazione è considerata essere impiegata come sistema di riscaldamento principale.

Lo stesso principio è espresso nel testo della Decisione n. 2013/114 della Commissione Europea [41], laddove si specifica che nei climi più caldi, e in parte in quelli intermedi, le pompe di calore reversibili sono installate allo scopo di raffreddare l'ambiente interno, sebbene possano essere utilizzate anche per fornire calore durante l'inverno. Dato che nella stagione estiva la domanda di raffreddamento è maggiore della domanda di riscaldamento della stagione invernale, la capacità nominale riflette maggiormente la domanda di raffreddamento anziché le esigenze di riscaldamento. Poiché la capacità installata rappresenta un indicatore

del fabbisogno di calore, essa implica che le statistiche relative alla capacità installata non rifletterebbero la capacità installata a scopo di riscaldamento. Perciò viene applicata una riduzione conservativa al 10% nei climi caldi, in termini di ore equivalenti annuali H_{HP} (Hour of Heat Pump), intendendo con questo parametro il presunto numero annuo di ore in cui una PdC deve produrre calore alla potenza nominale per ottenere il calore totale utilizzabile fornito dalla macchina stessa, espresso in ore. A supporto della scelta di tale percentuale, anche la Decisione fa menzione dello stesso studio tecnico del mercato italiano sopra citato.

Le metodologie statistiche appena descritte sono seguite anche nei rapporti di rilevazione dell'andamento del mercato delle pompe di calore stilati da associazioni europee, quali l'EHPA (European Heat Pump Association), che rappresenta la maggior parte delle industrie produttrici in Europa. Si consideri, tuttavia, che a seconda delle fonti di provenienza, i dati di vendita disponibili possono essere molto diversi tra loro poiché alcune rilevazioni includono qualsiasi apparecchio assimilabile in linea di principio ad una pompa di calore, senza tener conto della funzione principale a cui sono dedicati gli apparecchi (raffrescamento, sistema di riscaldamento ausiliario, sistema principale di riscaldamento, ecc.).

A questo proposito, è stata effettuata una verifica dei dati prodotti da EurObserv'ER [42-45] (progetto europeo di monitoraggio dei progressi fatti dalle tecnologie a fonti rinnovabili in vari settori), che include tutti gli apparecchi venduti, a prescindere dalla loro funzione principale. Conteggiando tali dati con la riduzione al 9,5% delle pompe di calore aria-aria, si riscontra un accordo molto buono con i dati EHPA, a cui si farà riferimento nel seguito [46-48].

3.1.2 Dati di vendita

Se non si tiene conto della destinazione finale dell'apparecchio (includendo quindi anche gli apparecchi utilizzati per raffrescamento o integrazione del riscaldamento), in Italia negli ultimi 10 anni sono state vendute circa 1,3 milioni di pompe di calore all'anno, per la quasi totalità di tipo aria-aria e per il 75% di taglia inferiore a 7 kW termici.

Tenendo conto della correzione del dato riguardante le pompe di calore aria-aria, in Italia si hanno circa 140.000 unità vendute annualmente negli ultimi 14 anni, con picchi uguali o superiori a 200.000 negli ultimi 3 anni, e tassi di crescita a due cifre negli ultimi 4 anni, se si esclude il 2017, come illustrato in Figura 34 [14, 46-50]. Nel contesto europeo, quello italiano è il secondo mercato in termini assoluti dopo la Francia, con una percentuale compresa tra il 13 e il 18% negli ultimi anni. L'introduzione nel 2014 di una tariffa elettrica dedicata specificamente ai consumi da PdC usate come sistema primario di riscaldamento, insieme ad altri meccanismi di incentivo fiscale, ha favorito la diffusione di tali macchine.

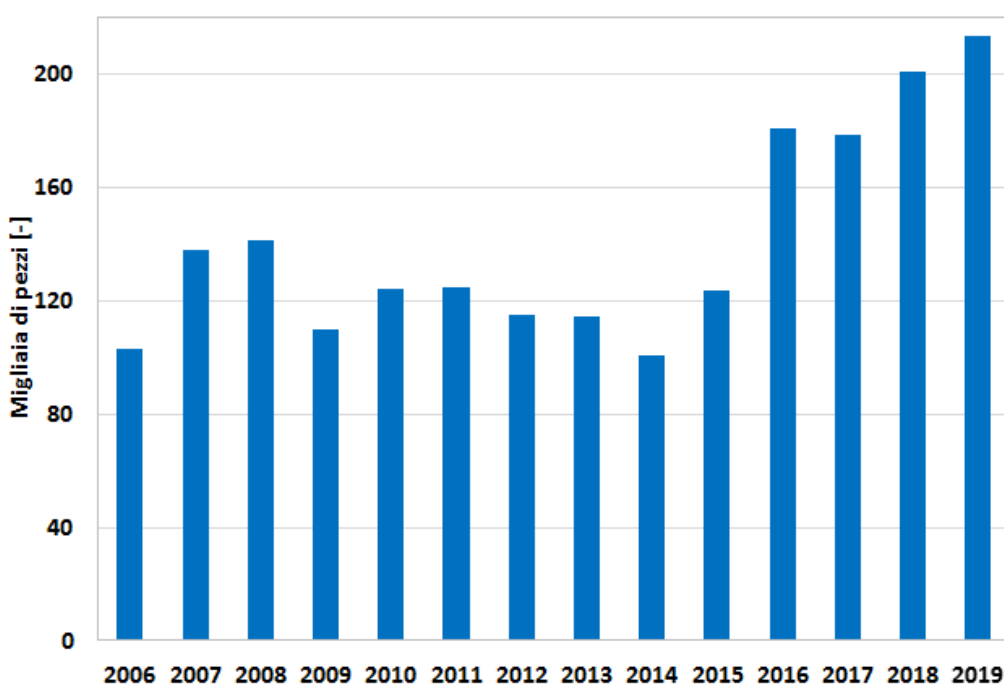


Figura 34 – Mercato delle pompe di calore in Italia dal 2006 al 2019

Analizzando la ripartizione delle vendite di pompe di calore per tipologia (Figura 35 [48-50]), si nota una grande prevalenza dei sistemi aria-aria, per le ragioni precedentemente richiamate. Riferendosi all’energia primaria estratta dall’ambiente, l’aria è di gran lunga la fonte predominante (97%), seguita dal terreno (3% circa) e da un contributo quasi trascurabile dell’acqua.

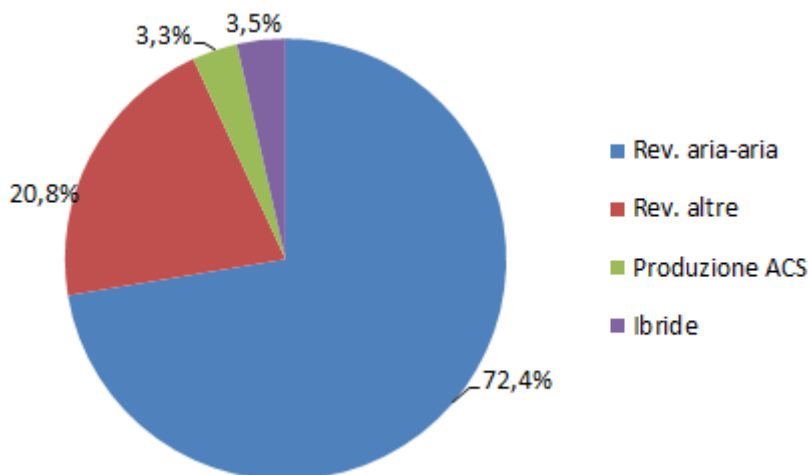


Figura 35 – Ripartizione del mercato delle pompe di calore in Italia nel 2019

Tra le pompe di calore definite Rev. altre nella figura precedente, la maggior parte sono del tipo aria-acqua (aventi cioè come sorgente l’aria e come pozzo termico l’acqua). I volumi di vendita di questa tipologia di macchine sono praticamente quadruplicati negli ultimi 10 anni, come illustrato in Figura 36 [50], attestandosi intorno a 44.000 unità vendute nel 2019, con un incremento del 16% rispetto all’anno precedente. Si consideri che, a differenza delle PdC di tipo aria-aria, quelle di tipo aria-acqua non hanno volumi di vendita correlabili con l’andamento delle condizioni climatiche stagionali (tipicamente quelle estive), pertanto il loro incremento sul mercato (+23% in media negli ultimi 5 anni) può essere considerato come indicatore affidabile del loro trend di diffusione sul mercato.

I sistemi ibridi, sebbene rappresentino una tecnologia molto recente, data dalla combinazione in un unico apparecchio della caldaia e della pompa di calore, con l’obiettivo di sfruttare al meglio i vantaggi di entrambe le componenti, mostrano una crescente diffusione, essendo le vendite più raddoppiate negli ultimi 4 anni. I sistemi a pompa di calore per la produzione esclusiva di acqua calda sanitaria mostrano anch’essi un buon ritmo di crescita, pur essendo una tecnologia scarsamente diffusa, presumibilmente per ragioni di costo. A confronto con il più diffuso scaldabagno elettrico, infatti, il costo di un analogo apparecchio in pompa di calore può essere 7÷8 volte maggiore.

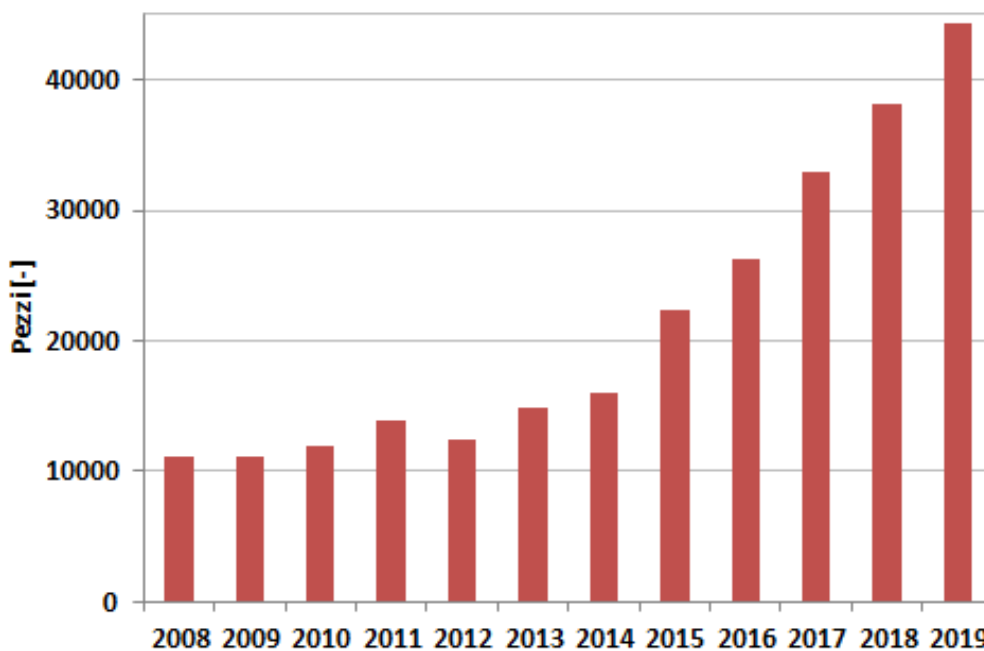


Figura 36 – Vendite annuali di pompe di calore aria-acqua in Italia negli ultimi 12 anni

Si ritiene che sull’andamento positivo del mercato influiscano, tra gli altri, la crescente consapevolezza degli utenti finali, anche grazie ai consigli di alcuni installatori, i vantaggi economici offerti dagli incentivi fiscali. Un altro elemento non trascurabile è la classificazione energetica degli edifici: la presenza di sistemi di climatizzazione moderni e performanti contribuisce a innalzare la classe energetica e quindi il valore dell’edificio.

Analizzando i dati per fasce di potenza, per la fascia fino a 17 kW, (circa il 40% del fatturato complessivo) il mercato italiano è caratterizzato da un progressivo spostamento verso unità in pompa di calore, che stanno sostituendo quelle per la produzione di solo raffrescamento (ridotte ormai a poco più del 3% del mercato). Dalla rilevazione emerge anche l’elevato numero di pompe di calore splittate con incorporato il serbatoio di acqua calda sanitaria. I numeri in valore assoluto indicano che questa tipologia rappresenta già il 60% del totale delle splittate e, poiché esse sono destinate prevalentemente al residenziale, questi numeri evidenziano una progressiva affermazione della pompa di calore come unico sistema di riscaldamento nelle nuove applicazioni residenziali. Nella fascia 18÷50 kW si riscontra un andamento analogo, in quanto, sul mercato italiano, le PdC rappresentano circa l’80% del totale. In questa fascia, la quota di mercato Italia coperta da produzione nazionale è di circa il 70%, mentre nella fascia precedente era solo il 20% [50].

3.2 Studio parametrico sulla spesa energetica con PdC

L’analisi delle potenzialità di diffusione della tecnologia delle PdC può essere supportata da uno studio parametrico atto a valutare la convenienza economica per l’utente finale rispetto alle tecnologie concorrenti, in termini di risparmio conseguibile sia su base annua che sull’intero ciclo di vita.

3.2.1 Risparmio annuo conseguibile per il riscaldamento e la produzione ACS con una PdC

Si riporta di seguito il calcolo della spesa energetica annuale per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria per un’abitazione media nelle varie zone climatiche italiane.

Per definire il consumo elettrico di una PdC sono state considerate le tre classi di efficienza in modalità riscaldamento A, A+ e A++, definite dal già citato Regolamento EU n. 811/2013 [1], a cui corrispondono degli intervalli di valori di SCOP e per ciascuna classe si è utilizzato il valore medio dell’intervallo, in condizioni climatiche Average e con una temperatura di produzione dell’acqua pari a 55°C.

In base ad un'analisi statistica dello SCOP di vari modelli commerciali di PdC per applicazioni residenziali è stata stimata la variazione delle prestazioni con le condizioni climatiche, ottenendosi, per l'esercizio in zone Warmer un incremento medio del 22% circa in confronto a quelle conseguibili in zona Average e, viceversa, una riduzione del 14% circa quando la PdC opera in zone Colder [14]. Di tali fattori si è tenuto conto nel passaggio dal fabbisogno termico a quello elettrico, secondo la definizione stessa di SCOP.

Per quanto riguarda la produzione di acqua calda sanitaria, si assume un fabbisogno termico annuale medio pari a 2114 kWh/y [51], da sommare a quello di riferimento per il riscaldamento (come da Tabella 12 per un appartamento di 100 m²). In modalità produzione acqua calda sanitaria, ipotizzando di impiegare la stessa macchina utilizzata per il riscaldamento e prevedendo un adeguato serbatoio di accumulo, le classi di efficienza prese in esame sono la A e la A+, con un profilo descritto dal tipo "L" del Regolamento EU n. 811/2013.

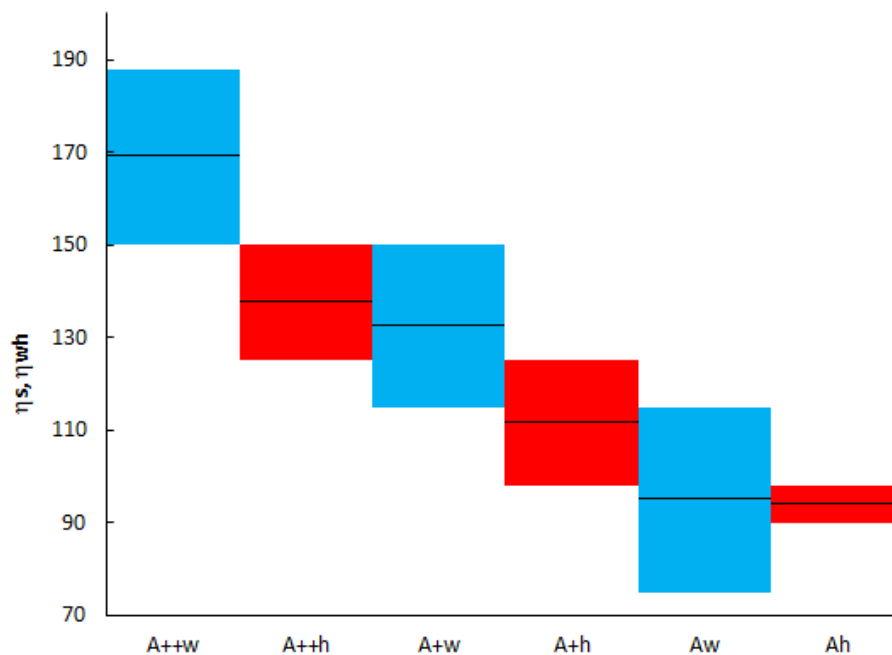


Figura 37 – Intervalli di efficienza e valore centrale delle classi A++, A+, ed A in riscaldamento e produzione acqua calda sanitaria (Reg. EU 811/2013)

Facendo riferimento ad una sola macchina, si deve combinare la classe di efficienza in modalità riscaldamento con quella in modalità produzione acqua calda, potendosi così ottenere teoricamente 6 distinte combinazioni. Considerando gli intervalli di efficienza delle PdC in modalità riscaldamento e produzione acqua calda (η_s e η_{wh} , rispettivamente, come definiti dal Reg. EU 811/2013), illustrati in Figura 37, e tenendo conto delle differenti condizioni di lavoro di una data macchina nelle due modalità, tali da configurare prestazioni mediamente superiori in riscaldamento, le combinazioni di efficienza più frequenti in macchine commerciali sono le 3 seguenti: A+h/A_w, A++h/A_w, A++h/A_w, in cui il pedice h indica la modalità riscaldamento e quello w la modalità produzione acqua calda sanitaria. Per la caldaia si è considerato un rendimento di 0,9, indipendente dalle condizioni climatiche.

Una volta definiti gli indicatori di efficienza η_s ed η_{wh} (e quindi gli SCOP) della PdC e della caldaia a condensazione si può calcolare l'energia elettrica necessaria per la PdC e il combustibile per la caldaia, con i risultati illustrati nella Tabella 19:

Tabella 19 – Fabbisogno elettrico annuo per la PdC e di gas naturale per la caldaia

Zona climatica	Fabbisogno medio annuo di	Fabbisogno elettrico annuo PdC [kWh _e]	Fabbisogno annuo di gas naturale [Smc]

	energia termica [kWh]	A ₊ _h /A _w	A ₊₊ _h /A _w	A ₊₊₊ _h /A _w	
B	3894	1217,0	1122,6	926,9	404,4
C	6294	2014,5	1780,1	1573,1	653,6
D	10264	3370,1	2891,5	2674,6	1065,8
E	16654	5942,3	5002,4	4763,6	1729,4
F	24534	10110,74	8425,3	8147,6	2547,7

Noti i fabbisogni energetici dalla tabella precedente, per passare alla valutazione economica è necessario conoscere i costi dei vettori energetici, opportunamente differenziati in base alla zona climatica. Per quanto riguarda il gas naturale, la Figura 38 riporta l'andamento del suo costo unitario per il cliente finale in funzione del consumo e tenendo conto dell'alta variabilità riscontrabile tra le varie zone climatiche⁷. Per le tariffe elettriche si considera anche l'influenza della potenza contrattualmente installata, riportando i costi unitari per tre taglie comuni: 3, 4,5 e 6 kW (Figura 39). Per ogni abitazione si ipotizza un consumo elettrico medio di base, indipendente dal sistema di riscaldamento e produzione acqua calda, pari a 2500 kWh annui, con un contatore di potenza 3 kW. Con l'impiego di una PdC, si ipotizza di aumentare tale potenza a 4,5 kW per le zone B, C e D, e a 6 kW per le zone E ed F. La spesa energetica annuale è calcolata come aumento rispetto a quella di base sopra definita. Per le tariffe si utilizzano i valori del mercato di maggior tutela (a cui fa ancora riferimento il 49,9% dei clienti nell'ambito del gas e il 57% nell'ambito dell'energia elettrica [52]) del 4° trimestre del 2018, al lordo di tutti gli oneri per il cliente finale.

⁷ In Italia le tariffe del gas variano secondo una suddivisione del paese in 6 ambiti, ovvero aree geografiche: nord-occidentale (Piemonte, Liguria e Valle d'Aosta), nord-orientale (Lombardia, Veneto, Trentino-Alto Adige, Friuli-Venezia Giulia, Emilia-Romagna), centrale (Toscana, Marche e Umbria), centro-sud occidentale (Lazio e Campania), centro-sud orientale (Abruzzo, Molise, Puglia e Basilicata) e meridionale (Calabria e Sicilia), all'interno delle quali rientrano le varie regioni. A livello nazionale, le uniche voci di costo indipendenti dall'ambito sono quella della materia energia (che pesa per una percentuale del 39÷45% a seconda dell'ambito) e quella degli oneri di sistema (che incide per il 2,3÷2,8%). Le restanti voci, ovvero quelle di trasporto, misura e gestione del contatore, l'accisa e le imposte addizionali, variano da un ambito all'altro (con un peso percentuale del 52÷59%), con differenze anche tra regioni dello stesso ambito e all'interno della stessa regione in base alla zona climatica. Per un consumatore medio, a parità di consumo si può avere una differenza di spesa fino al 16% tra la tariffa più alta e quella più bassa, considerando come base la spesa per la tariffa più bassa. I valori riportati nel grafico sono delle medie pesate in base all'ambito di appartenenza della popolazione, con riferimento al IV trimestre 2018.

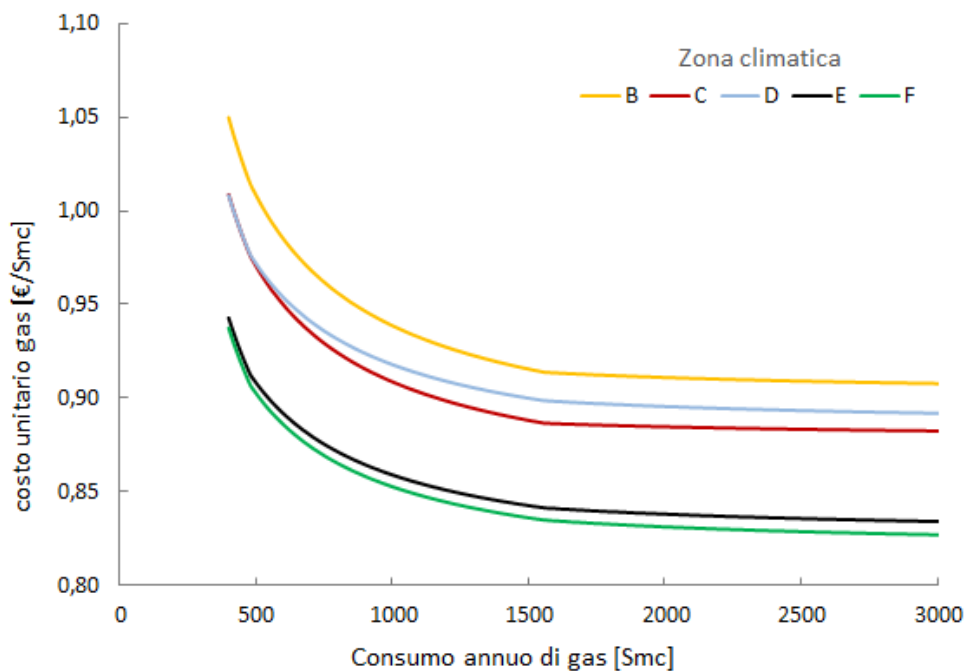


Figura 38 – Costo unitario del gas naturale in funzione del consumo nelle varie zone climatiche italiane – IV trimestre 2018

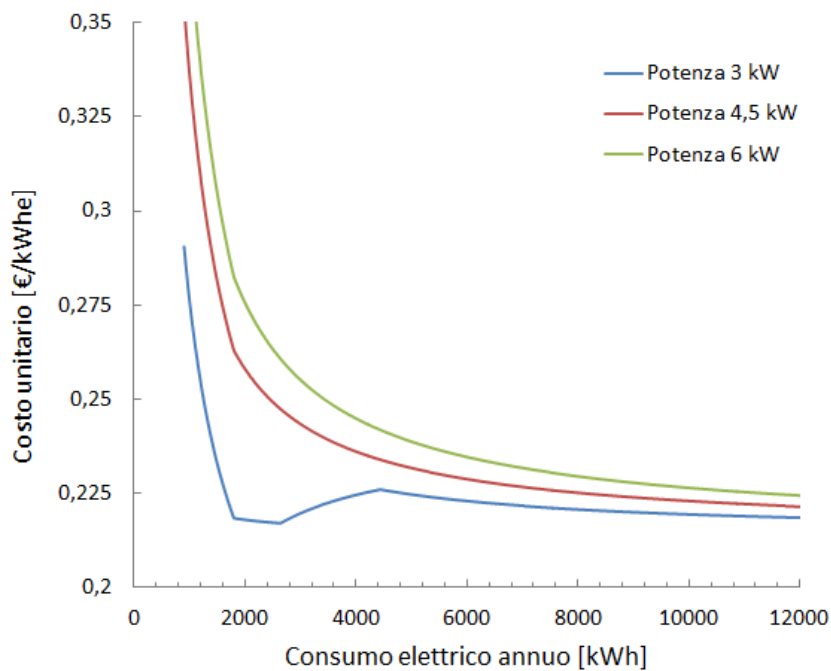


Figura 39 – Costo unitario dell'energia elettrica in funzione del consumo e della potenza installata – IV trimestre 2018

Con le assunzioni sopra dettagliate e con i dati della precedente Tabella 19 si ottengono i risultati riassunti nella Tabella 20, da cui si osserva immediatamente che con una PdC i costi di esercizio sono praticamente sempre inferiori a quelli di una caldaia.

Tabella 20 – Spesa annua per riscaldamento e produzione acqua calda sanitaria

Zona climatica	A+h/A _w	A++h/A _w	A+++h/A _w	Caldaia
B	€ 340,72	€ 320,52	€ 278,60	€ 423,69
C	€ 511,53	€ 461,35	€ 417,00	€ 615,37
D	€ 801,88	€ 699,37	€ 652,91	€ 974,86
E	€ 1387,92	€ 1186,60	€ 1135,45	€ 1452,50
F	€ 2280,67	€ 1919,71	€ 1860,24	€ 2110,75

Per ciascuna categoria di PdC si riporta nella Figura 40 il risparmio annuale in termini percentuali rispetto alla caldaia a condensazione.

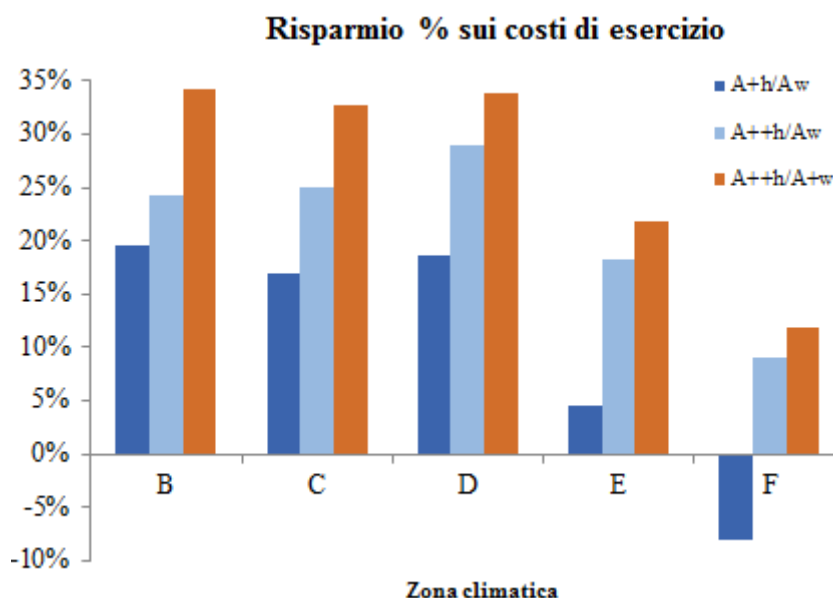


Figura 40 – Risparmio annuo percentuale per riscaldamento e produzione acqua calda sanitaria con una PdC rispetto ad una caldaia a gas a condensazione

In termini generali, si possono ottenere risparmi consistenti con una PdC che abbia efficienza almeno in classe A++_h, con valori tra il 28% e il 33% in zona D e tra il 18% e il 22% in zona E. In zona F il risparmio è inferiore, compreso tra il 9% e il 12%. Per quanto riguarda le zone B e C, pur essendo elevato il risparmio percentuale, nondimeno il risparmio effettivo è piuttosto basso, specialmente se la PdC non ha una classe di efficienza almeno A++_h o almeno A+_w. Si può notare, inoltre, che la classe di efficienza della PdC in modalità produzione acqua calda sanitaria influisce sempre meno sulla spesa totale passando dalla zona climatica B alla F, poiché si reduce progressivamente il peso percentuale del fabbisogno per tale servizio.

3.2.2 Valutazione economica complessiva

La valutazione della convenienza economica di una tecnologia deve prevedere, oltre all’analisi dei costi di esercizio, tutti gli altri costi da sostenere nell’intero ciclo di vita utile della macchina, compreso l’investimento, la manutenzione ed eventuali incentivi. Per valutare la possibilità di risparmio economico di una PdC in confronto con una caldaia a gas a condensazione si può effettuare l’analisi del cosiddetto massimo costo aggiuntivo (“maximum allowable additional capital cost” [53]). Si definisce tale costo come quello massimo aggiuntivo, rispetto al suo costo capitale, a cui può essere acquistata una tecnologia alternativa ad una di riferimento (qui la PdC è alternativa alla caldaia a gas a condensazione), tale da garantire un risparmio alla fine della sua vita operativa. In altri termini, il risparmio sui costi annuali di esercizio conseguito con una tecnologia alternativa, deve consentire di compensare e recuperare l’investimento maggiore entro la vita

utile della macchina. Essendo un parametro di confronto, se è positivo significa che la PdC è economicamente conveniente rispetto alla caldaia a condensazione e viceversa se è negativo. L'entità del massimo costo aggiuntivo, inoltre, fornisce un'indicazione quantitativa della convenienza economica.

Come dati di partenza (costo di acquisto e di installazione) si considerano quelli di un catalogo commerciale di una delle principali aziende del settore, pari a € 7374,00 e 1730,00, rispettivamente per la PdC e la caldaia, ottenuti con una riduzione del 40% sul costo di listino⁸. La vita utile di esercizio è fissata in 15 anni [54], arco temporale su cui si può calcolare il ritorno dell'investimento. Il massimo costo aggiuntivo è calcolato inizialmente senza considerare gli incentivi, per le tre differenti classi di PdC scelte, con i risultati della Tabella 21, da cui si osserva che in nessun caso una PdC può essere conveniente rispetto ad una caldaia a gas a condensazione, se considerata in assenza di incentivi. Nel migliore dei casi (PdC di elevate prestazioni in zona climatica D) per avere una convenienza economica complessiva, sarebbe necessario che essa costasse circa € 815,00 in meno del suo attuale prezzo medio.

Tabella 21 – Costo aggiuntivo accettabile delle PdC – senza incentivi

Zona climatica	A+h/A _w	A++h/A _w	A+++h/A _w
B	-€ 4399,01	-€ 4095,99	-€ 3467,16
C	-€ 4086,06	-€ 3333,25	-€ 2668,00
D	-€ 3048,87	-€ 1511,28	-€ 814,40
E	-€ 4674,76	-€ 1654,97	-€ 887,80
F	-€ 8192,37	-€ 2777,98	-€ 1885,92

In Figura 41 si riportano gli stessi dati con l'aggiunta della dipendenza dallo SCOP totale (calcolato come rapporto tra il fabbisogno complessivo per riscaldamento e produzione acqua calda e il corrispondente consumo elettrico).

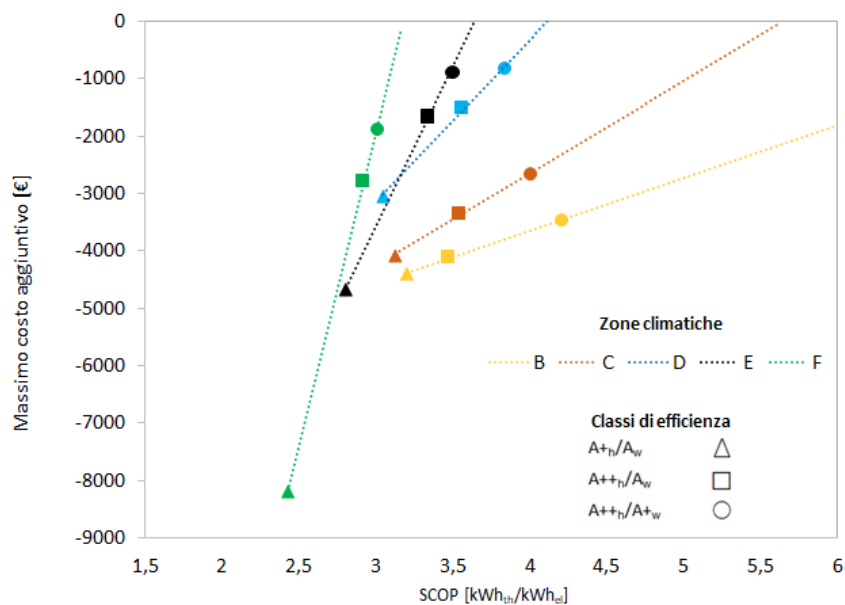


Figura 41 – Massimo costo aggiuntivo per zona climatica in funzione dello SCOP – senza incentivi

Da questa di può dedurre, ad esempio, che si potrebbe conseguire un vantaggio economico dall'impiego di una PdC nelle zone climatiche B e C con SCOP maggiori di 8 e 5,6, rispettivamente, valori molto lontani dall'attuale stato dell'arte. Per quanto riguarda le altre zone climatiche, gli SCOP che determinano un valore

⁸ Si ribadisce che il calcolo riportato ha solo un valore indicativo, anche in considerazione della diversa taglia delle macchine da considerare nelle varie zone climatiche (con relative differenze di costo), aspetto non considerato.

nullo del massimo costo aggiuntivo (ovvero di un costo aggiuntivo di pareggio) potrebbero essere disponibili sul mercato tra non molti anni, secondo alcune recenti proiezioni [54]. Per la zona F deve essere precisato che l'elevata pendenza della sua curva indica che si ha una variazione modesta dello SCOP quando si passa dalla combinazione A_{+h}/A_w a quella A_{++h}/A_{+w} , anche a causa dell'associazione di tale zona con quella europea Colder, le cui condizioni di riferimento sono molto distanti da quelle Average, a cui è invece riferita la zona climatica E. Nondimeno, un andamento di questo tipo implica che il pareggio economico in zona F potrebbe essere conseguito con un piccolo aumento dello SCOP.

Per effettuare un confronto che sia aderente alle attuali condizioni di mercato, si è ricalcolato il costo massimo aggiuntivo tenendo conto degli incentivi fiscali attualmente disponibili per l'acquisto di sistemi di riscaldamento ad elevate prestazioni. Si aggiunga, peraltro, che se la pompa di calore fosse considerata come impianto di riscaldamento meramente sostitutivo di una caldaia, l'analisi precedente mostrerebbe che in assenza di incentivi essa non può essere in alcun modo competitiva. Tuttavia, se si considerasse la PdC come una macchina completa per il riscaldamento ed il raffrescamento, si dovrebbe effettuare un'analisi economica più complessa, comprensiva dell'introduzione di ulteriori parametri.

Negli ultimi anni in Italia sono stati rese disponibili varie forme di incentivo, basate su differenti meccanismi. Uno di questi, disponibile solo per i privati, consente la detraibilità fiscale (fino al 65% dell'investimento, inclusi i costi di installazione) per l'acquisto di una PdC o una caldaia a condensazione in sostituzione di un precedente impianto meno efficiente, sia per il riscaldamento che per la produzione di acqua calda sanitaria. Inserendo nel calcolo del massimo costo aggiuntivo l'incentivo fiscale di cui sopra si ottengono i risultati illustrati in Tabella 22.

Tabella 22 – Costo aggiuntivo accettabile delle PdC – con incentivi

Zona climatica	A_{+h}/A_w	A_{++h}/A_w	A_{++h}/A_{+w}
B	-€ 730,72	-€ 427,70	€ 201,13
C	-€ 417,77	€ 335,04	€ 1000,29
D	€ 619,42	€ 2157,01	€ 2853,89
E	-€ 1006,47	€ 2013,32	€ 2780,49
F	-€ 4524,08	€ 890,31	€ 1782,37

La Figura 42 illustra gli stessi risultati anche in funzione dello SCOP.

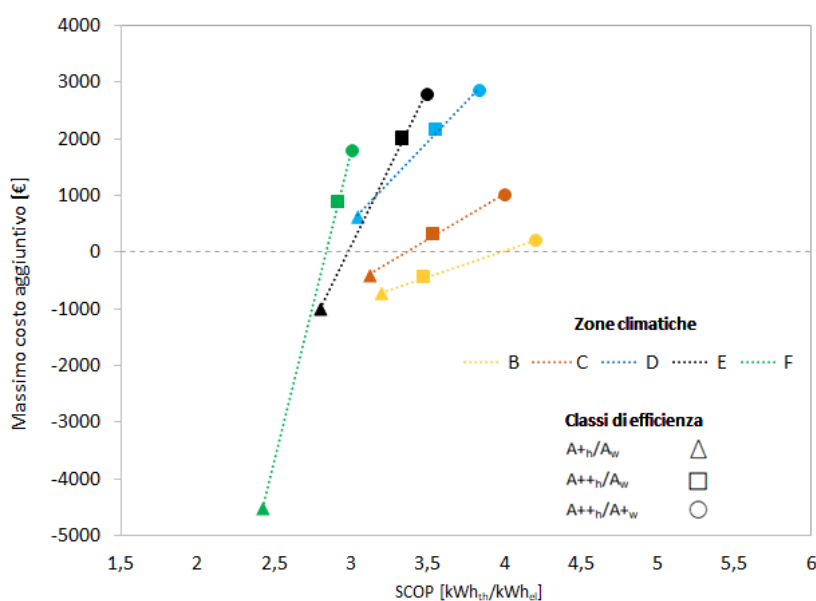


Figura 42 – Massimo costo aggiuntivo per zona climatica in funzione dello SCOP – con incentivi

Si noti, per inciso, che l'effetto netto degli incentivi è l'aumento del valore del massimo costo aggiuntivo di una quantità fissa per tutti i casi esaminati, pari a circa € 3668. In questo modo, la PdC diventa conveniente in gran parte delle condizioni analizzate.

È importante ricordare che le zone climatiche D, E ed F, nelle quali il massimo costo aggiuntivo è positivo con una PdC di adeguate prestazioni comprendono il 75% circa della popolazione, a cui corrisponde l'85% circa del fabbisogno complessivo di riscaldamento residenziale del paese.

Si può effettuare un confronto economico tra le tecnologie anche confrontando il loro valore attuale netto (VAN). Il VAN è definito come la somma delle entrate e delle uscite monetarie di un investimento al momento attuale (ovvero il flusso di cassa) calcolate per un certo arco temporale e attualizzate secondo un tasso di sconto fissato; esso è generalmente impiegato per analizzare la redditività di un investimento o di un progetto. In questo caso, poiché un sistema di riscaldamento non produce reddito di per sé, si impiega tale metodo per confrontare tra loro le alternative analizzate. Infatti, tutti i valori dei VAN calcolati saranno negativi e il miglior investimento sarà quello corrispondente al più piccolo valore assoluto, ovvero quello meno negativo. Con gli stessi dati di partenza impiegati nel precedente calcolo e fissando un tasso di sconto annuale del 3%, si ottengono i risultati riassunti in Tabella 23 e in Figura 43.

Tabella 23 – VAN di varie tecnologie di riscaldamento – con incentivi

Zona climatica	A _h /A _w	A _{++h} /A _w	A _{++h} /A _{+w}	Caldaia
B	-€ 6770,46	-€ 6522,06	-€ 6006,58	-€ 5815,40
C	-€ 8870,77	-€ 8253,67	-€ 7708,33	-€ 8172,25
D	-€ 12440,87	-€ 11180,45	-€ 10609,18	-€ 12592,57
E	-€ 19646,82	-€ 17171,38	-€ 16542,50	-€ 18465,72
F	-€ 30624,20	-€ 26185,81	-€ 25454,56	-€ 26559,58

Si osservi che la differenza tra i VAN di due tecnologie è diversa dal massimo costo aggiuntivo perché tiene conto dell'attualizzazione secondo un certo tasso di sconto, ma gli andamenti complessivi della redditività sono simili per i due indicatori (come visibile dal raffronto tra le Figure 42 e 44). Più precisamente, essi coincidono nel caso in cui si calcolino i VAN assumendo un tasso dello 0%.

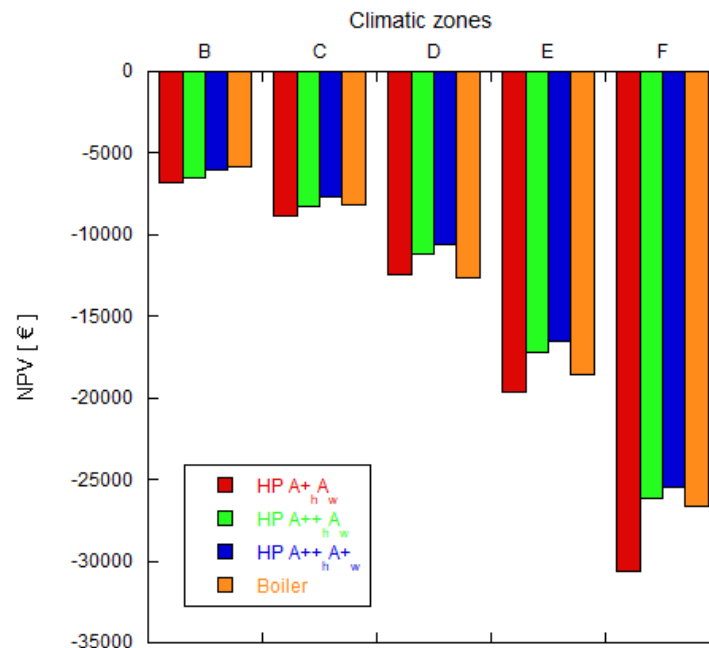


Figura 43 – VAN per varie tecnologie di riscaldamento nelle diverse zone climatiche (con incentivi)

I valori di VAN ottenuti sono in buono accordo con quelli presentati in uno studio simile [55], in cui sono confrontati sistemi di riscaldamento per edifici residenziali in determinate condizioni climatiche europee.

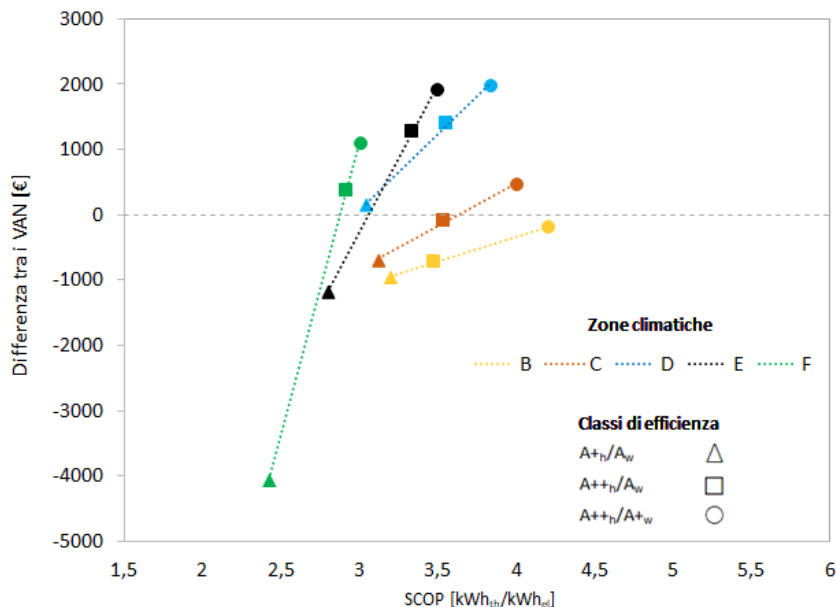


Figura 44 – Differenza tra i VAN di varie tecnologie rispetto alla caldaia (con incentivi)

Osservando la figura precedente, si nota che la convenienza economica di qualche tecnologia può essere messa in discussione se confrontata con quanto risultante dall’analisi con il massimo costo aggiuntivo. In particolare due casi, che analizzati con il criterio del massimo costo aggiuntivo erano leggermente positivi, diventano negativi se analizzati utilizzando la differenza tra i VAN. In ogni caso, quest’ultimo criterio è uno di quelli più indicati quando si valuta la bontà di un investimento economico, ricordando che i risultati che esso fornisce dipendono dall’assunzione di un certo tasso di interesse.

Per entrambi i criteri di analisi della convenienza economica è opportuno effettuare uno studio parametrico per valutare la sensibilità dei risultati al variare delle principali grandezze, come ad esempio il fabbisogno di energia termica, i prezzi del gas e dell’energia elettrica, il tasso di interesse e il tempo di ritorno dell’investimento. Rispetto alle condizioni di riferimento impiegate per l’analisi precedente, sono stati fatti variare separatamente il fabbisogno termico in un intervallo di $\pm 50\%$, le tariffe del gas e quelle elettriche entro intervalli di $\pm 20\%$, il tempo di ritorno dell’investimento tra 5 e 20 anni e il tasso di interesse tra 0 e il 10%. L’influenza dei vari fattori (con l’ipotesi di applicazione degli incentivi) è stata esaminata approfonditamente in uno specifico studio a cui si rimanda per maggiori dettagli [14], riassumendone di seguito le principali conclusioni.

Nella zona climatica D il vantaggio economico è garantito entro ampie variazioni dei principali parametri indagati praticamente con tutte le classi di efficienza considerate. In particolare, per quanto riguarda il fabbisogno termico rispetto al caso base, l’unico caso in cui non c’è convenienza è quello della PdC di minore efficienza e solo per riduzioni del fabbisogno superiori al 20%. L’analisi delle tariffe del gas mostra che, a fronte di una riduzione del prezzo dell’ordine del 20%, le PdC più performanti (A_{++h}/A_{+w} e A_{++h}/A_w) mantengono una significativa convenienza economica. Riguardo alla tariffa dell’energia elettrica, anche con un aumento del 20% le PdC più performanti si mantengono economicamente vantaggiose. La valutazione sul tempo di ritorno indica che esso è al massimo di 11 anni per la PdC meno efficiente, riducendosi a circa 6 anni con quella migliore. Infine, la variazione del tasso di interesse mostra che la convenienza delle PdC si mantiene in quasi tutti i casi, eccetto il caso di PdC A_{+h}/A_w con tasso superiore al 4,5% circa.

Nella zona climatica E (la più popolosa) il vantaggio economico può essere mantenuto entro buoni margini di variazione dei parametri indagati solo con una PdC nella classe di maggiore efficienza (A_{++h}/A_{+w}). Più in dettaglio, riferendosi a quest’ultima classe, la convenienza economica è garantita con riduzioni del

fabbisogno anche del 50%; una riduzione della tariffa del gas o un aumento di quella elettrica sono sostenibili rispettivamente fino a valori del -13% e del 16%. Per quanto riguarda il tempo di ritorno dell'investimento e il tasso di interesse, si hanno andamenti molto simili a quelli già descritti per la zona D.

Nella zona climatica B l'impiego di una PdC non è mai economicamente conveniente. Questo risultato va interpretato alla luce di due considerazioni: primo, un fabbisogno termico medio di riferimento molto basso in tale zona; secondo, la percentuale molto ridotta di popolazione residente coinvolta (circa il 5%). L'impiego della PdC in questa zona climatica può essere giustificato solo includendo un'analisi dei fabbisogni per il raffrescamento.

Nella zona climatica C, l'analisi di sensibilità mostra un vantaggio economico per una PdC nella classe A_{++h}/A_{+w} entro l'intero intervallo di variazione delle tariffe energetiche; per quanto riguarda il tempo di ritorno dell'investimento, esso può essere mantenuto sotto i 15 anni anche con una PdC di classe A_{++h}/A_{+w} . Si rileva una certa influenza anche del tasso di interesse.

Per la zona climatica F, ricordando che essa è assimilata alla zona europea Colder e che è la meno popolata di tutte, l'analisi mostra buoni risultati nel caso base se si esclude la classe di efficienza peggiore. Tuttavia, quando si analizza il comportamento al variare delle tariffe energetiche, si osserva una forte influenza di queste ultime sul massimo costo aggiuntivo (e sul VAN) della PdC, il cui impiego risulta fortemente condizionato dalle significative fluttuazioni dei costi di esercizio. In ultima analisi, la convenienza economica di una PdC in tale zona deve essere attentamente valutata mediante ulteriori elementi di approfondimento dipendenti dalle specifiche applicazioni.

A conclusione dell'analisi economica complessiva, si ribadisce l'importanza cruciale degli incentivi fiscali o di analoghi meccanismi che consentano una consistente riduzione dei costi di investimento, al fine di rendere competitiva la tecnologia delle PdC, che si pone a tutti gli effetti come un valido sistema di riscaldamento alternativo alla caldaia a gas. Appare evidente, peraltro, che anche se la tecnologia della PdC può fornire significativi vantaggi economici in molte condizioni di impiego, gli attuali livelli di vendita mostrano un ampio potenziale ancora inespresso riguardo alla loro penetrazione sul mercato. Una loro maggiore diffusione potrebbe derivare dalla rimozione di altre barriere, con la collaborazione attiva e consapevole di tutti gli attori della filiera, tra cui gli utenti, i progettisti e gli installatori. Infine, un contributo significativo potrebbe venire dal settore edilizio, attraverso le ristrutturazioni e le nuove costruzioni.

4 Introduzione ai sistemi integrati in pompa di calore

L'integrazione di una pompa di calore di tipo aria-acqua con un sistema di accumulo termico e la scelta della modalità di funzionamento del sistema integrato possono essere guidate dal perseguimento di diversi obiettivi, tra cui:

- obiettivi di natura energetica, ad esempio con l'intento di massimizzare il COP della macchina; in linea di principio, essi potrebbero essere conseguiti facendo funzionare quanto più possibile la macchina nelle condizioni in cui essa ha le migliori prestazioni (ovvero COP più alti), e demandando all'accumulo termico la copertura, almeno parziale, del carico richiesto nelle ore in cui il COP si riduce. Sul punto, la letteratura tecnica disponibile non è concorde riguardo agli effettivi benefici energetici conseguibili seguendo tale approccio [56-60], anche se si deve precisare che i riscontri negativi in proposito riguardano studi condotti su sistemi con pompe di calore aventi per sorgente l'acqua o il terreno [61-62] o analisi comprensive dell'integrazione con produzione elettrica da fotovoltaico [63]. L'ottimizzazione del funzionamento dell'insieme pompa di calore-accumulo può limitarsi ad una questione puramente energetica (minimizzazione del consumo di energia primaria) o essere estesa ad un obiettivo energetico-ambientale (minimizzazione delle emissioni),
- obiettivi di natura economica, minimizzando i costi energetici associati al riscaldamento; in questo caso, sarebbe necessaria un'analisi termo-economica, per tenere nel debito conto anche la struttura del sistema tariffario di riferimento per l'utente finale, specialmente se differenziata su base oraria.
- obiettivi di natura sistemica, ad esempio con il livellamento dei picchi della domanda, il loro sfasamento, o l'appiattimento dei profili di richiesta. A livello di sistema, l'attenzione può essere concentrata su una rete elettrica che alimenta un gran numero di pompe di calore e trova in esse, anche tramite l'abbinamento con

sistemi di accumulo termico, opportuni elementi di flessibilità che contribuiscono alla gestione ottimale del carico richiesto sulla rete stessa. A questo proposito, può essere utile discutere del possibile contributo da parte di tecniche quali il DSM (Demand Side Management). Con tale termine, si indicano le possibili azioni che un utente finale può intraprendere consapevolmente con l'effetto di modificare una o più variabili dipendenti dal suo profilo di consumo energetico abituale. In generale, il demand side management può porsi vari obiettivi, schematicamente illustrati nella Figura 45 [62]. In essa si distinguono gli effetti del DSM sulla riduzione dei picchi (peak clipping), l'innalzamento dei valori contigui ad un picco (valley filling), lo sfasamento del carico (load shifting), e altre azioni strategiche (strategic conservation e strategic load growth). Peraltro, la modifica del comportamento in ambito energetico da parte dell'utente finale è motivata da priorità di vario genere (es. risparmio dovuto ad incentivi economici) e può provocare a sua volta effetti su una molteplicità di fattori tra loro interconnessi.

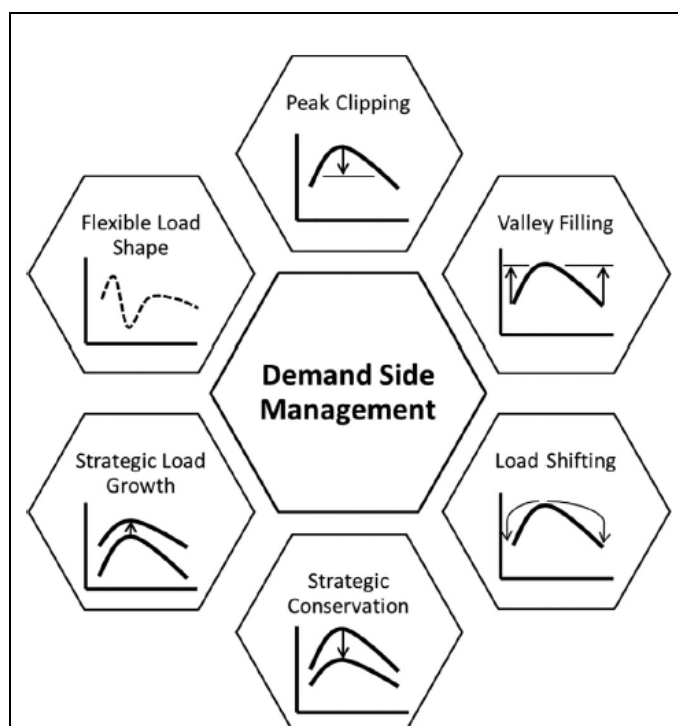


Figura 45 – Possibili obiettivi del DSM nei confronti della rete elettrica

- obiettivi legati al comfort dell'utente; è questo il caso, ad esempio, della compensazione dell'interruzione dell'operatività normale della pompa di calore durante la fase di sbrinamento, in modo da mantenere costante la temperatura dell'ambiente domestico.

4.1 Pompe di calore con accumuli convenzionali

Nell'ottica del perseguimento di uno o più obiettivi tra quelli sopra descritti, una pompa di calore con accumulo può funzionare tecnicamente secondo vari schemi, in generale riconducibili a due modalità: modalità accumulo, ovvero alimentando sempre un serbatoio, che a sua volta alimenta l'impianto di riscaldamento secondo la richiesta o modalità combinata, che prevede per una parte della giornata il funzionamento della pompa di calore come se fosse priva di accumulo, mentre in specifiche fasi essa è asservita alla produzione per l'accumulo.

I sistemi di accumulo termico più semplici sono costituiti essenzialmente da un serbatoio dedicato all'accumulo dell'energia termica, gestito in modo più o meno complesso da un'appropriata logica di controllo in relazione al servizio a cui è asservito. Storicamente, uno dei primi utilizzi dei serbatoi di accumulo termico fu quello di garantire maggiore autonomia nell'uso delle fonti rinnovabili intermittenti come quella

solare. In estrema sintesi, un sistema di accumulo termico immagazzina tramite un opportuno mezzo l'energia termica (fase di carica), la conserva per un determinato tempo e poi la rilascia al bisogno (fase di scarica). Si può caratterizzare un sistema di accumulo termico con alcune grandezze:

- la capacità, ovvero l'energia immagazzinata nel sistema, dipendente naturalmente dal tipo di accumulo e dalle sue dimensioni; in alternativa, può essere definita una potenza, ovvero la velocità con cui l'energia può essere accumulata (e resa all'utente)
- un rendimento, definito come rapporto tra l'energia fornita all'utente e quella accumulata, che tiene conto in qualche modo delle perdite durante il tempo di accumulo e durante i cicli di carica e scarica
- una durata del ciclo di accumulo, ovvero la durata di accumulo per la quale il sistema è progettato, che può andare dall'ora ai mesi. Si esplicita come tempo di carica e scarica dell'accumulo
- il costo, per unità di capacità o di potenza, sia in termini di investimento che di esercizio e manutenzione

La capacità, la potenza e il tempo di scarica sono variabili interdipendenti. Valori tipici per i principali parametri sono riportati nella Tabella 24 [64-65], che distingue tra 3 tipi di accumulo, ovvero quello a calore sensibile, quello a calore latente, generalmente associato ai materiali PCM, e quello termo-chimico, associato a reazioni chimiche.

Tabella 24 – Valori tipici dei principali parametri dei sistemi di accumulo termico

Sistema	Capacità [KWh/t]	Potenza [kW]	Rendimento %	Ciclo di accumulo	Costo [€/kWh]
Sensibile	10÷50	1÷10.000	50÷90	Giornaliero/mensile	0,1÷10
PCM	50÷150	1÷1.000	75÷90	Orario/mensile	10÷50
Termochimico	120÷250	10÷1.000	75÷100	Orario/giornaliero	8÷100

Le principali classificazioni degli accumuli termici si basano sull'intervallo di temperatura di esercizio, sull'intervallo di tempo di stoccaggio e sul tipo di scambio termico [66]. Per quanto riguarda la temperatura di esercizio, una delle possibili suddivisione è quella secondo tre intervalli di temperatura:

- HTTES (High Temperature Thermal Energy Storage): accumulo termico ad alta temperatura. Comprende gli impianti che lavorano a temperature solitamente superiori ai 200 °C
- LTTES (Low Temperature Thermal Energy Storage): accumulo termico a bassa temperatura. Raggruppa i sistemi che operano tra 10 e 200 °C
- CTES (Cold Thermal Energy Storage): accumulo termico del freddo, con temperature inferiori a 20 °C.

In base al tempo di accumulo, si distingue tra accumulo a breve termine, che indica i sistemi con ciclo giornaliero e quelli con capacità di stoccaggio variabile da poche ore fino ad un massimo di una settimana e accumulo termico a lungo termine o stagionale, con cui si indicano i sistemi con capacità di stoccaggio maggiore di tre o quattro mesi.

In base allo scambio termico tra sorgente, accumulatore e utilizzatore, si distingue generalmente tra tre metodi, già anticipati nella precedente tabella: a calore sensibile (con variazione di temperatura del mezzo di accumulo), calore latente (con cambiamento di fase del mezzo di accumulo) ed energia termochimica (rottura e formazione di legami molecolari). Nel primo caso, l'energia viene accumulata mediante variazione della temperatura di un mezzo liquido (acqua, olio, sali fusi) o solido (roccia, mattoni, sabbia, terreno) senza alcun cambiamento di fase nell'intervallo di temperature del processo. Ciò che varia è quindi l'energia interna del mezzo accumulatore. I sistemi a calore latente si basano sull'assorbimento o il rilascio di calore durante il cambiamento di fase del mezzo di stoccaggio, da solido a liquido o da liquido a gas e viceversa, che avviene senza (o quasi) variazione della temperatura. Nei sistemi ad accumulo termochimico, infine, si sfrutta il meccanismo di assorbimento e rilascio di energia termica durante la rottura e la formazione dei legami molecolari all'interno di una reazione chimica reversibile.

Le caratteristiche termodinamiche principali richieste ad un materiale per l'accumulo termico sono un'elevata capacità termica ed elevata diffusività termica, al fine di garantire importanti quantità di energia accumulata a parità di volume e rapido scambio di calore nel rilascio e nell'estrazione di energia. Per applicazioni che richiedano temperature inferiori ai 100°C, il materiale per eccellenza è l'acqua grazie alla sua

alta capacità termica, la stabilità chimica e il basso costo, oltre all'assenza di problematiche di tossicità e infiammabilità. In aggiunta, l'acqua può fungere sia come fluido termovettore che come materiale di accumulo, eliminando in tal modo il costo e le perdite termiche relative ad un eventuale scambiatore di calore interposto tra di esse. Per temperature maggiori (fino a 1000 °C) aumentano i costi, dovendosi utilizzare fluidi più pregiati (oli, sali fusi, metalli liquidi) e dovendo incrementare la resistenza dei componenti. Passando invece a materiali solidi, rocce (in forma granulare) e ghiaia, combinati ad acqua o aria come fluido termovettore, si possono ottenere costi più contenuti ma con essi decresce la capacità termica e aumenta quindi l'ingombro [66].

Le proprietà termofisiche rilevanti dei principali materiali da costruzione sono riportate in Tabella 25. In termini di capacità termica volumetrica, si osserva che l'acqua è effettivamente il materiale più efficace, grazie al suo elevato calore specifico.

Tabella 25 – Proprietà di alcuni materiali per accumulo termico

Materiale	Densità [kg/m ³]	Calore specifico [J/kg K]	Capacità termica [J/m ³ K]
Acqua	998	4186	4,17
Acciaio	7850	440	3,45
Calcestruzzo armato	2500	1020	2,55
Granito	2500	950	2,38
Calcestruzzo	2100	1020	2,14
Mattone pieno	1800	900	1,62
Legno	400	2510	1
Cartongesso	750	1060	0,8

Quando si considera l'accumulo termico applicato all'edificio si può distinguere tra sistemi attivi e passivi. Un sistema passivo può sfruttare efficacemente le sorgenti termiche già disponibili per mantenere le condizioni di comfort nell'edificio e minimizzare il ricorso a sistemi meccanizzati di climatizzazione. In sistemi di questo tipo, la capacità di accumulo e di rilascio del calore sono legate solo al salto termico tra il sistema di stoccaggio e l'ambiente circostante. Con materiali di costruzione ad elevata massa termica, il calore sensibile consente di immagazzinare un'elevata quantità di energia, dando stabilità termica all'edificio. Tipicamente ciò è ottenuto con mattoni alveolari, pietra, calcestruzzo o materiali in terra battuta. Anche le pareti solari, note come pareti di Trombe, utilizzano il calore sensibile per consentire un risparmio energetico negli edifici. Una parete solare è una parete con elevata capacità termica, schermata da un pannello vetrato, che crea un effetto serra, riducendo le perdite termiche della parete e riscaldando l'aria compresa tra la parete e il pannello stesso. Essa è strutturata in modo tale che per effetto camino l'aria riscaldata venga convogliata nell'ambiente da climatizzare.

Nei sistemi attivi, diversamente, l'accumulo e il rilascio del calore sono resi possibili dall'utilizzo di pompe o ventilatori. L'impiego di sistemi attivi garantisce una miglior capacità di controllo delle condizioni dell'ambiente climatizzato e migliora il meccanismo di accumulo termico. Questi sistemi sono generalmente integrati negli edifici per consentire lo sfasamento del carico termico rispetto al momento della massima richiesta, come ad esempio per la produzione di acqua calda sanitaria.

La maggior parte delle tecniche utilizzate per l'accumulo termico negli edifici è di tipo attivo; tra quelle passive le più importanti sono l'accumulo di calore sensibile negli elementi strutturali con elevata capacità termica e quello a calore latente con l'utilizzo di materiali PCM nelle pareti, nei solai e nei pavimenti. Una categorizzazione generale è riportata nella Figura 46 [67].

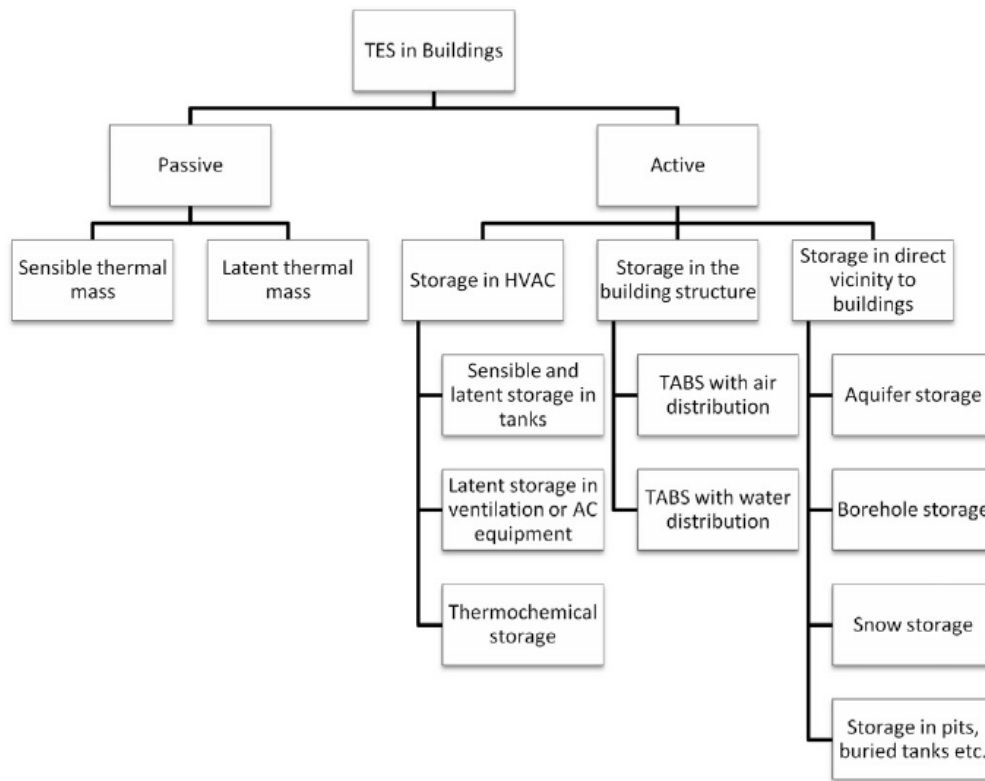


Figura 46 – Classificazione delle tecniche di accumulo termico negli edifici

Si possono avere anche combinazioni dei due sistemi, in cui ad esempio la fase di accumulo avviene attivamente e il rilascio in modo passivo, o viceversa

4.2 Pompe di calore con accumuli nella struttura edilizia

I sistemi attivi di accumulo nella struttura edilizia sono spesso denominati TABS (Thermally Activated Building Systems) e includono sistemi con distribuzione ad aria o ad acqua. I più comuni elementi strutturali in cui si può accumulare calore, tramite una specifica progettazione, sono le pareti, i pavimenti e i soffitti. Una forma molto diffusa di TABS è quella del pavimento radiante, in cui il massetto alloggia apposite tubazioni nelle quali circola l'acqua del riscaldamento. In alcuni casi, in alternativa, al posto delle tubazioni si utilizza un sistema con resistenze elettriche. Per le esigenze di raffrescamento è più frequente che sistemi del genere siano utilizzati con pannelli a soffitto.

Per quanto riguarda i sistemi TABS ad aria, esistono studi di simulazione che dimostrano che la qualità dell'ambiente interno può migliorare significativamente e consentire un risparmio di energia primaria fino al 20% [68], anche se è necessario un accurato sistema di controllo per integrarlo con il resto dell'impianto. Vari studi sono stati effettuati proprio sul controllo di tali sistemi e sulla migliore disposizione degli elementi secondo varie configurazioni [69].

I sistemi TABS ad acqua sono circuiti di riscaldamento ad acqua i cui tubi trovano posto al centro del solaio (Figura 47 [70]). Il trasferimento di calore viene dunque fortemente influenzato dagli spessori di solaio posti sopra e sotto il piano tubi, nonché dalla presenza o meno di strati isolanti o di intercapedini di aria al di sopra o al di sotto del solaio. A livello concettuale, si può pensare che il flusso di energia termica interessi dapprima la regione circostante i tubi, per poi estendersi coinvolgendo il resto della parte strutturale del solaio, fino a raggiungere le superfici del solaio stesso, cioè il soffitto ed eventualmente il pavimento, e da qui l'ambiente [71]. Dal punto di vista costruttivo esistono molte varianti, che si distinguono in base alla posizione dei tubi all'interno della sezione strutturale e dalle stratigrafie sui due lati della sezione stessa [72].

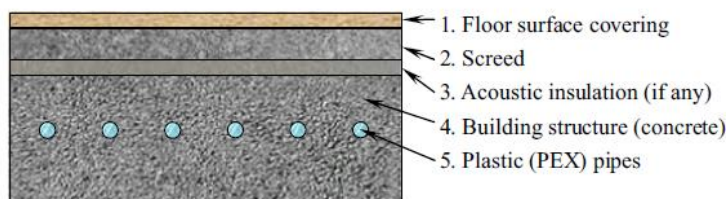


Figura 47 – Schematizzazione di un sistema TABS

I TABS rappresentano una soluzione tecnologica molto diversa dai sistemi a pannelli radianti, come meglio dettagliato più sotto, poiché agiscono direttamente sulla massa termica dell’edificio. Quanto vengono utilizzati, esiste sempre un ritardo tra la sollecitazione termica ed il suo effetto sull’ambiente da climatizzare, a causa dell’azione della massa termica dell’edificio. Nel periodo di riscaldamento, il solaio in cui sono annegate le tubazioni accumula l’energia termica dell’acqua e la rilascia gradualmente nell’ambiente interno solo dopo un certo intervallo di tempo, quando le dispersioni termiche sono più elevate.

Nella stagione di raffrescamento, invece, il solaio è raffrescato dall’acqua che corre nelle tubazioni ed accumula l’energia termica dovuta ai carichi in ambiente. Il calore accumulato nel solaio è quindi rimosso dall’acqua dopo un certo intervallo di tempo, quando i carichi in ambiente sono diminuiti.

Il controllo di questi sistemi non può essere “istantaneo”, a causa dell’elevata inerzia termica; ne consegue quindi che la temperatura negli ambienti occupati fluttua durante il giorno e gli utenti debbono adeguarsi a questa condizione [73]. L’intervallo ammissibile per la variazione delle grandezze interne di benessere (principalmente temperatura dell’aria interna e temperatura media radiante) diventa perciò un parametro chiave della progettazione perché sia garantito il mantenimento delle condizioni di comfort termico.

Come sopra anticipato, è importante evidenziare la differenza tra sistemi TABS e gli altri sistemi radianti. In questi ultimi, la presenza di un consistente isolamento termico comporta quasi sempre una ridotta capacità termica, disaccoppiando così gli ambienti che si trovano sopra e sotto rispetto all’elemento radiante. Al contrario, nei sistemi TABS le tubazioni sono annegate nella massa del solaio (cosiddetto thermal slab), cosicché essi hanno un’elevata capacità termica e quindi offrono la possibilità di accumulare energia termica.

In funzione del tempo di risposta, le pertinenti norme tecniche e le più importanti linee guida distinguono i sistemi radianti tra sistemi a risposta rapida, media e lenta. I TABS fanno parte di quest’ultima categoria, come illustrato in Figura 48 [72], nella quale la rapidità di risposta è misurata tramite un parametro definito τ_{95} che indica il tempo necessario perché la temperatura della superficie di un sistema radiante raggiunga il 95% della differenza tra il suo valore di partenza e quello finale a seguito dell’applicazione di una variazione a gradino come input da parte del sistema di controllo. Sulla sinistra sono riportati i sistemi con risposta di pochi minuti, al centro i sistemi con risposta dell’ordine di 2÷6 ore, e sulla destra i TABS, la cui risposta è superiore alle 12 ore.

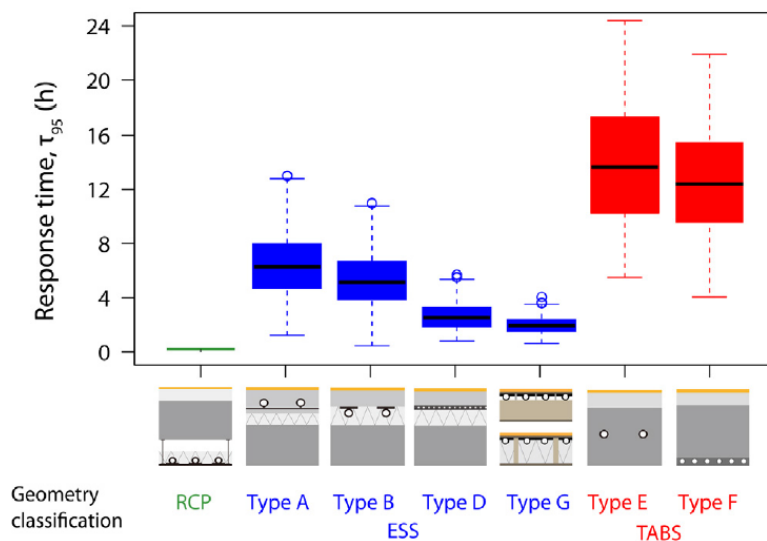


Figura 48 – Tempi di risposta di vari sistemi radianti

Nella Figura 49 [74] è riportata la distribuzione, riferita al funzionamento in raffreddamento estivo, di temperatura di un pannello radiante isolato (a sinistra) e un sistema TABS (a destra).

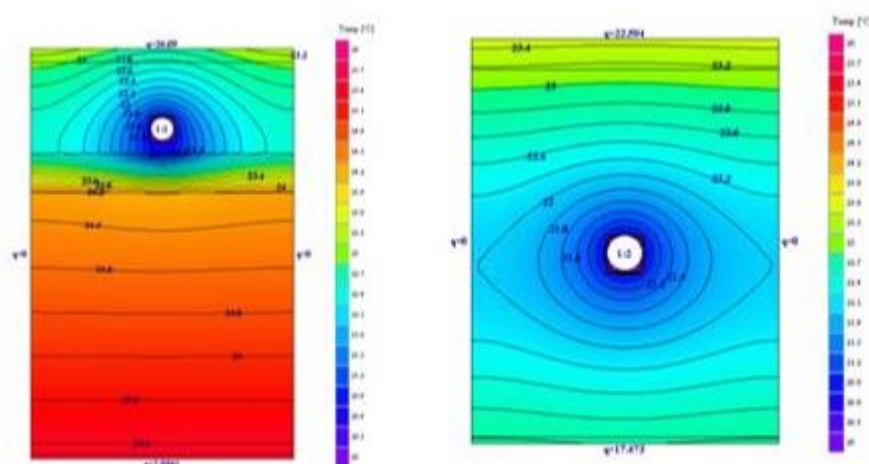


Figura 49 - Sezione trasversale di sistema radiante con isolante inferiore (sx) e TABS (dx)

I sistemi di tipo TABS consentono di operare con temperature di mandata molto vicine a quella di comfort, generalmente comprese tra 27 e 33°C in riscaldamento (18÷22°C in raffreddamento), grazie alla combinazione dell'elevata superficie di scambio e dell'utilizzo di un sistema idronico. Tale condizione consente lo sfruttamento efficace delle fonti energetiche rinnovabili e l'utilizzo di macchine ad elevata efficienza di produzione, come le pompe di calore [75]. Nondimeno, la presenza di inerzia termica tra il circuito e la stanza implica una maggiore complessità della fase progettuale.

Come altri sistemi ad elevata inerzia termica, i TABS consentono il "peak-shaving", ovvero la possibilità di riscaldare (o raffreddare) le strutture dell'edificio in un periodo in cui esso non è occupato (ad es. di notte negli edifici non residenziali), per cederlo (o assorbirlo) durante le fasi di occupazione, mentre l'impianto è spento. In applicazioni residenziali, si può pensare di sfruttare efficacemente i tempi in cui l'edificio non è occupato per il caricamento di sistemi di accumulo, scegliendo delle tipologie adeguate in termini di tempo di risposta (TABS o eventualmente sistemi a risposta media).

Date le loro caratteristiche inerziali, i TABS sono maggiormente impiegati a livello europeo negli edifici ad uso ufficio. Tuttavia, negli ultimi anni, con l'aumentare dell'interesse per la riduzione dei consumi energetici e grazie all'introduzione di nuove tecnologie nel settore delle costruzioni civili, l'intervallo di variazione

giornaliera e il valore di picco del carico termico negli ambienti residenziali si è ridotto. Da un punto di vista impiantistico, ciò significa che si potrebbe allargare il loro campo di applicazione anche all'uso residenziale con una significativa riduzione dei consumi rispetto ai sistemi più tradizionali soddisfacendo, comunque, le richieste di comfort termico dell'utenza. In ogni caso, uno dei prerequisiti fondamentali per l'impiego dei TABS è un involucro efficiente dal punto di vista energetico, ovvero ben isolato per ridurre le dispersioni termiche verso l'esterno [76].

5 Simulazione s/w di un sistema integrato con PdC a CO₂

5.1 Architettura del programma di simulazione

Per una scelta tra i diversi tipi di accumulo si ha la necessità di disporre di uno strumento di calcolo che in tempi brevi permetta di valutare i consumi energetici dell'intero ciclo costituito dall'utenza da riscaldare, dalla PdC e dagli altri componenti eventualmente presenti.

Ricordando la definizione di SCOP come il rapporto tra il calore generato dalla PdC e il lavoro speso (energia elettrica totale consumata), il programma dovrà permettere di simulare il ciclo per tempi lunghi e con le condizioni meteo tipiche della regione scelta, stimando le variazioni dello SCOP al variare delle caratteristiche dei componenti e valutando quindi le configurazioni che permettono un miglioramento delle prestazioni. Oltre allo SCOP sono considerati anche altri parametri come ad esempio le eventuali fasi di riscaldamento insufficiente rispetto alla richiesta o il numero di accensioni e spegnimenti della PdC.

5.1.1 Impostazione della simulazione

Il programma è stato impostato come un loop che simula il ciclo nel tempo (con un passo temporale scelto dall'utente), con la possibilità di intervenire rapidamente sui componenti per sostituirli o inserirne di nuovi. I componenti attualmente implementati sono mostrati in Figura 50. Per quanto riguarda la PdC, si è considerata una macchina di tipo aria-acqua da 30 kW_{th} a CO₂, della quale erano note le performance (COP e energia termica prodotta) al variare delle condizioni di funzionamento (temperatura dell'aria esterna, temperature e portata dell'acqua trattata) grazie ad una precedente attività sperimentale [77] e all'impiego di un software di calcolo messo a disposizione dal costruttore del compressore della PdC [78]. Nella fase attuale sono stati simulati quattro cicli, che differiscono tra loro per i serbatoi di accumulo e per la presenza di rami di bypass, al fine di verificare gli eventuali vantaggi di ciascuna soluzione sia in termini energetici sia per il numero di accensioni della pompa di calore.

In particolare i cicli sono caratterizzati come segue:

1. Schema N.1, Figura 51 – la pompa di calore genera acqua calda che va in parte all'utenza e l'eccesso all'accumulo, che inoltre viene scaldato anche dal campo solare e in caso di necessità da un riscaldatore aggiuntivo;
2. Schema N.2, Figura 52 – la pompa di calore genera acqua calda che va in parte all'utenza e l'eccesso ad un accumulo con tubi di PCM immersi in acqua e successivamente ad uno convenzionale ad acqua che inoltre viene scaldato anche dal campo solare e in caso di necessità da un riscaldatore aggiuntivo. In questo caso quindi il serbatoio a PCM smorza le oscillazioni di temperatura in ingresso all'accumulo convenzionale;
3. Schema N.3, Figura 53 – la pompa di calore genera acqua calda che va in parte all'utenza e l'eccesso a un accumulo freddo o ad uno caldo a seconda della sua temperatura. Il primo viene scaldato anche dal campo solare quando la temperatura del fluido fornito da questo è maggiore di quella in uscita dal serbatoio. Nel secondo accumulo invece, in caso di necessità, può intervenire un riscaldatore aggiuntivo. Si ha poi un ulteriore ramo che può immettere una portata aggiuntiva fredda all'ingresso della PdC prelevandola dall'uscita dell'accumulo freddo, quando la temperatura di essa è minore di quella proveniente dall'utilizzatore (per far lavorare la PdC a CO₂ in condizioni di COP maggiore). Si è introdotta anche l'ACS, riscaldata nella serpentina dell'accumulo caldo.
4. Schema N.4, Figura 54 – partendo dallo schema N.3 sono state effettuate le seguenti modifiche: i pannelli solari sono stati spostati alla serpentina del serbatoio caldo (per riscaldare ulteriormente il fluido verso

l'utenza e diminuire l'accensione della pompa); l'ACS entra prima nella serpentina di quello freddo e poi finisce di riscaldarsi in una seconda serpentina di quello caldo (per raffreddare il fluido in uscita da quello freddo e poter quindi aumentare le fasi di utilizzo del bypass_F ; si mette un ulteriore bypass_1 direttamente dall'uscita della casa verso l'ingresso, per poter mantenere in funzione la PdC anche quando l'acqua dall'accumulo sarebbe sufficientemente calda ma si è in una fase con alto COP e quindi si preferisce accumulare anche nel serbatoio freddo l'acqua ad alta temperatura.

Per ciascuno dei quattro cicli sarà inoltre valutata la sensibilità alle variazioni di vari parametri, come ad esempio la superficie dei pannelli solari, la dimensione dei serbatoi di accumulo o le logiche di controllo.

I singoli componenti sono simulati da subroutine che possono funzionare autonomamente per poter essere validate singolarmente con il confronto con eventuali dati sperimentali disponibili. Tale confronto, come vedremo in seguito, è stato effettuato per i serbatoi a PCM. Verranno ora descritti i singoli moduli di simulazione, partendo proprio da quelli relativi all'accumulo a PCM, per i quali è stato effettuato il lavoro maggiore, essendo disponibili per essi già sia dati sperimentali che simulazioni CFD riguardanti transitori termici di un singolo elemento di PCM nel relativo sottocanale percorso da acqua a temperatura variabile nel tempo (come riportato in [79]).

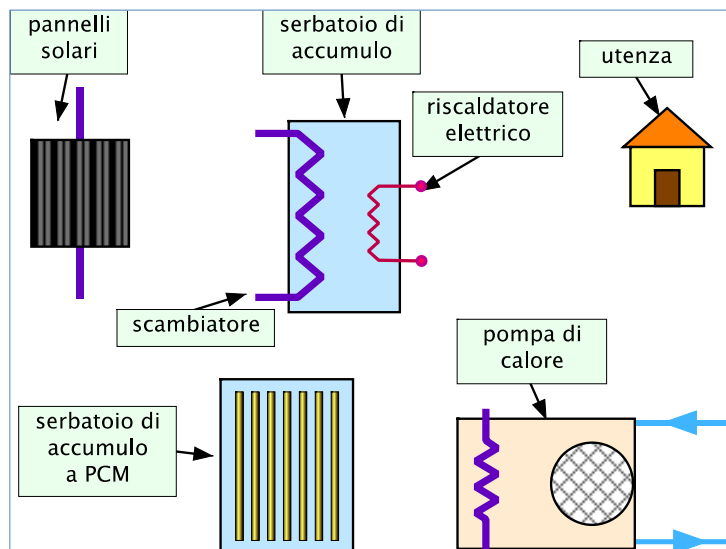


Figura 50 – componenti simulati

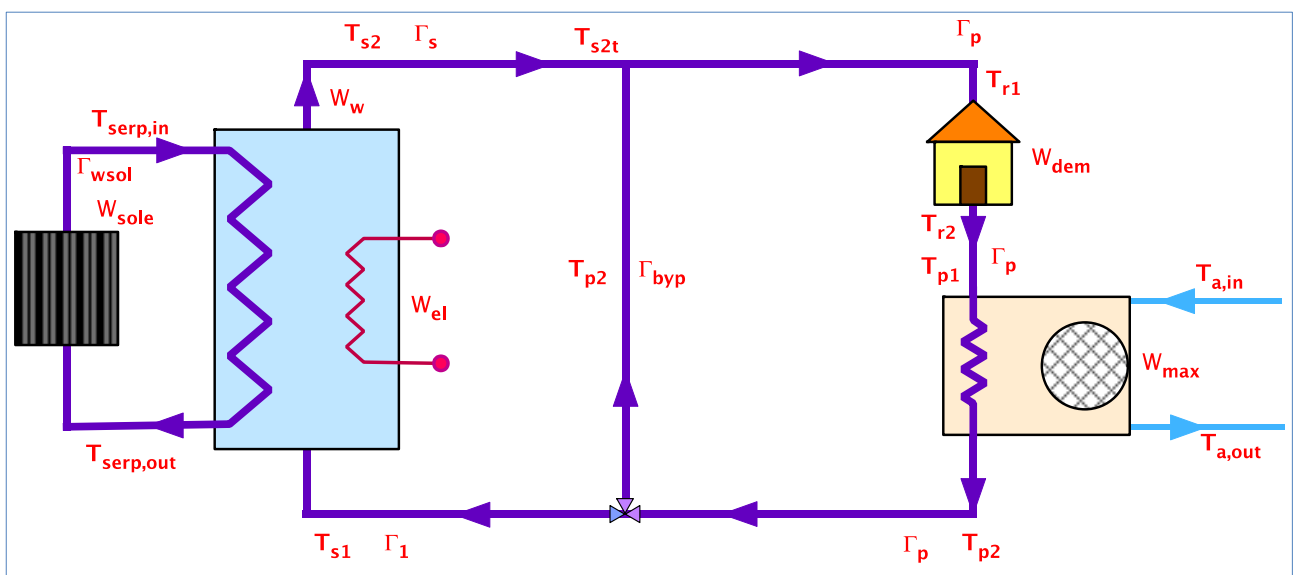


Figura 51 – Schema del loop n. 1, con un serbatoio di accumulo ad acqua stratificata

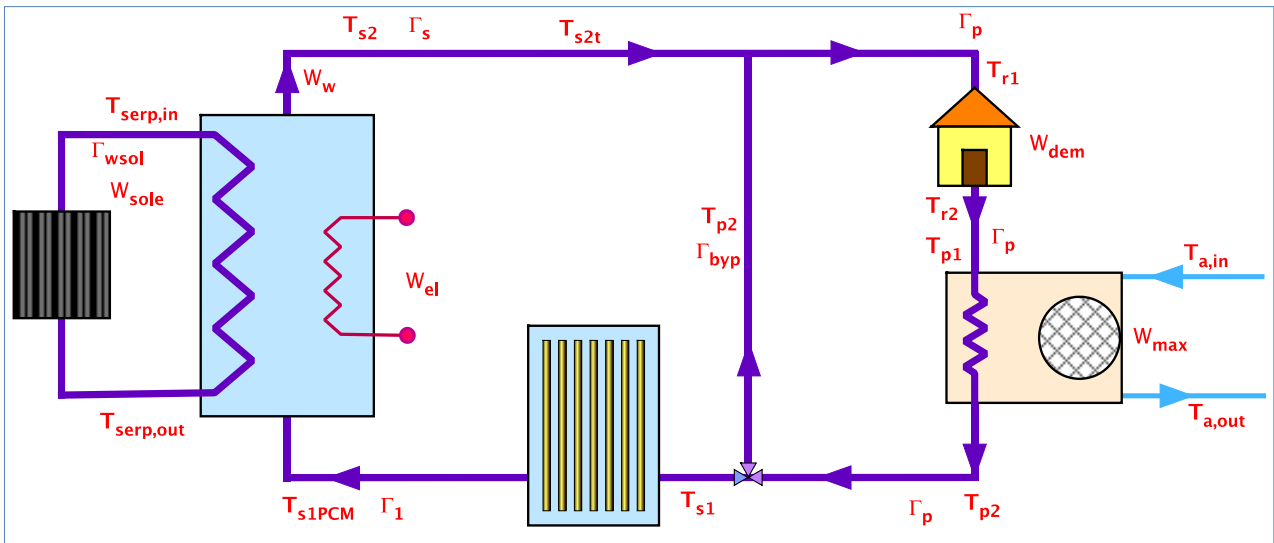


Figura 52 – Schema del loop n. 2, con un serbatoio di accumulo a PCM e uno ad acqua stratificata

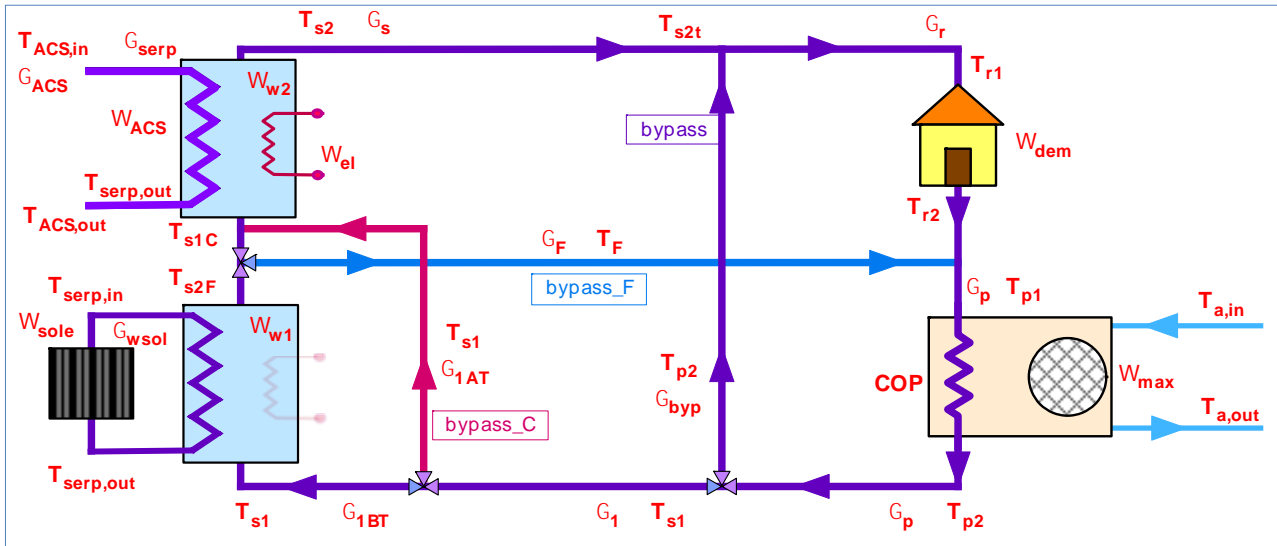


Figura 53 – Schema del loop n. 3, con un serbatoio di accumulo ad acqua a bassa temperatura e uno ad alta

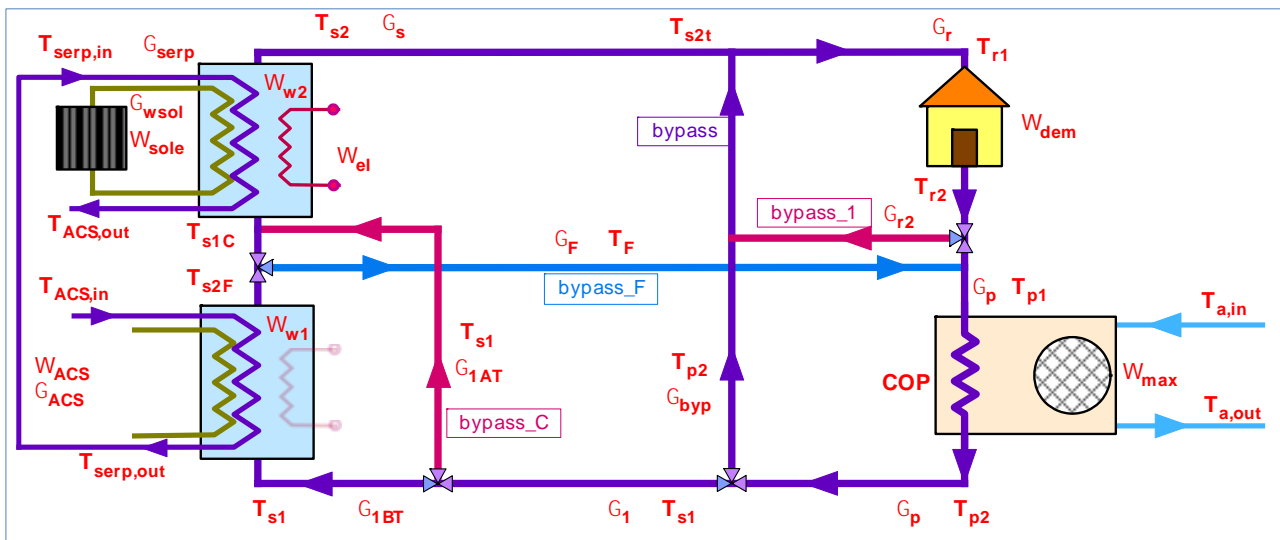


Figura 54 – Schema del loop n. 4, con un serbatoio di accumulo ad acqua a bassa temperatura e uno ad alta, due serpentine nei serbatoi e un ulteriore bypass

5.1.2 Simulazione del serbatoio di accumulo con PCM

In [79] era stata riportata la simulazione del tubo contenitore del PCM reale (Figura 55) e di una sua variante di tipo anulare (Figura 56) con il volume di acqua ad esso associato nel serbatoio di accumulo del tipo mostrato in Figura 57, usato per la campagna sperimentale con l'impianto HETNA. Tale simulazione è basata su un modello approssimato, cercando però di tenere conto in modo semplice di quei parametri che si sono dimostrati più importanti per l'evoluzione nel tempo del cambiamento di fase del PCM e delle energie scambiate con l'acqua. Queste semplificazioni sono necessarie per non appesantire eccessivamente il calcolo, dato che esso deve essere inserito in un loop per la simulazione di tempi molto lunghi insieme a molti altri componenti e la finalità del programma è quella di fornire i risultati molto rapidamente (simulazione di vari giorni in pochi minuti).

Per il caso di Figura 55 la sezione di prova è stata considerata come un cilindro diviso assialmente in n_z step, e ciascuno di questi radialmente è schematizzato come mostrato in Figura 55c, dove i pedici indicano:

- sdp = sezione di prova
- c = contenitore (parete del recipiente del PCM)
- e = esterno (del PCM)
- p = PCM
- pc = Phase Change
- i = interno
- s = solido
- l = liquido
- w = acqua
- disp = dispersioni

Analogamente si è proceduto per il caso anulare di Figura 56.

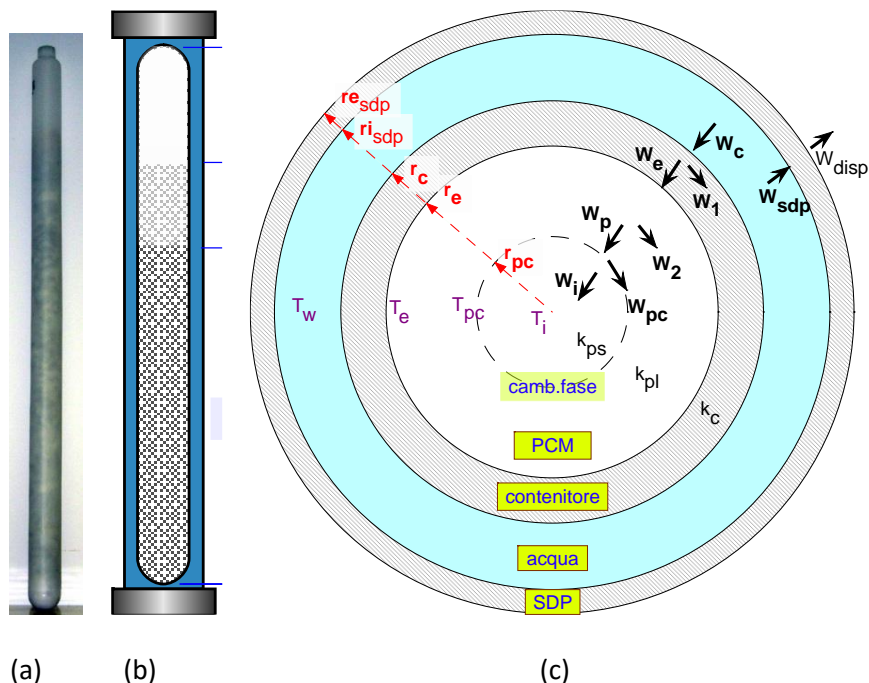


Figura 55 – a) foto di un contenitore di PCM cilindrico; b) schema assiale; c) schema radiale con indicazione dei raggi, conducibilità, temperature ed energie

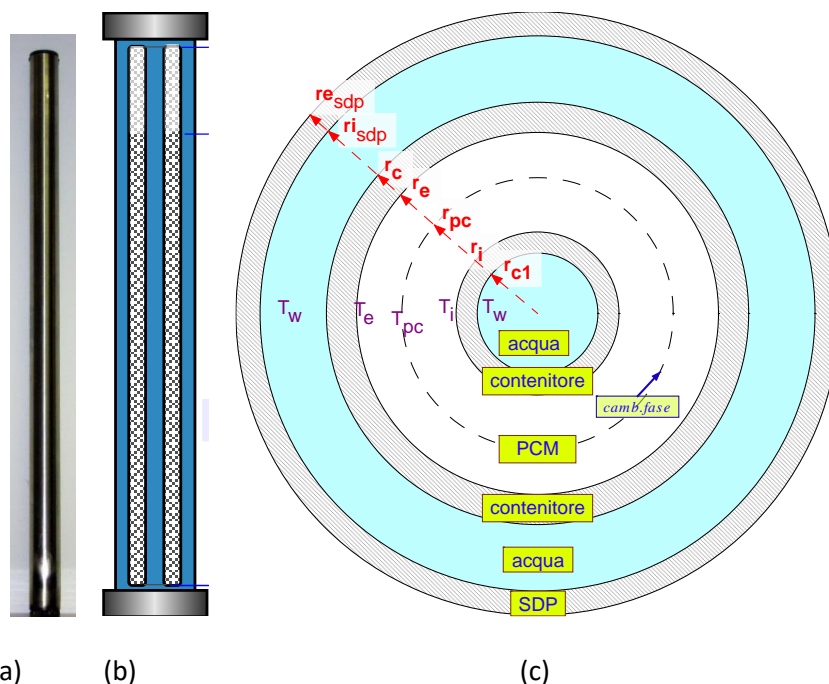


Figura 56 – a) foto di un contenitore di PCM anulare; b) schema assiale; c) schema radiale con indicazione dei raggi e temperature



Figura 57 – Serbatoio di accumulo e uno dei contenitori di PCM inseriti in esso.

La simulazione è stata impostata quindi alle differenze finite, con step dt per il tempo e dr per il raggio solo nel PCM (che viene suddiviso in nr corone circolari concentriche a partire da quella esterna), mentre le pareti sono valutate con le equazioni della conduzione in materiale omogeneo. Per la descrizione dettagliata del modello si rimanda a [79].

Per la simulazione del serbatoio contenente più tubi di PCM, si utilizza lo stesso modello con la seguente modifica: dato il volume totale del serbatoio e quello associato ad ogni tubo (volume del contenitore e volume dell'acqua, contenuti nel cilindro di raggio r_{sdp}), si calcola il numero di tubi

$$n_{tubi} = \frac{V_{serb}}{\rho r_{SDP}^2 L} \quad (4)$$

Questo viene poi utilizzato per dividere la portata e le potenze e poter quindi operare con un solo elemento.

5.1.3 Modello semplificato del campo solare

Si è considerata una potenza dal sole W_{sole} funzione del tempo (con un andamento dato da un file in ingresso in funzione delle ore dall'inizio del transitorio) e che viene trasferita all'acqua del ciclo, con l'imposizione della temperatura in uscita $T_u = T_{max}$, ottenuta variando la portata o, se anche questa supera un limite, disperdendo l'energia in eccesso. In condizioni normali si ha che

$$W_w = W_{sole} S_{pann} \quad (5)$$

$$DT_w = T_{max} - T_{wi}$$

$$G = \frac{W_w}{DT_w c_w} \quad (6)$$

$$E_w = W_w dt$$

Se però la portata è minore del minimo $I < I_{min}$, cioè se la potenza dei pannelli solari è insufficiente a ottenere la T_{max} , si usa tutta la potenza ottenendo

$$G_w = G_{min}$$

$$DT_w = \frac{W_w}{G c_w} \quad (7)$$

$$T_u = T_i + DT_w$$

Nel caso in cui questa temperatura è minore di quella minima accettabile (da input), si annulla la portata (spegnimento della pompa).

Se invece dalla (6) si ha $I > I_{max}$, cioè se la potenza dei pannelli solari è eccessiva, si impongono la $I = I_{max}$ e la $T_u = T_{max}$ e si dissipa la potenza in eccesso

$$G_w = G_{max}$$

$$DT_w = T_{max} - T_i \quad (8)$$

$$W_{w,eff} = DT_w G_w c_w$$

5.1.4 Modello della pompa di calore a CO₂

Per quanto concerne la pompa di calore, si descrive il modello realizzato per la caratterizzazione del ciclo termodinamico della pompa di calore aria-acqua da 30 kW_{th} a CO₂, per la quale l'ENEA dispone di dati sperimentali, avendo realizzato apposite prove con il compressore sia in modalità on-off (utilizzati nel modello illustrato di seguito) sia impiegando l'inverter.

All'interno del programma di simulazione complessivo, il comportamento della pompa di calore è ricondotto in pratica ad una funzione di trasferimento che consente di definire le prestazioni della macchina in termini di COP e potenza elettrica assorbita (e di conseguenza anche di potenza termica scambiata con l'utenza) in funzione di parametri di input dipendenti dalle condizioni esterne, come ad esempio la temperatura dell'aria ambiente o la temperatura dell'acqua in ingresso alla pompa di calore.

5.1.4.1 Il ciclo inverso transcritico ad anidride carbonica

Rispetto al tradizionale ciclo a condensazione, alla base della maggior parte dei cicli termodinamici di riferimento per le pompe di calore a compressione di vapore, in un ciclo transcritico lo scambio di calore ad alta pressione avviene senza cambiamento di fase del fluido refrigerante, la cui temperatura non resta costante ma ha un andamento decrescente con continuità dall'ingresso all'uscita di un apposito scambiatore detto gas cooler. L'analisi termodinamica del ciclo può essere effettuata riferendosi alla Figura 58 per i simboli: il COP, riferito al funzionamento in pompa di calore, è determinato, con le ipotesi di stazionarietà dei flussi, di trascurabilità delle variazioni di energia cinetica e potenziale attraverso i vari componenti e delle relative perdite di carico per attrito, come rapporto tra l'effetto utile (la potenza scambiata al gas cooler) e la potenza spesa per ottenerlo. In simboli, indicando con h l'entalpia specifica:

$$COP = \frac{(h_{2m} - h_3)}{(h_{2m} - h_1)} \tag{9}$$

in cui h_{2m} dipende dal rendimento isentropico complessivo η_{is} , meglio dettagliato nel paragrafo successivo⁹:

$$\eta_{is} = \frac{(h_{2is} - h_1)}{(h_{2m} - h_1)} \tag{10}$$

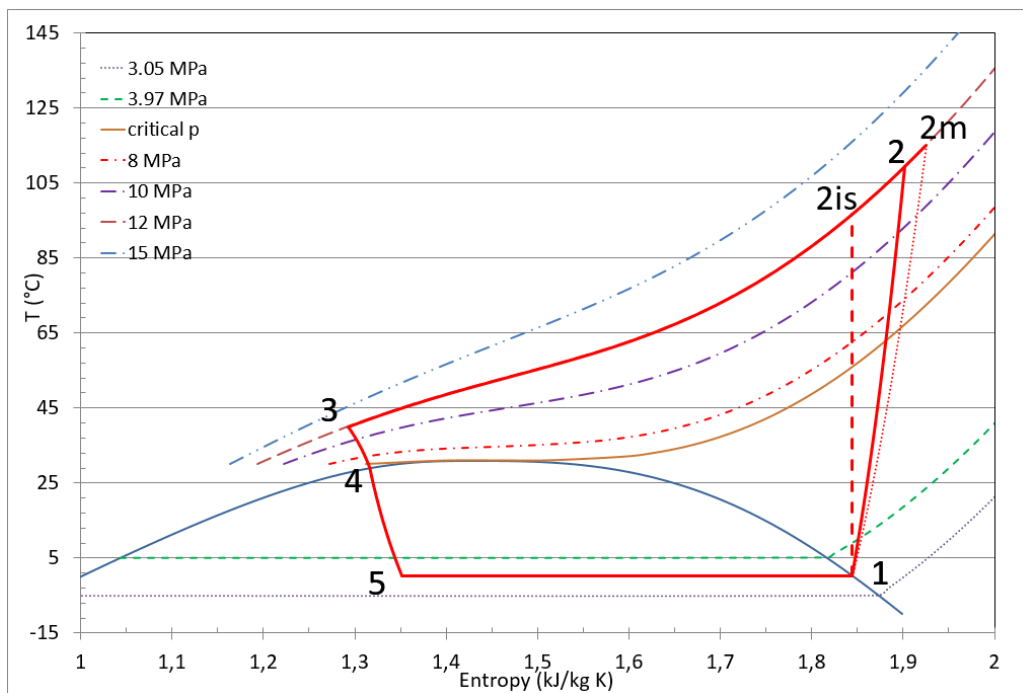


Figura 58 - Diagramma T-s di un ciclo inverso transcritico a CO₂

Una delle differenze sostanziali rispetto ai cicli subcritici è la necessità del controllo della pressione al gas cooler, poiché la pressione all'ingresso della valvola di laminazione determina la capacità specifica all'evaporatore. Mentre nei cicli a condensazione il COP tende a ridursi al crescere della pressione, in un ciclo transcritico il comportamento è differente. Dal punto di vista teorico, al crescere della pressione al gas cooler il COP raggiunge un massimo, poiché la potenza unitaria di compressione e la potenza scambiata al gas cooler crescono con velocità diverse. La spiegazione dell'andamento del COP si ricava osservando il piano p-h del ciclo transcritico (Figura 59): le isoterme alla temperatura di uscita del fluido di lavoro aumentano di

⁹ Nel paragrafo successivo è specificata la distinzione tra rendimento isentropico di compressione $\eta_{is,c}$ e rendimento isentropico complessivo η_{is} , attraverso la definizione del rendimento del motore, η_m . Si anticipa qui che ai fini del calcolo del COP è necessario considerare lo stato 2m del fluido. Tuttavia, ai fini del calcolo della temperatura di uscita del fluido dal compressore deve essere noto il rendimento del motore o, in alternativa, quello della trasformazione termodinamica di compressione ($\eta_{is,c}$), indipendente dal motore.

pendenza al crescere della pressione, a causa della caratteristica forma ad S nella regione prossima al punto critico, facendo perciò ridurre l'incremento di potenza termica utile a parità di aumento di pressione. Viceversa, la curva isentropica di compressione ha un andamento quasi lineare. Calcolando la derivata del COP rispetto alla pressione e uguagliandola a 0 si ricava il COP massimo, corrispondente ad una pressione ottimale, ovvero quella per la quale l'aumento della potenza termica è pari all'aumento della potenza di compressione moltiplicato il COP.

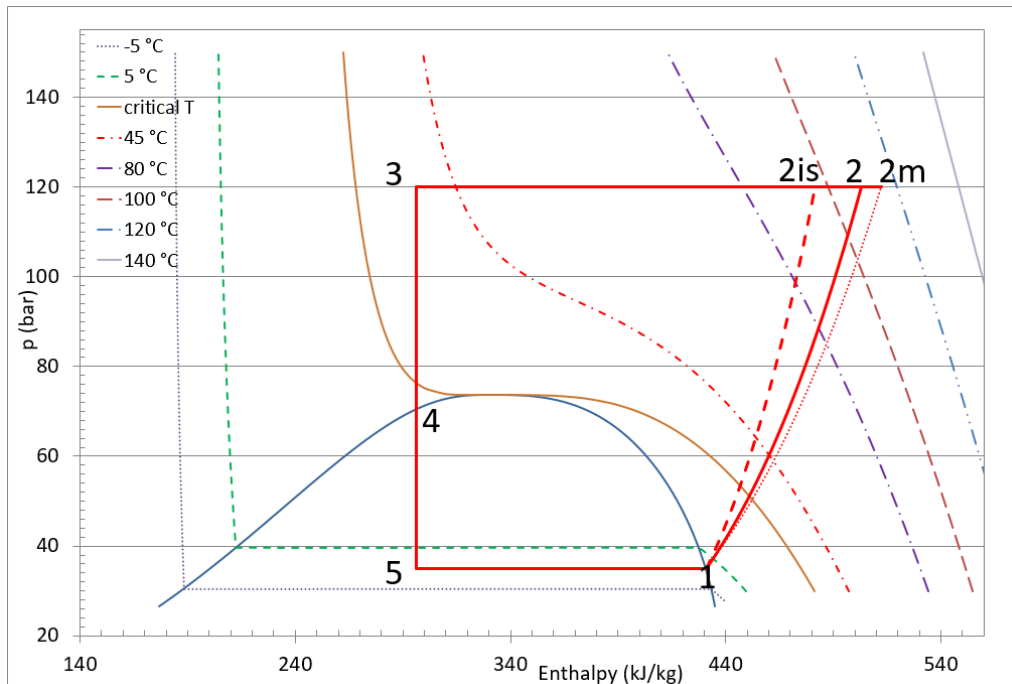


Figura 59 - Diagramma p-h di un ciclo inverso transcritico a CO₂

Il modello di simulazione del ciclo sopra descritto è stato implementato in un foglio elettronico con il calcolo dei punti rilevanti, indicati con i numeri da 1 a 5 nel diagramma della figura precedente, avendo assunto una condizione costante di surriscaldamento di 4°C all'uscita dall'evaporatore. Le proprietà termodinamiche del fluido sono state ricavate con il programma REFPROP [80], considerando come compressore quello di tipo Dorin CD-1300-H, installato nella PdC da 30 kW_{th}. Il comportamento di quest'ultimo, in termini di rendimento e portata, è modellato come descritto nel paragrafo seguente.

5.1.4.2 Correlazioni per la determinazione del rendimento di compressione e della portata

Riguardo al rendimento isentropico, è necessario ricordare che

$$\eta_{is} = \eta_{is,c} \cdot \eta_m, \quad (11)$$

in cui η_{is} indica il rendimento isentropico complessivo, $\eta_{is,c}$ quello della trasformazione di compressione e η_m quello del motore. In sostanza, il rendimento isentropico complessivo si determina come rapporto tra la potenza assorbita dal motore e quella necessaria per una trasformazione isentropica tra le pressioni di ingresso e uscita dal compressore. Il calcolo dei due rendimenti consente da un lato di ricavare la temperatura di uscita dal compressore, dipendente da $\eta_{is,c}$, e dall'altro di calcolare il COP, dipendente da η_{is} .

Per i compressori alternativi ermetici e semi-ermetici esistono diverse espressioni del rendimento isentropico¹⁰, alcune di origine empirica o semiempirica, altre teoriche. Per maggiori dettagli si rimanda ai

¹⁰ Nella letteratura tecnico-scientifica, per le espressioni del rendimento isentropico spesso non viene specificata la differenza qui evidenziata, ovvero se sia da riferire alla sola trasformazione di compressione o se tenga conto anche del rendimento del motore. Nei casi in cui i dati siano ricavati sperimentalmente con riferimento alla potenza assorbita dal

risultati ottenuti con un'attività svolta in un precedente Accordo di Programma [81]. Nell'ambito degli intervalli di temperatura di evaporazione e pressione al gas cooler analizzati in questo rapporto tecnico (T_{eva} variabile tra -15°C e 10°C ; p_{gc} compresa tra 80 e 130 bar; rapporto di compressione variabile tra 1,78 e 5,24) è stata sviluppata una correlazione per il calcolo del rendimento isentropico interpolando i dati del compressore considerato. Più in dettaglio, attraverso l'impiego di un software specialistico per la selezione dei compressori [78] è stato possibile ricostruire sia la curva del rendimento del motore, illustrata in Figura 60, che gli andamenti del rendimento complessivo, mostrati in Figura 61.

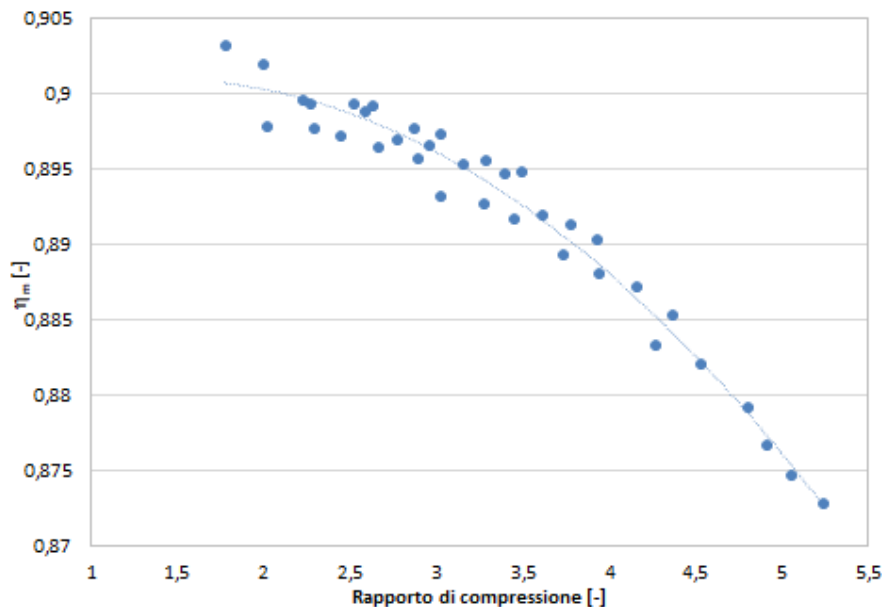


Figura 60 – Rendimento del motore per il compressore Dorin CD-1300 H

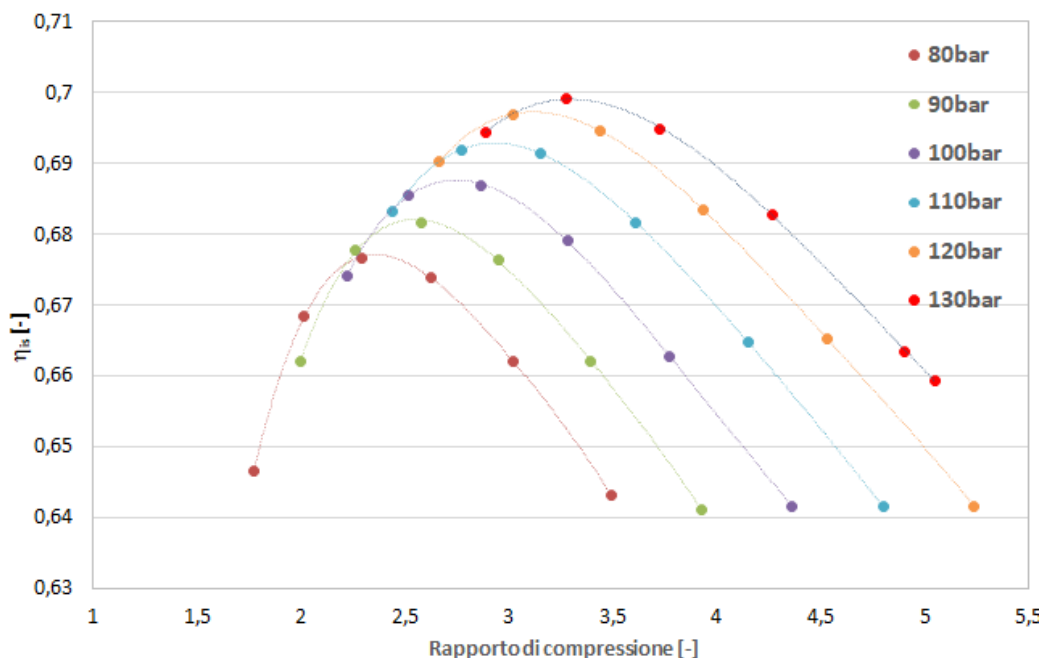


Figura 61 – Rendimento del motore per il compressore Dorin CD-1300 H

motore, presumibilmente essi debbono intendersi relativi al rendimento isentropico complessivo, anche se non è noto il valore del rendimento del motore.

Le correlazioni utilizzate per interpolare i dati hanno mostrato uno scostamento massimo rispetto ai dati disponibili inferiore al $\pm 1\%$.

Per la portata è stato seguito un approccio analogo, ricavando una correlazione in funzione della temperatura di evaporazione e della pressione al gas cooler, valida per gli intervalli $-20 \div 12^\circ\text{C}$ e $75 \div 123$ bar, rispettivamente, con un errore massimo inferiore al $\pm 0,5\%$ rispetto ai dati disponibili.

5.1.4.3 *Influenza delle condizioni di lavoro del gas cooler*

Nella simulazione del comportamento della pompa di calore si è tenuto conto anche del gas cooler con un apposito modello discretizzato. Più in dettaglio, nel calcolo del COP è stato inserito anche il lato acqua del gas cooler, introducendo in tal modo un'ulteriore dipendenza del COP, ed è stato applicato un bilancio entalpico su 100 sezioni dello scambiatore, in modo da ottenere il profilo di temperatura in funzione della potenza scambiata, profilo fortemente non lineare sul lato CO_2 a causa delle ben note proprietà termofisiche del fluido, in particolare in prossimità delle condizioni critiche. Come condizione di vincolo, è stato imposto un valore minimo per il pinch point pari a 2°C .

Da ultimo, è stata impiegata una correlazione tra la temperatura di evaporazione, la temperatura di ingresso dell'acqua nel gas cooler e la temperatura dell'aria ambiente, desunta sperimentalmente da alcune prove sperimentali effettuate su macchine simili a quella qui modellata [82]:

$$T_{eva} = -9.4709 + 0.0045535 * T_{w,in} + 0.0022078 * T_{w,in}^2 + 0.8 * T_{amb} \quad (12)$$

5.1.4.4 *Calcolo del COP massimo*

Dal punto di vista strettamente matematico il COP dipende da molti fattori, pertanto la sua massimizzazione coinvolge numerose variabili. In teoria, se si considera il ciclo transcritico comprensivo delle sorgenti di scambio con l'evaporatore e il gas cooler, se ne possono individuare fino a 15: la pressione al gas cooler, il surriscaldamento in uscita dall'evaporatore, le capacità termiche orarie e le temperature di ingresso dei fluidi secondari all'evaporatore e al gas cooler, le caratteristiche geometriche dell'evaporatore, del gas cooler e dell'eventuale scambiatore di recupero interno, il rendimento del motore η_m , la portata volumetrica utile del compressore e almeno 4 costanti empiriche per calcolare, nelle forme più semplici, il rendimento isentropico del compressore e quello volumetrico.

Vari autori hanno cercato soluzioni numeriche al problema della massimizzazione del COP, proponendo correlazioni polinomiali. Le varie espressioni sono basate su molte ipotesi che differiscono tra loro a seconda dello studio effettuato e del comportamento sperimentale dell'impianto testato. In generale, le metodologie di semplificazione seguite prevedono di trascurare completamente l'influenza di alcune variabili, come ad esempio la portata volumetrica utile del compressore e, in diversi casi, le caratteristiche geometriche degli scambiatori di calore. Inoltre, in alcuni casi sono state introdotte delle costanti empiriche per affrontare il problema quasi esclusivamente su base termodinamica. Se l'obiettivo è il controllo del ciclo di lavoro di una macchina reale al variare delle condizioni operative, in modo da mantenere sempre un COP vicino a quello ottimale, le ipotesi di cui sopra debbono essere attentamente valutate, perché, come ben espresso in [83], in questo caso alcune variabili sono solo apparentemente indipendenti tra loro. Se si considerano invece gli aspetti teorici di indagine sulle potenzialità dei cicli termodinamici, pur inseriti in una macchina reale, è lecito restringere la dipendenza del COP, e della pressione ottimale che lo massimizza, a poche variabili: pressione al gas cooler, temperatura di evaporazione, temperatura di uscita dal gas cooler, grado di surriscaldamento in uscita dall'evaporatore e rendimento isentropico complessivo. Naturalmente, si dovrà dare per fissato il tipo di ciclo (a semplice compressione o bi-stadio, con scambiatore interno di recupero oppure no, ecc..)

Il calcolo del COP e della potenza termica scambiata al gas cooler è stato effettuato considerando due diverse condizioni di impiego.

Nella prima, si ipotizza di far funzionare la pompa di calore con produzione di acqua calda a temperatura imposta, pari a 60°C (utilizzo tipico della produzione di acqua calda sanitaria), e facendo variare di conseguenza la portata. In questo caso si hanno 2 parametri variabili, ossia la temperatura ambiente (variabile tra -12°C e 30°C) e quella di ingresso dell'acqua nel gas cooler (variabile tra 15°C e 43°C). Per ciascuna coppia di valori è stato calcolato il valore ottimo della pressione al gas cooler, ovvero quella di massimizzazione del COP, sotto la condizione di vari vincoli, sotto riepilogati:

- Pinch nel gas cooler = 2°C
- Temperatura di uscita dell'acqua dal gas cooler = 60°C
- Pressione al gas cooler compresa tra 74 bar e 130 bar

Il COP massimo e la corrispondente potenza termica scambiata al gas cooler, sono descritti dalle seguenti funzioni interpolanti

$$COP_{max} = A \cdot \exp(B \cdot T_{amb} + C \cdot T_{w,in}^2) + D \cdot T_{w,in} \quad (13)$$

in cui: A=3.73690283941, B=0.01934848089775, C=-0.0004133248189736, D=0.0120281780514, con errore compreso tra un massimo di 3.49% ed un minimo di -1.46%, rispetto ai valori sperimentali.

$$W_{max} = \frac{(A + T_{amb})}{(B + C \cdot T_{w,in}^2)} + D \cdot T_{w,in} \quad (14)$$

dove: A=32.37773698862, B=0.8582773027207, C=-0.0004565833379483, D=0.2201549638877

Errore max: 4,38%; Errore min: - 4,35%

La seconda condizione di impiego, che può essere considerata come generalizzazione della prima, prevede che anche la portata sia variabile (e non desunta di un bilancio come nel caso precedente), con il risultato che la temperatura dell'acqua in uscita non è fissa.

In questo caso, i parametri variabili sono 3, ovvero la temperatura ambiente (tra -10°C e 15°C), la temperatura di ingresso dell'acqua nel gas cooler (tra 15°C e 43°C) e la portata dell'acqua nel gas cooler (tra 0,1 kg/s e 1,5 kg/s). Per ciascuna terna di valori il valore ottimo della pressione al gas cooler p stato determinato con vincoli più ampi, sotto elencati:

- Pinch nel gas cooler $\geq 2^\circ\text{C}$
- Temperatura di uscita dell'acqua dal gas cooler $\leq 90^\circ\text{C}$
- Pressione al gas cooler compresa tra 74 bar e 130 bar

Non è stato possibile interpolare in forma chiusa i risultati ottenuti con il secondo modello, anche a causa del maggior numero di variabili (3 invece che 2), pertanto si è realizzata una matrice a 3 ingressi per descrivere il COP massimo e la corrispondente potenza scambiata al gas cooler in funzione delle 3 variabili.

5.1.5 Inserimento della pompa di calore nel circuito e logiche di controllo

La logica di controllo della PdC si basa sulla scelta di imporre la temperatura in ingresso all'utenza (temperatura T_{r1} verso l'impianto di riscaldamento), per cui essendo fissata anche la temperatura T_{p2} in uscita dalla pompa di calore (funzione della $T_{p2}=T_{r2}$ dall'utenza, della potenza W_{max} e della portata I_p), la regolazione avviene agendo sulla portata di bypass I_{byp} che miscela l'acqua dall'accumulo con quella direttamente dalla pompa, e sullo spegnimento della PdC quando l'uscita dell'accumulo è più calda di quella richiesta dall'utenza. In questo modo se la pompa è accesa la regolazione della temperatura verso l'utenza è ottenuta miscelando l'acqua più calda della PdC con quella più fredda dal serbatoio (con la potenza in eccesso accumulata nel serbatoio). Quando poi questo è sufficientemente caldo la pompa viene spenta e la regolazione avviene miscelando l'acqua calda del serbatoio con quella fredda dall'utenza.

In quest'ultimo caso si può scegliere una terza modalità di funzionamento: quando il COP è sufficientemente alto si può mantenere in funzione la PdC verso il serbatoio di accumulo freddo e miscelare direttamente l'acqua fredda in uscita dall'utenza con quella dall'accumulo caldo, usando i "bypass_1" e "bypass_F" di Figura 54. In questo modo si cerca di sfruttare meglio la PdC nelle fasi di suo massimo rendimento accumulandone il calore prodotto per utilizzarlo in seguito.

Sempre per sfruttare meglio le fasi ad alto COP, quando l'accumulo freddo ha una temperatura minore di quella in uscita dall'utenza si può anche utilizzare il "bypass_F" per miscelare la portata in ingresso alla PdC. In tal modo si sfrutta la caratteristica delle pompe di calore a CO₂ di aumentare il COP al diminuire della temperatura nel condensatore.

Dal bilancio nella PdC si ha che la temperatura di uscita è:

$$T_{p2} = T_{p1} + \frac{W_{\max}}{G_p c_p} \quad (15)$$

La portata di bypass deve essere tale da ottenere dopo il miscelamento la T_{r1i} in ingresso all'utilizzatore:

$$\begin{aligned} T_{r1} &= T_{r1i} \\ G_{byp} &= G_r \frac{T_{r1i} - T_{s2}}{T_{p2} - T_{s2}} \end{aligned} \quad (16)$$

Per i due cicli di Figura 53 e Figura 54, la portata nel "bypass-F" sarà (se attivata la relativa opzione):

$$G_F = \begin{cases} 0 & \text{" } T_{s2F} \geq T_{r2} \quad \rightarrow \quad T_{p1} = T_{r2} \\ G_r & \text{" } T_{s2F} < T_{r2} \quad \rightarrow \quad T_{p1} = \frac{G_r T_{r2} + G_F T_{s2F}}{G_r + G_F} \end{cases} \quad (17)$$

e quindi le altre portate sono:

$$\begin{aligned} G_r &= \text{cost} \\ G_p &= G_{byp} + G_s \\ G_1 &= G_p - G_{byp} \\ G_s &= G_1 - G_F = G_r - G_{byp} \end{aligned} \quad (18)$$

Per il ciclo di Figura 54, nell'ulteriore caso di pompa accesa e attivazione del "bypass_1" (per COP alto e $T_{s2} > T_{r1i}$), imponendo anche che la portata nella PdC non possa scendere sotto la T_r , diventano:

$$\begin{aligned} G_{byp} &= 0 \\ G_{r2} &= G_r \frac{T_{r1i} - T_{s2}}{T_{r2} - T_{s2}} \end{aligned} \quad (16')$$

$$G_F = \begin{cases} G_{r2} & \text{" } T_{s2F} \geq T_{r2} \quad \rightarrow \quad T_{p1} = T_{r2} \\ G_{r2} + G_r & \text{" } T_{s2F} < T_{r2} \quad \rightarrow \quad T_{p1} = \frac{(G_r - G_{r2})T_{r2} + G_F T_{s2F}}{G_r - G_{r2} + G_F} \end{cases} \quad (17')$$

e quindi le altre portate sono:

$$\begin{aligned}
 G_r &= \text{cost} \\
 G_p &= G_r - G_{r2} + G_F \\
 G_1 &= G_p - G_{byp} \\
 G_s &= G_1 - G_F = G_r - G_{r2}
 \end{aligned}
 \tag{18'}$$

La logica di controllo della pompa di calore e dei bypass è mostrata in Figura 62.

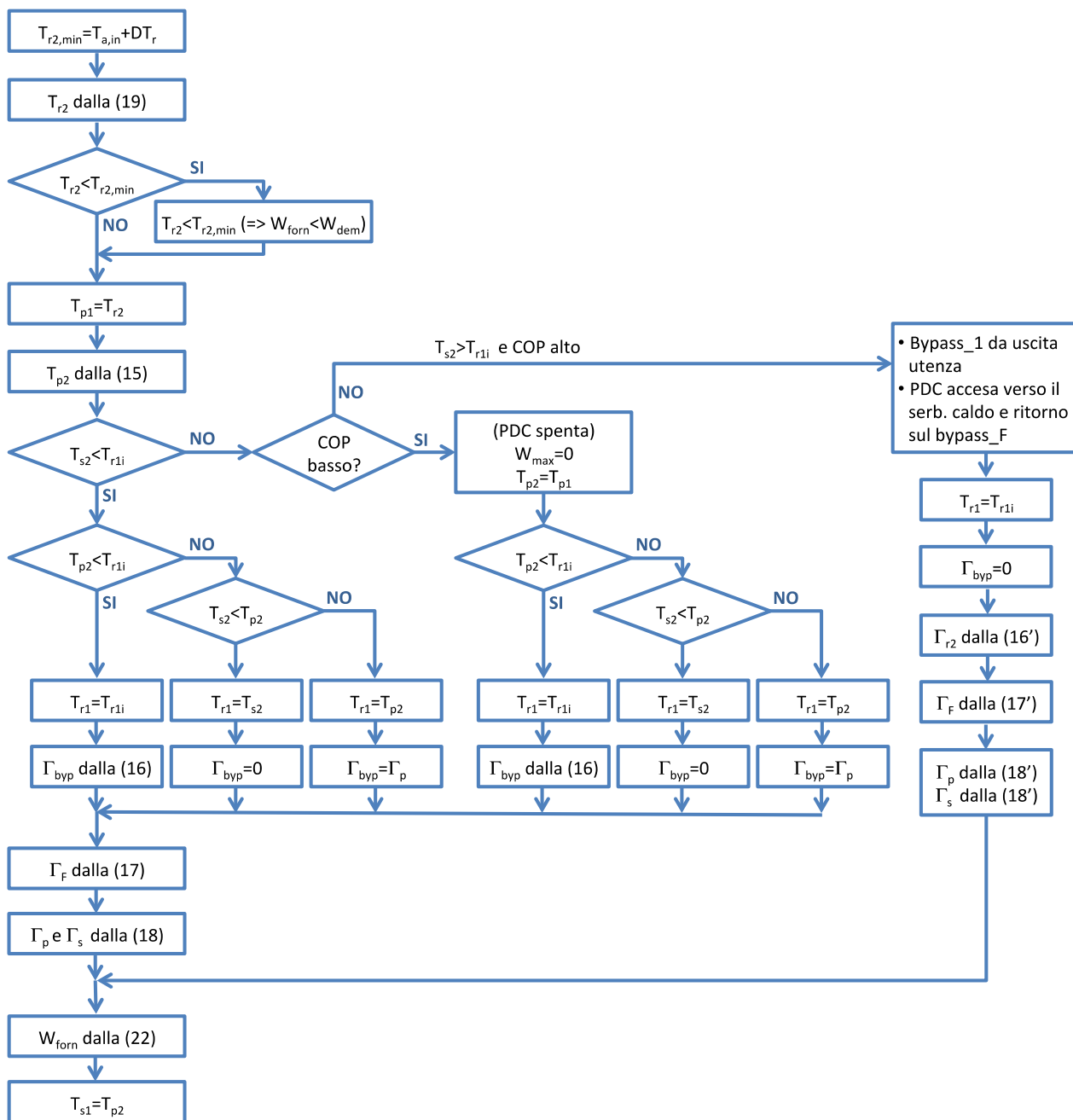


Figura 62 – Diagramma di flusso della logica di controllo della pompa di calore e del bypass.

Le variabili fornite in ingresso (da settaggio iniziale o calcolate nel loop) sono:

- $T_{r2}, T_{r1i}, \Gamma_r, T_{a,in}, COP_{max}(T_{amb}, T_{w,in})$ e $W_{max}(T_{amb}, T_{w,in}), W_{fan} = f(T_{amb})$, (per calcolare la potenza assorbita dei ventilatori, da includere per il calcolo preciso del COP), $W_{dem}(T_{amb}, \text{zona climatica})$, PdC spenta, bypass_1 attivo e relativo COP_limite, bypass_F attivo, condizione di attivazione del bypass_C.

Quelle principali in output sono:

- $T_{p2}, T_{s2F}, T_{s2}, \Gamma_1, \Gamma_{byp}, W_{form}, E_{form}$, PdC spenta?, T_{r1} troppo alta?, Γ_F, Γ_{r2}

5.1.6 Modello del serbatoio di accumulo con riscaldatori aggiuntivi

Il modello prevede un serbatoio cilindrico con resistenza elettrica supplementare e due serpentine (indicate con i pedici *serp* e *serq*) per i pannelli solari e l'acqua calda sanitaria, tiene conto anche della potenza dispersa verso l'esterno, dell'inerzia termica della parete, della conduzione assiale e della stratificazione. In Figura 64 è mostrato lo schema e le variabili principali del modello e quello dei bilanci termici nel generico nodo assiale. In input, oltre alla geometria del serbatoio e alle caratteristiche delle pareti e dell'interno, si possono variare le caratteristiche e le quote di inizio e fine della serpentina e quelle del riscaldatore, lo step assiale dz della nodalizzazione, il grado di stratificazione, i setpoint del riscaldatore.

Il serbatoio è schematizzato come un cilindro circondato da una parete, diviso assialmente in nz step, ed il calcolo è effettuato alle differenze finite. Dai bilanci delle potenze entranti ed uscenti da ciascun elemento di volume, si ottiene un sistema lineare di nz equazioni con incognite le temperature del fluido in ogni nodo all'istante t , noti i valori allo step temporale precedente. Risolvendo il sistema si ottiene la mappa di nuove temperature di fluido e di parete, le potenze e le proprietà fisiche all'istante attuale. Dato che per lo scambio termico con la parete sono utilizzate le temperature medie tra $(t-dt)$ e t , il calcolo viene ripetuto con le nuove temperature di parete iterando fino a convergenza.

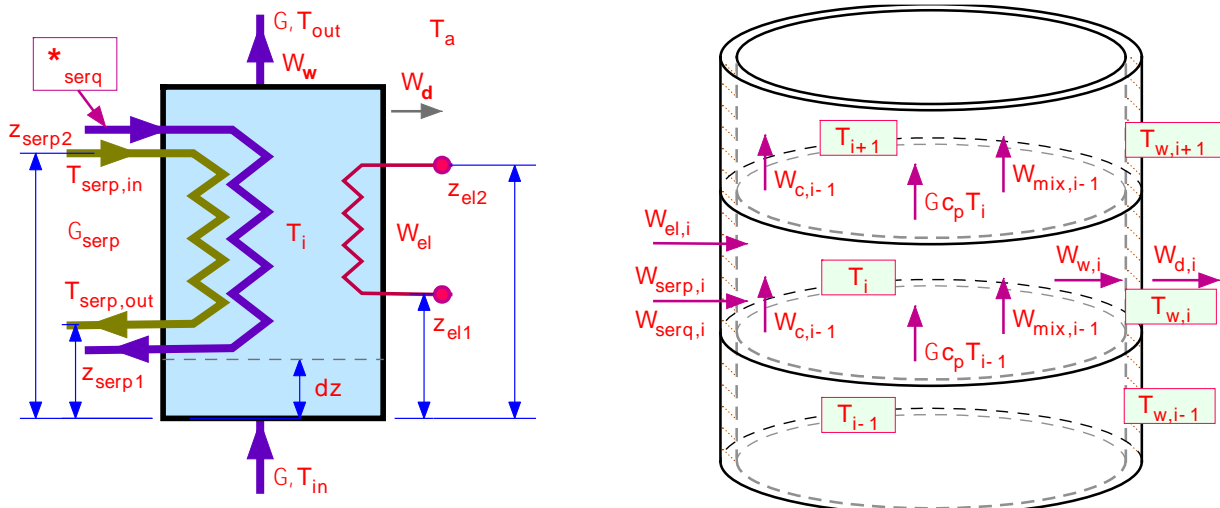


Figura 64 – schema e variabili principali del modello di serbatoio e dei bilanci nella nodalizzazione

Le variabili fornite in ingresso (da settaggio iniziale o calcolate nel loop) sono:

- Serbatoio: $D, L, S_w, k_w, \rho_w, c_w, h_{disp}, Nz, \Gamma, T_{amb}, T_{in}$
- Serpentine: $T_{in}, z_1, z_2, \Gamma, S, h$
- Riscaldatore elettrico: $W_{el}, z_{el1}, z_{el2}, T_{on}, T_{off}$

Quelle in output sono:

- $T_{out}, W_w, T_i, W_d, T_{serp,out}, T_{serq,out}$

5.1.7 Modello del tubo

Il tubo di collegamento tra ogni coppia di componenti è simulato come un cilindro con parete, con un modello simile a quello del serbatoio ma senza il riscaldatore e lo scambiatore. In questo caso quindi le variazioni di temperatura del fluido durante il percorso sono dovute solo all'inerzia termica della parete e alle dispersioni verso l'esterno, mentre il calcolo avviene sempre alle differenze finite dividendo il condotto in n_z nodi assiali. Le variabili fornite in ingresso (da settaggio iniziale o calcolate nel loop) sono:

- $D, L, s_w, k_w, \rho_w, c_w, h_{disp}, N_z, I, T_{amb}, T_{in}$

Quelle in output sono:

- T_{out}, W

5.1.8 Modello dell'utenza di riscaldamento

La potenza richiesta dall'utenza è fornita in funzione della temperatura ambiente $W_{dem} = f(T_{amb})$, sotto forma di tabella o di funzione ricavata dal best fit. Da questa si deriva la temperatura di uscita T_{r2} (essendo la T_{r1} imposta). Si è inserito un ulteriore controllo su tale temperatura: chiamato DT_r , il surriscaldamento minimo dei termosifoni rispetto alla T_{amb} , se $T_{r2} < T_{amb} + DT_r$ si diminuisce la potenza fornita all'utenza (variando la portata) per non scendere sotto tale limite. In tal caso questa fase viene segnalata come "potenza insufficiente".

Per simulare un numero maggiore di utenze, il carico termico totale è ottenuto moltiplicando quello della singola utenza per una costante fornito in input.

Data quindi tale W_{dem} , da questa e dalla temperatura di ingresso dell'acqua si ricava quella di uscita

$$T_{r2} = T_{r1} - \frac{W_{dem}}{G_r c} \quad (19)$$

Dato che la temperatura di ritorno dell'acqua sarà sempre maggiore di quella ambiente, chiamato ΔT_r , il surriscaldamento minimo, si impone

$$T_{r2,min} > T_{casa} + (T_{casa} - T_{amb})/10 + DT_r \quad (20)$$

Se la (19) fornisce un valore minore della (20), si ha quindi che la potenza effettivamente utilizzabile per il riscaldamento sarà minore di quella richiesta ed è data dalle

$$\begin{aligned} T_{r2} &= T_{r2,min} \\ W_{form} &= G_r c (T_{r1} - T_{r2}) \end{aligned} \quad (21)$$

Riepilogando quindi, la potenza fornita all'utenza è

$$\begin{cases} W_{form} = W_{dem} & \text{per potenza sufficiente} \\ W_{form} = (T_{r1} - T_{r2,min}) G_p c & \text{per potenza insufficiente} \end{cases} \quad (22)$$

Le variabili fornite in ingresso (da settaggio iniziale o calcolate nel loop) sono:

- T_{r1}, I_p, T_{amb} , Tabella $W_{dem} = f(T_{amb})$, N.utenze= $molt(W_{dem})$, ΔT_r

Quelle in output sono:

- $T_{r2}, W_{form}, E_{form}$, potenza insufficiente?

5.1.9 Modello dell'acqua sanitaria

In ogni step, data la temperatura in uscita dalla serpentina dell'accumulo $T_{ACS,out}$, viene prelevata la portata \dot{I}_{serp} necessaria per avere, dopo la miscelazione con l'acqua fredda $T_{ACS,in}$, la portata \dot{I}_{ACS} e la temperatura T_{ACS} richieste dall'utenza.

Se in ingresso si ha $T_{ACS,out} > T_{ACS}$, la portata richiesta sarà

$$G_{serp} = G_{ACS} \frac{(T_{ACS} - T_{ACS,in})}{(T_{ACS,out} - T_{ACS,in})} \quad (23)$$

Nel caso in cui la $T_{ACS,out} < T_{ACS}$, nella serpentina sarà fatta passare tutta la portata richiesta e verrà segnalato che la temperatura dell'ACS non è sufficiente.

5.1.10 Dati climatici e richiesta di ACS dell'utenza

Per le portate e temperature dei prelievi giornalieri, sono stati utilizzati i cicli di riferimento per l'ACS della normativa per il test delle pompe di calore UNI_EN_16147 [84], nelle quali vengono definite 5 tipologie di utenza (S, M, L, XL e XXL) e vari tipi di prelievo con relativa portata, salto di temperatura ed energia richieste, da cui, essendo nota la temperatura dell'acqua di rete (10°C), si ricavano la durata e la temperatura T_{ACS} . Quindi per ogni tipo di utenza viene data una tabella delle 24 ore con i prelievi effettuati per i diversi utilizzi. Da queste elaborazioni si ottengono le cinque tabelle riportate in Appendice 1 (Tabelle 43-47), che forniscono i dati necessari alla simulazione (orario, T_{ACS} e \dot{I}_{ACS}).

L'andamento della temperatura ambiente e dell'irraggiamento solare sono ricavati dalle tabelle [85] ottenute dalla banca dati IEWC, come suggerito in [86] (e presa come riferimento per la creazione della tabella 37 della normativa UNI-EN 14825). In particolare si sono utilizzati i dati delle medie di Gennaio per Roma (rispettivamente dalle tabelle "Average Hourly Statistics for Dry Bulb temperatures °C" e "Average Hourly Statistics for Global Horizontal Solar Radiation Wh/m²" di [85] riportate in Tabella 48 e in Tabella 49 di Appendice 1).

5.2 Simulazione del ciclo completo

Il programma di simulazione è stato impostato in maniera più possibile modulare, per permettere di aggiornare i modelli di calcolo dei vari componenti mantenendo invariato il programma principale. Inoltre la separazione dei componenti permette di modificare rapidamente il ciclo, inserendo o togliendo componenti, oppure cambiandone le caratteristiche. Le caratteristiche fisiche e geometriche e le condizioni iniziali sono definite in finestre relative ai componenti che sono inizialmente a valori di default ma possono essere cambiate manualmente dall'utilizzatore. Esse possono essere inoltre aggiornate facendole leggere da files di inizializzazione in formato testo, così da permettere di memorizzare l'insieme del caso da testare e poterne ripetere la simulazione anche con cicli diversi o con variazioni di pochi parametri.

Il programma di simulazione quindi consiste semplicemente in un loop sul tempo, con step dt scelto all'inizio e con i parametri iniziali letti da files di input. Una volta impostato lo stato iniziale del ciclo, vengono richiamate in sequenza le subroutine dei vari componenti. Le variabili di ingresso di ciascuno di essi possono essere passate da una delle subroutine precedenti oppure possono provenire dalla stessa subroutine nell'istante precedente. A titolo di esempio, in Figura 65 è mostrato il programma principale nella configurazione per la simulazione del ciclo di Figura 54, caratterizzato dalla presenza di due accumuli e i vari bypass. Il programma è costituito da una parte (i due contenitori rettangolari a sinistra) che viene eseguita una sola volta alla partenza del programma e inizializza le variabili, e dal loop di simulazione (il contenitore più grande a destra). Questo ha al suo interno le varie subroutine (le icone quadrate all'interno dei rettangoli grigi), i flussi di dati (rappresentati da fili di vario tipo) e gli operatori. I componenti si susseguono verticalmente, mentre a sinistra alla stessa altezza si trovano le relative inizializzazioni. In particolare in Figura 65 ad ogni step temporale viene eseguita per prima la simulazione del campo solare, dei serbatoi di accumulo e dell'acqua calda sanitaria, con le relative tubazioni. Il fluido del circuito solare torna ai pannelli, mentre l'altro va all'utenza (indicata come "CASA") con un altro tubo, poi alla pompa di calore dalla quale il flusso ritorna in parte al serbatoio a PCM e in parte direttamente alla casa. Tutti questi nuovi valori saranno utilizzati

nel nuovo step temporale, mentre le variabili di interesse per la valutazione delle prestazioni (temperature, potenze, energie, accensioni della pompa di calore ecc.) sono registrate e/o graficate.

In Figura 66 viene mostrata l'attuale interfaccia utente dopo una simulazione di un transitorio di 48 ore con condizioni tipiche invernali a Roma e circuito dello schema 2 (Figura 52). In basso nella stessa figura sono mostrati i soli grafici dei risultati per la stessa simulazione ma senza accumulo aggiuntivo a PCM (schema 1, Figura 51). In questo caso di prova, che sarà descritto meglio più avanti, la presenza dell'accumulo a PCM prima del serbatoio convenzionale porta a un minor numero di accensioni della Pompa di Calore, ma allo stesso tempo accensioni più lunghe e una riduzione del COP.

Per queste simulazioni si è usato uno step temporale di 5 s, che permette senza problemi di stabilità di simulare le 48 ore in circa 16 secondi con un normale iMac (modello di fine 2015, CPU 3.3 GHz Intel Core i5). In Figura 67 è mostrata invece l'interfaccia dello schema 4 (Figura 54) dopo una simulazione di quattro giorni con le stesse condizioni meteorologiche precedenti, ma con aggiunto anche il prelievo (attraverso la seconda serpentina) dell'ACS per un'utenza XL e l'attivazione dei bypass legati al COP.

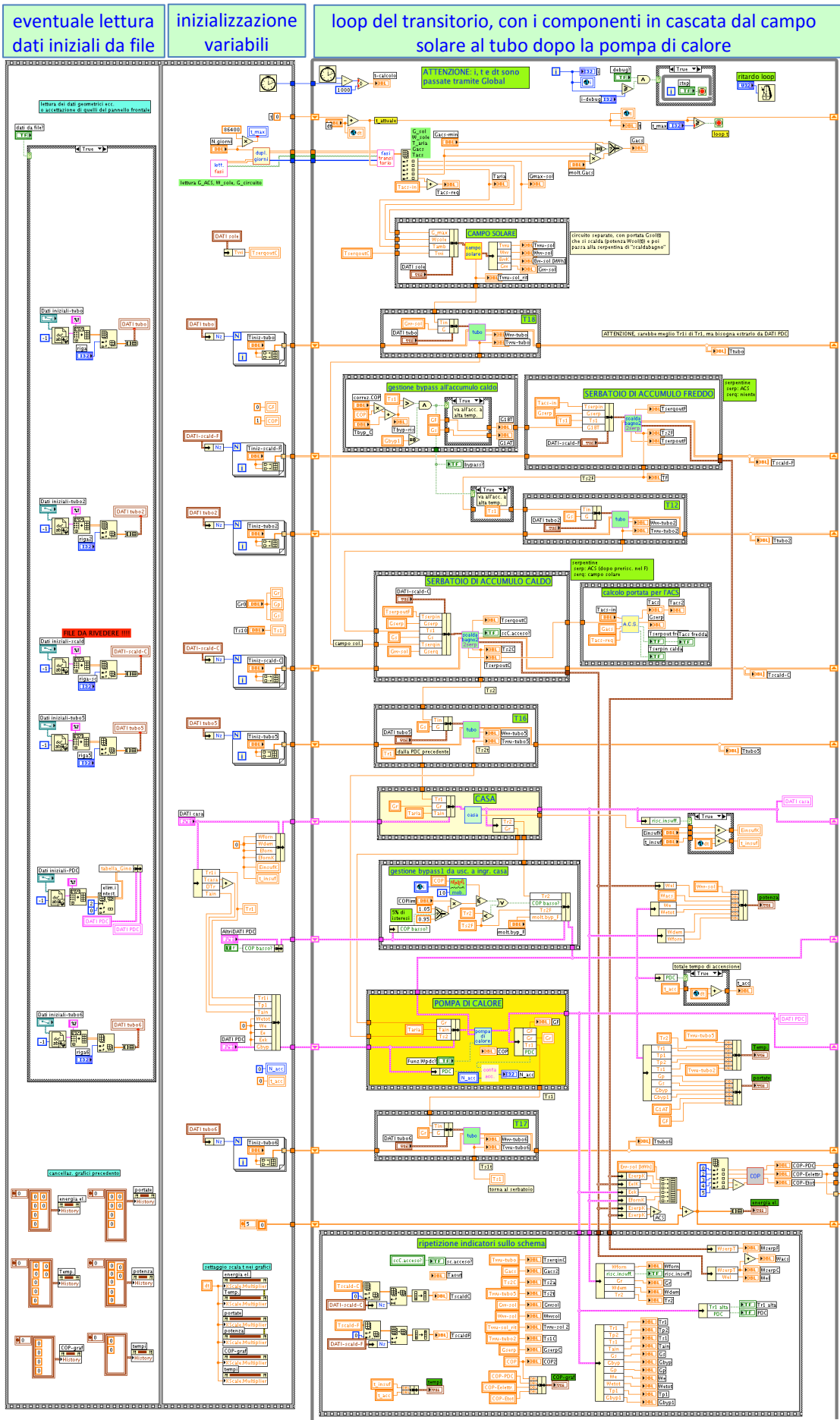


Figura 65 – Main del programma di simulazione

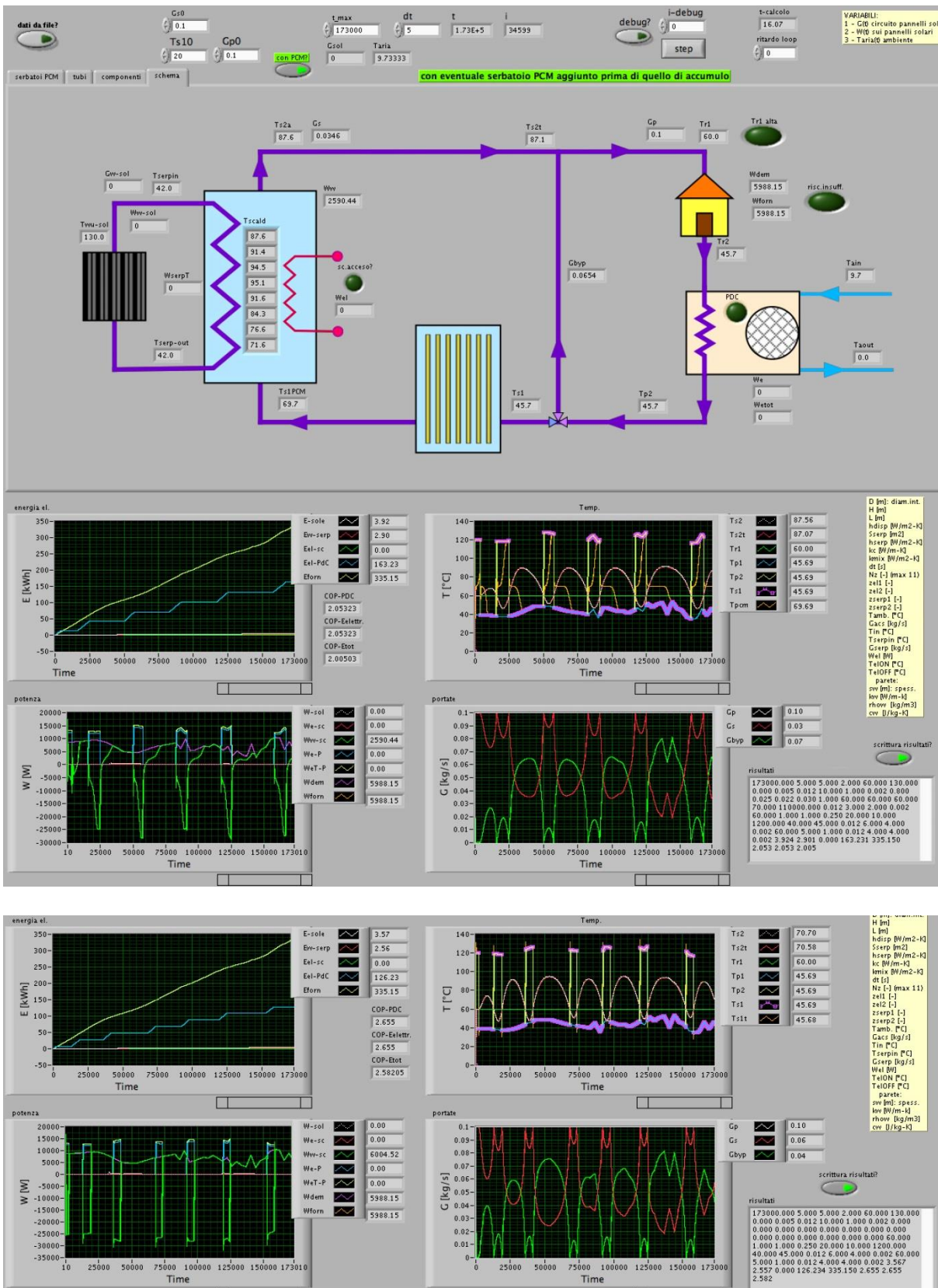


Figura 66 – Esempio di pannello frontale e risultati dopo una simulazione di circa 48 ore per lo schema n.2 (in alto con accumulo a PCM, in basso i soli grafici del caso senza accumulo a PCM)

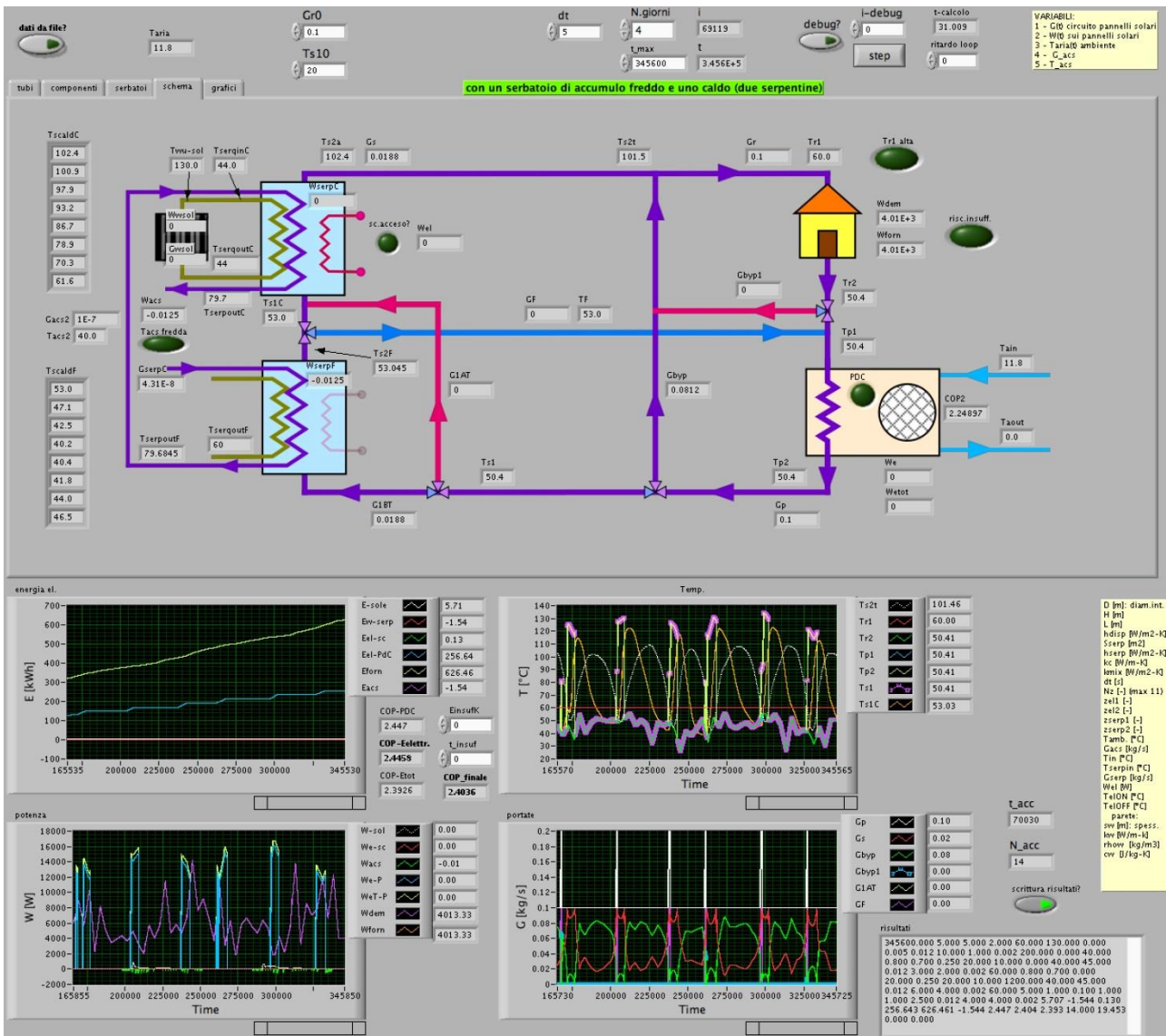


Figura 67 – Esempio di pannello frontale e risultati dopo una simulazione di circa 96 ore con lo schema 4, compreso il prelievo dell’acqua sanitaria

Riprendendo i quattro cicli già introdotti nel paragrafo precedente, si riporta ora una descrizione più completa del loro funzionamento dal punto di vista del simulatore. In Figura 68 sono schematizzate anche le logiche di controllo delle portate nei tre bypass e nella serpentina per l’acqua sanitaria per lo schema N.4, ma che sono equivalenti anche a quelle degli altri schemi, quando presenti.

1. Schema N.1, Figura 51 – la pompa di calore genera acqua calda che va in parte all’utenza (Γ_{byp}) miscelandosi con quella proveniente dall’accumulo (Γ_s) per ottenere in ingresso all’utenza la temperatura voluta T_{r1} , mentre il resto della portata va all’accumulo (Γ_1). Il serbatoio di accumulo inoltre viene scaldato anche dal campo solare e in caso di necessità da un riscaldatore aggiuntivo. Date la temperatura di ingresso all’utenza T_{r1} e portata Γ_p , si calcola la temperatura di ingresso alla pompa di calore $T_{p1} = T_{r2}$ e quella in uscita da essa (dipendente dai dati climatici). Da questa si ottiene la portata di bypass necessaria ad ottenere la T_{r1} imposta, dopo la miscelazione con quella in uscita dall’accumulo. Il resto della portata va quindi all’accumulo, nel quale viene anche immessa energia dal campo solare (se la temperatura da questo è sufficientemente alta) o eventualmente da un riscaldatore ausiliario. Se la temperatura in uscita dall’accumulo è maggiore di quella richiesta dall’utenza (T_{r1}), la PdC viene spenta e quindi in uscita si avrà acqua fredda che ancora verrà in parte miscelata con quella dell’accumulo (questa volta più calda) per ottenere ancora la T_{r1} .

2. Schema N.2, Figura 52 – per questo caso la logica di funzionamento del programma è simile al precedente, con la sola differenza che l’accumulo termico è effettuato prima in un serbatoio con tubi di PCM immersi in acqua e poi con quello convenzionale ad acqua stratificata. Quindi l’acqua entra nel serbatoio convenzionale con una temperatura più stabile, intorno a quella di cambiamento di fase del PCM.
3. Schema N.3, Figura 53 – E’ la forma più estesa del ciclo 1 ed è caratterizzato da due serbatoi di accumulo, tre linee di bypass e fornitura di acqua calda sanitaria dal serbatoio di accumulo caldo. In Figura 68 sono schematizzate anche le logiche di controllo delle portate nei tre bypass e nella serpentina per l’acqua sanitaria. La modalità complessiva di funzionamento è la seguente:
 - La pompa di calore genera acqua calda che, come nel caso 1, va in parte all’utenza e l’eccesso (I_1) all’accumulo, il quale però questa volta può essere quello freddo (I_{1BT}) o quello caldo (I_{1AT}) a seconda della sua temperatura rispetto al limite T_{lim} .
 - Il primo serbatoio viene scaldato anche dal campo solare quando la temperatura del fluido fornito da questo è maggiore di quella in uscita dal serbatoio.
 - Nel secondo accumulo invece, in caso di necessità, può intervenire un riscaldatore aggiuntivo, mentre la serpentina in esso può riscaldare l’acqua di rete per fornire acqua calda sanitaria alla portata I_{ACS} e temperatura T_{ACS} richieste in ogni istante dall’utenza.
 - Tra le modifiche esaminate è stato valutato anche il contributo della logica di controllo della scelta tra accumulo freddo e caldo, passando da un semplice setpoint della temperatura (se la T_{s1} è maggiore di questo valore viene mandata direttamente nell’accumulo caldo) a uno più sofisticato in cui il setpoint T_{lim} aumenta all’aumentare del COP della pompa di calore, in modo da favorire l’accumulo anche nel serbatoio freddo quando il rendimento della macchina è migliore. Si ha poi un altro bypass che preleva una portata dall’uscita dell’accumulo freddo, quando $T_{s2F} > T_{r2}$, per portarla all’ingresso della PdC miscelandola con quella proveniente dall’utenza, al fine di diminuire la temperatura nella PdC facendola così lavorare a COP più alti.

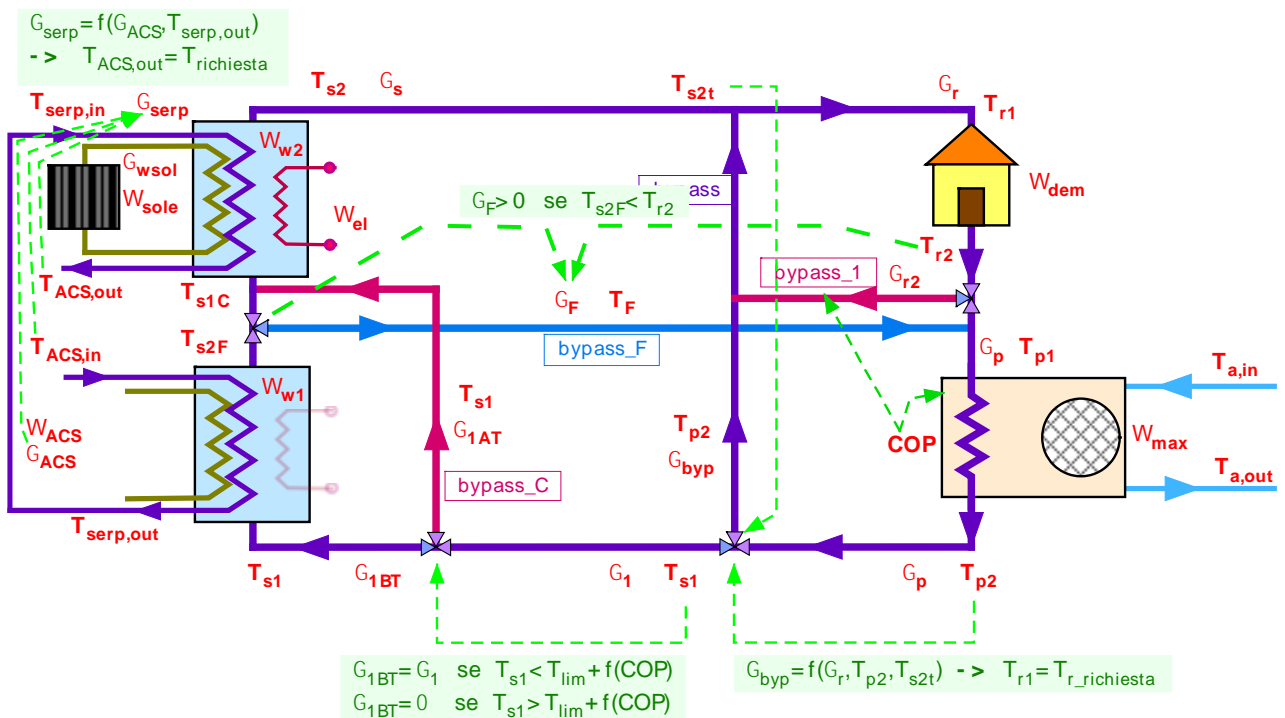


Figura 68 – Schema del loop n. 4, con un serbatoio di accumulo ad acqua a bassa temperatura e uno ad alta

Schema N.4, Figura 54 – E' lo schema più completo, essendo stato aggiunto anche il "bypass_1" e la seconda serpentina nei serbatoi di accumulo. Oltre a questo, differisce dal precedente anche per lo spostamento dei pannelli solari al serbatoio caldo e quello dell'ACS che ora viene riscaldata prima nell'accumulo freddo e poi in quello caldo. Il funzionamento è lo stesso del precedente, ma se si attiva anche il "bypass_1" si entra nella modalità di accumulo forzato di energia quando il COP è alto (ramo più a destra del diagramma di flusso di

4. Figura 63): se durante una fase di COP alto la temperatura T_{s2} dall'accumulo caldo è maggiore di quella richiesta T_{r1} , la regolazione della temperatura viene effettuata utilizzando parte della portata in uscita dall'utenza attraverso il "bypass_1", mentre la PdC continua a funzionare e manda tutta la sua portata all'accumulo freddo riprelevandone la parte mancante (T_{r2}) da questo attraverso il "bypass_F".

5.3 Risultati delle simulazioni per lo schema n. 4

Sono state eseguite un gran numero di simulazioni variando molti parametri, come il numero, il tipo e le dimensioni dei serbatoi di accumulo, le logiche di controllo per i diversi bypass, la superficie del campo solare. Per la valutazione delle prestazioni delle diverse configurazioni si è puntata l'attenzione soprattutto al COP medio della pompa di calore e al numero di accensioni nel periodo simulato.

Il numero maggiore di simulazioni e di analisi dell'influenza dei vari parametri è stato effettuato sullo schema 4 di Figura 54 (quello più completo, riportato anche in Figura 68), che quindi verrà analizzato per primo. Le simulazioni degli altri tre schemi verranno riportate in seguito e ne verranno evidenziate soprattutto le conferme o le differenze di comportamento rispetto a tali risultati.

In Tabella 26 sono mostrati i parametri delle due simulazioni di partenza, definite come "standard" e caratterizzate dal riscaldamento di una sola utenza o di un'utenza doppia. Le due simulazioni hanno le stesse configurazioni di tutti i componenti e differiscono solo nella potenza richiesta W_{dem} , nella portata di riscaldamento G_{risc} e nel moltiplicatore di quella dell'acqua sanitaria "molt. G_{acs} ", tutti raddoppiati per l'utenza doppia. I serbatoi di accumulo sono gli stessi ($V=350$ l ciascuno), il campo solare di 5 m^2 , bypass_1 e bypass_F attivi e bypass_C non attivo, acqua calda sanitaria secondo il profilo XL di Appendice 1 (Tabella 46) e scaldata solo nel serbatoio freddo, temperatura ambiente e irraggiamento solare dalle tabelle delle medie di Gennaio per Roma (da [85] e riportate in Tabella 48 e in Tabella 49 di Appendice 1).

Nelle tabelle successive dei risultati sono mostrate le simulazioni più significative evidenziandone in giallo i parametri variati rispetto alla configurazione "standard" e riportando i relativi risultati. Questi sono le energie (energia fornita dal sole, energia elettrica al riscaldatore e alla pompa di calore, energia termica fornita all'utenza e energia ottenuta come riscaldamento dell'acqua sanitaria), il COP (rapporto tra le energie elettriche fornite e quelle termiche ottenute), il numero di accensioni della pompa di calore e il tempo di funzionamento della stessa. Dato che le accensioni della PdC provocano una oscillazione del COP non trascurabile per simulazioni di pochi giorni, il valore riportato è quello tendenziale ottenuto come best fit della parte finale del transitorio.

Per quanto riguarda il numero di accensioni, in alcuni casi all'inizio della simulazione si possono avere alcune oscillazioni numeriche che possono provocarne l'aumento poco realistico del numero.

5.3.1 Analisi della sensibilità allo step temporale della simulazione

In Tabella 27 sono riportate simulazioni con diverso step dt , da 1 a 10 secondi. Fino a 5 s i risultati sono molto simili, mentre con 10 s il numero di accensioni aumenta notevolmente. Un buon compromesso tra affidabilità e velocità di simulazione è quindi $dt=5$ s, che sarà il valore utilizzato nelle simulazioni.

5.3.2 Analisi della sensibilità alla durata della simulazione

In Tabella 28 sono riportate simulazioni con diversa durata degli stessi due casi (utenza singola e doppia), ripetendo ogni giorno gli stessi cicli di condizioni ambiente e di richiesta dell'utenza. Si può vedere che per la singola utenza simulando solo due giorni il COP è ben stimato, mentre per la doppia utenza il numero di accensioni può essere sovrastimato. Come vedremo in seguito, il breve periodo simulato può essere influenzato anche dalle condizioni iniziali dei serbatoi all'aumentare delle loro dimensioni. I risultati riportati in seguito saranno quasi tutti per simulazioni di 2 giorni, ma con spesso una verifica aggiuntiva di più giorni.

5.3.3 Effetto del numero di utenze e della portata del riscaldamento

In Tabella 29 sono variate il numero di utenze (potenza richiesta W_{dem} e portata di acqua sanitaria I_{acs}) e le relative portate dell'acqua del riscaldamento I_{risc} . L'impianto riesce a fornire il riscaldamento sufficiente fino a tre utenze (per l'ACS invece il contributo è piccolo e all'incirca costante come energia termica fornita). Con quattro utenze invece il riscaldamento risulta insufficiente in alcune fasi. Si può notare che il COP aumenta leggermente all'aumentare delle utenze (e delle portate nelle stesse proporzioni), mentre si ha un consistente miglioramento se si riduce la portata di riscaldamento fino al valore minimo che permetta di garantire un riscaldamento sufficiente. Questo è dovuto al fatto che in questo caso l'acqua in uscita dall'utenza è più fredda e quindi la PdC lavora in condizioni di COP medio maggiore, essendo tra le caratteristiche peculiari delle pompe di calore a CO₂ quella di migliorare il COP al diminuire della temperatura nel condensatore.

La maggior parte delle simulazioni saranno effettuate con due utenze, condizione che permette di sfruttare meglio la PdC rimanendo abbastanza lontani dal rischio di riscaldamento insufficiente.

5.3.4 Effetto dei vari parametri

In Tabella 30 risulta che: la disattivazione del bypass_1 porta a un piccolo aumento del COP; l'aumento della superficie della serpentina ACS e l'attivazione anche di quella nel serbatoio caldo aumentano l'energia all'ACS ma senza effetti sul COP; la diminuzione della soglia del bypass_C da 60 a 45°C porta a un piccolissimo aumento del COP, mentre l'aumento del volume del serbatoio caldo non ha effetti.

In Tabella 31 sono riportate prove di variazione della stratificazione combinate con diverse impostazioni dei bypass, senza effetti rilevanti. La diminuzione della portata di riscaldamento porta invece un aumento del COP, che poi resta pressoché costante al variare della superficie dei pannelli solari, della portata dal campo solare e della superficie della relativa serpentina nel serbatoio caldo. Anche la dimensione e la forma di questo serbatoio non ha effetti.

5.3.5 Effetto della temperatura ambiente

In Tabella 32 infine è stata analizzata l'influenza della temperatura ambiente: partendo dallo stesso circuito nella configurazione "standard con 2 utenze", si utilizza per la temperatura ambiente lo stesso andamento di Roma, ma diminuito di 8°C. In questo caso si vede che la pompa di calore non riesce ad assicurare un riscaldamento sufficiente durante i due giorni. Dalle ultime due colonne, che riportano i valori dell'energia che è mancata e del tempo in cui il riscaldamento è stato insufficiente, si vede che l'aumento dei pannelli solari (quadruplicando la superficie, la portata e la superficie della serpentina) non ha effetto, mentre aggiungendo a questo anche un aumento della portata di riscaldamento (da 0,2 a 0,3 kg/s) si ha un miglioramento, ma si resta sempre in condizioni di non sufficienza. L'aumento della temperatura all'utenza T_{risc} (da 60 a 65°C) non ha effetti. In questi casi di riscaldamento insufficiente il COP calcolato non è indicativo. Anche con una sola utenza e le impostazioni "standard" si hanno fasi di riscaldamento insufficiente. In questo caso però il limite non è della PdC ma della diminuzione di temperatura tra ingresso e uscita dall'utenza. Infatti raddoppiando la portata di riscaldamento si riesce a ottenere condizioni sufficienti, in quanto lo scambio termico nei termosifoni avviene a temperatura media maggiore e quindi sufficiente a fornire la maggior energia termica richiesta con le temperature ambientali più basse.

5.3.6 Effetto del tipo di elementi scaldanti

L'effetto del tipo di riscaldamento è mostrato in Tabella 33, con la temperatura di ingresso all'utenza passata da 60°C (tipico di termosifoni) a 45°C per riscaldamento con fancoil e infine 35°C per pavimento radiante. Dovendo aumentare la portata per poter fornire la stessa energia, il confronto è effettuato tra le condizioni con portata minima per ottenere il riscaldamento sufficiente. Si vede un sensibile aumento del COP nel passaggio a $T_{risc}=45^{\circ}C$, mentre l'ulteriore diminuzione a 35°C ha un effetto leggermente peggiorativo. Anche in questi casi gli interventi sui bypass non portano a variazioni sensibili.

5.4 Risultati delle simulazioni gli schemi 1, 2 e 3

Verranno ora riepilogati i risultati ottenuti dalle simulazioni dei circuiti più semplici del precedente: il caso di Figura 51 con un solo serbatoio di accumulo, senza bypass aggiuntivi e senza ACS; quello di Figura 52, simile al precedente ma con un serbatoio di accumulo a PCM prima di quello ad acqua; infine quello di Figura 53, che invece ha gran parte dei componenti aggiuntivi ma differisce da quello completo precedente perché i pannelli solari scaldano la serpentina dell'accumulo freddo e l'eventuale acqua calda sanitaria è preriscaldata in quello caldo.

Per il primo schema in Tabella 34 sono riportati i parametri iniziali della simulazione "standard", mentre per il secondo schema a questi vanno aggiunti quelli di Tabella 35 per il serbatoio a PCM e il relativo collegamento. I dati iniziali dei componenti dello schema 3 sono gli stessi dello schema 4 descritto in precedenza e sono quindi quelli riportati in Tabella 26.

5.4.1 Simulazioni del loop n. 1

Sono state provate diverse dimensioni del serbatoio di accumulo, ottenendo (Tabella 36) che all'aumentare del volume si ha una diminuzione del COP. Questo in parte è causato dalla differenza dell'energia accumulata nel serbatoio a inizio e fine simulazione, che per volumi grandi non è trascurabile rispetto a quella prodotta per l'utenza nei 2 giorni. La verifica di questo si ha dalla variazione del COP nelle simulazioni di 16 giorni delle stesse configurazioni, mostrate nella seconda metà della tabella, in cui la durata riduce il peso di tale differenza e avvicina i valori dei rispettivi COP.

In compenso l'aumento dell'accumulo riduce notevolmente il numero di accensioni della PdC, che passano da 14 al giorno per quello da 141 l a circa una ogni due giorni per il 6280 l.

Quindi nell'utilizzo della pompa di calore per il solo riscaldamento l'accumulo di energia migliora la gestione della macchina, riducendone i cicli di accensione, ma se si considerano solo i parametri principali della presente simulazione semplificata, non porta a miglioramenti del COP. I vantaggi ulteriori dell'accumulo quindi possono essere negli utilizzi secondari non considerati qui, come ad esempio lo sbrinamento, l'acqua calda ecc.

5.4.2 Simulazioni del loop n. 2

Per questo loop si è analizzato l'effetto dell'accumulo con PCM prima di quello ad acqua. Anche in questo caso da Tabella 37 le variazioni sono abbastanza limitate.

5.4.3 Simulazioni del loop n. 3

Per questo loop, molto simile a quello estesamente provato nel paragrafo 5.3, in Tabella 38 sono state simulate configurazioni diverse dei bypass, variazioni della portata di riscaldamento, del contributo solare e del volume degli accumuli. La diminuzione della portata di riscaldamento porta a un aumento del COP, che passa da circa 2,5 a oltre 2,8 per la minima portata che assicura riscaldamento sufficiente. Non si hanno invece effetti apprezzabili sul COP per nessuno degli parametri.

5.5 Risultati delle simulazioni con dati meteo e carichi per diverse zone climatiche

Tutti i precedenti risultati, che analizzano l'influenza dei vari parametri sul rendimento del ciclo, sono stati effettuati utilizzando le condizioni climatiche e i carichi termici tipici di gennaio a Roma (Tabella 48).

Dopo questo, lo schema n. 4 di Figura 68 è stato simulato per le diverse zone climatiche di riferimento riportate nel paragrafo 2.2.1, cioè quelle di quattro giorni tipici di gennaio per le zone B, C, D, E e F (rappresentate rispettivamente con Palermo, Bari, Pisa, Milano e Belluno). La temperatura ambiente è ottenuta, per ciascuna di tali zone, da una tabella con i valori per ogni ora dei quattro giorni. La potenza richiesta dalla singola utenza è data invece dalle funzioni $W_{dem} = f(T_{amb})$ riportate in Tabella 13. Il carico termico totale è dato dal prodotto di tale potenza per il numero di utenze.

Il confronto delle cinque zone climatiche è stato effettuato per i tre diversi tipi di elementi scaldanti già utilizzati (per le condizioni climatiche di Roma) nel paragrafo 5.3.6, cioè con temperatura all'utenza di 60°C, 45°C e 35°C, e sono riportate rispettivamente in Tabella 39, Tabella 40 e Tabella 41.

L'effetto principale della zona climatica è il grado di sottoutilizzo della PdC che si ha nel caso di due utenze, cioè quella che era la condizione standard nelle precedenti simulazioni. Dalla prima riga di ogni zona climatica

di Tabella 39 si vede infatti che il tempo di accensione, che per Roma era nella maggior parte dei casi intorno al 40% del totale, con le nuove zone climatiche varia dal 7% a oltre il 50%. Si è allora deciso di cercare per ogni zona climatica il numero massimo di utenze che possono essere servite senza fasi di riscaldamento insufficiente, cioè le condizioni di massimo utilizzo della macchina, o in alcuni casi quelle con un numero di utenze leggermente minore ma un COP maggiore.

Per la temperatura di ingresso all'utenza $T_{isc} = 60^\circ\text{C}$, scendendo di zona climatica si vede un notevole aumento del numero massimo di utenze e nello stesso tempo un aumento del COP, arrivando per Palermo a 34 utenze con una sola macchina. In questo caso un ulteriore aumento delle utenze (fino a 40), pur essendo possibile, provoca una diminuzione delle prestazioni.

Passando a $T_{isc} = 45^\circ\text{C}$ (riscaldamento con fancoil), da Tabella 40 si vede che il numero massimo di utenze resta invariato, a fronte però di un aumento della portata per permettere di fornire lo stesso calore con un minore salto di temperatura. In tutte le zone climatiche si ottiene un aumento del COP e una piccola diminuzione del tempo totale di accensione.

Con il riscaldamento a pavimento, mostrato in Tabella 41, si ottengono di nuovo gli stessi numeri massimi per le utenze e un ulteriore piccolo aumento del COP.

5.6 Ulteriori opzioni di simulazione per la PdC

Come ulteriore opzione è stata inserita la possibilità di utilizzare per la valutazione delle prestazioni della PdC, invece delle (13) e (14), una tabella che permette di variare anche la portata e quindi con la $T_{out,water}$ nominale non più costante (par. 5.1.4.4). **COP** e W_{max} sono quindi funzione di $(T_{amb}, T_{w,in}, \dot{I}_p)$ e ottenute per ogni condizione dall'interpolazione su queste tre variabili di una tabella di 11310 righe con i seguenti campi di validità:

- T_{amb} compresa tra -10°C e $+15^\circ\text{C}$ (26 step di 1°C)
- $T_{w,in}$ compresa tra 15°C e 43°C (29 step di 1°C)
- \dot{I}_p compresa tra 0.1 e 1.5 kg/s (15 step di 0.1 kg/s)
- $T_{out,water} < 90^\circ\text{C}$ (conseguenza delle condizioni di simulazione da cui si è ottenuta la tabella).

L'interpolazione è ottenuta trasformando dapprima la tabella in un array 4D, poi cercando le coppie di elementi intorno a ciascuna delle variabili ed infine interpolando linearmente in successione sulle tre variabili. Un'altra opzione introdotta è quella del funzionamento della PdC non a potenza massima ma con l'inverter. Quando viene scelta questa modalità, se la potenza richiesta dall'utenza è minore di quella della PdC ($W_{dem} < W_{max}$), questa funzionerà a potenza ridotta. Chiamato **PLR** il fattore di carico climatico W_{dem}/W_{max} , la condizione ideale sarebbe che la potenza della PdC venisse ridotta proprio di **PLR** diventando $W_{PL} = W_{dem}$. Nella realtà bisogna imporre che la W_{PL} sia leggermente maggiore della W_{dem} (il surplus è settabile e di default è l'1% della differenza), ed inoltre tale riduzione ha un limite inferiore che chiameremo PLR_{min} che può essere scelto in input (default 60% di W_{max}). Il surplus di potenza è necessario in quanto se si imponesse esattamente $W_{PL} = W_{dem}$ si rischierebbe nello step successivo di trovarsi con potenza di riscaldamento insufficiente se nel tempo dt la richiesta dell'utenza è aumentata.

Tenuto conto di queste considerazioni, il COP sarà dato dalla

$$PLR = \frac{W_{PL}}{W_{max}} \text{ dove } W_{PL} = \max(W_{dem}; PLR_{min} \cdot W_{max}) \quad (24)$$

$$COP_{PL} = \frac{COP \cdot PLR}{(PLR \cdot 0.9 + 0.1)}$$

5.7 Risultati delle simulazioni con la tabella estesa e con l'inverter

Le simulazioni con la nuova tabella della pompa di calore hanno dato risultati generalmente simili a quelli riportati nei paragrafi precedenti, con i discostamenti maggiori (ma comunque dentro il 10%) per le piccole portate di riscaldamento in condizioni di sottoutilizzo (ridotti tempi di accensione a causa del basso numero di utenze). Quando il numero di utenze si avvicina a quello massimo per la zona climatica i valori del COP diventano simili alle simulazioni precedenti.

L'introduzione dell'inverter invece ha i seguenti effetti: il COP complessivo diminuisce leggermente; i picchi di potenza elettrica durante le accensioni diminuiscono; aumenta il tempo di accensione; il numero di accensioni diminuisce notevolmente se ci si avvicina al numero massimo di utenze mentre aumenta se c'è molto sottoutilizzo.

La diminuzione del COP è dovuta al fatto che l'inverter quando abbassa la potenza della pompa di calore se c'è meno richiesta, dalla (24) risulta che il nuovo COP diminuisce. Questa diminuzione compensa l'effetto positivo sul rendimento dovuto alla diminuzione del salto di temperatura nella PdC, anche perché quest'ultimo viene comunque sfruttato grazie ai serbatoi di accumulo durante le fasi a COP basso, mentre con l'inverter questo è meno incisivo.

L'abbassamento dei picchi di potenza è ovvio, dato che la pompa funziona per tempi più lunghi a potenza minore.

Infine il numero di accensioni diminuisce se la pompa di calore è abbastanza sfruttata, arrivando a rimanere accesa quasi per tutto il tempo quando si arriva al numero massimo mostrato da Tabella 39 a Tabella 41. Se invece le utenze sono poche e la PdC è sottoutilizzata, il funzionamento sarà quasi sempre alla potenza minima (nelle attuali simulazioni si è posto $PLR_{min} = 0,6$), che comporterà comunque un eccesso di calore e quindi lo spegnimento, ma allo stesso tempo i serbatoi di accumulo si troveranno generalmente a temperatura minore e quindi le fasi di riscaldamento a PdC spenta saranno più brevi. A titolo di esempio in Tabella 42 si riportano alcuni casi della Tabella 39 confrontati con le stesse simulazioni ma con la nuova tabella e con l'inverter.

Tabella 26 - Dati iniziali dei cicli simulati ("cicli standard") con lo schema N.4 di Figura 54

campo solare						tubo1 (c.sol - accF)				Bypass_C		serbatoio accumulo Freddo								
Sup [m ²]	h _{disp}	T _{min} [°C]	T _{max} [°C]	G _{min} [kg/s]	G _{max} [kg/s]	D [m]	L [m]	h _{disp}	S _w [m]	T _{bypass}	corr. COP	T ₀	D [m]	H [m]	S _{serp} [m ²]	h _{serp}	k _{mix}	W _{el} [kWh]	T _{el_on}	T _{el_off}
5	2	60	130	0	0.005	0.012	10	1	0.002	200	0	40	0.8	0.7	0.25	20	10	0	40	45

tubo2 (Acc.F - Acc.C)				serbatoio accumulo Caldo										tubo3 (serb - PdC)				
D [m]	L [m]	h _{disp}	S _w [m]	T ₀	D [m]	H [m]	S _{serp} [m ²]	h _{serp}	S _{serq} [m ²]	h _{serq}	k _{mix}	W _{el} [kWh]	T _{el_on}	T _{el_off}	D [m]	L [m]	h _{disp}	S _w [m]
0.012	3	2	0.002	60	0.8	0.7	0	20	0.25	20	10	1200	40	45	0.012	6	4	0.002

Casa + PdC						byp.F	byp.1	tubo4 (PdC - serb)				commenti
T _{ri1}	DT _r	molt. W _{dem}	G _{risc} [kg/s]	profilo Gacs	molt. G _{acs}	molt. F	COP-lim	D [m]	L [m]	h _{disp}	S _w [m]	
60	5	1	0.1	XL	1	1	2.5	0.012	4	4	0.002	utenza singola
60	5	2	0.2	XL	2	1	2.5	0.012	4	4	0.002	utenza doppia

Tabella 27 - Sensibilità allo step temporale

		RISULTATI								commenti
giorni	dt [s]	E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{for} n [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	
2	5	2.888	0.13	134.25	334.825	0.823	2.466	7	10.379	standard (dt=5 s)
2	2	2.882	0.13	133.905	334.826	0.807	2.465	7	10.356	dt minore (dt=2 s)
2	1	2.879	0.131	133.819	334.826	0.803	2.465	7	10.35	dt ancora minore (dt=1 s)
2	10	2.886	0.13	134.267	334.823	0.843	2.468	11	10.381	dt maggiore (dt=10 s)

Tabella 28 - Prove con diversa durata

		RISULTATI								commenti
giorni	dt [s]	E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	
2	5	2.888	0.13	134.25	334.825	0.823	2.466	7	10.379	standard
4	5	5.707	0.13	256.643	626.461	1.544	2.425	13	19.453	4 giorni
16	5	24.473	0.433	1016.467	2512.732	6.061	2.468	55	76.783	16 giorni
2	5	4.078	0.213	263.44	669.649	0.663	2.490	20	20.233	standard 2 utenze
16	5	32.529	4.003	2002.702	5025.463	5.865	2.512	129	152.58	16 giorni

Tabella 29 - N. di utenze

Casa + PdC			RISULTATI									commenti
molt. W _{dem}	G _{risc} [kg/s]	molt. G _{acs}	E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	E _{insuf} [kWh]	
1	0.1	1	2.888	0.13	134.25	334.825	0.823	2.466	7	10.379	0	standard
2	0.2	2	4.078	0.213	263.44	669.649	0.663	2.490	20	20.233	0	standard - 2 utenze
2	0.15	2	3.859	4.74	232.21	669.649	0.874	2.813	17	19.032	0	G _{risc} minima senza insuff.
3	0.3	3	4.465	0.413	394.47	1004.474	0.699	2.532	25	30.351	0	standard - 3 utenze
3	0.23	3	4.366	4.512	347.028	1004.474	0.654	2.818	24	28.342	0	G _{risc} minima senza insuff.
4	0.4	4	4.571	0	503.08	1334.81	0.636	2.627	18	39.288	4.488	standard - 3 utenze – riscald. insuff.

Tabella 30 – effetto dei bypass e delle serpentine per l'ACS

RISULTATI								commenti
E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	
4.078	0.213	263.44	669.649	0.663	2.490	20	20.233	standard - 2 utenze
4.326	1.007	261.46	669.649	0.520	2.534	40	20.129	2 utenze, solo byp_C
4.078	0.213	263.44	669.649	0.663	2.490	20	20.233	standard - 2 utenze
4.081	0.213	264.317	669.649	2.615	2.488	20	20.289	con più serpentina acs-F (S _{serp} da 0.25 a 1 m ²), senza serp. acs-C
4.082	0.213	264.61	669.649	3.340	2.489	20	20.311	“ , anche serp. acs-C (S _{serp} =0.25 m ²)
4.281	0.323	264.04	669.649	2.610	2.552	42	20.322	“ , senza bypass_F, con bypass_C=45°C
4.288	0	260.903	669.649	2.621	2.523	25	20.117	“ , con serb-C grande (V da 350 a 800 l)

Tabella 31 – Effetto della stratificazione, dei bypass, dell'apporto solare e dei serbatoi

RISULTATI								commenti
E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	
4.281	0.323	264.04	669.649	2.610	2.552	42	20.322	2 utenze, senza bypass_F, con bypass_C=45°C
4.276	0.33	261.19	669.649	2.553	2.554	42	20.142	“ , meno stratificazione nel serb.F (h _{mix} da 10 a 100)
4.309	0.197	262.38	669.649	2.667	2.532	44	20.199	“ , con tutti i bypass
4.306	0.192	263.116	669.649	2.800	2.551	59	20.282	“ , stratificato (h _{mix} =1) e con serb.F più piccolo (V da 350 a 70 l)
4.274	0.21	260.028	669.649	2.701	2.559	58	20.083	“ , senza byp-F
4.3	1.255	261.261	669.649	2.421	2.549	41	20.125	“ , senza byp-F e senza byp.1
4.153	2.623	227.471	669.649	2.534	2.900	53	18.725	senza byp-F, con byp.1 e meno portata di riscald. G_{risc}=0.15
8.097	2.48	225.712	669.649	2.532	2.922	53	18.589	“ , con più serpentina solare (S _{serq} da 0.25 a 1 m ²)
8.95	2.488	225.603	669.649	2.518	2.925	53	18.578	con più pannelli solari (Sup da 5 a 20 m ²)
8.95	2.488	225.603	669.649	2.518	2.925	53	18.578	con più portata dal campo solare (G _{max} da 0.005 a 0.01 kg/s)
10.479	2.502	224.138	669.649	2.563	2.933	51	18.462	con ancora più serpentina solare (S _{serq} =2 m ²)
10.028	2.652	227.663	669.649	2.391	2.892	36	18.703	con serb-C più grande (800 l)
10.877	0.712	227.175	669.649	2.456	2.903	48	18.574	con meno stratificazione nel serb.C (h _{mix} da 10 a 100)
10.449	2.338	231.93	669.649	2.517	2.874	36	19.096	serb.C più alto e stretto (H doppia, stesso V=800 l)
10.36	1.862	231.009	669.649	2.622	2.886	22	19.139	serb.F standard (tornato a 350 l da 70)

Tabella 32 – effetto delle condizioni climatiche (temperatura ambiente diminuita di 8°C)

RISULTATI										commenti
E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{form} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	E _{insuf} [kWh]	t _{insuf} [h]	T _{aria} minore (Roma diminuita di 8°C)
4.88	19.85	422.31	1320.38	-3.04	2.998	11	39.381	115.54	26.53	2 utenze - insufficiente
4.63	7.99	422.04	1318.77	-1.71	3.070	29	39.415	117.14	26.69	con bypass_C
4.63	6.89	422.23	1318.51	-1.84	3.074	31	39.432	117.41	26.66	con bypass_C a 45°C
10.73	20.01	421.29	1320.51	-3.08	3.009	11	39.29	115.41	26.41	campo solare: più superficie, portata G _{max} , serpentina S _{serq}
10.47	0	501.46	1378.48	-3.23	2.753	7	44.394	57.436	16.07	più portata riscaldamento G _{risc}
10.45	1.53	465.31	1378.68	-3.15	2.943	6	42.544	57.239	16.01	più T _{risc}
3.93	12.83	218.83	660.35	-0.57	2.933	11	20.596	57.61	26.34	1 utenza, senza bypass_C - insufficiente
4.12	7.82	207.24	660.35	-0.33	3.032	26	19.279	57.61	26.34	con bypass_C
4.42	0	313.13	717.96	-0.73	2.264	18	25.322	0	0	1 utenza ma G _{risc} doppia, senza bypass_C
4.40	0.51	310.12	717.96	-0.50	2.294	37	25.072	0	0	con bypass_C
4.39	0.12	305.15	717.96	-0.49	2.340	40	24.736	0	0	con bypass_C e byp.F=2

Tabella 33 –Tipo di riscaldamento (temperatura acqua)

Casa + PdC		RISULTATI								commenti
molt. W _{dem}	G _{risc} [kg/s]	E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{form} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	
60	0.15	3.859	4.74	232.214	669.649	-0.874	2.813	17	19.032	2 utenze, bypass F e 1, G _{risc} 0.15 minima senza insuff.
45	0.25	4.851	17.09	200.529	669.649	-0.559	3.119	27	17.408	T _{risc} per fancoil, G _{risc} minima senza insuff.
45	0.25	4.781	19.79	198.609	669.649	-0.524	3.086	19	17.204	senza nessun bypass
45	0.25	4.843	17.64	200.465	669.649	-0.537	3.112	25	17.421	con solo bypass_1
45	0.25	5.055	23.43	191.409	669.649	-0.335	3.088	43	16.635	con solo bypass_C
35	0.49	5.502	43.84	175.754	669.649	-0.34	3.052	47	15.608	Trisc per pavimento radiante, G _{risc} minima senza insuff.
35	0.49	5.483	42.51	175.498	669.649	-0.369	3.066	34	15.585	senza nessun bypass
35	0.49	5.529	43.51	170.824	669.649	-0.337	3.094	21	15.131	serb.C grande

Tabella 34 - Dati iniziali dei cicli simulati ("cicli standard") con lo schema N.1 e 2

campo solare						tubo1 (c.sol. - serbatoio)				serbatoio di accumulo								
Sup [m ²]	h _{disp}	T _{min} [°C]	T _{max} [°C]	G _{min} [kg/s]	G _{max} [kg/s]	D [m]	L [m]	h _{disp}	S _w [m]	T ₀ [°C]	D [m]	H [m]	S _{serp} [m ²]	h _{serp}	k _{mix}	W _{el} [kWh]	T _{el_on}	T _{el_off}
5	2	60	130	0	0.005	0.012	10	1	0.002	60	0.8	0.7	0	20	10	1200	40	45

tubo2 (serb - PdC)				Casa + PdC										tubo3 (PdC-serbatoio)				
D [m]	L [m]	h _{disp}	S _w [m]	T ₀	D [m]	H [m]	S _{serp} [m ²]	h _{serp}	S _{serq} [m ²]	h _{serq}	k _{mix}	W _{el} [kWh]	T _{el_on}	T _{el_off}	D [m]	L [m]	h _{disp}	S _w [m]
0.012	6	4	0.002	60	0.8	0.7	0	20	0.25	20	10	1200	40	45	0.012	6	4	0.002

Tabella 35 - Dati iniziali aggiuntivi per lo schema N.2

serbatoio accumulo PCM										tubo4 (PCM-serbatoio)			
V [m ²]	r _c [m]	r _e [m]	r _{sdp}	L [m]	T _{i,PCM} [°C]	T _{i,wi} [°C]	T _{i,wu} [°C]	T _{pc} [°C]	clat	D [m]	L [m]	h _{disp}	S _w [m]
0.8	0.025	0.022	0.03	1	60	60	60	70	1.1E5	0.012	3	2	0.002

Tabella 36 – schema 1

RISULTATI							commenti
E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	
3.485	0	126.234	334.825	2.50	7	9.76	senza serbatoio PCM, serb. 785 l
4.177	0	215	334.825	1.42	2	16.26	serbatoio molto più grande 6280 l
3.976	0	128.454	334.825	2.57	15	9.90	serbatoio più piccolo, 352 l
3.837	0	126.285	334.825	2.62	36	9.74	serbatoio più piccolo, 141 l
							<i>Stesse simulazioni, ma 16 giorni</i>
6.837	0	791.762	1782.3	2.27	43	55.84	serbatoio 785 l, 16 giorni
8.449	0	931.468	1782.3	2.01	7	65.85	serbatoio molto più grande 6280 l, 16 giorni
7.826	0.302	766.98	1782.3	2.33	92	54.13	serbatoio più piccolo, 352 l, 16 giorni
7.617	0.227	752.053	1782.3	2.37	220	53.26	serbatoio più piccolo, 141 l, 16 giorni

Tabella 37 – schema 2 (con accumulo a PCM)

RISULTATI							commenti
E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	
3.827	0	163.271	334.825	2.11	6.00	12.67	con serbatoio PCM 0.8, serb. 785 l
4.203	0	172.17	334.825	1.95	11.00	13.15	serbatoio acqua più piccolo, 352 l
4.205	0	175.508	334.825	1.92	28.00	13.51	serbatoio molto più piccolo 141 l
4.185	0	192.538	334.825	1.82	6.00	14.61	con serbatoio PCM grande, serb. 785 l
3.963	0	145.12	334.825	2.30	6.00	11.11	con serbatoio PCM piccolo
3.864	0	167.374	334.825	2.10	5.00	12.69	PCM 0.8 , 60°C, serb. 785 l
3.827	0	163.271	334.825	2.11	6.00	12.67	PCM più lungo
3.805	0	161.797	334.825	2.13	6.00	12.54	PCM più sottile
3.827	0	163.271	334.825	2.11	6.00	12.67	PCM più corto

Tabella 38 – schema 3

RISULTATI							commenti
E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	
4.728	0.127	134.428	335.15	2.480	8		Standard – 1 utenza
10.195	0.125	128.732	335.15	2.529	7	10.015	più solare (superficie, serpentina e portata quadruple)
4.333	0.208	263.053	670.301	2.491	18	20.21	standard - 2 utenze
4.932	0.21	260.195	670.301	2.536	42	20.062	con bypass_C
4.968	0.18	260.186	670.301	2.540	42	20.074	con bypass_C=f(COP)
5.029	0.257	263.925	670.301	2.549	35	20.383	senza bypass_F, con bypass_C=f(COP)
5.013	0.177	262.438	670.301	2.540	38	20.242	senza bypass_F, con bypass_C
5.031	0.197	263.893	670.301	2.550	36	20.385	senza bypass_F, con bypass_C=45
4.298	0.208	263.292	670.301	2.493	17	20.251	senza bypass_F e senza bypass-C
4.297	0.208	265.857	670.301	2.504	17	20.542	senza nessun bypass
4.32	0.208	263.994	670.301	2.499	18	20.333	con solo bypass_F
4.333	0.208	263.053	670.301	2.491	18	20.21	standard - 2 utenze
4.552	4.563	231.14	670.301	2.813	15	18.925	port. 0.15 minima senza insuff.
4.932	0.21	260.195	670.301	2.536	42	20.062	con bypass_C
5.042	2.423	228.97	670.301	2.892	34	18.831	port. 0.15 minima senza insuff.

8.332	0.207	261.23	670.301	2.511	17	20.092	con più serp. solare
9.229	0.208	260.91	670.301	2.514	18	20.067	con più pannelli solari
4.52	0.208	263.009	670.301	2.492	18	20.206	con più Gsol e meno serp. solare
9.229	0.208	260.91	670.301	2.514	18	20.067	con più serp. solare
9.229	0.208	260.91	670.301	2.514	18	20.067	con ancora più Gsol
10.736	0.208	260.178	670.301	2.522	19	20.025	con ancora più serp. solare
10.904	0.208	260.076	670.301	2.523	19	20.018	con ancora più pannelli solari
10.712	0	264.228	670.301	2.477	12	20.435	con più serbatoio freddo
11.275	0.208	259.927	670.301	2.525	19	20.012	con più hserp
4.333	0.208	263.053	670.301	2.491	18	20.21	standard - 2 utenze
4.349	0	265.358	670.301	2.456	12	20.55	più accumulo freddo (da 352 l a 785 l)
4.241	0.417	281.671	669.649	2.395	11	21.599	più accumulo freddo e caldo
4.195	0.107	263.356	669.649	2.511	13	20.475	più accumulo caldo

Tabella 39 – T_{risc}=60°C, numero massimo di utenze per le 5 zone climatiche

Casa + PdC			RISULTATI								commenti	
T _{risc} [°C]	N. ut.	G _{risc} [kg/s]	E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	zona clim.	
60	2	0.2	7.571	0	107.583	149.494	-1.506	1.467	12	6.475	1	zona B-Palermo, 2 utenze
60	34	0.28	19.932	9.488	824.557	2541.39	-10.354	3.041	42	67.546	1	34 utenze
60	40	0.6	20.398	1.448	1143.988	2989.871	-10.399	2.598	36	85.567	1	40 utenze
60	2	0.2	7.514	0	200.136	327.279	-1.401	1.680	19	12.535	2	zona C-Bari, 2 utenze
60	16	0.26	20.315	16.425	845.403	2618.229	-10.724	3.033	39	71.335	2	16 utenze
60	2	0.2	7.625	0	303.706	551.159	-1.429	1.843	24	20.296	3	zona D-Pisa, 2 utenze
60	8	0.24	19.032	15.26	762.938	2204.636	-1.42	2.850	36	64.037	3	8 utenze
60	2	0.2	8.082	0	480.735	972.048	-1.42	2.012	31	35.697	4	zona E-Milano, 2 utenze
60	4	0.2	8.824	19.428	715.391	1944.097	-1.471	2.646	30	62.344	4	4 utenze
60	2	0.2	8.887	0	623.067	1392.706	-1.392	2.228	32	50.136	5	zona F-Belluno, 2 utenze
60	3	0.2	9.482	22.83	766.868	2089.059	-1.352	2.650	30	68.404	5	3 utenze

Tabella 40 – T_{risc}=45°C, numero massimo di utenze per le 5 zone climatiche

Casa + PdC			RISULTATI								commenti	
T _{risc} [°C]	N. ut.	G _{risc} [kg/s]	E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	zona clim.	
45	34	0.47	23.263	59.752	712.813	2541.39	-7.563	3.289	69	61.504	1	zona B-Palermo, 34 utenze
45	40	0.9	23.104	46.943	928.982	2989.871	-7.634	3.061	82	77.257	1	40 utenze
45	16	0.44	23.474	63.242	752.428	2618.229	-7.258	3.208	61	65.989	2	zona C-Bari, 16 utenze
45	8	0.42	22.495	53.457	677.792	2204.636	-7.494	3.034	65	59.631	3	zona D-Pisa, 8 utenze
45	4	0.35	22.524	55.587	638.989	1944.097	-7.478	2.809	57	58.142	4	zona E-Milano, 4 utenze
45	3	0.35	23.522	62.12	695.927	2089.059	-7.093	2.769	50	64.224	5	zona F-Belluno, 3 utenze

Tabella 41 – T_{risc}=35°C, numero massimo di utenze per le 5 zone climatiche

Casa + PdC			RISULTATI								commenti	
T _{risc} [°C]	N. ut.	G _{risc} [kg/s]	E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{forn} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	zona clim.	
35	34	0.9	25.532	114.84	652.605	2541.39	-5.386	3.315	132	57.515	1	zona B-Palermo, 34 utenze
35	40	3.5	25.421	113.96	846.181	2989.871	-5.649	3.116	374	72.551	1	40 utenze
35	16	0.9	25.688	114.77	705.519	2618.229	-5.392	3.194	125	62.753	2	zona C-Bari, 16 utenze
35	8	0.9	25.167	114.74	624.019	2204.636	-5.518	2.991	135	55.932	3	zona D-Pisa, 8 utenze
35	4	0.8	25.19	114.72	596.208	1944.097	-5.512	2.741	128	55.028	4	zona E-Milano, 4 utenze
35	3	0.7	25.738	114.61	646.05	2089.059	-5.273	2.755	101	60.642	5	zona F-Belluno, 3 utenze

Tabella 42 – T_{risc}=60°C, confronto risultati con nuova tabella e con inverter

Casa + PdC			RISULTATI								commenti	
------------	--	--	-----------	--	--	--	--	--	--	--	----------	--

T _{risc} [°C]	N. ut.	G _{risc} [kg/s]	E _{sole} [kWh]	E _{el-serb} [kWh]	E _{el-PdC} [kWh]	E _{form} [kWh]	E _{ACS} [kWh]	COP	N.acc. PdC	t _{acc.} PdC [h]	zona clim.	
60	2	0.2	7.571	0	107.583	149.494	-1.506	1.467	12	6.475	1	zona B-Palermo, 2 utenze
"	"	"	8.01	0	73.65	149.494	-1.475	1.998	16	5.324	1	" " - nuova tabella
"	"	"	8.43	0	82.447	149.494	-1.501	1.873	30	8.762	1	" " - nuova tabella e inverter
60	34	0.28	19.932	9.488	824.557	2541.39	-10.354	3.041	42	67.546	1	34 utenze
"	"	"	20.191	10.035	852.299	2541.39	-10.374	2.939	42	68.639	1	" " - nuova tabella PdC
"	"	"	21.346	0	890.811	2541.39	-9.629	2.854	2	94.929	1	" " - nuova tabella e inverter
60	2	0.2	7.514	0	200.136	327.279	-1.401	1.680	19	12.535	2	zona C-Bari, 2 utenze
"	"	"	7.424	0	145.379	327.279	-1.61	2.269	16	10.629	2	" " - nuova tabella PdC
"	"	"	8.001	0	155.624	327.279	-1.461	2.132	22	17.726	2	" " - nuova tabella e inverter
60	16	0.26	20.315	16.425	845.403	2618.229	-10.724	3.033	39	71.335	2	16 utenze
"	"	"	20.423	15.037	868.962	2618.229	-10.761	2.947	39	71.747	2	" " - nuova tabella PdC
"	"	"	21.192	0	903.601	2618.229	-9.539	2.889	2	95.25	2	" " - nuova tabella e inverter
60	2	0.2	7.625	0	303.706	551.159	-1.429	1.843	24	20.296	3	zona D-Pisa, 2 utenze
"	"	"	7.396	0	235.965	551.159	-1.51	2.300	23	17.715	3	" " - nuova tabella PdC
"	"	"	8.267	0	253.174	551.159	-1.474	2.158	27	29.608	3	" " - nuova tabella e inverter
60	8	0.24	19.032	15.26	762.938	2204.636	-1.42	2.850	36	64.037	3	8 utenze, Grisc minima
"	"	"	18.902	14.743	770.184	2204.636	-1.457	2.831	37	63.669	3	" " - nuova tabella PdC
"	"	"	20.062	0	798.61	2204.636	-1.349	2.777	13	85.681	3	" " - nuova tabella e inverter
60	2	0.2	8.082	0	480.735	972.048	-1.42	2.012	31	35.697	4	zona E-Milano, 2 utenze
"	"	"	7.991	0	436.6	972.048	-1.459	2.225	30	33.974	4	" " - nuova tabella PdC
"	"	"	8.665	0	464.322	972.048	-1.454	2.092	29	56.474	4	" " - nuova tabella e inverter
60	4	0.2	8.824	19.428	715.391	1944.097	-1.471	2.646	30	62.344	4	4 utenze
"	"	"	8.837	18.82	724.038	1944.097	-1.511	2.628	30	61.794	4	" " - nuova tabella PdC
"	"	"	9.431	0	762.467	1944.097	-1.317	2.556	7	88.151	4	" " - nuova tabella e inverter
60	2	0.2	8.887	0	623.067	1392.706	-1.392	2.228	32	50.136	5	zona F-Belluno, 2 utenze
"	"	"	8.878	0	626.445	1392.706	-1.406	2.238	31	51.082	5	" " - nuova tabella PdC
"	"	"	9.346	0	660.54	1392.706	-1.348	2.102	14	82.344	5	" " - nuova tabella e inverter
60	3	0.2	9.482	22.83	766.868	2089.059	-1.352	2.650	30	68.404	5	3 utenze
"	"	"	9.468	22.01	773.173	2089.05	-1.295	2.620	30	67.324	5	" " - nuova tabella PdC
"	"	"	9.635	0	812.182	2089.059	-1.298	2.570	2	93.963	5	" " - nuova tabella e inverter

5.8 Riepilogo dei risultati ottenuti dalle simulazioni

I limiti del programma sono soprattutto relativi all'utenza da riscaldare, che è simulata in modo molto semplificato e quindi la sua richiesta di energia termica e la sua risposta a quella fornita non tengono conto di effetti complessi come ad esempio l'inerzia termica delle mura e dei componenti o le eventuali diverse richieste durante il giorno. Questo rende le simulazioni molto più rigide e la risposta più immediata per quanto riguarda l'effetto di variazioni sia della temperatura fornita dalla pompa di calore e dai serbatoi, sia di quelle dell'ambiente. Inoltre non è simulato un ulteriore intervento impiantistico, l'utilizzo dell'accumulo termico per diminuire la probabilità della formazione di brina nell'evaporatore per basse temperature dell'ambiente esterno, evitando così i dispendiosi (dal punto di vista del COP) cicli di sbrinamento. Nell'analisi dei risultati quindi si devono tener presenti tali limiti.

Da una sintesi dei risultati delle simulazioni si ricava che:

1. il COP medio nel funzionamento invernale della pompa di calore a CO₂ non subisce variazioni rilevanti dall'utilizzo di sistemi complessi di accumulo e ripartizione delle portate;
2. si possono avere miglioramenti sensibili con l'ottimizzazione delle portate verso l'utenza, facendo in modo di abbassare la temperatura in ingresso alla pompa di calore (e quindi nel condensatore) per farla lavorare in condizioni di rendimento maggiore;
3. dall'analisi per le diverse zone climatiche si vede che per i climi caldi il sovradimensionamento della pompa di calore può essere notevole, per cui per sfruttarla in maniera accettabile (sia come COP che come tempi di funzionamento) bisogna aumentare il numero di utenze e la portata totale nella PdC (che va suddivisa tra esse);
4. l'inserimento dell'inverter, per adattare la potenza della pompa di calore alla richiesta, ha come effetto principale la diminuzione dei picchi di potenza elettrica e in alcuni casi la netta riduzione del numero di accensioni, ma sul COP non si hanno effetti rilevanti ed anzi si vede generalmente una lieve diminuzione;
5. per lo sfruttamento dell'energia ottenuta nel campo solare è indispensabile una sufficiente superficie di scambio delle serpentine all'interno dei serbatoi di accumulo e una portata adeguata ad evitare il raffreddamento troppo rapido;
6. anche per l'acqua calda sanitaria è importante la superficie della serpentina (la portata in questo caso è imposta dalla richiesta dell'utilizzatore), ma comunque almeno per le dimensioni e le richieste valutate in queste simulazioni la temperatura raggiunta non è normalmente sufficiente durante l'utilizzo e quindi ci sarà bisogno di un'integrazione nel suo riscaldamento.

Dal punto 2, legato alla diminuzione della temperatura del condensatore, si ottiene l'indicazione che una strada da seguire è l'introduzione di ulteriori accorgimenti per la diminuzione di tale temperatura, anche se i due bypass inseriti a questo scopo non hanno dato i risultati sperati nelle configurazioni e con le logiche di controllo dello schema 4 di Figura 68.

Per quanto riguarda invece i serbatoi di accumulo, il loro effetto per semplice spostamento delle fasi di funzionamento della PdC è scarso sul rendimento energetico, ma la loro presenza porta comunque altri vantaggi. Infatti, oltre a permettere di sfruttare l'eventuale impianto solare termico accumulandone il calore quando è disponibile, permette di preriscaldare l'acqua calda sanitaria e soprattutto migliora l'utilizzo della pompa di calore diminuendo notevolmente il numero di accensioni e spegnimenti. Inoltre il calore accumulato nelle fasi a bassa richiesta può far superare gli eventuali periodi di richiesta eccedente le capacità della PdC.

Infine la presenza di calore accumulato nelle fasi di minor richiesta permette di introdurre ulteriori interventi, come quello per evitare la formazione di brina sul condensatore. Infatti in caso di concomitanza di bassa temperatura ambiente e alta umidità relativa, l'ulteriore raffreddamento dell'aria nel condensatore potrebbe far depositare su di esso ghiaccio sotto forma di brina, intasandone i passaggi. Quindi normalmente in condizioni che possono far prevedere questo rischio il produttore obbliga la macchina a cicli automatici di sbrinamento. Tali cicli sono molto dispendiosi dal punto di vista energetico e quindi un intervento che li possa evitare potrebbe aumentare il rendimento effettivo della PdC. Una possibilità è quella di usare parte del calore accumulato nel serbatoio per preriscaldare l'aria quel tanto che basta ad allontanarsi dalle condizioni critiche ed evitare così l'insorgere della formazione di brina. Tale intervento sarà simulato nella prossima

annualità, implementando l'intervento di sbrinamento nel programma di simulazione e anche usando il software Trnsys per la simulazione del ciclo.

6 Conclusioni

Il presente rapporto tecnico ha avuto come oggetto la definizione di casi studio su cui effettuare un'analisi delle prestazioni di una pompa di calore a CO₂ in modalità riscaldamento e produzione acqua calda per l'utenza residenziale, eventualmente integrata con altri componenti quali un sistema di accumulo e la fonte solare. Nella prima parte del rapporto l'attenzione è stata dedicata agli aspetti edilizi e climatici, con la descrizione dell'attuale parco immobiliare residenziale sotto vari aspetti (epoca di costruzione, tipologia di edifici, impianti generalmente impiegati, ecc.), al fine di identificare, per ciascuna zona climatica italiana, un fabbisogno medio a cui far riferimento per la singola abitazione. Parallelamente, è stato determinato un profilo orario giornaliero della temperatura dell'aria esterna per abbinare la potenza termica richiesta con l'andamento delle condizioni climatiche specifiche della zona scelta. È stato anche valutato ed evidenziato il rilevante contributo alla riduzione del fabbisogno per riscaldamento derivante dalla presenza degli occupanti, tramite un'analisi statistica dei profili di occupazione medi delle famiglie in Italia.

Il potenziale di diffusione delle pompe di calore per l'utenza residenziale è stato indagato sia attraverso un dettagliato studio dell'andamento del mercato, sia calcolando i possibili risparmi conseguibili con tale tecnologia (con impianto costituito dalla sola PdC) rispetto a quelle alternative, tramite una valutazione dei costi di esercizio e dei tempi di ritorno dell'investimento.

La ricerca ha compreso anche una panoramica delle possibili configurazioni di impianto di sistemi integrati. A questo proposito, particolare attenzione è stata rivolta ai sistemi di accumulo convenzionali o abbinati direttamente alle strutture edilizie. Tra i sistemi analizzati, particolare interesse può derivare dall'impiego di sistemi radianti di inerzia termica medio-alta, tra cui i TABS, tali da consentire la riduzione dei picchi di carico (peak-shaving) con un opportuno sfruttamento dei tempi in cui l'edificio non è occupato per il caricamento di sistemi di accumulo.

Nella seconda parte del rapporto sono state analizzate le simulazioni ottenute con un programma semplificato per il calcolo dei consumi e rendimenti energetici di circuiti comprendenti una pompa di calore a CO₂, un'utenza per riscaldamento domestico, una per acqua calda sanitaria, serbatoi di accumulo e eventuali pannelli solari. A causa delle semplificazioni, la simulazione dell'utenza da riscaldare non tiene conto di effetti complessi come l'inerzia termica delle mura e dei componenti o l'eventuale variazione della temperatura richiesta per il riscaldamento. Tenendo conto di tali limiti, dall'analisi dei risultati delle simulazioni si ricava che lo SCOP nel funzionamento invernale della pompa di calore a CO₂ non subisce variazioni rilevanti per l'utilizzo di sistemi complessi di accumulo e ripartizione delle portate, mentre si possono avere miglioramenti sensibili con l'ottimizzazione delle portate verso l'utenza, facendo in modo di abbassare la temperatura in ingresso alla pompa di calore (e quindi nel condensatore) per farla lavorare in condizioni di rendimento maggiore. Altro aspetto importante (data una specifica pompa di calore) è la scelta del numero di utenze da servire a seconda della zona climatica, perché questo condiziona sia lo SCOP che i tempi di accensione. Inoltre per lo sfruttamento dell'energia ottenuta nel campo solare è indispensabile una sufficiente superficie di scambio delle serpentine all'interno dei serbatoi di accumulo e una portata adeguata ad evitare il raffreddamento troppo rapido. L'implementazione nella simulazione della formazione di brina permetterà di valutare l'effetto sul rendimento dell'utilizzo di parte del calore accumulato per diminuire la probabilità che questo avvenga e quindi eviti la dispendiosa procedura di sbrinamento.

Appendice 1 – Tabelle dei dati utilizzati

Le seguenti cinque tabelle forniscono il prelievo giornaliero medio dell'acqua sanitaria per diverse tipologie di utenza. Esse sono ottenute dalla norma europea UNI EN 16147 [84], aggiungendo la durata del prelievo calcolata dai dati forniti nelle tabelle originali.

Tabella 43 – Ciclo di prelievo S

<i>n.</i>	<i>Ora</i> <i>[h:min]</i>	<i>Energia</i> <i>[kWh]</i>	<i>DT</i> <i>[K]</i>	<i>portata</i> <i>[l/min]</i>	<i>portata</i> <i>[kg/s]</i>	<i>durata</i> <i>[s]</i>	<i>Tipo</i>
1	07:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
2	07:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
3	08:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
4	09:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
5	11:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
6	11:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
7	12:45	0.315	45	4	0.06667	90.3	Lavastoviglie
8	18:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
9	18:15	0.105	30	4	0.06667	45.2	Elettrodomestico
10	20:30	0.42	45	4	0.06667	120.4	Lavastoviglie
11	21:30	0.525	30	4	0.06667	225.8	Grande

Tabella 44 – Ciclo di prelievo M

<i>n.</i>	<i>Ora</i> <i>[h:min]</i>	<i>Energia</i> <i>[kWh]</i>	<i>DT</i> <i>[K]</i>	<i>portata</i> <i>[l/min]</i>	<i>portata</i> <i>[kg/s]</i>	<i>durata</i> <i>[s]</i>	<i>Tipo</i>
1	07:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
2	07:15	1.4	30	10	0.16667	240.8	Doccia
3	07:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
4	08:01	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
5	08:15	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
6	08:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
7	08:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
8	09:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
9	09:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
10	10:30	0.105	30	4	0.06667	45.2	Lavapavimenti
11	11:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
12	11:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
13	12:45	0.315	45	4	0.06667	90.3	Lavastoviglie
14	14:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
15	15:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
16	16:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
17	18:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
18	18:15	0.105	30	4	0.06667	45.2	Elettrodomestico
19	18:30	0.105	30	4	0.06667	45.2	Elettrodomestico
20	19:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
21	20:30	0.735	45	4	0.06667	210.7	Lavastoviglie
22	21:15	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
23	21:30	1.4	30	10	0.16667	240.8	Doccia

Tabella 45 – Ciclo di prelievo L

<i>n.</i>	<i>Ora</i> <i>[h:min]</i>	<i>Energia</i> <i>[kWh]</i>	<i>DT</i> <i>[K]</i>	<i>portata</i> <i>[l/min]</i>	<i>portata</i> <i>[kg/s]</i>	<i>durata</i> <i>[s]</i>	<i>Tipo</i>
1	07:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
2	07:05	1.4	30	10	0.16667	240.8	Doccia
3	07:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
4	07:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
5	08:05	3.605	30	10	0.16667	620.1	Vasca da bagno
6	08:25	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
7	08:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
8	08:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
9	09:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
10	09:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
11	10:30	0.105	30	4	0.06667	45.2	Lavapavimenti
12	11:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo

13	11:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
14	12:45	0.315	45	4	0.06667	90.3	Lavastoviglie
15	14:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
16	15:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
17	16:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
18	18:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
19	18:15	0.105	30	4	0.06667	45.2	Elettrodomestico
20	18:30	0.105	30	4	0.06667	45.2	Elettrodomestico
21	19:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
22	20:30	0.735	45	4	0.06667	210.7	Lavastoviglie
23	21:00	3.605	30	10	0.16667	620.1	Vasca da bagno
24	21:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo

Tabella 46 – Ciclo di prelievo XL

<i>n.</i>	<i>Ora</i> <i>[h:min]</i>	<i>Energia</i> <i>[kWh]</i>	<i>DT</i> <i>[K]</i>	<i>portata</i> <i>[l/min]</i>	<i>portata</i> <i>[kg/s]</i>	<i>durata</i> <i>[s]</i>	<i>Tipo</i>
1	07:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
2	07:15	1.82	30	10	0.16667	313	Doccia
3	07:26	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
4	07:45	4.42	30	10	0.16667	760.2	Vasca da bagno
5	08:05	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
6	08:15	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
7	08:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
8	08:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
9	09:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
10	09:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
11	10:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
12	10:30	0.105	30	4	0.06667	45.2	Lavapavimenti
13	11:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
14	11:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
15	11:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
16	12:45	0.735	45	4	0.06667	210.7	Lavastoviglie
17	14:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
18	15:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
19	15:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
20	16:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
21	16:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
22	17:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
23	18:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
24	18:15	0.105	30	4	0.06667	45.2	Elettrodomestico
25	18:30	0.105	30	4	0.06667	45.2	Elettrodomestico
26	19:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
27	20:30	0.735	45	4	0.06667	210.7	Lavastoviglie
28	20:46	4.42	30	10	0.16667	760.2	Vasca da bagno
29	21:15	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
30	21:30	4.42	30	10	0.16667	760.2	Vasca da bagno

Tabella 47 – Ciclo di prelievo XXL

<i>n.</i>	<i>Ora</i> <i>[h:min]</i>	<i>Energia</i> <i>[kWh]</i>	<i>DT</i> <i>[K]</i>	<i>portata</i> <i>[l/min]</i>	<i>portata</i> <i>[kg/s]</i>	<i>durata</i> <i>[s]</i>	<i>Tipo</i>
1	07:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
2	07:15	1.82	30	10	0.16667	313	Doccia
3	07:26	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
4	07:45	6.24	30	10	0.16667	1073.3	Doccia + vasca da bagno
5	08:05	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
6	08:15	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
7	08:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
8	08:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
9	09:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
10	09:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
11	10:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
12	10:30	0.105	30	4	0.06667	45.2	Lavapavimenti

13	11:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
14	11:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
15	11:45	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
16	12:45	0.735	45	4	0.06667	210.7	Lavastoviglie
17	14:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
18	15:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
19	15:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
20	16:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
21	16:30	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
22	17:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
23	18:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
24	18:15	0.105	30	4	0.06667	45.2	Elettrodomestico
25	18:30	0.105	30	4	0.06667	45.2	Elettrodomestico
26	19:00	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
27	20:30	0.735	45	4	0.06667	210.7	Lavastoviglie
28	20:46	6.24	30	10	0.16667	1073.3	Doccia + vasca da bagno
29	21:15	0.105	15	4	0.06667	90.3	Piccolo
30	21:30	6.24	30	10	0.16667	1073.3	Doccia + vasca da bagno

Le seguenti due tabelle, ricavate da [85], forniscono i valori medi giornalieri di gennaio a Roma della temperatura e dell'irraggiamento solare.

Tabella 48 – Average Hourly Statistics for Dry Bulb temperatures °C

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0:01- 1:00	7	6.2	8.5	10.5	13.9	18	21.9	21.7	19.2	14.6	11.1	7.4
1:01- 2:00	6.9	6.1	8	10.3	13.6	17.3	21.3	21.1	19	14.4	11	7.3
2:01- 3:00	6.7	5.9	7.6	10	13.2	16.7	20.8	20.5	18.7	14.2	10.8	7.1
3:01- 4:00	6.7	5.6	7.3	9.8	12.9	16.2	20.3	19.9	18.5	14	10.7	6.9
4:01- 5:00	6.4	5.6	7.4	9.9	13.5	17	20.4	20.3	18.3	13.9	10.5	6.8
5:01- 6:00	6.2	5.5	7.4	9.9	14.2	17.9	20.8	20.7	18.2	13.9	10.4	6.7
6:01- 7:00	6.1	5.5	7.1	10.1	14.9	18.9	21.4	20.9	18.1	13.8	10.3	6.7
7:01- 8:00	6.4	6.7	8.5	11.9	16.8	20.8	23.4	23.2	19.9	15.3	11.2	7.6
8:01- 9:00	6.9	7.9	10	13.7	18.7	22.4	25.3	25.3	21.7	16.8	12.3	8.6
9:01-10:00	7.8	9.1	11.6	15.5	20.6	24	27	27.5	23.6	18.3	13.3	9.6
10:01-11:00	8.8	10.6	12.6	15.9	20.8	24.4	27.1	27.8	24.1	19.2	14.2	10.8
11:01-12:00	9.9	12.1	13.5	16.4	21.1	24.8	27.3	28.2	24.5	20.2	15.1	12.1
12:01-13:00	10.9	13.6	14.3	16.8	21.5	25.2	27.5	28.6	24.8	21.1	16.1	13.3
13:01-14:00	11	13.4	14.2	16.8	21.4	25.1	27.3	28.3	24.8	20.8	16.1	13.4
14:01-15:00	11.1	13.2	14	16.7	21.3	25	27.1	28.1	24.7	20.5	15.9	13.2
15:01-16:00	11.1	13.3	14	16.6	21.2	24.9	26.8	27.8	24.6	20.6	15.8	13.2
16:01-17:00	10.4	12.3	13.3	15.9	20.5	24.2	26.4	27	23.8	19.6	15	12
17:01-18:00	9.8	11.4	12.5	15.2	19.9	23.4	26	26.2	23.1	18.7	14.2	10.9
18:01-19:00	9.1	10.5	11.8	14.5	19.1	22.9	25.5	25.5	22.3	17.7	13.4	9.9
19:01-20:00	8.6	9.8	11.3	13.7	18.3	21.8	24.7	24.8	21.9	17.1	13	9.4
20:01-21:00	8.3	9.2	10.8	13	17.5	20.9	24	24.2	21.5	16.5	12.5	8.8
21:01-22:00	7.9	8.3	10.2	12.2	16.6	19.9	23.3	23.5	21	16	12	8.2
22:01-23:00	7.6	7.7	9.7	11.7	15.8	19.3	22.9	22.9	20.4	15.5	11.6	8
23:01-24:00	7.1	7.1	9.1	11.1	14.9	18.7	22.4	22.3	19.7	15.1	11.2	7.7

Tabella 49 – Average Hourly Statistics for Global Horizontal Solar Radiation Wh/m²

	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
0:01- 1:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1:01- 2:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2:01- 3:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3:01- 4:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4:01- 5:00	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	0
5:01- 6:00	0	0	0	5	26	36	25	7	1	0	0	0
6:01- 7:00	0	0	11	66	136	151	138	78	34	8	0	0
7:01- 8:00	3	18	102	203	292	313	308	233	170	85	25	4
8:01- 9:00	55	118	241	348	444	475	483	412	329	210	118	59

9:01-10:00	150	239	365	468	567	608	632	569	458	320	207	150
10:01-11:00	233	337	463	558	658	716	751	688	562	400	286	231
11:01-12:00	282	395	514	605	700	775	819	754	615	440	329	275
12:01-13:00	290	405	518	602	705	778	827	761	612	433	331	275
13:01-14:00	266	389	496	572	664	729	799	719	573	392	287	237
14:01-15:00	204	326	428	494	578	631	713	619	482	309	206	164
15:01-16:00	114	222	320	382	456	495	576	473	348	195	102	72
16:01-17:00	27	102	188	246	319	356	412	309	199	74	17	9
17:01-18:00	0	13	56	108	170	199	233	143	58	6	0	0
18:01-19:00	0	0	2	13	45	65	79	28	3	0	0	0
19:01-20:00	0	0	0	0	2	7	8	1	0	0	0	0
20:01-21:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:01-22:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:01-23:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:01-24:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

7 Riferimenti bibliografici

1. Regolamento delegato (UE) n. 811/2013 della Commissione del 18 febbraio 2013 che integra la direttiva 2010/30/UE del Parlamento europeo e del Consiglio per quanto riguarda l'etichettatura indicante il consumo d'energia degli apparecchi per il riscaldamento d'ambiente, degli apparecchi di riscaldamento misti, degli insiemi di apparecchi per il riscaldamento d'ambiente, dispositivi di controllo della temperatura e dispositivi solari e degli insiemi di apparecchi di riscaldamento misti, dispositivi di controllo della temperatura e dispositivi solari, 18 febbraio 2013.
2. F. Lucchese, S. Serafini, A. Tinelli, Statistiche catastali 2018, Direzione Centrale Servizi Estimativi e Osservatorio Mercato Immobiliare e Direzione Centrale Servizi Catastali, Cartografici e di Pubblicità Immobiliare dell'Agenzia delle Entrate – Roma, 2019.
3. EU Building Stock Observatory, <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/energy-performance-of-buildings/eu-bso> (ultimo accesso 21.12.2019).
4. F. Toso, A. Mura, Analisi sulla dotazione impiantistica di climatizzazione (estiva ed invernale) del patrimonio edilizio ad uso residenziale e terziario e valutazione dell'impatto economico in relazione a misure di politiche energetiche e ambientali, RdS/PAR/2014/069, Settembre 2015.
5. V. Corrado, I. Ballarini, S. P. Corgnati, Building Typology Brochure, Fascicolo sulla Tipologia Edilizia Italiana, TABULA Project, ISBN 978-88-8202-065-1, Luglio 2014.
6. F. Madonna, Cost-effective energy savings potential of Italian residential building stock, ECEEE Summer Study on energy efficiency 1-6, 1225-1237, Giugno 2015.
7. V. Corrado, Studio sulla riqualificazione energetica di edifici residenziali, Rapporto RdS 14002701, Milano 2014.
8. M. Caldera, A. Federici, F. Margiotta, A. Martelli, M. Nocera, A. Pannicelli, S. Piccinelli, G. Puglisi, F. Zanghirella, Metodologie e strumenti per la raccolta di dati e la definizione di modelli di riferimento dei consumi energetici nel settore residenziale, terziario e pubblico, RdS/PAR2015/143, Settembre 2016.
9. Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima, Ministero dello Sviluppo Economico, 2019.
10. ISTAT, 15° Censimento generale della popolazione e delle abitazioni, 2011.
11. Cresme Ricerche SpA, Determinazione dei fabbisogni e dei consumi energetici dei sistemi edificio-impianto. Caratterizzazione del parco immobiliare ad uso residenziale, RdS/2012/109, Settembre 2012.
12. CESI, Centro Studi sull'Economia Immobiliare di Tecnoborsa – Una lettura del 15° censimento generale della popolazione e delle abitazioni.
13. Piano d'Azione Italiano per l'Efficienza Energetica, Giugno 2017.
14. M. Pieve, R. Trinchieri, The heat-pump market in Italy: an in-depth economic study about the reasons for a still unexpressed potential, Clean Energy (2019), 126-143.

15. UNI EN 14825 Condizionatori d'aria, refrigeratori di liquido e pompe di calore, con compressore elettrico, per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti - Metodi di prova e valutazione a carico parziale e calcolo del rendimento stagionale, 2019.
16. UNITS 11300-4 Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria, 2012.
17. UNI EN 12831 Prestazione energetica degli edifici - Metodo per il calcolo del carico termico di progetto - Parte 1: Carico termico per il riscaldamento degli ambienti, Modulo M3-3, 2018.
18. UNI 10349 Riscaldamento e raffrescamento degli edifici - Dati climatici - Parte 1: Medie mensili per la valutazione della prestazione termo-energetica dell'edificio e metodi per ripartire l'irradianza solare nella frazione diretta e diffusa e per calcolare l'irradianza solare su di una superficie inclinata, 2016.
19. M. F. Fels, PRISM: an introduction, *Energy Building* 9 (1986), 5-18.
20. UNI EN 15603 Prestazione energetica degli edifici - Consumo energetico globale e definizione dei metodi di valutazione energetica, 2008.
21. C. Naldi, M. Dongellini, G. L. Morini, Effetto del clima sull'efficienza stagionale di sistemi di riscaldamento basati su pompe di calore aria-acqua, *La Termotecnica* 2015, 61-64.
22. O. Guerra Santin, L. Itard, H. Visscher, The effect of occupancy and building characteristics on energy use for space and water heating in Dutch residential stock, *Energy and Buildings*, 41 (2009), 1223-1232.
23. V. Fabi, R. V. Andersen, S. P. Corgnati, B. W. Olesen, M. Filippi, Description of occupant behaviour in building energy simulation: state-of-art and concepts for improvements, *Proceedings of Building Simulations* (2011), 2882-2889.
24. I. Richardson, M. Thomson, D. Infield, A high-resolution domestic building occupancy model for energy demand simulations, *Energy and Buildings* 40 (2008) 1560-1566.
25. D. Aerts, J. Minnen, I. Glorieux, I. Wouters, F. Descamps, Discrete occupancy profiles from time-use data for user behaviour modelling in homes, *Proceedings of Building Simulations* (2013), 2421-2427.
26. Z. Li, B. Dong, A new modeling approach for short-term predictions of occupancy presence in residential buildings, *Building and Environment* 121 (2017), 277-290.
27. G. Buttitta, W. Turner, D. Finn, Clustering of households occupancy profiles for archetype building models, *Energy Procedia* 111 (2017), 161-170.
28. J. Z. Huang, A fast clustering algorithm to cluster very large categorical data sets in data mining. *Proceedings of the SIGMOD Workshop on Research Issues on Data Mining and Knowledge Discovery* (1997), 1-8.
29. V. Maccanti, Prestazioni energetiche dinamiche di edifici climatizzati con pompe di calore: l'impatto dei profili di occupazione, Tesi di laurea magistrale, Relatori: G. Salvadori, F. Fantozzi, M. Pieve, Università di Pisa, 2018.
30. *Annuario Statistico Italiano* 2019, 2019.
31. D. Du Bois, E. F. Du Bois, The formula to estimate the approximate surface area if the height and weight be known, *Arch Intern Med* 17 (1916), 863-871.
32. UNI EN ISO 8996:2005 - Ergonomia dell'ambiente termico - Determinazione del metabolismo energetico, 2005.
33. W. Grassi, *Termoenergetica dell'edificio* (2014), Vol. 1, Maggioli Editore.
34. UNITS 11300-1 Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale, 2014.
35. Dati meteo ARPA Regione Puglia, gennaio 2017.
36. Dati meteo Servizio Idrologico e Geologico Regionale, Regione Toscana, stazione TOS01000544 gennaio 2017.
37. Dati meteo ARPA Regione Lombardia, ARPA - Settore Rischi Naturali, Clima e Usi Sostenibili delle Acque, gennaio 2017.

38. Dati meteo ARPA Regione Veneto, Dipartimento Regionale per la Sicurezza del Territorio Servizio Centro Meteorologico, gennaio 2017.
39. EnergyPlus, Copyright (c) DoE, 1996-2019.
40. DM Ministero dello Sviluppo Economico del 14.01.2012, “Metodologia per calcolare il raggiungimento degli obiettivi nazionali in materia di quote dei consumi finali lordi di elettricità, energia per il riscaldamento e il raffreddamento, e per i trasporti coperti da fonti energetiche rinnovabili”.
41. DECISIONE DELLA COMMISSIONE 01.03.2013, che stabilisce gli orientamenti relativi al calcolo da parte degli Stati membri della quota di energia da fonti rinnovabili prodotta a partire da pompe di calore per le diverse tecnologie a pompa di calore a norma dell’articolo 5 della direttiva 2009/28/CE del Parlamento europeo e del Consiglio.
42. Heat Pumps Barometer. EurObserv’ER Report, Anno 2013.
43. Heat Pumps Barometer. EurObserv’ER Report, Anno 2015.
44. Heat Pumps Barometer. EurObserv’ER Report, Anno 2016.
45. EurObserv’ER, The state of renewable energies in Europe, Edizione 2018.
46. EHPA Stats, <http://www.stats.ehpa.org>, ultimo accesso 21.12.2019.
47. T. Nowak, Developments on the European Heat Pump market, Malmö, Maggio 2018.
48. EHPA market report and statistics outlook 2019, Webinar, Giugno 2019.
49. Assoclisma, Indagine statistica sul mercato dei componenti per impianti di condizionamento dell'aria – rilevazione annuale sul fatturato risultati anno 2018, Marzo 2019.
50. Assoclisma, comunicazione privata. Dicembre 2019.
51. M. Caldera, G. Puglisi, F. Zanghirella, F. Margiotta, P. Ungaro, V. Talucci, G. Cammarata, Proposal of a survey-based methodology for the determination of the energy consumption in the residential sector – International journal of heat and technology vol. 35, Special Issue 1, September 2017, S152S158, DOI: 10.18280/ijht.35Sp0121.
52. Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente, Relazione Annuale, Stato dei servizi, 31.03.2019
53. R. Scoccia, T. Toppi, M. Aprile, M. Motta, Absorption and compression heat pump systems for space heating and DHW in European buildings: Energy, environmental and economic analysis, J Build Eng 2018; 16:94-105.
54. Danish Energy Agency, Technology Data for Individual Heating Installations, March 2018.
55. G. Bagarella, R. Lazzarin, M. Noro, Annual simulation, energy and economic analysis of hybrid heat pump systems for residential buildings, Applied Thermal Engineering 99 (2016), 485-494.
56. D. F. Dominkovic, P. Gianniou, M. Münster, A. Heller, C. Rode, Utilizing thermal building mass for storage in district heating systems: Combined building level simulations and system level optimization, Energy 153 (2018) 949-966.
57. F. D’Ettorre, P. Conti, E. Schito, D. Testi, Model predictive control of a hybrid heat pump system and impact of the prediction horizon on cost-saving potential and optimal storage capacity, Applied Thermal Engineering 148 (2019) 524–535.
58. W. Jung, D. Kim, B. H. Kang, Y. S. Chang, Investigation of Heat Pump Operation Strategies with Thermal Storage in Heating Conditions, Energies 2017, 10, 2020.
59. K. Hedegaard, O. Balyk, Energy system investment model incorporating heat pumps with thermal storage in buildings and buffer tanks, Energy 63 (2013) 356-365.
60. B. Baeten, F. Rogiers, L. Helsen, Reduction of heat pump induced peak electricity use and required generation capacity through thermal energy storage and demand response, Applied Energy 195 (2017) 184–195.
61. A. Arteconi, N. J. Hewitt, F. Polonara, Domestic demand-side management (DSM): Role of heat pumps and thermal energy storage (TES) systems, Applied Thermal Engineering 51 (2013), 155-165.
62. R. Hirmiz, H. M. Teamah, M. F. Lightstone, J. S. Cotton, Performance of heat pump integrated phase change material thermal storage for electric load shifting in building demand side management, Energy & Buildings, 190 (2019), 103–118.

63. G. Reynders, T. Nuytten, D. Saelens, Potential of structural thermal mass for demand-side management in dwellings, *Building and Environment* 64 (2013) 187-199.
64. A. Hauer, Storage Technology Issues and Opportunities, International Low-Carbon Energy Technology Platform, Proceedings of the Strategic and Cross-Cutting Workshop “Energy Storage—Issues and Opportunities”, Parigi, 2011.
65. A. Hauer, R. Kempener, G. Simbolotti, G. Tosato, Thermal Energy Storage - Technology Brief E17, IEA-ETSAP and IRENA, 2013.
66. R. Dinelli, Set up di un dimostratore di integrazione di sistemi energetici e test di accoppiamento efficiente tra pompa di calore e accumulo, Tesi di laurea magistrale, Relatori: D. Testi, D. della Vista, Università di Pisa, 2018.
67. J. Heier, C. Bales, V. Martin, Combining thermal energy storage with buildings – a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 42 (2015), 1305-1325.
68. G. P. Henze, C. Felsmann, D. E. Kalz, S. Herkel, Primary energy and comfort performance of ventilation assisted thermo-active building systems in continental climates, *Energy Buildings* 40 (2008), 99-111.
69. M. B. Russell, P. N. Surendan, Influence of active heat sinks on fabric thermal storage in building mass, *Applied Energy* 70 (2001), 17-33.
70. P. Ma, L. Wang, N. Guo, Energy storage and heat extraction – From thermally activated building systems (TABS) to thermally homeostatic buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 45 (2015) 677–685.
71. M. De Carli, M. Koschenz, B. W. Olesen, M. Scarpa, Valutazione delle prestazioni termiche di sistemi con solai termo attivi in regime non stazionario, 46° Convegno Internazionale AICARR, Milano, Marzo 2008.
72. B. Ning, S. Schiavon, F. S. Bauman, A novel classification scheme for design and control of radiant system based on thermal response time, *Energy and Buildings* 137 (2017) 38–45.
73. F. Causone, S. P. Corgnati, E. Fabrizio, M. Filippi, Sistemi Radianti - Guida tecnica Uponor, 2011.
74. M. De Carli, C. Peretti, Q-TECNICO - Sistemi radianti a bassa differenza di temperatura, 2015.
75. E. Guidolin, Applicazione dei sistemi TABS in ambito residenziale, analisi delle prestazioni in abbinamento a sistemi fotovoltaici, Tesi di laurea magistrale, Relatori: M. De Carli, S. Graci, Università degli Studi di Padova, 2015.
76. S. H. Park, W. J. Chung, M. S. Yeo, K. W. Kim, Evaluation of the thermal performance of a Thermally Activated Building System (TABS) according to the thermal load in a residential building, *Energy and Buildings* 73 (2014) 69–82.
77. R. Trinchieri, G. Boccardi, F. D’Annibale, A. Franchi, A. Lattanzi, M. Morlacca, L. Saraceno, A. Scotini, L. Simonetti, G. Petroni, G. Lillo, “Caratterizzazione sperimentale del funzionamento di un sistema ad eiettori multipli in una pompa di calore aria-acqua a CO₂”, Report RdS/PAR2015/170
78. SOFTWARE DORIN - Dorin Innovation, CO₂ semi-hermetic compressors, CD Series 2014, Officine Mario Dorin SpA.
79. F. D’Annibale, A. Lattanzi, M. Morlacca, “Studio e valutazione teorico-sperimentale di interventi per ottimizzare l’efficienza di sistemi di accumulo”, Report RdS/PAR2015/166
80. E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23, Version 9.0, 2010.
81. M. Pieve, G. Boccardi, R. Trinchieri Recupero energetico del calore al gas-cooler di HP ad R744: studio di caratterizzazione del ciclo e valutazione delle potenzialità di aumento del COP, Rapporto tecnico ENEA RdS/PAR2015/174, 2016.
82. R. Trinchieri, N. Calabrese, Development of CO₂ heat pump for DHW production suitable for European climates, ATMO sphere, Brussels, 16-17 Marzo 2015.
83. L. Cecchinato, M. Corradi, S. Minetto, A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), 1812-1823.

84. UNI - Ente Nazionale Italiano di Unificazione, “Pompe di calore con compressore elettrico. Prove e requisiti per la marcatura delle apparecchiature per acqua calda sanitaria”, UNI EN 16147:2011 (05-2012).
85. Solar_ITA_Rome.162420_IWEC.stat, data derived from IWEC files (International Weather for Energy Calculations), publicly available through Energy Plus:
https://energyplus.net/weather-region/europe_wmo_region_6
http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/weatherdata_sources.cfm
86. René Kemna, VHK, Average EU building heat load for HVAC equipment, VHK for EC (Framework Contract ENER/C3/412-2010), August 2014

8 Abbreviazioni ed acronimi

ACS	acqua calda sanitaria
ARERA	Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente
ASHP	Air-sourced heat pumps
BES	Building Energy Signature
COP	Coefficient of Performance
CTES	Cold Thermal Energy Storage
DSM	Demand Side Management
EHPA	European Heat Pump Association
FER	Fonti energetiche rinnovabili
HTTES	High Temperature Thermal Energy Storage
LTTES	Low Temperature Thermal Energy Storage
PCM	Phase Change Material
PdC	Pompa di calore
PNIEC	Piano Nazionale Integrato per l’Energia e il Clima
PLR	Part Load Ratio (fattore di carico climatico)
SCOP	Seasonal Coefficient of Performance
TABS	Thermally Activated Building Systems
TUS	Time Use Survey
VAN	Valore Attuale Netto

A	superficie [m ²]
acc.	accensioni
c	Calore specifico (*) [J/kg K]
D	Diametro [m]
dr	step radiale [m]
dt	step temporale [s]
DTr	diff. minima tra termosifoni e aria ambiente
dz	step assiale [m]
E	Energia [J]
h	Coefficiente di scambio termico [W/m ² K]
h	altezza [m]
h	Entalpia specifica [J/kg]
k	Conducibilità termica [W/m K]
L	Lunghezza; Lunghezza assiale (*) [m]
m	massa [kg]
molt	moltiplicatore [-]

Nz	numero di step lungo z
r	Raggio [m]
S	Superficie [m ²]
s _w	spessore parete [m]
T	Temperatura [°C]
t	tempo
V	volume [m ³]
W	Potenza [W]
z	quota (verticale)

Simboli Greci

Γ	portata [kg/s]
η	rendimento [-]
η_s	efficienza energetica stagionale del riscaldamento d'ambiente [-]
η_{wh}	efficienza energetica stagionale in modalità produzione acqua calda [-]
ρ	Densità [kg/m ³]

Pedici

0	iniziale
a	aria
ACS	acqua calda sanitaria
amb	ambiente
AT	alta temperatura
BT	bassa temperatura
byp	bypass
C	caldo (relativo all'accumulo caldo)
casa	relativo all'ambiente interno dell'utenza
d	dispersa
dem	richiesto
des	condizioni di progetto
disp	dispersa
eff	effettivo
el	elettrico
ext	esterna
F	freddo (relativo all'accumulo freddo)
forn	fornito
h	heating (riscaldamento)
i	relativo allo step i-esimo
in	ingresso
is	isentropico complessivo
is,c	isentropico di compressione
LR	condizioni limite di riscaldamento
m	motore
max	massimo
min	minimo
mix	miscelamento
out	uscita
p	pompa di calore
PL	relativo al PLR
r	richiesta dall'utenza

risc	riscaldamento
s	relativo al serbatoio
SDP	sezione di prova
serb	serbatoio
serp	serpentina
serq	seconda serpentina
sol	relativo all'impianto solare
st	stagionale
u	uscita
w	acqua