



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e
Nucleare

A. A. 2021/2022

Sessione di Laurea Marzo 2022

Analisi energetico-gestionali di differenti soluzioni impiantistiche su un edificio residenziale

Relatori:

Prof. Marco Carlo Masoero

Ing. Luca Occelli

Candidato:

Pasquale Alletto

Abstract

Nella seguente trattazione viene effettuata un'analisi di diverse soluzioni impiantistiche che ha come obiettivo quello di trovare la configurazione tecnologica più idonea, in grado di soddisfare il fabbisogno di riscaldamento, raffrescamento, ventilazione e di produzione di acqua calda sanitaria, per un edificio residenziale del Milanese. In una prima fase vengono illustrate le norme e i metodi adottati per il dimensionamento degli impianti e per il calcolo del fabbisogno di energia primaria. Sono stati individuati un totale di sei sistemi impiantistici, sia autonomi che centralizzati, da esaminare al fine di stabilire, per il contesto in esame, quale configurazione comporta un minore consumo di energia primaria. Le sei tecnologie valutate sono:

1. Pompa di calore aria-acqua centralizzata per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;
2. Pompa di calore acqua-acqua centralizzata per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;
3. Sistema ibrido con pompa di calore aria-acqua e caldaia a condensazione per riscaldamento e acqua calda sanitaria in inverno. Pompa di calore aria-acqua per raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria in estate;
4. Teleriscaldamento per riscaldamento e acqua calda sanitaria. Collettori solari termici per produzione di acqua calda sanitaria e pompa di calore aria-acqua per raffrescamento estivo;
5. Pompe di calore aria-acqua autonome per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;
6. Pompe di calore acqua-acqua autonome per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria.

Affinché, il confronto possa essere più equo e bilanciato possibile, vengono fatte coincidere le condizioni nominali di funzionamento, le reti di distribuzione utenza e gli accumuli nei sistemi centralizzati, le reti di distribuzione utenza nei sistemi autonomi, la rete aeraulica, l'unità di trattamento aria e i deumidificatori.

L'indagine viene svolta in due regimi di calcolo: il primo seguendo le formulazioni della norma UNI TS 11300 per la determinazione dei profili di utilizzo, il secondo impostando dei profili di carico giornalieri, che permettono di ottenere una stima più accurata dei consumi in quanto si cerca di riprodurre nel modo più fedele possibile quello che accade nella realtà.

Quello che emerge è che nel regime di calcolo che segue le formulazioni della norma, l'impianto che fa registrare un minor consumo di energia primaria è quello che utilizza, come fonte, il teleriscaldamento nella stagione di riscaldamento, mentre secondo la modalità di calcolo in regime dinamico orario, la soluzione per cui si rileva un consumo di energia primaria più basso è quella che utilizza le pompe di calore aria-acqua autonome. In generale, si evidenzia un minor consumo con la seconda metodologia di calcolo. Infine, avendo utilizzato diverse fonti energetiche, viene fatto un approfondimento di tipo economico al fine di avere le informazioni necessarie per valutare quale soluzione sia la migliore dal punto di vista sia tecnico che economico.

INDICE

Introduzione	1
1 Informazioni generali sull'edificio	2
2 Formulazioni per la determinazione dei carichi termici e dei fabbisogni energetici	8
2.1 Carico termico di progetto invernale	9
2.1.1 Carico termico per trasmissione.....	10
2.1.2 Carico termico per ventilazione	13
2.1.3 Ventilazione con recupero.....	13
2.1.4 Carico termico per riscaldamento intermittente	14
2.2 Risultati calcolo carico termico di progetto invernale	14
2.3 Carico termico di progetto estivo	16
2.3.1 Radiazione solare attraverso le superfici trasparenti.....	16
2.3.2 Trasmissione di calore attraverso le strutture trasparenti	17
2.3.3 Trasmissione e irraggiamento attraverso le strutture opache esterne.....	17
2.3.4 Carico di ventilazione.....	18
2.3.5 Carichi interni.....	18
2.4 Risultati calcolo carico termico di progetto estivo	19
2.5 Fabbisogno di energia termica per riscaldamento dell'edificio	20
2.5.1 Fattore di utilizzazione degli apporti termici	23
2.6 Risultati calcolo del fabbisogno di energia termica per il riscaldamento	24
2.7 Fabbisogno di energia termica per il raffrescamento degli edifici	26
2.8 Risultati calcolo del fabbisogno di energia utile per il raffrescamento	27
2.9 Fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento	29
2.9.1 Sottosistema di emissione	31
2.9.2 Sottosistema di regolazione.....	32
2.9.3 Sottosistema di distribuzione	32
2.9.4 Sottosistema di accumulo	33
2.9.5 Sottosistema di generazione	33
2.9.6 Fabbisogno di energia elettrica dei sottosistemi degli impianti di riscaldamento	34
2.9.7 Fabbisogno di energia primaria per l'acqua calda sanitaria.....	36
2.9.8 Fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva	37
2.9.9 Fabbisogno effettivo di raffrescamento	37
2.9.10 Fabbisogni per trattamenti dell'aria.....	39
2.9.11 Fabbisogni elettrici per gli ausiliari	39
2.9.12 Efficienza di generazione	39
2.9.13 Coefficiente di prestazione medio mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera	40

2.10	Rendimento medio stagionale e indice di prestazione energetica.....	41
3	Dimensionamento dei sottosistemi comuni a tutte le soluzioni impiantistiche proposte.....	42
3.1	Sottosistema di emissione e regolazione.....	42
3.2	Dimensionamento reti di distribuzione secondaria	42
3.3	Dimensionamento rete aeraulica e unità trattamento aria	45
3.4	Dimensionamento rete idrico-sanitaria	47
3.5	Dimensionamento della rete di ricircolo sanitario.....	48
3.6	Sottosistema di accumulo	50
3.7	Dimensionamento del modulo di produzione istantanea dell'acqua calda sanitaria	51
3.8	Dimensionamento deumidificatore	52
3.9	Dimensionamento del circuito di preriscaldamento dell'aria nell'UTA.....	53
3.10	Impianto fotovoltaico	54
4	Soluzioni impiantistiche proposte	55
4.1	Sistema centralizzato con pompa di calore aria-acqua	56
4.2	Sistema centralizzato con pompa di calore acqua-acqua.....	60
4.3	Sistema ibrido centralizzato con pompa di calore aria-acqua e caldaia a condensazione	66
4.4	Impianto centralizzato di teleriscaldamento, pompe di calore e collettori solari termici	70
4.5	Sistema autonomo con pompa di calore aria-acqua	75
4.6	Sistema autonomo con pompa di calore acqua-acqua.....	79
5	Risultati del calcolo di energia primaria effettuato secondo la norma UNI TS 11300	83
5.1	Risultati del sistema centralizzato a pompa di calore con sorgente aria esterna.....	85
5.1.1	Riscaldamento.....	85
5.1.2	Acqua calda sanitaria.....	87
5.1.3	Raffrescamento	88
5.1.4	Fotovoltaico	89
5.1.5	Verifiche di legge	89
5.2	Risultati sistema centralizzato a pompe di calore con sorgente acqua di falda	90
5.2.1	Riscaldamento.....	90
5.2.2	Acqua calda sanitaria.....	91
5.2.3	Raffrescamento	92
5.2.4	Fotovoltaico	94
5.2.5	Verifiche di legge	94
5.3	Risultati sistema ibrido centralizzato a pompa di calore con sorgente aria esterna e caldaia	95
5.3.1	Riscaldamento.....	95
5.3.2	Acqua calda sanitaria.....	97
5.3.3	Raffrescamento	98
5.3.4	Fotovoltaico	99
5.3.5	Verifiche di legge	99

5.4	Risultati sistema con teleriscaldamento, pompe di calore e collettori solari termici.....	101
5.4.1	Riscaldamento.....	101
5.4.2	Acqua calda sanitaria.....	102
5.4.3	Raffrescamento	103
5.4.4	Fotovoltaico	103
5.4.5	Verifiche di legge	104
5.5	Risultati sistema autonomo con pompa di calore aria-acqua.....	105
5.5.1	Riscaldamento.....	105
5.5.2	Acqua calda sanitaria.....	105
5.5.3	Raffrescamento	106
5.5.4	Verifiche di legge	107
5.6	Risultati sistema autonomo con pompa di calore acqua-acqua.....	108
5.6.1	Riscaldamento.....	108
5.6.2	Acqua calda sanitaria.....	108
5.6.3	Raffrescamento	109
5.6.4	Verifiche di legge	110
6	Analisi e discussione dei risultati energetici	111
6.1	Riscaldamento.....	111
6.2	Acqua calda sanitaria.....	113
6.3	Raffrescamento	114
6.4	Ventilazione.....	115
6.5	Energia primaria totale.....	116
6.6	Utilizzo di energia rinnovabile.....	117
6.7	Consumi fonte di energia	117
6.8	Emissioni annuali equivalente di CO2	118
7	Simulazione degli impianti con il metodo dinamico orario e risultati ottenuti	119
7.1	Definizione dei profili	119
7.2	Risultati energia primaria del calcolo con il metodo dinamico orario.....	124
7.2.1	Riscaldamento.....	124
7.2.2	Acqua calda sanitaria.....	125
7.2.3	Raffrescamento	125
7.2.4	Ventilazione.....	126
7.2.5	Energia primaria totale.....	126
7.2.6	Consumi di energia per fonte	127
7.2.7	Emissioni annuali equivalente di CO2	127
8	Confronto dei risultati proposti dalle due metodologie di calcolo.....	128
8.1	Riscaldamento.....	128
8.2	Raffrescamento	130

8.3	Ventilazione.....	132
8.4	Energia primaria	132
8.5	Consumi di energia per fonte	134
8.6	Emissioni annuali equivalenti di CO2	135
9	Valutazioni economiche	136
9.1	Costo della fonte energetica	136
9.2	Costi legati al consumo della fonte energetica nel regime di calcolo che segue la UNI TS 11300	137
9.3	Costi legati al consumo della fonte energetica nel regime di calcolo dinamico orario	138
9.4	Considerazioni economiche generali.....	138
	Conclusioni.....	140
	Ringraziamenti	143
	Bibliografia.....	144

Introduzione

Il riscaldamento globale, l'esaurimento delle risorse energetiche fossili e la sicurezza energetica sono i motivi più importanti per promuovere le fonti di energia rinnovabile e l'uso efficiente dell'energia. L'Unione Europea si è impegnata a raggiungere entro il 2030 tre obiettivi chiave nel quadro del clima e dell'energia: riduzione di almeno il 40% delle emissioni di gas serra rispetto ai livelli del 1990; portare al 27% la produzione da fonti rinnovabili di energia per il consumo finale; ottenere almeno il 27% di aumento dell'efficienza energetica. Tra le azioni per raggiungere gli obiettivi energetici e ambientali europei, grande attenzione è stata riservata all'incremento dell'efficienza energetica e al risparmio di energia primaria negli edifici. Difatti, i consumi di energia negli edifici rappresentano il 40% dei consumi energetici totali in Europa e oltre il 50% negli Stati Uniti [1].

La climatizzazione degli ambienti rappresenta la più grande opportunità per ridurre i consumi energetici degli edifici e le emissioni di gas serra, anche per il fatto che la fornitura in alcuni Paesi è dominata dai combustibili fossili. Pertanto, negli ultimi decenni sono stati condotti diversi studi per indagare le prestazioni di diversi sistemi di climatizzazione a servizio di edifici residenziali o terziari in base a criteri energetici, economici e ambientali [2].

I consumi negli edifici dipendono da molte variabili, quali la zona climatica, la destinazione d'uso dell'edificio, la qualità dell'involucro edilizio, i profili di utilizzo e l'efficienza dell'impianto di climatizzazione [3].

Vengono progressivamente introdotti standard di efficienza più restrittivi sugli involucri edilizi e diventa sempre più importante l'utilizzo di tecnologie più efficienti per il riscaldamento e il raffrescamento [4].

In generale le strade che si stanno intraprendendo nel settore residenziale per il raggiungimento degli obiettivi imposti dall'agenda 2030 sono tre:

- Integrare maggiormente le fonti rinnovabili di energia negli usi finali;
- Miglioramento nella gestione e nel controllo dei sistemi impiantistici;
- L'utilizzo di tecnologie in grado di ridurre i consumi di energia primaria e che utilizzino il più possibile le fonti rinnovabili di energia.

Il seguente lavoro nasce quindi dall'approfondimento di quest'ultimo punto ed ha la prerogativa di esaminare le soluzioni tecnologiche più diffuse nel mercato mondiale con l'obiettivo di individuare, per la situazione analizzata, quale configurazione impiantistica permette di ottenere un maggiore risparmio sia energetico che economico. Implicitamente, tra le altre cose, si è cercato di dare una risposta all'infinita diatriba che accompagna gli impianti autonomi e centralizzati. Oltre agli aspetti economici ed energetici, non vengono trascurati gli aspetti di natura tecnica e normativa, ponendo particolare attenzione all'adempimento dei requisiti legislativi e ai vincoli imposti. In generale, viene svolta un'analisi descrittiva atta a valutare vantaggi e svantaggi di ogni tecnologia dal punto di vista tecnico, logistico e normativo.

1 Informazioni generali sull'edificio

L'intervento in oggetto è identificato come "sostituzione edilizia" con cambio di destinazione d'uso da industriale a residenziale. Esso prevede la demolizione del fabbricato esistente e la sua sostituzione con un fabbricato residenziale.

Il nuovo progetto si sviluppa su cinque piani fuori terra con le seguenti destinazioni d'uso:

- Piano interrati: cantine, box auto, locali tecnici;
- Piano terreno: atrio comune di accesso ai vani ascensori e scale, locali condominiali e aree pertinenziali esterne (parcheggio bici ed accesso al verde);
- Dal 1° al 4° piano fuori terra: residenze;
- Copertura: spazi tecnici e impianto fotovoltaico.

L'edificio è sito in via Menabrea 7, 20159, Milano.

I dati generali della località sono riportati nell'immagine che segue:

Comune di		MILANO
Indirizzo		
Committente		
Progettista		
Progetto per la realizzazione di		
Altezza sul l.d.m	[m]	122,00
Latitudine	[°N]	45,28
Longitudine	[°]	-9,11
Meridiano di riferimento	[DEC]	-15
Condizioni esterne di progetto		Inverno Estate
Temperatura b.s.	[°C]	-5 32
Temperatura b.u.	[°C]	-6 24
Umidità Relativa	[%]	75,9 52,0
Escursione termica giornaliera	[°C]	11
Fattore di foschia	[0.85 ÷ 1]	0,85
Riflettività ambiente circostante	[0 ÷ 1]	0,2

Figura 1: Dati località edificio analizzato

Le caratteristiche del vento sono:

Regione di vento	<i>A</i>	
Direzione prevalente	<i>Sud-Ovest</i>	
Distanza dal mare	<i>> 40</i>	km
Velocità media del vento	<i>1,7</i>	m/s
Velocità massima del vento	<i>3,4</i>	m/s

Tabella 1: Caratteristiche del vento

La figura seguente mostra, per la località in esame, l'andamento della temperatura tipo durante tutti i giorni dell'anno e sarà utile successivamente per il calcolo del fabbisogno energetico annuale.

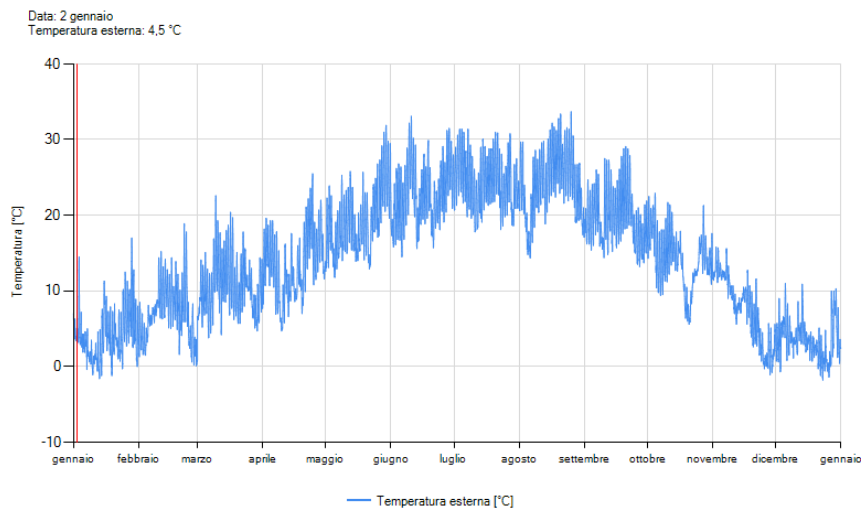


Figura 2: Andamento della temperatura esterna

Temperature esterne medie mensili:

Descrizione	u.m	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
Temperatura	°C	4,0	7,1	10,6	13,4	19,4	22,8	24,5	24,3	19,8	14,1	7,5	3,5

Tabella 2: Temperature medie mensili

Irradiazione solare media mensile:

Esposizione	u.m.	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
Nord	MJ/m ²	1,6	2,3	3,7	5,3	7,6	10,0	9,4	6,7	4,5	2,6	1,5	1,3
Nord-Est	MJ/m ²	1,8	3,0	5,3	8,0	10,2	12,7	12,6	9,8	7,1	3,4	1,7	1,4
Est	MJ/m ²	4,1	5,8	8,6	11,0	12,5	14,7	15,2	12,9	10,9	6,0	3,4	3,0
Sud-Est	MJ/m ²	7,4	8,7	10,8	11,7	11,7	13,0	13,6	12,8	12,7	8,3	5,7	5,4
Sud	MJ/m ²	9,6	10,4	11,4	10,5	9,7	10,4	10,8	11,0	12,4	9,4	7,1	6,9
Sud-Ovest	MJ/m ²	7,4	8,7	10,8	11,7	11,7	13,0	13,6	12,8	12,7	8,3	5,7	5,4
Ovest	MJ/m ²	4,1	5,8	8,6	11,0	12,5	14,7	15,2	12,9	10,9	6,0	3,4	3,0
Nord-Ovest	MJ/m ²	1,8	3,0	5,3	8,0	10,2	12,7	12,6	9,8	7,1	3,4	1,7	1,4
Orizz. Diffusa	MJ/m ²	2,2	3,2	5,0	6,5	8,3	9,8	8,8	7,5	5,8	3,6	2,1	1,9
Orizz. Diretta	MJ/m ²	2,7	4,2	6,8	9,5	10,7	13,1	14,5	11,6	9,4	4,4	2,2	1,7

Tabella 3: Irradiazione solare media mensile

Mentre l'irradianza sul piano orizzontale nel mese di massima insolazione è 270 W/m².

La destinazione d'uso dell'edificio è "Abitazioni adibite a residenza con carattere continuativo: quali abitazioni civili e rurali", appartenente alla categoria E.1 (1) del DPR 412/93. La zona climatica corrispondente, definita in funzione dei gradi giorno, è la 'E', che prevede come periodo convenzionale di riscaldamento quello compreso tra il 15 ottobre e il 15 aprile.

L'edificio conta 13 appartamenti, la cui divisione per piano è:

- 4 appartamenti al primo piano;
- 3 appartamenti al secondo piano;
- 4 appartamenti al terzo piano;
- 2 appartamenti al quarto piano.

Le caratteristiche geometriche dell'edificio e di ogni alloggio sono riportate nella tabella seguente:

Nr.	Cat. DPR 412	Descrizione	Sup. netta [m ²]	Vol. lordo [m ³]	Sup. lorda [m ²]	S / V [m ⁻¹]
1	E.1 (1)	110	46,29	214,82	150,51	0,70
2	E.1 (1)	120	41,08	184,10	116,99	0,64
3	E.1 (1)	130	40,94	182,67	112,31	0,61
4	E.1 (1)	140	75,36	335,76	193,91	0,58
5	E.1 (1)	210	74,25	337,36	222,20	0,66
6	E.1 (1)	220	57,99	261,00	161,99	0,62
7	E.1 (1)	230	79,42	357,86	212,53	0,59
8	E.1 (1)	310	50,37	246,27	199,60	0,81
9	E.1 (1)	320	40,57	185,04	116,87	0,63
10	E.1 (1)	330	40,49	184,21	113,48	0,62
11	E.1 (1)	340	80,69	377,03	259,56	0,69
12	E.1 (1)	410	72,49	361,08	340,71	0,94
13	E.1 (1)	420	80,33	396,99	360,08	0,91

Figura 3: Caratteristiche geometriche dell'edificio

Per quanto riguarda l'impianto di climatizzazione, di seguito vengono riportati i dati tecnici e le caratteristiche che esso deve avere:

Condizioni termo-igrometriche esterne

- Inverno -5°C; 76% U.R.
- Estate 32°C; 52% U.R

Condizioni termo-igrometriche interne

Inverno:

- Parti comuni (vani scale) non controllata;
- Residenze 20°C; 60% UR

Estate:

- Parti comuni (vani scale) non controllata;
- Residenze 26°C; 60% UR

Temperature fluidi di alimentazione

a) Acqua refrigerata

- Mandata/ritorno generatore per il servizio di raffrescamento 14°C/18°C

b) Acqua calda

- Mandata/ritorno generatore per il servizio di riscaldamento 40°C/35°C
- Mandata/ritorno generatore per la produzione di acqua calda sanitaria 55°C/50°C

Tolleranze

Sulle temperature: $\pm 1^\circ\text{C}$;

Sulle portate d'aria: $\pm 5\%$

Ricambi d'aria

All'interno delle aree adibite a residenza, la ventilazione meccanica garantisce ovunque un ricambio d'aria di 0,5 vol/h come da prescrizioni secondo Regolamento Edilizio del Comune di Milano.

All'interno dei bagni ciechi è prevista l'estrazione forzata dell'aria con portate pari a 6 vol/h in funzionamento continuo, come da prescrizioni secondo Regolamento Edilizio del Comune di Milano.

Centrale termica

Nel caso di impianto centralizzato la centrale termica è dotata di ventilazione naturale, mediante griglie posizionate su bocca di lupo attestante su cielo scoperto. L'acqua calda sanitaria è prodotta istantaneamente con scambiatori di calore collegati ad un volano termico ed è presente la rete di ricircolo.

I fluidi frigoriferi e termici saranno prodotti dai generatori, e saranno accumulati in volani termici dedicati.

Per le pompe di calore che utilizzano l'aria come fonte energetica primaria è prevista una cofanatura attorno ad esse per abbattere le emissioni acustiche. Il numero dei generatori deriva dallo studio dei carichi termici del fabbricato.

A servizio delle centrali termo-frigorifere sono, inoltre, previste le realizzazioni delle centrali di pompaggio, collocate nei medesimi locali. Nell'ambito di tali centrali sono realizzati i gruppi di pompaggio primari, che coinvolgono esclusivamente i generatori, e quelli secondari, rivolti essenzialmente alle utenze.

I circuiti primari lato utente sono composti essenzialmente da elettropompe funzionanti a portata variabile, con pompa di riserva. Essi hanno il compito di mettere a disposizione delle utenze tutta la potenza che le macchine sono in grado di erogare.

È previsto un trattamento dell'acqua che alimenta la centrale tecnologica e la rete di acqua potabile mediante filtro, un sistema di condizionamento ed iniezione di additivi antincrostanti e filmanti.

È stata prevista l'installazione di un addolcitore microcalcolatore statistico (settimanale o giornaliero), in grado di abbassare la durezza dell'acqua a 15 gradi francesi.

Dorsali di distribuzione

Le dorsali di distribuzione previste si sviluppano in:

- orizzontale a livello del soffitto dei percorsi distributivi del piano interrato;
- verticale lungo i cavedi tecnici principali.

Dorsali acqua

Le dorsali acqua sono realizzate in acciaio nero SS. e sono coibentate tutte con gomma a cellule chiuse con classe di resistenza al fuoco pari a 1. La finitura prevista per tutte le dorsali in vista nei locali tecnici e lungo i percorsi distributivi orizzontali è in pvc, mentre per tutti i tratti non in vista le tubazioni sono nastrate. L'impianto previsto è del tipo "2 tubi" e pertanto le dorsali acqua trasporteranno acqua calda in inverno e refrigerata in estate.

Dorsali aria

- Le dorsali aria sono realizzate in lamiera zincata con coibentazione in elastomero espanso a celle chiuse. Sono essenzialmente di tipo verticale e si sviluppano nei cavedi principali di ogni vano scala. Tali canalizzazioni sono al servizio della ventilazione meccanica controllata ed hanno il compito di fornire aria esterna ed espellere l'aria esausta in copertura.
- L'unità ventilante con recuperatore di calore è collocata nell'interrato; le canalizzazioni di immissione ed estrazione aria passano nel cavedio tecnico per poi passare a controsoffitto in ogni piano.
- All'ingresso di ogni alloggio è installato un regolatore automatico della portata d'aria sia sulla linea di mandata che su quella di ripresa.
- L'espulsione e la presa d'aria esterna sono poste in copertura e sono collegate all'unità trattamento aria attraverso le dorsali principali correnti in cavedio.

Impianti in ambiente

Gli appartamenti saranno dotati dei seguenti impianti:

- impianto a pannello radiante a pavimento per il controllo dei carichi termici invernali ed un moderato raffrescamento estivo;
- impianto di ventilazione meccanica controllata per il ricambio dell'aria in entrambe le stagioni e il controllo dei carichi latenti e parte di quelli sensibili in estate (mediante deumidificatore in alloggio).

Più dettagliatamente:

- l'impianto a pannelli radianti a pavimento ha inizio subito a valle del satellite d'utenza, fino ai collettori interni dell'alloggio;
- la ventilazione meccanica è gestita dal recuperatore centralizzato in copertura e un deumidificatore a controsoffitto in ciascun appartamento per il controllo del carico latente e un moderato raffrescamento estivo.
- In condizioni di funzionamento invernale, i pannelli radianti sono in grado di gestire completamente il carico termico invernale e il recuperatore provvede al solo ricambio dell'aria con la massima efficienza possibile. In condizioni estive, il pannello radiante controllerà il solo carico ambiente sensibile, mentre il deumidificatore avrà il compito di gestire il carico latente.

Logica di regolazione

I generatori producono, a seconda della stagione, acqua calda per il riscaldamento a 40-35°C in inverno, acqua refrigerata a 14-18°C in estate e 55-50°C durante la produzione di acqua calda sanitaria.

Nel caso invernale, con la sola richiesta di fluidi caldi, il calore di condensazione dei generatori viene smaltito nel serbatoio inerziale da 800 lt. L'elettronica fornita insieme ai generatori gestisce il loro funzionamento in cascata e le valvole a tre vie di commutazione per la produzione di ACS che ha la priorità.

Se la temperatura all'interno degli accumuli scende al di sotto del set-point impostato, la regolazione commuta le valvole a tre vie in priorità sull'ACS cambiando il set point di produzione dei generatori a 55 °C. I generatori modulano la loro potenza in funzione della temperatura di ritorno in macchina. **Nel caso estivo** il procedimento è analogo a quello descritto sul funzionamento invernale, ma cambiano le temperature di produzione. Per limitare la commutazione delle pompe di calore si consiglia di impostare la produzione dell'acqua calda sanitaria durante le ore notturne, avendo previsto un volano termico che garantisce una sufficiente autonomia giornaliera.

Il circuito secondario di rilancio verso le utenze è gestito interamente dalla regolazione di centrale. Ad essa è demandata la gestione dei circuiti secondari, della VMC e del relativo post-trattamento e la supervisione dell'intero sistema di centrale fino ai satelliti di utenza.

Il post riscaldamento/raffrescamento della VMC dovrà mantenere una temperatura dell'aria in uscita ad un valore di 20°C in inverno e di 26°C in estate.

2 Formulazioni per la determinazione dei carichi termici e dei fabbisogni energetici

Per la determinazione dei carichi termici invernali ed estivi è stato utilizzato il software EC700 di EdilClima. La valutazione dei fabbisogni energetici è stata resa possibile inserendo: caratteristiche geografiche, caratteristiche geometriche, descrizione dei componenti opachi e trasparenti e delle zone climatizzate. Di seguito sono elencate le principali norme e regole tecniche indispensabili per lo svolgimento del lavoro:

- **UNI/TS 11300-1:2014:** Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.
- **UNI/TS 11300-2:2019:** Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l'illuminazione.
- **UNI/TS 11300-3:2010:** Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva.
- **UNI/TS 11300-4:2016:** 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.
- **UNI/TS 11300-5:2016:** Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 5: Calcolo dell'energia primaria e dalla quota di energia da fonti rinnovabili.
- **UNI/TS 11300-6:2016:** Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 6: Determinazione del fabbisogno di energia per ascensori e scale mobili.
- **UNI 10339:** Impianti aeraulici a fini di benessere - Generalità, classificazione e requisiti - Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura.
- **UNI 10349-1, 2 e 3:** Riscaldamento e raffrescamento degli edifici - Dati climatici.
- **UNI 10351:** Materiali da costruzione - Conduttività termica e permeabilità al vapore.
- **UNI 10355:** Murature e solai - Valori della resistenza termica e metodo di calcolo.
- **UNI 10356:** Materiali e prodotti per edilizia - Proprietà igrometriche - Valori tabulati di progetto e procedimenti per la determinazione dei valori termici dichiarati e di progetto.
- **UNI EN 12831:** Impianti di riscaldamento negli edifici - Metodo di calcolo del carico termico di progetto.
- **UNI EN ISO 6946:** Componenti ed elementi per l'edilizia - Resistenza termica e trasmittanza termica - Metodo di calcolo.
- **UNI EN ISO 7730:** Ergonomia degli ambienti termici - Determinazione analitica e interpretazione del benessere termico mediante il calcolo degli indici PMV e PPD e dei criteri di benessere termico locale
- **UNI EN ISO 10077-1:** Prestazione termica di finestre, porte e chiusure oscuranti - Calcolo della trasmittanza termica - Parte 1: Generalità.
- **UNI EN ISO 13370:** Prestazione termica degli edifici - Trasferimento di calore attraverso il terreno - Metodi di calcolo.
- **UNI EN ISO 13786:** Prestazione termica dei componenti per edilizia - Caratteristiche termiche dinamiche - Metodi di calcolo.
- **UNI EN ISO 13788:** Prestazione igrotermica dei componenti e degli elementi per edilizia - Temperatura superficiale interna per evitare l'umidità superficiale critica e la condensazione interstiziale - Metodi di calcolo.

- **UNI EN ISO 13789**: Prestazione termica degli edifici - Coefficienti di trasferimento del calore per trasmissione e ventilazione - Metodo di calcolo.
- **UNI EN ISO 14683**: Ponti termici in edilizia - Coefficiente di trasmissione termica lineica - Metodi semplificati e valori di riferimento.
- **Legge 9.1.91, n. 10**: Norme per l'attuazione del piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia.
- **D.P.R. 26.8.93, n. 412**: Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione all'articolo 4 comma 4 della Legge 10/91.
- **Decreto 26.6.2015**: Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle precisazioni e dei requisiti minimi degli edifici.
- **Decreto 26.6.2015**: Schemi e modalità di riferimento per la compilazione della relazione tecnica di progetto ai fini dell'applicazione delle precisazioni e dei requisiti minimi di prestazione energetica negli edifici.
- **Decreto 26.6.2015**: Adeguamento del decreto del Ministro dello Sviluppo Economico, 26 giugno 2009 - Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici.
- **Decreto 11.10.2017**: Criteri ambientali minimi per l'affidamento di servizi di progettazione e lavori per la nuova costruzione, ristrutturazione e manutenzione di edifici pubblici [5].

Per il raggiungimento degli obiettivi del seguente lavoro, ossia, le valutazioni prestazionali delle differenti tecnologie impiantistiche e il calcolo dei fabbisogni di **energia primaria** dei diversi sistemi edificio-impianto, occorre, dapprima, definire il carico termico di progetto in regime estivo ed invernale in modo da poter dimensionare gli impianti a servizio dell'edificio e successivamente effettuare il calcolo del fabbisogno di energia nel periodo invernale ed estivo ai fini della determinazione dell'energia primaria richiesta da ciascuna delle diverse tecnologie per mantenere le condizioni interne desiderate.

2.1 Carico termico di progetto invernale

Il carico termico di progetto durante il periodo invernale è dato dalla somma della potenza dispersa per trasmissione e ventilazione attraverso l'involucro.

$$\Phi_{tot} = \Phi_{H,tr} + \Phi_{H,ve} [W]$$

Dove:

Φ_{tot}	Carico termico di progetto [W]
$\Phi_{H,tr}$	Flusso termico disperso per trasmissione [W]
$\Phi_{H,ve}$	Flusso termico disperso per ventilazione [W]

Tabella 4: Parametri formula carico di progetto invernale

2.1.1 Carico termico per trasmissione

Il flusso termico disperso per trasmissione viene calcolato come:

$$\Phi_{H,tr} = H_{T,TOT} \cdot (\vartheta_{SET-POINT} - \vartheta_{EXT,PROGETTO}) [W]$$

$\vartheta_{EXT,PROGETTO}$	Temperatura esterna di progetto (-5 °C in inverno) [W]
$H_{T,TOT}$	Coefficiente globale di scambio termico per trasmissione [W]
$\vartheta_{SET-POINT}$	Temperatura set-point ambiente interno (20 °C in inverno) [W]

Tabella 5: Parametri formula flusso disperso per trasmissione

Il coefficiente globale di scambio termico per trasmissione è dato da:

$$H_{T,TOT} = H_{T,e} + H_{T,t} + H_{T,nr} + H_{T,i} [W/K]$$

$H_{T,e}$	coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'ambiente esterno [W/K]
$H_{T,t}$	coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno [W/K]
$H_{T,nr}$	coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati [W/K]
$H_{T,i}$	coefficiente di scambio termico per trasmissione verso altre zone (interne o meno all'edificio) climatizzate a differente temperatura [W/K]

Tabella 6: Parametri coefficiente globale di scambio termico per trasmissione

$$H_{T,e} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l l_l \cdot \Psi_l \cdot e_l$$

A_k	Area della k-esima superficie [m^2]
U_k	Trasmittanza termica della k-esima superficie (UNI EN 6946 per componenti opachi e UNI EN 10077-1 per i componenti trasparenti) [W/m^2K]
e_k	Fattori correttivi per tenere conto dell'esposizione della superficie
l_l	Lunghezza dell'l-esimo ponte termico lineare [m]
Ψ_l	Trasmittanza termica lineare dell'l-esimo ponte termico lineare (UNI EN ISO 14683) [$W/m K$]

Tabella 7: Parametri coefficiente di scambio termico per trasmissione verso l'esterno

La figura esplicita i valori dei fattori di esposizione:

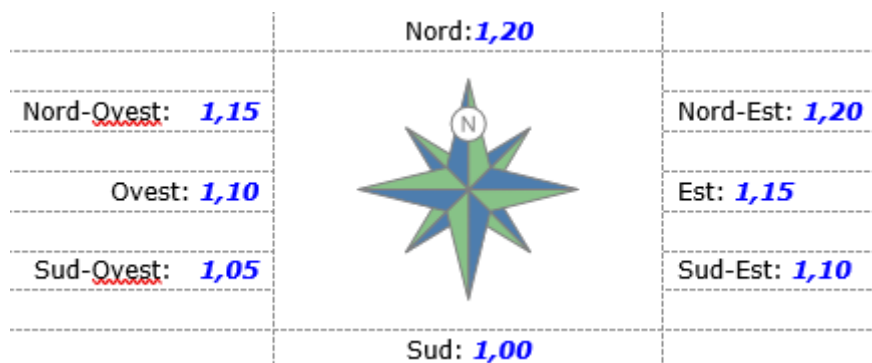


Figura 4: Fattori di esposizione [6]

I valori di trasmittanza sono dati dalla seguente formula:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{s_i}{\lambda_i} + \sum_j R_j + \frac{1}{h_e}} \quad [W/m^2K]$$

h_i e h_e	Coefficienti di scambio termico liminare interno ed esterno UNI EN 6946
s_i	Spessore dell'i-esimo elemento della stratigrafia
λ_i	Conducibilità termica dell'i-esimo elemento della stratigrafia UNI EN 10351
R_j	Resistenza termica del j-esimo elemento della stratigrafia (da utilizzare se materiale non omogeneo o non si conosce λ_i) UNI EN 10355

Tabella 8: Parametri trasmittanza termica

Mentre, la trasmittanza termica lineare deve essere calcolata secondo il punto 5 della UNI EN 14683 che prevede dei valori di riferimento che dipende dal sistema di dimensioni scelto: interne, esterne o interne complessive. La figura seguente è un esempio di applicazione della norma.

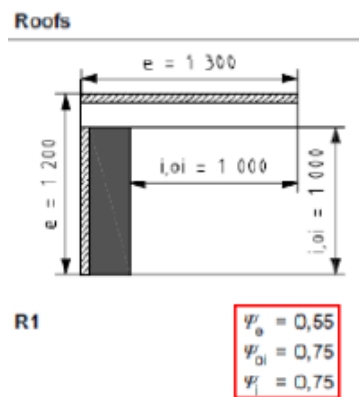


Figura 5: Determinazione trasmittanza termica lineare [7]

Il coefficiente di scambio termico per trasmissione verso il terreno è definito come:

$$H_{T,t} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot \left(\sum_{k=1}^n A_k \cdot U_{equiv,k} \right) \cdot G_w$$

Dove f_{g1} ed f_{g2} sono rispettivamente i coefficienti correttivi che tengono conto dell'effetto della variazione annua della temperatura esterna e il fattore di riduzione della temperatura. G_w è il fattore che tiene conto dell'influenza dell'acqua di falda, mentre $U_{equiv,k}$ è la trasmittanza termica della k-esima superficie dell'ambiente riscaldato a contatto con il terreno. Per il coefficiente f_{g1} la norma UNI EN 12831 suggerisce il valore di 1.45. Mentre per il fattore G_w la norma UNI EN 12831 propone il valore di 1 o 1.15 se la distanza tra la falda e il pavimento è rispettivamente maggiore o minore di un metro. Il fattore correttivo f_{g2} viene invece calcolato come: $f_{g2} = \frac{\theta_i - \theta_{m,e}}{\theta_i - \theta_e^*}$. Dove $\theta_{m,e}$ è la temperatura media esterna annuale ed è fornita dalla UNI EN 12831.

$U_{equiv,k}$ viene determinato in base alla tipologia dell'elemento disperdente (Z), di un parametro caratterizzante la configurazione geometrica (B') che dipende dalla superficie e dal perimetro a contatto con il terreno e dalla trasmittanza termica del pavimento stesso.

Caso 1 - pavimento ($z = 0$ m)	Valore del coefficiente B' [m]	$U_{equivalente}$ [W/(m ² K)]				
		Pavimento non isolato	$U_{pavimento} = 2,00$ W/(m ² K)	$U_{pavimento} = 1,00$ W/(m ² K)	$U_{pavimento} = 0,50$ W/(m ² K)	$U_{pavimento} = 0,25$ W/(m ² K)
	2	1,30	0,77	0,55	0,33	0,17
	4	0,88	0,59	0,45	0,30	0,17
	6	0,68	0,48	0,38	0,27	0,17
	8	0,55	0,41	0,33	0,25	0,16
	10	0,47	0,36	0,30	0,23	0,15
	12	0,41	0,32	0,27	0,21	0,14
	14	0,37	0,29	0,24	0,19	0,14
	16	0,33	0,26	0,22	0,18	0,13
	18	0,31	0,24	0,21	0,17	0,12
	20	0,28	0,22	0,19	0,16	0,12

Figura 6: Tabella UNI EN 12831 appendice D per determinazione $U_{equiv,k}$ [8]

Il coefficiente $H_{T,nr}$ si calcola come:

$$H_{T,nr} = \left(\sum_{k=1}^n A_k \cdot U_k + \sum_{l=1}^m \Psi_l \cdot l_l \right) \cdot b_u$$

Dove A_k , U_k , Ψ_l e l_l sono i parametri spiegati in precedenza, mentre b_u è un coefficiente che tiene conto del fatto che la differenza di temperatura tra i locali è minore rispetto a quella tra ambiente riscaldato ed esterno. Ed è definito come: $b_u = \frac{\theta_i - \theta_{i,nr}}{\theta_i - \theta_e^*}$ o in alternativa $b_u = \frac{H_{ue}}{H_{iu} - H_{ue}}$. La quale $\theta_{i,nr}$ rappresenta la temperatura del locale non riscaldato, mentre H_{ue} e H_{iu} sono rispettivamente i coefficienti di scambio termico tra l'ambiente non climatizzato e l'esterno e tra l'ambiente non climatizzato e quello climatizzato. Nonostante la formulazione, la determinazione di b_u passa attraverso dei valori stabiliti dall'appendice D.4.2 della normativa UNI EN 12831 in quanto non si conosce $\theta_{i,nr}$.

Tipo di vano	b_u [-]
Locali / numero di pareti del vano non riscaldato rivolte verso l'ambiente esterno	
Con una parete esterna	0,4
Senza serramenti esterni e con almeno due pareti esterne	0,5
Con serramenti esterni e con almeno due pareti esterne (p. es. garages)	0,6
Con tre pareti esterne (p. es. vani scala esterni)	0,8
Cantine	
Senza finestre / serramenti esterni	0,5
Con finestre / serramenti esterni	0,8
Sottotetti	
Il tasso di ventilazione del sottotetto è elevato, (es. tetti ricoperti con tegole o altri materiali di copertura non a tenuta) senza rivestimento con feltro o assito	1,0
Altri tetti non isolati	0,9
Tetti isolati	0,7
Disimpegni interni (senza muri esterni – ricambio d'aria inferiore a 0,5 vol/h)	0
Disimpegni ventilati (aperture/volume > 0,005 m²/m³)	1,0
Solette sospese (soletta sopra vespaio)	0,8

Figura 7: Tabella UNI EN 12831 appendice D.4.2 per determinazione di b_u [8]

Il coefficiente di scambio termico verso locali climatizzati a temperatura diversa è descritto come:

$$H_{T,i} = \sum_{k=1}^n A_k \cdot U_k \cdot f_{ij}$$

Dove f_{ij} è un coefficiente che tiene conto che la differenza di temperatura tra i locali è minore rispetto a quella tra ambiente riscaldato ed esterno la cui formulazione è: $f_{ij} = \frac{\theta_i - \theta_j}{\theta_i - \theta_e^*}$;
 θ_j è la temperatura del locale riscaldato a temperatura diversa.

2.1.2 Carico termico per ventilazione

Tipicamente gli scambi di aria avvengono sia con l'ambiente esterno che con locali limitrofi. Analogamente a quanto visto per le perdite per trasmissione si può definire un termine, $H_{v,i}$, che è il coefficiente di perdita per ventilazione.

$$\Phi_{H,ve} = H_{v,i} (\theta_i - \theta_e^*)$$

dove $H_{v,i} = H_{v,e} + H_{v,l}$;

$H_{v,e} = \rho_{int} c_{p,int} q' = 0,34 q'$;

$H_{v,l} = \rho_{int} c_{p,int} q_{loc,inf} f_{v,j}$;

Con $f_{v,j} = \frac{\theta_i - \theta_l}{\theta_i - \theta_e^*}$;

$H_{v,e}$	coefficiente di perdita per ventilazione verso l'esterno [W/K]
$H_{v,l}$	coefficiente di perdita per ventilazione con ambienti limitrofi non riscaldati o riscaldati a temperatura diversa [W/K]
q'	Portata esterna di immissione [m^3/h]
$q_{loc,inf}$	Portata di infiltrazione da locali limitrofi [m^3/h]
θ_l	Temperatura del locale limitrofo [$^{\circ}C$]

Tabella 9: Coefficienti perdita per ventilazione

2.1.3 Ventilazione con recupero

Se la ventilazione è effettuata con recupero di calore, è come se la portata d'aria non arriva dall'esterno, ma dai locali limitrofi, perché viene immessa nei locali ad una temperatura diversa da quella dell'ambiente esterno. Quindi, in questo caso $H_{v,e} = 0$.

Per il calcolo di $H_{v,l}$ ed in particolare del termine $f_{v,j}$, bisogna prima ricavare la θ_l attraverso la formulazione dell'efficienza dell'impianto a recupero e successivamente $f_{v,j}$ con la formulazione vista in precedenza.

$$\varepsilon = \frac{\theta_l - \theta_e^*}{\theta_i - \theta_e^*};$$

Da cui si ricava: $\theta_l = \theta_e^* + \varepsilon (\theta_i - \theta_e^*)$

La portata d'aria circolante negli ambienti (immessa o estratta nei bagni) è stata impostata pari a 0.5 vol/h per tutti i locali e 6 vol/h nei servizi igienici ciechi.

2.1.4 Carico termico per riscaldamento intermittente

Al fine di garantire un risparmio energetico, spesso, si effettua lo spegnimento dell'impianto nelle ore di non occupazione o durante i periodi notturni. In questo caso occorre considerare un carico termico aggiuntivo necessario al ripristino della temperatura di progetto. Questo flusso termico aggiuntivo si calcola come:

$$\Phi_{rh} = A f_{rh}$$

dove A è l'aria in pianta dell'edificio e f_{rh} è un valore tabulato che dipende da:

- inerzia termica dell'edificio;
- intervallo di tempo in cui si richiede di portare l'ambiente nuovamente a T set-point;
- caduta di temperatura dell'aria interna che si verifica durante lo spegnimento;
- destinazione d'uso dell'edificio.

L'appendice D della UNI-EN 12831 fornisce dei valori di f_{rh} :

Destinazione d'uso dell'edificio	Tempo di ripresa [h]	f_{RH} [W/m ²]								
		Caduta di temperatura impostata per l'attenuazione, $\Delta\theta$ [K]								
		$\Delta\theta = 2$			$\Delta\theta = 3$			$\Delta\theta = 4$		
		Massa dell'edificio			Massa dell'edificio			Massa dell'edificio		
		bassa	media	alta	bassa	media	alta	bassa	media	alta
Non residenziale	1	18	23	25	27	30	27	36	27	31
	2	9	16	22	18	20	23	22	24	25
	3	6	13	18	11	16	18	18	18	18
	4	4	11	16	6	13	16	11	16	16

Figura 8: fattore di intermittenza [9]

Nel caso specifico non si considera il flusso termico aggiuntivo dovuto al riscaldamento intermittente, in quanto si considera che l'impianto sia sempre acceso.

2.2 Risultati calcolo carico termico di progetto invernale

Il carico termico di progetto invernale è stato calcolato attraverso le formulazioni esposte al paragrafo precedente ed è fondamentale per il dimensionamento dei terminali di emissione e dell'impianto di riscaldamento.

È stato assunto nullo il carico di intermittenza e quindi si considerano solamente il carico termico per trasmissione e ventilazione per la quale è stato ipotizzato 0.5 come fattore di recupero in condizioni di progetto. Il carico termico totale di progetto è rappresentato nella figura seguente:

Risultati					
Dettaglio dispersioni				Totali	
Potenza dispersa per trasmissione	Φ_{tr}	21345	W	Volume totale	V 2106,7 m ³
Potenza dispersa per ventilazione	Φ_{ve}	5804	W	Potenza totale	Φ_{hl} 27149 W

Figura 9: Carico termico di progetto

Il 78,6 % della potenza dispersa è da attribuire al carico termico di trasmissione, che a sua volta si possono dividere in dispersioni attraverso componenti opachi, trasparenti e ponti termici:

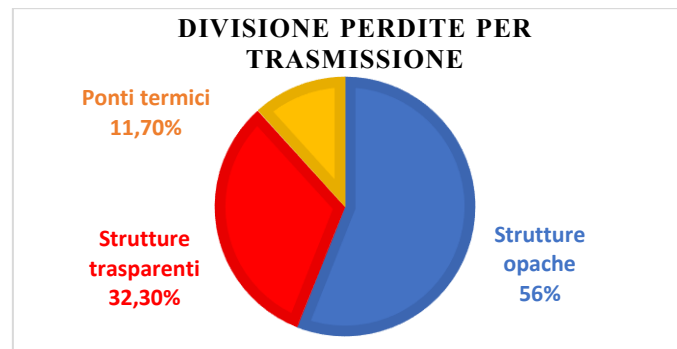


Figura 10: Divisione perdite per trasmissione

Si possono classificare le perdite per trasmissione anche in base all'esposizione solare:

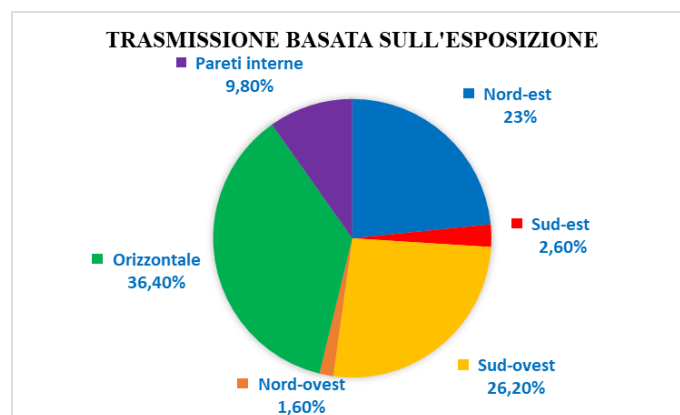


Figura 11: Trasmissione basata sull'esposizione

Infine, la potenza di progetto invernale dispersa in ognuno dei 13 appartamenti è mostrata in figura:

Descrizione	V [m³]	Φ _{tr} [W]	Φ _{ve} [W]	Φ _h [W]	Φ _{hl} [W]
110	125,0	1645	260	0	1905
120	110,9	982	231	0	1213
130	110,5	1017	230	0	1247
140	203,5	1947	648	0	2595
210	200,5	1871	418	0	2289
220	156,6	1299	508	0	1806
230	214,4	1776	691	0	2466
310	136,0	1709	452	0	2160
320	109,5	856	228	0	1084
330	109,3	912	228	0	1140
340	217,9	1986	708	0	2695
410	195,7	2566	408	0	2974
420	216,9	2779	795	0	3573

Figura 12: Carico di progetto invernale in ogni appartamento

Nonostante l'appartamento 420 non abbia il volume più grande, ha una richiesta di potenza maggiore. Il motivo lo si riesce a comprendere incrociando i dati delle figure 11 e 12. Infatti, dalla figura 11 si può dedurre che le prestazioni termiche degli elementi orizzontali (pavimento e copertura) siano peggiori rispetto a tutte le altre. Non a caso il soffitto dell'appartamento 420 non è il solaio interpiano ma la copertura.

2.3 Carico termico di progetto estivo

Per effettuare il calcolo del carico termico estivo esistono diversi metodi più o meno semplificativi, in questa sede la valutazione viene svolta con il metodo proposto dal software *EdilClima*, ovvero il metodo Carrier, che ipotizza condizioni stazionarie (e quindi utilizza le relazioni di calcolo usuali) ma apportando alcune correzioni che tengono conto delle condizioni transitorie mediante la temperatura equivalente e i fattori di accumulo. Il calcolo del carico termico di progetto estivo, rispetto a quello invernale, richiede una più difficile valutazione vista la molteplicità di fattori da considerare per la stima dei carichi ambiente.

Si parla di carichi termici “rotanti”, estremamente variabili nel corso della giornata e strettamente influenzati dalle caratteristiche inerziali delle strutture, responsabili di fenomeni di attenuazione e sfasamento temporale del carico termico effettivo rispetto all’apporto di calore istantaneo. Si parla quindi di carico di raffreddamento effettivo (cooling load) e cioè la quantità di calore che deve essere rimosso dall’ambiente al fine di mantenere costante la temperatura dell’aria, pari al valore di set-point. La stima dei carichi ambiente prevede un’attenta valutazione di tutte le componenti che contribuiscono alla definizione dei carichi sensibili e latenti [10]. È possibile, a tale proposito, diversificare i contributi classificandoli come:

- Carico di radiazione solare attraverso superfici opache e trasparenti
- Carico di trasmissione attraverso superfici opache e trasparenti
- Carico di ventilazione (quota sensibile e latente)
- Carichi endogeni dovuti a persone, illuminazione e apparecchiature elettriche (quota sensibile e latente)

Da premettere che è necessario calcolare il fabbisogno termico in più ore del giorno ed individuare sia le condizioni di picco per ogni singolo ambiente sia il massimo contemporaneo a tutti gli ambienti. Questi due valori servono per determinare rispettivamente il fabbisogno massimo dei singoli ambienti e la potenza massima del gruppo frigorifero.

2.3.1 Radiazione solare attraverso le superfici trasparenti

Il calcolo della radiazione attraverso le superfici trasparenti richiede la conoscenza dei seguenti parametri:

- La **radiazione solare** massima mensile per il mese considerato, per il tipo di esposizione e per la latitudine dell’edificio;
- **Area finestre**;
- **Fattore correttivo** che tiene conto dei seguenti parametri: fattori relativi a tendaggi (*cf*), trasmissione solare (*g*), ombreggiamento, coefficiente di correzione solare (per foschia, altitudine e temperatura di rugiada diversa da 19.5 °C), correzione per telaio metallico o assenza di telaio.
- **Fattore d’accumulo** tiene conto del calore entrante dalle finestre per l’irraggiamento solare che le strutture possono immagazzinare o accumulare. Questo dipende: dal numero di ore di funzionamento giornaliero dell’impianto, dalla presenza di schermi interni e/o esterni, dalle differenti esposizioni, dalla tipologia delle strutture (medie, leggere e pesanti) oltre che all’ora solare di riferimento.

Quindi il carico di radiazione solare attraverso le superfici trasparenti sarà:

$$\Phi_{irr} = I \cdot A_{gl} \cdot F_{corr} \cdot F_{acc}$$

2.3.2 Trasmissione di calore attraverso le strutture trasparenti

Il calcolo della trasmissione attraverso le superfici trasparenti si effettua in maniera analoga a quanto si fa per il calcolo delle dispersioni invernali. La formula da utilizzare è infatti:

$$\Phi_{tr,w} = (A_g U_g + A_f U_f + \Psi_f l_f) (\theta_e - \theta_i)$$

Dove la differenza di temperatura è tra l'aria esterna nell'ora di massimo carico del locale in cui si trova l'infixo e quella interna che è alle condizioni di set-point.

2.3.3 Trasmissione e irraggiamento attraverso le strutture opache esterne

La valutazione del carico per trasmissione attraverso le superfici opache richiede un'analisi legata all'effetto congiunto di:

- Differenza di temperatura tra aria esterna ed aria interna;
- Radiazione solare.

La relazione utilizzata per il calcolo di tale tipologia di carichi è la seguente:

$$\Phi_{tr+irr,op,ext} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot \Delta T_{eq} + \sum_l l_l \cdot \Psi_l \cdot \Delta T_{eq}$$

La variabilità della temperatura esterna e dell'irraggiamento solare porta a modificare la differenza di temperatura di calcolo poiché essa deve tenere conto dell'inerzia delle pareti (e quindi dell'ambiente), dell'ora di calcolo, del giorno e del mese, dell'esposizione e della latitudine, del colore (e quindi del fattore di assorbimento). Nei manuali tecnici si hanno opportune tabelle che consentono di ottenerne rapidamente il valore da utilizzare nei calcoli, sotto ve ne è riportato un esempio:

Lat. NORD	Ora solare												
	ΔT_{equiv} per muri di colore grigio, mese di LUGLIO, escursione termica giornaliera 11°C, $T_{a,e} = 34^\circ\text{C}$ e $T_{a,i} = 26^\circ\text{C}$, 40° Latitudine NORD												
Espos.ne	Kg/m ²	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Nord/Est	300	-1.4	2.5	13.1	11.9	10.8	8.1	5.3	5.8	6.4	6.9	7.4	6.9
	500	1.9	1.9	1.9	5.3	8.5	8.1	7.4	6.4	5.3	5.8	6.4	6.4
	700	3	3	3	3	3	5.3	7.4	8.5	7.4	6.4	5.3	5.3
Est	300	-0.3	11.3	16.4	16.9	16.9	10.2	7.4	6.9	6.4	6.9	7.4	6.9
	500	3	4.2	7.4	10.8	13.1	13.6	13.1	10.8	9.7	8.5	7.4	7.4
	700	5.3	4.7	4.2	4.7	5.3	8.1	9.7	10.2	9.7	9.2	8.5	7.4
Sud/Est	300	-0.3	6.9	10.8	13.1	15.2	14.1	13.6	11.3	9.7	8.1	7.4	6.9
	500	3	3	3	5.8	8.5	9.2	9.7	10.2	9.7	8.5	7.4	6.9
	700	4.2	4.2	4.2	3.6	3	5.8	7.4	8.1	8.5	9.7	8.5	8.1
Sud	300	-2.5	-1.9	-1.4	3.6	6.4	10.8	13.1	13.6	14.1	12.5	10.8	10.8
	500	0.8	0.8	0.8	1.3	1.9	4.1	6.4	8.1	8.5	9.7	9.7	9.7
	700	3	2.5	1.9	3.9	1.9	1.9	1.9	3.6	5.3	6.9	7.4	7.4
Sud/Ovest	300	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.8	4.2	6.4	13.1	17.5	19.2	19.7	19.2
	500	3	2.5	1.3	2.5	3	3.6	4.2	6.4	7.4	10.2	11.9	12.5
	700	4.2	4.2	4.2	3.6	3	3	3	3.6	4.2	4.7	5.3	8.1
Ovest	300	-0.3	-0.3	-0.3	0.8	1.9	3.6	5.3	10.2	14.1	18.6	21.9	22.5
	500	3	3	3	3	3	3.6	4.2	5.3	6.4	9.2	10.8	13.6
	700	5.3	4.7	4.2	4.2	4.2	4.7	5.3	5.3	5.3	5.8	6.4	7.4
Nord/Ovest	300	-2.5	-1.9	-1.4	-0.3	0.8	3	4.2	5.3	6.4	11.3	16.4	16.9
	500	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	1.9	2.5	3	4.7	6.4	9.1
	700	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3.6	4.2	4.7
Nord o in ombra	300	-2.5	-1.9	-1.4	-0.8	-0.3	1.3	3	4.2	5.3	5.8	6.4	6.4
	500	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.8	1.3	1.9	2.5	2.5	2.5
	700	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	0.2	0.8	1.3	1.3	2.5

Figura 13: Tabella determinazione ΔT_{eq} [10]

Per tutte le altre tipologie di pareti opache (confinanti con locali non climatizzati o climatizzati a temperatura diversa) si usa la stessa metodologia di calcolo del caso invernale perché esse non sono influenzate dall'irraggiamento. Bisogna solo fare attenzione alla differenza di temperatura che, come nel caso della trasmissione attraverso i componenti trasparenti, è quella tra l'aria esterna nell'ora di massimo carico del locale in cui si trova la parete e quella interna che è alle condizioni di set-point.

2.3.4 Carico di ventilazione

La potenza termica dovuta alla ventilazione si divide in due componenti: la quota sensibile e quella latente. La quota sensibile si calcola in modo analogo al caso del carico invernale:

$$\Phi_{ve,sens} = \rho c_{p,aria} n V (\theta_e - \theta_i) \frac{1}{3600}$$

Mentre il carico latente di ventilazione si calcola come:

$$\Phi_{ve,lat} = \rho r_0 n V (X_e - X_i)$$

ρ	Densità dell'aria [kg/m ³]
$c_{p,aria}$	Calore specifico dell'aria [kJ/(kg K)]
n	Ricambi orari [1/h]
V	Volume del locale [m ³]
r_0	Calore latente di vaporizzazione 2500[kJ/kg]
$(X_e - X_i)$	Differenza di titolo tra l'aria interna ed esterna [kg vap/ kg aria]

Tabella 10: Parametri carico ventilazione estivo

2.3.5 Carichi interni

Un contributo non trascurabile per la definizione del carico termico totale a carico dell'impianto di raffrescamento è rappresentato dai contributi di calore sensibile e latente, generati all'interno dell'ambiente, da parte di:

- Persone;
- Illuminazione;
- Apparecchiature/macchine presenti in ambiente.

Le **persone** apportano un contributo di calore sia sensibile che latente. Gli apporti variano a seconda del grado di attività svolta e delle condizioni termo-igrometriche dell'ambiente.

T _{b,s} ATTIVITA'	24		26		27		28	
	Lat. [kcal/h]	Sens. [kcal/h]	Lat. [kcal/h]	Sens. [kcal/h]	Lat. [kcal/h]	Sens. [kcal/h]	Lat. [kcal/h]	Sens. [kcal/h]
Seduto a riposo	30	60	35	55	40	50	45	45
Seduto, lavoro molto leggero	40	60	45	55	50	50	55	45
Impiegato d'ufficio in attività moderata	50	60	60	55	65	50	70	45
Lavoro leggero al banco	115	75	130	60	135	55	140	50
Lavoro sedentario	70	70	80	60	85	55	90	50

Figura 14: Determinazione carico sensibile e latente dovuto alle persone [10]

Nel caso in esame sono stati scelti come valori di carico latente e sensibile rispettivamente 46 e 64 $[W/pers]$ con 0.125 $[pers/m^2]$.

Per quanto riguarda gli **apparecchi luminosi**, occorre precisare che ciò che viene assorbito dalle lampade in termini di potenza elettrica non si traduce interamente in carico termico. Una parte della potenza assorbita è trasformata in energia luminosa, mentre la rimanente porzione la ritroviamo sottoforma di calore dissipato nell'ambiente per radiazione (la maggior parte), convezione e conduzione. Il calore dissipato per radiazione viene assorbito dalle strutture e viene rilasciato successivamente. Tale energia assorbita, visto lo sfasamento temporale indotto dai fenomeni di accumulo termico nelle strutture contribuisce, alla definizione del carico di raffrescamento anche dopo lo spegnimento delle luci [10]. In questo caso specifico agli apparecchi luminosi sono stati attribuiti 15 $[W/m^2]$. Alla definizione del carico termico totale contribuiscono altre sorgenti che possono essere presenti in ambiente e che dissipano parte dell'energia elettrica assorbita (computer, televisioni, ecc).

2.4 Risultati calcolo carico termico di progetto estivo

Il carico termico di progetto estivo è necessario, come nel caso di carico di progetto invernale, per poter dimensionare correttamente i terminali di emissione e l'impianto meccanico di raffrescamento. Per il calcolo sono state effettuate le seguenti assunzioni:

- Valori di carico latente e sensibile rispettivamente 46 e 64 $[W/pers]$ con 0.125 $[pers/m^2]$;
- Agli apparecchi elettrici e luminosi sono stati attribuiti 15 $[W/m^2]$;
- Fattore tendaggi pari a 1 ossia assenza di schermi;
- Calcolo degli ombreggiamenti fatto con il calcolo automatico (disegnando sull'input grafico gli elementi ombreggianti);
- Fattore di trasmissione solare dei vetri g presi dai dati dei costruttori;
- Resistenza termica chiusure oscuranti pari a 0.09 $[m^2 K/W]$. Chiusure in alluminio con alta permeabilità all'aria;
- Peso della struttura nullo, che corrisponde alle condizioni peggiori possibili;
- Ricambi orari 0.5 $[vol/h]$ in tutti i locali soggetti a raffrescamento.

Il *software* ci propone due tipologie di risultato:

- Carico termico nell'ora di massimo carico dell'edificio, che corrisponde al massimo carico contemporaneo, utile per dimensionare il gruppo frigorifero;
- Carico termico nell'ora di massimo carico di ciascun locale, utile per dimensionare i terminali e i sistemi autonomi.

Per quanto riguarda la prima tipologia, l'ora di massimo carico dell'edificio si verifica alle 14 e le dispersioni termiche sono così divise:

ORA	$\Phi_{irr} [W]$	$\Phi_{tr} [W]$	$\Phi_v [W]$	$\Phi_{int} [W]$	$\Phi_{tot} [W]$
14	12555	3620	4865	19843	40882

Tabella 11: Dispersioni termiche nell'ora di massimo carico dell'edificio

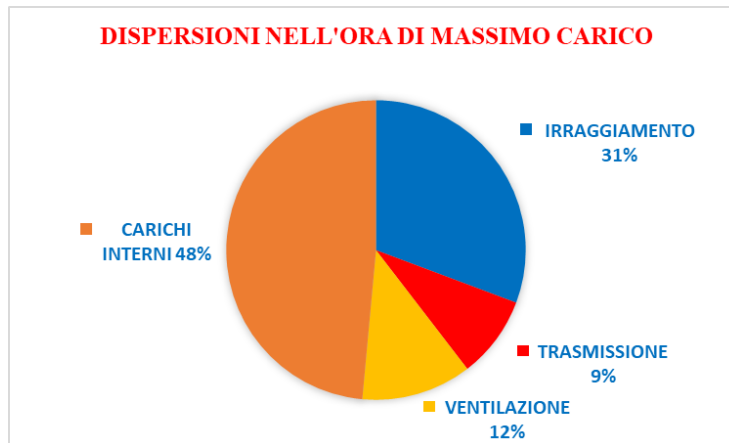


Figura 15: Dispersioni nell'ora di massimo carico dell'edificio

La quota sensibile è $33841 [W]$ ossia l'83%, mentre la quota latente è $7041 [W]$.

Nei mesi estivi, come ci si poteva aspettare, le quote principali del carico sono dovute ad irraggiamento e carichi interni. Per quanto riguarda i carichi interni, si ha una quota molto alta perché sono stati previsti circa $30 W/m^2$ tra persone e apparecchi elettrici/luminosi e quindi incide molto. Invece, per l'irraggiamento si può attribuire la causa al fatto che sono presenti molte superfici trasparenti. Nell'ora di massimo carico di ciascun locale invece si ha:

$\Phi_{irr} [W]$	$\Phi_{tr} [W]$	$\Phi_v [W]$	$\Phi_{int} [W]$	$\Phi_{tot} [W]$
18122	2043	3618	19843	43625

Tabella 12: Dispersioni nell'ora di massimo carico di ciascun locale

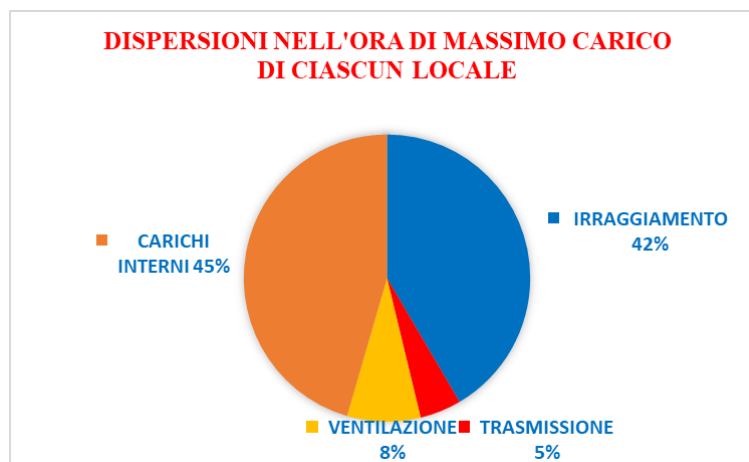


Figura 16: Dispersioni nell'ora di massimo carico di ciascun locale

La quota sensibile è $36589 [W]$ ossia l'84%, mentre la quota latente è $7036 [W]$.

2.5 Fabbisogno di energia termica per riscaldamento dell'edificio

I fabbisogni di energia termica per riscaldamento si calcolano per ogni zona dell'edificio e per ogni mese, seguendo la UNI TS 11300-1, come:

$$Q_{h,nd} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,g} (Q_{int} + Q_{sol})$$

Dove:

$Q_{h,nd}$	Fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per riscaldamento $[kWh]$
$Q_{H,tr}$	Scambio termico per trasmissione nel caso di riscaldamento $[kWh]$
$Q_{H,ve}$	Scambio termico per ventilazione nel caso di riscaldamento $[kWh]$
$\eta_{H,gn}$	Fattore di utilizzazione degli apporti termici
Q_{int}	Apporti termici interni $[kWh]$
Q_{sol}	Apporti termici solari $[kWh]$

Tabella 13: Parametri calcolo fabbisogno energetico riscaldamento

Lo scambio termico per trasmissione è dato da:

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj} (\theta_{int,set-point} - \theta_e) \cdot t + \left\{ \sum_k F_{r,k} \cdot \Phi_{r,mn,k} \right\} \cdot t$$

$H_{tr,adj}$	Coefficiente globale di scambio termico per trasmissione. Coincide con $H_{tr,TOT}$ del calcolo del carico di progetto $[W/m^2]$
$\theta_{int,set-point}$	Temperatura interna dell'ambiente $[^{\circ}C]$
θ_e	temperatura media mensile dell'ambiente esterno $[^{\circ}C]$
t	Durata del mese $[s]$
$F_{r,k}$	fattore di forma tra il componente edilizio k -esimo e la volta celeste
$\Phi_{r,mn,k}$	extra flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio k -esimo, mediato sul tempo $[W]$

Tabella 14: Parametri fabbisogno energetico di riscaldamento, scambio termico per trasmissione

Il calcolo di $F_{r,k}$ e $\Phi_{r,mn,k}$ è effettuato secondo quanto riportato nella UNI EN ISO 13790:2008 e secondo le indicazioni del punto 11.4 della UNI TS 11300-1.

L'energia dispersa per ventilazione si calcola come:

$$Q_{H,ve} = H_{ve,adj} (\theta_{int,set-point} - \theta_e) \cdot t$$

Il quale $H_{ve,adj}$ è il coefficiente globale di scambio termico per ventilazione e si calcola in modo analogo al valore $H_{ve,i}$ per la determinazione del carico di progetto $[W/m^2]$. In questo caso però si utilizza la portata mediata sul tempo.

Gli apporti termici dovuti ai carichi interni possono essere valutati con la seguente formulazione:

$$Q_{int} = \sum_k \Phi_{int,mn,k} \cdot t + \sum_l (1 - b_{tr,l}) \Phi_{int,mn,u,l} \cdot t$$

Dove:

$\Phi_{int,mn,k}$	flusso termico prodotto dalla k -esima sorgente di calore interna, mediato sul tempo $[W]$
$b_{tr,l}$	l è il fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna l -esima $[W]$
$\Phi_{int,mn,u,l}$	flusso termico prodotto dalla l -esima sorgente di calore interna nell'ambiente non climatizzato adiacente u, mediato sul tempo $[W]$

Tabella 15: Parametri calcolo apporti termici interni

Per gli edifici di categoria E.1 (1) e E.1 (2) (abitazioni), aventi superficie utile di pavimento, A_f , minore o uguale a $170 m^2$, il valore globale degli apporti interni, espresso in W, è ricavato come:

$$\Phi_{int} = 5.294 A_f - 0.01557 A_f^2$$

Per superficie utile di pavimento maggiore di $170 m^2$ il valore di Φ_{int} è pari a $450 W$.

In assenza di informazioni che ne dimostrino la rilevanza, è lecito trascurare l'effetto degli apporti termici prodotti all'interno di ambienti non climatizzati. Mentre gli apporti termici dovuti ai carichi solari possono essere espressi come:

$$Q_{sol} = \sum_k \Phi_{sol,mn,k} \cdot t + \sum_l (1 - b_{tr,l}) \Phi_{sol,mn,u,l} \cdot t$$

$\Phi_{sol,mn,k}$	flusso termico k-esimo di origine solare, mediato sul tempo [W]
$b_{tr,l}$	l è il fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna l-esima [W]
$\Phi_{sol,mn,u,l}$	flusso termico k-esimo di origine solare nell'ambiente non climatizzato adiacente u, mediato sul tempo [W]

Tabella 16: Parametri calcolo apporti solari

Il flusso termico k-esimo di origine solare, Φ_{sol} , espresso in [W], si calcola con la seguente formula:

$$\Phi_{sol} = F_{sh,ob,k} \cdot A_{sol,k} \cdot I_{sol,k}$$

Il quale:

$F_{sh,ob,k}$	fattore di riduzione per ombreggiatura relativo ad elementi esterni per l'area di captazione solare effettiva della superficie k-esima
$A_{sol,k}$	area di captazione solare effettiva della superficie k-esima con dato orientamento e angolo d'inclinazione sul piano orizzontale [m ²]
$I_{sol,k}$	irradianza solare media mensile, sulla superficie k-esima, con dato orientamento e angolo d'inclinazione sul piano orizzontale [W/m ²]

Tabella 17: Parametri calcolo flussi solari

L'area di captazione solare di un componente trasparente è esprimibile come:

$$A_{sol} = F_{sh,gl} \cdot g_{gl} \cdot (1 - F_F) \cdot A_w$$

$F_{sh,gl}$	fattore di riduzione degli apporti solari relativo all'utilizzo di schermature mobili g_{gl+sh}/g_{gl}
g_{gl}	trasmittanza di energia solare della parte trasparente del componente senza schermi
F_F	frazione di area relativa al telaio, rapporto tra l'area proiettata del telaio e l'area proiettata totale del componente finestrato
A_w	area proiettata totale del componente vetrato (l'area del vano finestra) [m ²]

Tabella 18: Parametri calcolo area captazione solare per superficie trasparente

In assenza di dati di progetto attendibili o comunque di informazioni più precise, l'effetto di schermature mobili può essere valutato attraverso i fattori di riduzione riportati al prospetto 14, pari al rapporto tra i valori di trasmittanza di energia solare totale della finestra con e senza schermatura (g_{gl+sh}/g_{gl}).

Fattori di riduzione per alcuni tipi di tenda

Tipo di tenda	Proprietà ottiche della tenda		Fattori di riduzione con	
	assorbimento	trasmissione	tenda interna	tenda esterna
Veneziane bianche	0,1	0,05	0,25	0,10
		0,1	0,30	0,15
		0,3	0,45	0,35
Tende bianche	0,1	0,5	0,65	0,55
		0,7	0,80	0,75
		0,9	0,95	0,95
Tessuti colorati	0,3	0,1	0,42	0,17
		0,3	0,57	0,37
		0,5	0,77	0,57
Tessuti rivestiti di alluminio	0,2	0,05	0,20	0,08

Figura 17: Determinazione fattore schermature mobili [11]

Il valore di trasmittanza solare può essere calcolato moltiplicando i valori di trasmittanza di energia solare totale per incidenza normale ($g_{gl,n}$) per un fattore di esposizione (F_w) assunto pari a 0.9

$$g_{gl} = g_{gl,n} \cdot F_w$$

L'area di captazione solare di un componente opaco si calcola come:

$$A_{sol} = \alpha_{sol,c} \cdot R_{se} \cdot U_c \cdot A_c$$

$\alpha_{sol,c}$	fattore di assorbimento solare del componente opaco
R_{se}	resistenza termica superficiale esterna del componente opaco, determinato secondo la UNI EN ISO 6946 [m^2/W]
U_c	trasmittanza termica del componente opaco [W/m^2]
A_c	area del componente opaco [m^2]

Tabella 19: Parametri calcolo area captazione solare per superficie opaca

Il fattore di assorbimento solare di un componente opaco può essere assunto pari a 0.3 per colore chiaro della superficie esterna, 0.6 per colore medio e 0.9 per colore scuro. Il fattore di riduzione degli apporti solari per ombreggiatura è dal prodotto dei fattori di ombreggiatura relativi ad ostruzioni esterne (F_{hor}), aggetti orizzontali (F_{ov}) e verticali (F_{fin}).

$$F_{sh,ob} = F_{hor} \cdot F_{ov} \cdot F_{fin}$$

I valori dei fattori di ombreggiatura dipendono dalla latitudine, dall'orientamento dell'elemento ombreggiato, dal clima, dal periodo considerato e dalle caratteristiche geometriche degli elementi ombreggianti.

2.5.1 Fattore di utilizzazione degli apporti termici

Il fattore di utilizzazione può essere considerato come rapporto tra gli apporti gratuiti, che compensano parte delle dispersioni, e tutti gli apporti gratuiti entranti. Solo una parte degli apporti gratuiti va a diminuire il fabbisogno di riscaldamento, mentre la restante contribuisce esclusivamente ad un surriscaldamento interno oltre la temperatura di set point ma che non porta ad una diminuzione del fabbisogno. Il fattore di utilizzazione viene calcolato mensilmente come segue:

Se $\gamma_H > 0$ e $\neq 1$:

$$\eta_{H,gn} = \frac{1 - \gamma_H^{a_H}}{1 - \gamma_H^{a_H+1}}$$

Se $\gamma_H = 1$:

$$\eta_{H,gn} = \frac{a_H}{a_H + 1}$$

Con: $a_H = a_{H,0} + \frac{\tau}{\tau_{H,0}}$ e $\gamma_H = \frac{Q_{gn}}{Q_{H,ht}}$

Dove: $Q_{gn} = Q_{sol} + Q_{int}$ e $Q_{H,ht} = Q_{H,tr} + Q_{H,ve}$

τ è la costante di tempo termica della zona termica, espressa in ore, calcolata come rapporto tra la capacità termica interna della zona termica considerata (C_m) e il suo coefficiente globale di scambio termico ($H_{tr,adj} + H_{ve,adj}$). Aumentare la capacità termica interna, contribuisce a sfruttare maggiormente gli apporti gratuiti. Con riferimento al periodo di calcolo mensile si può assumere $a_{H,0} = 1$ e $\tau_{H,0} = 15$ h. Il calcolo della capacità termica interna dei componenti della struttura edilizia deve essere effettuato secondo la UNI EN ISO 13786.

2.6 Risultati calcolo del fabbisogno di energia termica per il riscaldamento

Il calcolo del fabbisogno di energia termica per il riscaldamento viene effettuato seguendo le formulazioni del paragrafo precedente. Per svolgere il calcolo in modo corretto, vengono fatte alcune assunzioni:

- Efficienza del recuperatore pari a quella riportata dal costruttore della VMC (0.89);
- Ricambi orari 0.5 [vol/h];
- Fattore tendaggi pari a 1 assenza di schermature, si sfrutta il più possibile l'apporto solare;
- Capacità termica areica 115 [kJ/m²K]
- Fattore di assorbimento dei componenti opachi $\alpha_{sol,c} = 0.6$;
- Emissività pari a 0.837;
- Trasmittanza di energia solare per incidenza normale riportata da schede tecniche del costruttore;
- Calcolo degli ombreggiamenti fatto con il calcolo automatico (disegnando sull'input grafico gli elementi ombreggianti);
- Resistenza termica chiusure oscuranti pari a 0.09[m² K/W]. Chiusure in alluminio con alta permeabilità all'aria;

Nella figura seguente sono riportati i fabbisogni mensili di energia termica per il riscaldamento dell'intero edificio, in funzione della temperatura media esterna:

Dispersioni, apporti ed energia utile			Dispersioni				Apporti			
Mese	Giorni	$\theta_{e,m}$ [°C]	$Q_{h,tr}$ [kWh]	$Q_{h,r}$ [kWh]	$Q_{h,ve}$ [kWh]	$Q_{h,ht}$ [kWh]	$Q_{sol,w}$ [kWh]	Q_{int} [kWh]	Q_{gn} [kWh]	$Q_{h,nd}$ [kWh]
ottobre	17	12.4	2086	228	1017	3331	1130	1817	2947	762
novembre	30	7.5	6751	511	2952	10214	1104	3206	4310	5941
dicembre	31	3.5	9376	533	4027	13936	948	3313	4261	9683
gennaio	31	4.0	8976	505	3904	13385	1352	3313	4665	8738
febbraio	28	7.1	6285	508	2843	9637	1975	2992	4967	4781
marzo	31	10.6	4549	686	2294	7528	3058	3313	6371	1852
aprile	15	12.8	1422	291	854	2567	1876	1603	3479	159

Figura 18: Fabbisogni mensili di energia termica per il riscaldamento

Il termine $Q_{h,nd}$ è il fabbisogno mensile di energia per il riscaldamento. Come si evince chiaramente, il fabbisogno è maggiore nel mese di dicembre perché la temperatura esterna media mensile è più bassa. Infatti, i termini di dispersione (trasmissione e ventilazione) sono fortemente legati alla temperatura esterna. Mentre il risultato totale viene mostrato nella figura che segue:

Risultati stagionali (riscaldamento invernale)									
Dispersioni			Apporti			Bilancio energetico			
Dispersioni per trasmissione	$Q_{h,tr}$	39444 kWh	Apporti solari	$Q_{sol,w}$	11443 kWh	Energia utile	$Q_{h,nd}$	31915 kWh	
Dispersioni per extraflusso	Q_r	3262 kWh	Apporti interni	Q_{int}	19556 kWh	Consumo specifico		40.90 kWh / m ²	
Dispersioni per ventilazione	$Q_{h,ve}$	17892 kWh	Apporti aggiuntivi	Q_i	0 kWh	Consumo specifico		8.81 kWh / m ³	
Dispersioni totali	$Q_{h,ht}$	60598 kWh	Apporti totali	Q_{gn}	30999 kWh	Stagione di riscaldamento			
						dal	15 ottobre	al	15 aprile
								giorni	183

Figura 19: Risultati fabbisogno energia riscaldamento

Come mostrato nella figura precedente, l'energia utile per la stagione di riscaldamento è 31915 [kWh]. Il calcolo è stato effettuato al netto degli apporti gratuiti avendo considerato anche il fattore di utilizzazione degli apporti gratuiti.

Da una prima analisi, si deduce che nella stagione di riscaldamento, gli apporti gratuiti sono sfruttati maggiormente nei mesi di dicembre e gennaio, probabilmente dovuto al fatto che in quei mesi si verificano le temperature esterne medie più basse. Mentre si hanno valori più bassi del fattore di utilizzazione nei mesi più caldi della stagione invernale. Possiamo scindere le dispersioni e gli apporti per mettere in luce quali sono i termini che incidono maggiormente sul bilancio.

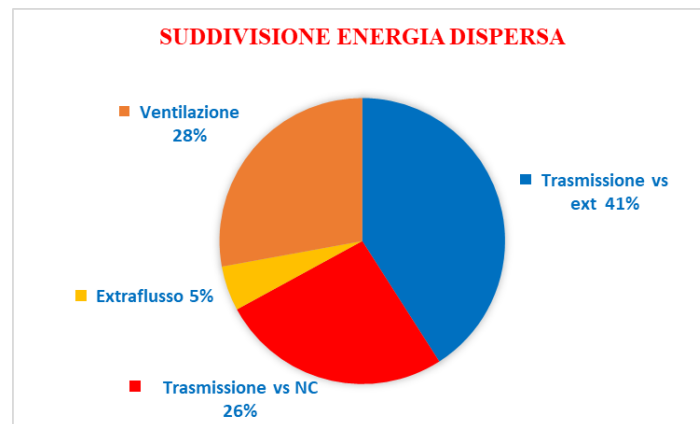


Figura 20: Suddivisione energia dispersa nel periodo di riscaldamento

L'andamento delle dispersioni rispetto al carico di progetto viene mantenuto. La trasmissione è responsabile del 67% delle dispersioni. Mentre per quanto riguarda gli apporti termici si ha che:

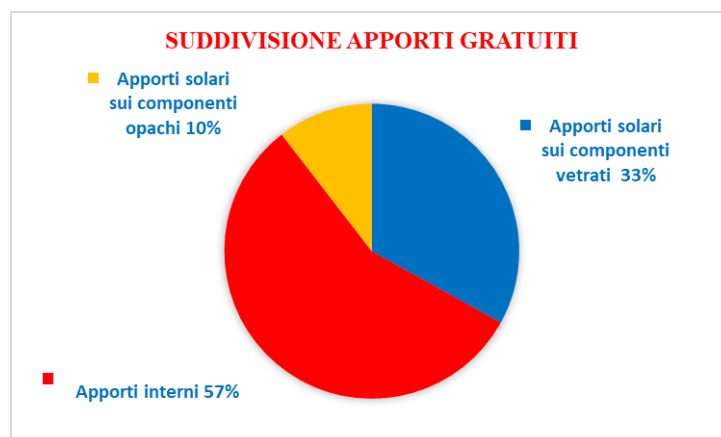


Figura 21: Suddivisione apporti gratuiti nel periodo di riscaldamento

La figura precedente dimostra che sono i carichi interni la quota principale di apporti gratuiti nel caso di riscaldamento. È importante anche vedere quale sia il fabbisogno di ogni appartamento:

		Dispersioni					Apporti						
Zona	Descrizione	Su [m²]	V [m³]	Qh.tr [kWh]	Qh.ve [kWh]	Qh.ht [kWh]	Qsol.w [kWh]	Qint [kWh]	Qgn [kWh]	Qh.nd [kWh]		Consumo specifico	
1	110	46	214,8	3274	682	3956	624	1292	1916	2148		46 kWh/m²	
2	120	41	184,1	2015	605	2620	775	1179	1955	917		22 kWh/m²	
3	130	41	182,7	2101	603	2704	765	1176	1942	1002		24 kWh/m²	
4	140	75	335,8	3874	2126	6000	733	1763	2496	3599		48 kWh/m²	
5	210	74	337,4	3701	1094	4794	827	1750	2577	2387		32 kWh/m²	
6	220	58	261,0	2687	1674	4361	1243	1513	2756	1878		32 kWh/m²	
7	230	79	357,9	3518	2272	5790	612	1808	2420	3448		43 kWh/m²	
8	310	50	246,3	3379	1503	4882	554	1374	1928	3016		60 kWh/m²	
9	320	41	185,0	1745	598	2343	786	1168	1954	702		17 kWh/m²	
10	330	40	184,2	1885	596	2482	776	1166	1943	825		20 kWh/m²	
11	340	81	377,0	3926	2339	6264	695	1821	2517	3822		47 kWh/m²	
12	410	72	361,1	5061	1068	6129	1441	1728	3169	3187		44 kWh/m²	
13	420	80	397,0	5540	2733	8273	1610	1817	3428	4986		62 kWh/m²	

Figura 22: Fabbisogno energetico di riscaldamento per appartamento

Anche in questo caso l'andamento relativo al carico di progetto invernale viene mantenuto. Infatti, l'appartamento 420 è quello che ha il maggior fabbisogno di energia invernale e ha un consumo specifico più alto di tutti gli altri.

2.7 Fabbisogno di energia termica per il raffrescamento degli edifici

Il fabbisogno di energia termica per il raffrescamento si calcola in modo analogo al fabbisogno di riscaldamento:

$$Q_{C,nd} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls}(Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

$Q_{C,nd}$	Fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per raffrescamento [kWh]
$Q_{C,tr}$	Scambio termico per trasmissione nel caso di raffrescamento [kWh]
$Q_{C,ve}$	Scambio termico per ventilazione nel caso di raffrescamento [kWh]
$\eta_{C,ls}$	Fattore di utilizzazione delle dispersioni termiche
Q_{int}	Apporti termici interni [kWh]
Q_{sol}	Apporti termici solari [kWh]

Tabella 20: Parametri calcolo fabbisogno energetico raffrescamento

Il calcolo di tutti i parametri che fanno parte dell'equazione, ad esclusione del $\eta_{C,ls}$, si calcolano allo stesso modo del fabbisogno energetico per riscaldamento. Per il calcolo delle dispersioni $Q_{C,tr}$ e $Q_{C,ve}$, come temperatura interna $\theta_{int,set,c}$, si assume per tutte le categorie di edifici, ad esclusione delle categorie E.6(1) e E.6(2), una temperatura interna costante pari a 26 °C.

Se $\gamma_C > 0$ e $\neq 1$:

$$\eta_{C,ls} = \frac{1 - \gamma_C^{-a_C}}{1 - \gamma_C^{-(a_C+1)}}$$

Se $\gamma_C = 1$:

$$\eta_{C,ls} = \frac{a_C}{a_C + 1}$$

Se $\gamma_C < 0$:

$$\eta_{C,ls} = 1$$

$$\text{Con: } a_C = a_{C,0} + \frac{\tau}{\tau_{C,0}} - k \frac{A_w}{A_f}$$

$$\gamma_C = \frac{Q_{gn}}{Q_{C,ht}}$$

$$\text{Dove: } Q_{gn} = Q_{sol} + Q_{int} \text{ e } Q_{C,ht} = Q_{C,tr} + Q_{C,ve}$$

A_w è l'area finestrata e A_f è l'area di pavimento climatizzata. Con riferimento al periodo di calcolo mensile si può assumere $a_{C,0} = 8.1$, $\tau_{C,0} = 17 \text{ h}$ e $k = 13$.

2.8 Risultati calcolo del fabbisogno di energia utile per il raffrescamento

Il calcolo del fabbisogno di energia termica per il riscaldamento viene effettuato seguendo le formulazioni del paragrafo precedente. Per svolgere il calcolo in modo corretto, vengono fatte alcune assunzioni:

- Efficienza del recuperatore pari a quella riportata dal costruttore della VMC (0.89);
- Ricambi orari 0.5 [vol/h];
- Fattore tendaggi pari a 0.3;
- Capacità termica areica 115 [kJ/m²K]
- Fattore di assorbimento dei componenti opachi $\alpha_{sol,c} = 0.6$;
- Emissività pari a 0.837;
- Trasmittanza di energia solare per incidenza normale riportata da schede tecniche del costruttore;
- Calcolo degli ombreggiamenti fatto con il calcolo automatico (disegnando sull'input grafico gli elementi ombreggianti);
- Resistenza termica chiusure oscuranti pari a 0.09[m² K/W]. Chiusure in alluminio con alta permeabilità all'aria;

Nella figura seguente sono riportati i fabbisogni mensili di energia termica per il raffrescamento dell'intero edificio, in funzione della temperatura media esterna:

Dispersioni, apporti ed energia utile			Dispersioni				Apporti			
Mese	Giorni	$\theta_{e,m}$ [°C]	Qc.tr [kWh]	Qc.r [kWh]	Qc.ve [kWh]	Qc.ht [kWh]	Qsol.w [kWh]	Qint [kWh]	Qgn [kWh]	Qc.nd [kWh]
marzo	13	11,5	333	38	118	489	96	199	296	1
aprile	30	13,4	3581	414	1692	5686	1534	2195	3728	28
maggio	31	19,4	2324	622	1611	4556	2735	3313	6048	1603
giugno	30	22,8	9	765	756	1530	3103	3206	6309	4779
luglio	31	24,5	-1004	780	366	142	3130	3313	6443	6301
agosto	31	24,3	-556	734	415	592	2621	3313	5934	5342
settembre	30	19,8	2322	767	1464	4553	2127	3206	5333	1039
ottobre	30	14,0	2560	235	1163	3959	551	1571	2122	6

Figura 23: Fabbisogni mensili per il raffrescamento

Analogamente al caso del fabbisogno invernale si registra la richiesta di energia maggiore nel mese in cui la temperatura media mensile esterna è più alta e anche in questo il caso il fattore di utilizzazione delle perdite è più alto nei mesi più caldi. Il bilancio complessivo al netto dell'utilizzo delle dispersioni è rappresentato dalla figura che segue:

Risultati stagionali (raffrescamento estivo)													
Dispersioni				Apporti				Bilancio energetico					
Dispersioni per trasmissione	Qc,tr	9569	kWh	Apporti solari	Qsol,w	15899	kWh	Energia utile	Qc,nd	19098	kWh		
Dispersioni per extraflusso	Qr	4354	kWh	Apporti interni	Qint	20314	kWh	Consumo specifico		24,48	kWh / m²		
Dispersioni per ventilazione	Qc,ve	7585	kWh	Apporti aggiuntivi	Qi	0	kWh	Consumo specifico		5,27	kWh / m³		
Dispersioni totali	Qc,ht	21508	kWh	Apporti totali	Qgn	36213	kWh	Stagione di raffrescamento					
								dal	19 marzo	al	30 ottobre	giorni	226

Figura 24: Risultati stagionali di raffrescamento

Il fabbisogno di energia utile per la stagione di raffrescamento è 19098 kWh . La quota principale del fabbisogno è dovuta al carico interno. Gli apporti sono così divisi:

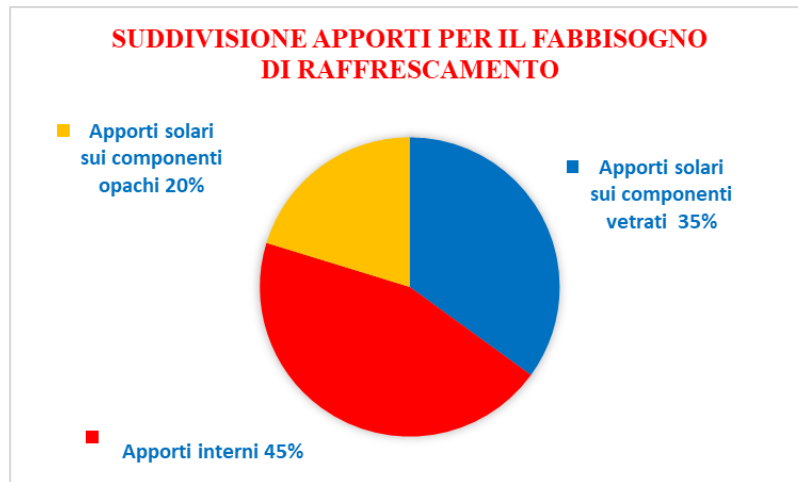


Figura 25: Suddivisione apporti per il fabbisogno di raffrescamento

L'apporto solare dei componenti opachi è aumentato notevolmente rispetto al caso invernale, infatti, mentre nel caso invernale si ha l'apporto di 3624 kWh , nel calcolo del fabbisogno energetico estivo questi aumentano al valore di 9191 kWh . Questo è dovuto all'incidenza della radiazione solare. Gli apporti interni mantengono gli stessi kWh nelle due stagioni e per questo motivo la percentuale degli apporti interni si abbassa. Per quanto riguarda le dispersioni si ha:

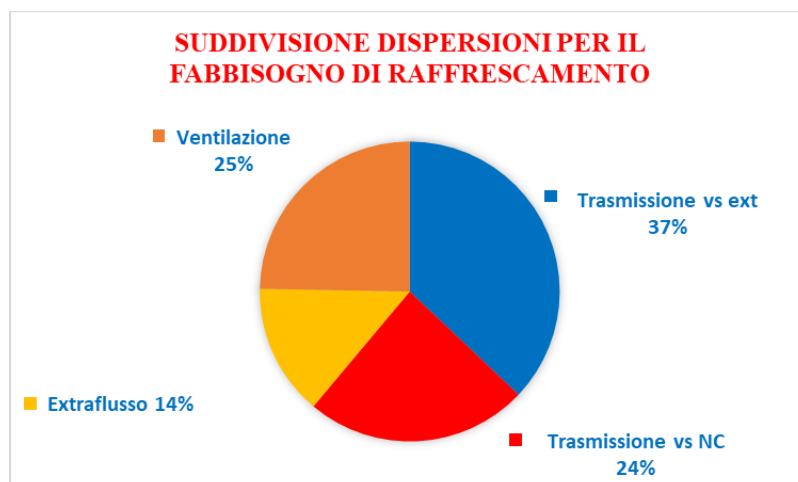


Figura 26: Suddivisione dispersioni per il raffrescamento

Quello che salta all'occhio immediatamente è che il fabbisogno per l'extra-flusso è aumentato in percentuale rispetto al calcolo del fabbisogno invernale. Questo è confermato anche dai kWh . Infatti, nel caso invernale le dispersioni per extra-flusso erano 3262 kWh , mentre nel calcolo estivo sono 4355 kWh . Questo può dipendere dal fatto che nella stagione estiva i componenti opachi assorbono più calore e quindi potranno avere maggiori dispersioni a basse lunghezze d'onda.

Anche in questo caso è utile mostrare il fabbisogno di energia per appartamento:

Zona	Descrizione	Su [m²]	V [m³]	Dispersioni			Apporti				Consumo specifico
				Qc.tr [kWh]	Qc.ve [kWh]	Qc.ht [kWh]	Qsol,w [kWh]	Qint [kWh]	Qgn [kWh]	Qc.nd [kWh]	
1	110	46	214,8	1523	341	1865	1334	1405	2738	1291	28 kWh/m²
2	120	41	184,1	795	306	1101	678	1289	1967	1050	26 kWh/m²
3	130	41	182,7	853	305	1158	682	1286	1967	1014	25 kWh/m²
4	140	75	335,8	1229	840	2070	1417	1753	3170	1543	20 kWh/m²
5	210	74	337,4	1163	444	1607	1350	1759	3109	1746	24 kWh/m²
6	220	58	261,0	806	680	1486	968	1521	2489	1250	22 kWh/m²
7	230	79	357,9	1029	898	1927	1178	1798	2976	1466	18 kWh/m²
8	310	50	246,3	983	594	1577	1145	1366	2511	1293	26 kWh/m²
9	320	41	185,0	914	398	1312	823	1442	2265	1197	29 kWh/m²
10	330	40	184,2	837	340	1177	816	1338	2154	1180	29 kWh/m²
11	340	81	377,0	1050	924	1974	1340	1811	3151	1628	20 kWh/m²
12	410	72	361,1	1324	433	1758	2034	1738	3772	2349	32 kWh/m²
13	420	80	397,0	1417	1080	2497	2133	1808	3941	2091	26 kWh/m²

Figura 27: Fabbisogno di energia per appartamento

Come nel calcolo del carico termico e del fabbisogno invernale, l'appartamento 420 è quello che richiede maggiore energia per raffreddarsi.

2.9 Fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento

Quello descritto nei paragrafi precedenti è il calcolo del fabbisogno di energia ideale per il riscaldamento e raffreddamento e corrisponde all'energia necessaria per mantenere all'interno dell'involucro le condizioni di progetto desiderate. In altre parole, è il fabbisogno energetico dell'involucro e non tiene conto di eventuali perdite o recuperi dell'impianto di climatizzazione.

Il fabbisogno di energia termica utile per riscaldamento dell'edificio è articolato in:

- fabbisogno ideale (calcolato secondo la UNI TS 11300-1 (Q_h));
- fabbisogno ideale netto, (Q'_h), ottenuto sottraendo al fabbisogno ideale le perdite recuperate;
- fabbisogno effettivo (che tiene conto delle perdite dei sottosistemi di emissione, regolazione, distribuzione, accumulo e generazione).

Dal fabbisogno Q_h si devono dedurre eventuali perdite recuperate $Q_{W,trh}$ dal sistema di acqua calda sanitaria (le perdite recuperate da ciascun sottosistema di riscaldamento sono sottratte alle perdite totali del sottosistema stesso).

$$Q'_h = Q_h - Q_{W,trh}$$

Le perdite totali recuperate dal sistema di ACS ai fini del riscaldamento degli ambienti sono date da:

$$Q_{W,trh} = Q_{W,trh,d} + Q_{W,trh,s} + Q_{W,trh,pd}$$

$Q_{W,trh,d}$	Perdite recuperate dalla rete di distribuzione di ACS [Wh]
$Q_{W,trh,s}$	Perdite recuperate dallo storage di ACS [Wh]
$Q_{W,trh,pd}$	Perdite recuperate dalla rete di distribuzione primaria di ACS [Wh]

Tabella 21: Perdite recuperate dal sistema di ACS

Per ciascun sottosistema, identificato con il pedice x , si deve determinare:

- Il fabbisogno di energia richiesto in ingresso del sottosistema $Q_{in,x}$;
- Energia utile da fornire in uscita $Q_{out,x}$
- L'energia elettrica ausiliaria totale richiesta $Q_{aux,x}$;
- Le perdite $Q_{l,x}$;
- Le perdite recuperate $Q_{lrh,x}$.
- L'energia termica recuperata dagli ausiliari elettrici $Q_{aux,lrh,x}$

Il calcolo del fabbisogno di energia primaria si effettua partendo dal fabbisogno di energia ideale netto dell'edificio, sommando progressivamente le perdite dei vari sottosistemi al netto dei recuperi sino a giungere al fabbisogno del sottosistema di generazione. Il fabbisogno globale di energia primaria per il riscaldamento non è altro che la somma di: fabbisogno di generazione e fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di riscaldamento.

$$Q_{p,H} = \sum_i Q_{H,c,i} \cdot f_{p,i} + (Q_{H,aux} - Q_{el,exp}) \cdot f_{p,el}$$

$Q_{H,c,i}$ è il fabbisogno termico totale complessivo al netto anche dei recuperi.

f_p è il fattore di conversione di energia primaria utile per confrontare le prestazioni energetiche dei diversi vettori energetici che si possono scegliere a seconda del sistema di generazione forniti dall'allegato 1 tabella 1 del DM del 26/06/2015 decreto requisiti minimi.

$Q_{H,aux}$ è il fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di riscaldamento.

$Q_{el,exp}$ è l'energia elettrica esportata dal sistema (da solare fotovoltaico, cogenerazione).

$f_{p,el}$ è il fattore di conversione di energia primaria dell'energia elettrica.

Nella formulazione si fa la distinzione tra fabbisogni termici ed elettrici per gli ausiliari e difatti la procedura di calcolo verrà affrontata scindendo le due categorie anche se il fabbisogno termico può essere coperto da energia elettrica e dall'autoproduzione. Il termine $Q_{H,c,i}$ è esprimibile come:

$$Q_{H,c,i} = Q'_h + \sum_{x \text{ sottosistemi}} (Q_{l,x} - Q_{lrh,x}) - Q_{aux,lrh,x}$$

Il calcolo del recupero delle perdite per ogni sottosistema non è immediato e quindi ci si limiterà a dire che queste vengono dedotte dalle perdite totali dai sottosistemi stesso e ciò viene effettuato dal software *EdilClima* imponendo le giuste condizioni come ad esempio: Le perdite termiche di una tubazione posta all'esterno del volume riscaldato sono completamente perse. Se, però, la tubazione si trova all'interno del volume riscaldato, parte delle perdite possono contribuire a soddisfare il fabbisogno di calore per riscaldamento. Tali perdite sono perciò considerate "recuperabili". Tuttavia, solo una parte delle perdite recuperabili sarà effettivamente recuperata. Ciò dipende dalla presenza o meno di un sistema di regolazione e dal rapporto guadagni/fabbisogni. Si ricordano i sottosistemi dell'impianto di riscaldamento:

- Emissione
- Regolazione
- Distribuzione
- Accumulo
- Generazione

Il prospetto 15 della UNI TS 11300-2 mostra il metodo da adottare per il calcolo delle perdite nei sottosistemi a seconda del tipo di valutazione che si sta facendo sull'edificio.

Sottosistema	Valutazioni di calcolo			
	A1 e A2		A3	
Emissione	H ≤ 4 m	H > 4 m	H ≤ 4 m	H > 4 m
	Valori da prospetto 17	Valori da prospetto 18, ove siano verificate le condizioni al contorno. Negli altri casi: calcolo	Valori da prospetto 17	Calcolo e misure in campo
Regolazione	Valori da prospetto 20			
Distribuzione	A1	A2	A3	
	Metodo dell'appendice A	Valori da prospetto 21 Quando le condizioni sono tra quelle specificate per i dati precalcolati si possono utilizzare tali dati, in caso diverso metodo dell'appendice A.		
Generazione	Valori dei prospetti 23 Quando sono rispettate le condizioni al contorno. Negli altri casi, calcolo con i metodi dell'appendice B.			

Figura 28: Metodi da adottare per il calcolo delle perdite dei sottosistemi di riscaldamento [12]

2.9.1 Sottosistema di emissione

La determinazione delle perdite di emissione è notevolmente influenzata dalle caratteristiche del locale e in modo particolare dalla sua altezza. Nel caso di locali di altezza minore di 4 m i valori del rendimento di emissione per varie tipologie di unità terminali sono riportati nel prospetto 17.

Rendimenti di emissione (η_e) in locali di altezza minore di 4 m

Tipo di terminale di erogazione	Carico termico medio annuo W/m ^{2 a})		
	<4	4-10	>10
	η_e		
Radiatori su parete esterna isolata (*)	0,95	0,94	0,92
Radiatori su parete interna	0,96	0,95	0,92
Ventilconvettori (**) valori riferiti a t_{media} acqua = 45 °C	0,96	0,95	0,94
Termoconvettori	0,94	0,93	0,92
Bocchette in sistemi ad aria calda (***)	0,94	0,92	0,90
Pannelli isolati annegato a pavimento	0,99	0,98	0,97
Pannelli annegati a pavimento (****)	0,98	0,96	0,94
Pannelli annegati a soffitto	0,97	0,95	0,93
Pannelli a parete	0,97	0,95	0,93

Figura 29: Rendimenti di emissione in funzione della tipologia di terminale [13]

Le perdite di emissione si calcolano in base ai valori di rendimento dei prospetti con la formula:

$$Q_{l,e} = Q'_h \frac{1 - \eta_e}{\eta_e}$$

2.9.2 Sottosistema di regolazione

I rendimenti di regolazione per varie tipologie di regolatori associati a diverse tipologie di terminali di erogazione sono riportati nel prospetto 20 della normativa.

Rendimenti (η_{rg}) di regolazione^{1,2)}

Tipo di regolazione	Caratteristiche	Sistemi a bassa inerzia termica	Sistemi ad elevata inerzia termica	
		Radiatori, convettori, ventilconvettori, strisciradianti ed aria calda	Pannelli integrati nelle strutture edilizie e disaccoppiati termicamente	Pannelli annegati nelle strutture edilizie e non disaccoppiati termicamente
Solo Climatica (compensazione con sonda esterna)		$1 - (0,6 \eta_u \gamma)$	$0,98 - (0,6 \eta_u \gamma)$	$0,94 - (0,6 \eta_u \gamma)$
Solo ambiente con regolatore	On off	0,94	0,92	0,88
	PI o PID	0,99	0,97	0,93
	P banda prop. 0,5 °C	0,98	0,96	0,92
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,95	0,91
	P banda prop. 2 °C	0,95	0,93	0,89
Climatica + ambiente con regolatore	On off	0,97	0,95	0,93
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
	P banda prop. 0,5 °C	0,99	0,98	0,96
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 2 °C	0,97	0,96	0,94
Solo zona con regolatore	On off	0,93	0,91	0,87
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
	P banda prop. 0,5 °C	0,99	0,98	0,96
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 2 °C	0,94	0,92	0,88
Climatica + zona con regolatore	On off	0,96	0,94	0,92
	PI o PID	0,995	0,98	0,96
	P banda prop. 0,5 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,96	0,94
	P banda prop. 2 °C	0,96	0,95	0,93

Nota γ rapporto apporti/perdite.
 η_u fattore di utilizzo degli apporti definito nella UNI/TS 11300-1.

Figura 30: Rendimento del sottosistema di regolazione [14]

Le perdite del sottosistema di regolazione si calcolano con la formula seguente:

$$Q_{l,rg} = (Q'_h + Q_{l,e}) \frac{1 - \eta_{rg}}{\eta_{rg}}$$

2.9.3 Sottosistema di distribuzione

Il calcolo delle perdite del sottosistema di distribuzione deve essere effettuato secondo il metodo proposto dall'appendice A della UNI TS 11300-2 perché si tratta di valutazione A1 di progetto. Mediante la seguente procedura:

- (1) Si determina l'energia termica utile effettiva, $(Q'_h + Q_{l,e} + Q_{l,rg}) = Q_{d,out}$, che deve essere fornita dal sottosistema distribuzione;
- (2) Si determinano le trasmittanze lineiche, U_i , degli elementi della rete di distribuzione, espresse in $[W/m K]$, tenendo conto di diametro, spessore e conduttività dell'isolante e tipologia di installazione;
- (3) Si determinano le lunghezze L_i degli elementi della rete di distribuzione;
- (4) Si determina la temperatura media dell'acqua $\theta_{w,avg,i}$ nel circuito durante il periodo di calcolo;
- (5) Si determina la temperatura media dell'ambiente $\theta_{a,i}$ nel quale sono installate le tubazioni;
- (6) Si determina il tempo di attivazione t_i del circuito nel periodo di calcolo (dati di progetto o di esercizio);

(7) Si calcolano le perdite totali $Q_{l,d}$ come somma delle perdite dei singoli tratti:

$$Q_{l,d} = \sum_i^{tratti} (U_i \cdot L_i \cdot (\theta_{w,avg,i} - \theta_{a,i}) \cdot t_i)$$

(8) Si moltiplica $Q_{l,d}$ per un fattore di riduzione delle perdite totali $k_{rl,i}$ pari a 0.8 se regolazione climatica compensata o 0.95 se regolazione di zona, per calcolare le perdite al netto del recupero.

(9) Si calcola l'energia elettrica ausiliaria totale $Q_{aux,d}$;

(10) Si determina l'eventuale energia termica recuperata dall'energia elettrica assumendo il fattore 0.85;

(11) La quantità di calore richiesta in ingresso al sottosistema di distribuzione sarà:

$$Q_{d,in} = (Q'_h + Q_{l,e} + Q_{l,rg}) + Q_{l,d} \cdot 0.95 + Q_{aux,d} \cdot 0.85$$

2.9.4 Sottosistema di accumulo

Le perdite di accumulo, $Q_{l,s}$, si calcolano in base alla entità e alle caratteristiche della superficie disperdente dell'accumulatore e alla differenza tra la temperatura media della superficie e la temperatura media dell'ambiente nel quale l'accumulatore è installato.

$$Q_{l,s} = \frac{S_s}{d_{isolante}} \cdot (\theta_s - \theta_a) \cdot \lambda_{isolante} \cdot t$$

S_s	Superficie esterna dell'accumulo [m^2]
$d_{isolante}$	Spessore isolante [m]
θ_s	Temperatura media dell'accumulo [$^{\circ}C$]
θ_a	Temperatura dell'ambiente in cui viene installato lo storage [$^{\circ}C$]
$\lambda_{isolante}$	Conducibilità dello strato isolante [$W/m K$]
t	Periodo considerato [h]

Tabella 22: Perdite del sottosistema di accumulo

2.9.5 Sottosistema di generazione

Le perdite di generazione dipendono non solo dalle caratteristiche del generatore di calore, ma sono fortemente influenzate anche dalle modalità di inserimento del generatore nell'impianto e in particolare, dal suo dimensionamento rispetto al fabbisogno dell'edificio, dalle modalità di installazione e dalla temperatura dell'acqua (media e/o di ritorno al generatore) nelle condizioni di esercizio (medie mensili). Il rendimento medio stagionale di produzione differisce quindi dai rendimenti a pieno carico ed a carico parziale ottenuti con prove di laboratorio secondo le norme di riferimento.

Il calcolo dei sottosistemi di generazione si effettua:

- Nel caso di generatori a fiamma alimentati con combustibili liquidi e gassosi, escluse le pompe di calore ad assorbimento a fiamma diretta, con i metodi descritti della UNI TS 11300-2
- In tutti gli altri casi secondo quanto specificato nella UNI TS 11300-4.

In caso di valutazioni di progetto (A1) e standard (A2), si possono utilizzare i valori del prospetto 23 della UNI TS 11300-2 solo quando la tipologia del generatore e le condizioni al contorno corrispondono a quelle dei prospetti. In caso diverso si deve ricorrere al calcolo mediante i metodi di calcolo analitico.

Qualora vengano utilizzati i valori del prospetto 23, le perdite di generazione si calcolano con la formula seguente:

$$Q_{l,gn} = Q_{d,in} \cdot \frac{1 - \eta_{gn}}{\eta_{gn}}$$

Ai fini del calcolo del rendimento di generazione per le pompe di calore, il costruttore deve fornire i dati prestazionali a pieno carico e carico ridotto alle condizioni di temperatura mostrate nella figura che segue a seconda del tipo di sorgente fredda.

Condizioni di riferimento per i dati prestazionali forniti dal fabbricante. Pompe di calore per solo riscaldamento o funzionamento combinato

Sorgente fredda	Temperatura sorgente fredda				Temperatura pozzo caldo riscaldamento ad aria ¹⁾	Temperatura pozzo caldo riscaldamento idronico ²⁾			Temperatura pozzo caldo produzione acs ³⁾	
Aria	-7	2	7	12	20	35	45	55	45	55
Acqua		5	10	15	20	35	45	55	45	55
Terreno/roccia	-5	0	5	10	20	35	45	55	45	55
1) Temperatura di ripresa. 2) Per almeno una delle temperature indicate. Altri dati suggeriti: 25 °C, 65 °C. 3) Per almeno una delle temperature indicate.										

Figura 31: Valori prestazionali delle pompe di calore che deve fornire il costruttore [15]

2.9.6 Fabbisogno di energia elettrica dei sottosistemi degli impianti di riscaldamento

A questo punto, dopo aver computato il fabbisogno di energia termica totale complessivo edificio-impianto che corrisponde al primo termine della formulazione di calcolo dell'energia primaria, bisogna determinare il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari dell'impianto di riscaldamento e lo si fa con la seguente formulazione:

$$Q_{H,aux} = Q_{aux,e} + Q_{aux,d} + Q_{aux,gn}$$

$Q_{H,aux}$	Fabbisogno totale di energia elettrica degli ausiliari [Wh]
$Q_{aux,e}$	Fabbisogno di energia elettrica del sottosistema di emissione [Wh]
$Q_{aux,d}$	Fabbisogno di energia elettrica del sottosistema di distribuzione [Wh]
$Q_{aux,gn}$	Fabbisogno di energia elettrica del sottosistema di generazione [Wh]

Tabella 23: Parametri calcolo fabbisogno elettrico degli ausiliari

Per il sottosistema di emissione si ha:

$$Q_{aux,e} = FC_u \cdot W_{vn} \cdot t_{gn}$$

Dove:

FC_u	Fattore di carico che si assume uguale a quello del generatore (il ventilatore non sempre in funzione)
W_{vn}	Potenza elettrica della parte elettrica del terminale di emissione (ventilatore) [W]
t_{gn}	Tempo di funzionamento del terminale [h]

Tabella 24: Parametri ausiliari di emissione

Tutti i consumi elettrici si considerano recuperati come energia termica utile in ambiente (contributo già incluso nei prospetti del rendimento di emissione). Per il sottosistema di distribuzione il fabbisogno elettrico degli ausiliari si distingue se:

- Fluido termovettore acqua (elettropompe)
- Fluido termovettore aria (ventilatori)

Nel primo caso si ha:

$$Q_{aux,PO,d} = W_{PO,d} \cdot t_{PO} \cdot F_V \cdot 10^{-3}$$

$Q_{PO,d}$	Fabbisogno di energia elettrica della pompa [Wh]
$W_{PO,d}$	Potenza elettrica della pompa [W]
t_{PO}	Tempo di funzionamento della pompa [h]
F_V	Fattore che tiene conto della variazione di velocità della pompa (0.6 se velocità variabile, 1 se fissa)

Tabella 25: Parametri ausiliari pompa

Si deve effettuare il calcolo per ciascuna pompa presente nella rete e sommare i fabbisogni elettrici risultanti (sia del circuito primario che secondario o del circuito unico). Nel secondo caso si ottiene:

$$Q_{aux,Vn,d} = W_{Vn,d} \cdot t_{PO} \cdot F_V \cdot 10^{-3}$$

Dove $W_{Vn,d}$ è la potenza elettrica del ventilatore.

Per il sottosistema di generazione, qualora siano presenti apparecchiature elettriche, si prenderanno i dati di potenza elettrica riportati dal costruttore e saranno moltiplicati per il tempo di funzionamento del generatore. Il contributo di energia elettrica proveniente da fonti rinnovabili (autoprodotta) si deve sottrarre dal calcolo della quota di energia elettrica richiesta globalmente dall'impianto perché non è una quota richiesta ma prodotta. Mentre nel calcolo totale del fabbisogno di energia primaria, la quota di energia elettrica da fonte rinnovabile (autoprodotta) si deve considerare perché anch'essa contribuisce alla copertura del fabbisogno di energia richiesto da parte del sistema edificio impianto, così come le altre fonti rinnovabili. In formule si può scrivere:

$$Q_{H,el} = Q_{H,el,gen} + Q_{H,el,aux} - Q_{H,el,fv}$$

Allo stesso modo anche la copertura da parte del solare termico va sottratta dalla quota di energia termica richiesta dall'impianto (perché autoprodotta) ma va sommata nel fabbisogno di energia primaria. Quindi in definitiva si può dire che il fabbisogno di energia primaria per la stagione di riscaldamento è esprimibile come:

$$Q_{H,primaria} = \sum Q_{H,c,i} \cdot f_{p,c,i} + Q_{H,el} \cdot f_{p,el} + \sum Q_{H,FER,k} \cdot f_{p,FER,k}$$

$Q_{H,primaria}$	Fabbisogno di energia primaria
$Q_{H,c,i}$	Copertura di energia primaria dall'i-esimo combustibile fossili [Wh]
$f_{p,c,i}$	Fattore di conversione in energia primaria dell'i-esimo combustibile fossile
$Q_{H,el}$	Copertura di energia primaria da energia elettrica [Wh]
$f_{p,el}$	Fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica
$Q_{H,FER,k}$	Copertura di energia primaria dall'i-esima fonte rinnovabile (fotovoltaico, solare termico, energia termica dall'esterno della pompa di calore, ecc)/[Wh]
$f_{p,FER,k}$	Fattore di conversione in energia primaria dell'i-esimo fonte di energia rinnovabile

Tabella 26: Parametri calcolo energia primaria per riscaldamento

2.9.7 Fabbisogno di energia primaria per l'acqua calda sanitaria

La formulazione del fabbisogno di energia primaria per l'acqua calda sanitaria è:

$$Q_{w,primaria} = \sum Q_{w,c,i} \cdot f_{p,c,i} + Q_{w,el} \cdot f_{p,el} + \sum Q_{w,FER,k} \cdot f_{p,FER,k}$$

$Q_{w,primaria}$	Fabbisogno di energia primaria
$Q_{w,c,i}$	Copertura di energia primaria dall'i-esimo combustibile fossile [Wh]
$f_{p,c,i}$	Fattore di conversione in energia primaria dell'i-esimo combustibile fossile
$Q_{w,el}$	Copertura di energia primaria da energia elettrica [Wh]
$f_{p,el}$	Fattore di conversione in energia primaria dell'energia elettrica
$Q_{w,FER,k}$	Copertura di energia primaria dall'i-esima fonte rinnovabile (fotovoltaico, solare termico, energia termica dall'esterno della pompa di calore, ecc)/[Wh]
$f_{p,FER,k}$	Fattore di conversione in energia primaria dell'i-esimo fonte di energia rinnovabile

Tabella 27: Parametri calcolo energia primaria per ACS

La determinazione del fabbisogno di energia elettrica da parte degli ausiliari e le perdite nei sottosistemi di erogazione, distribuzione, accumulo e generazione viene affrontata allo stesso modo del calcolo del fabbisogno di riscaldamento e per questo motivo verrà esposto solamente il calcolo del fabbisogno energetico di acqua calda sanitaria da parte dell'edificio a cui si andranno a sommare le perdite nei sottosistemi.

L'energia termica $Q_{h,w}$ richiesta per riscaldare una quantità di acqua alla temperatura desiderata è:

$$Q_{h,w} = \rho \cdot c_p \cdot V_w \cdot (\theta_{er} - \theta_o) \cdot G$$

Dove:

ρ	Densità dell'acqua [kg/m^3]
c_p	Calore specifico dell'acqua [$kJ/(kg K)$]
V_w	Volume d'acqua richiesto durante il periodo di calcolo [m^3]
θ_{er}	Temperatura di erogazione [$^{\circ}C$]
θ_o	Temperatura d'ingresso dell'acqua fredda sanitaria [$^{\circ}C$]
G	Numero di giorni del periodo di calcolo

Tabella 28: Parametri energia richiesta ACS

I volumi di acqua calda sanitaria sono riferiti convenzionalmente ad una temperatura di erogazione di $40^{\circ}C$ e ad una temperatura di ingresso di $15^{\circ}C$.

Il volume di acqua giornaliero richiesto è dato dalla seguente equazione:

$$V_w = a \cdot N_u [l/G]$$

a	Fabbisogno giornaliero specifico [l/G]
N_u	Parametro che dipende dalla destinazione d'uso dell'edificio

Tabella 29: Parametri calcolo volumi di acqua calda sanitaria

Il valore di a , nel caso di abitazioni, si ricava dal prospetto 12 della UNI TS 11300-2, nel quale sono indicati anche i fabbisogni di energia termica utile basati sulla differenza di temperatura convenzionale tra erogazione ed acqua fredda di ingresso di $25 K$.

Valori di a per le abitazioni (V/Gm^2)

Fabbisogni	Calcolo in base al valore di S_u per unità immobiliare (m^2)			Valore medio riferito a $S_u = 80 \text{ m}^2$
	≤ 50	51- 200	> 200	
a	1,8	$4,514 \times S_u^{-0,2356}$	1,3	1,6
Fabbisogno equivalente di energia termica utile [Wh/G m^2]	52,3	$131,22 \times S_u^{-0,2356}$	37,7	46,7
Fabbisogno equivalente di energia termica utile [$\text{kWh/m}^2 \text{ anno}$]	19,09	$47,9 \times S_u^{-0,2356}$	13,8	17,05

Figura 32: Valore del parametro a per il calcolo dei volumi di ACS [16]

2.9.8 Fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva

Il fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva si calcola con la seguente formula:

$$Q_{C,p} = \left(\sum Q_{aux,k} + \frac{Q_{Cr,k} + Q_{v,k}}{\eta_{mm,k}} \right) \cdot f_{p,el} + \sum Q_{C,FER,i} \cdot f_{p,FER,i}$$

Dove:

$Q_{C,p}$	Fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva [kWh]
$Q_{aux,k}$	Fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di climatizzazione [kWh]
$Q_{Cr,k}$	Fabbisogno effettivo per raffrescamento [kWh]
$Q_{v,k}$	Fabbisogno per trattamenti dell'aria [kWh]
η_{mm}	Coefficiente di prestazione medio mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera [kWh]
$f_{p,el}$	Fattore di conversione da energia elettrica ad energia primaria
k	Il mese k -esimo della stagione di climatizzazione estiva
$Q_{C,FER,i}$	Copertura di energia primaria dall' i -esima fonte rinnovabile (fotovoltaico, solare termico, energia termica dall'esterno della pompa di calore, ecc)/[Wh]
$f_{p,FER,i}$	Fattore di conversione in energia primaria dell' i -esimo fonte di energia rinnovabile

Tabella 30: Parametri calcolo energia primaria climatizzazione estiva

2.9.9 Fabbisogno effettivo di raffrescamento

Per determinare il fabbisogno effettivo per raffrescamento si applica la formulazione che segue per ogni mese della stagione di climatizzazione estiva:

$$Q_{Cr,k} = Q_{C,nd,k} + Q_{l,e,k} + Q_{l,rg,k} + Q_{l,d,k} + Q_{l,s,k} - Q_{rr,k}$$

Per la quale si ha:

$Q_{C,nd,k}$	fabbisogno ideale dell'edificio calcolato secondo la UNI TS 11300-1 [kWh]
$Q_{l,e,k}$	Perdite del sottosistema di emissione [kWh]
$Q_{l,rg,k}$	Perdite del sottosistema di regolazione [kWh]
$Q_{l,d,k}$	Perdite del sottosistema di distribuzione [kWh]
$Q_{l,s,k}$	Perdite del sottosistema di accumulo [kWh]
$Q_{rr,k}$	Energia termica recuperata [kWh]

Tabella 31: Parametri calcolo fabbisogno effettivo per riscaldamento

Qualora sia presente un'unità di trattamento dell'aria, nella formula di definizione di $Q_{C,nd,k}$ il valore di $Q_{C,ve}$ deve essere posto uguale a zero, in quanto esso è incluso nel calcolo del Q_v che sarà eseguito successivamente. Le perdite di emissione vengono calcolate applicando la seguente formula:

$$Q_{l,e,k} = Q_{C,nd,k} \frac{1 - \eta_e}{\eta_e}$$

Dove il η_e si determina mediante il prospetto 6 della UNI TS 11300-3:

Terminale di erogazione	Rendimento di emissione
Ventilconvettori idronici	0,95
Terminali ad espansione diretta, unità interne sistemi split, ecc.	0,94
Armadi autonomi, ventilconvettori industriali posti in ambiente, travi fredde	0,94
Bocchette in sistemi ad aria canalizzata, anemostati, diffusori lineari a soffitto, terminali sistemi a dislocamento	0,94
Pannelli isolati annegati a pavimento	0,98
Pannelli isolati annegati a soffitto	0,97

Figura 33: Prospetto 6 UNI TS 11300-3 [17]

Le perdite del sottosistema di regolazione si calcolano come:

$$Q_{l,rg,k} = (Q_{c,nd,k} + Q_{l,e,k}) \frac{1 - \eta_{rg}}{\eta_{rg}}$$

Il quale η_{rg} si determina attraverso il prospetto 7 della UNI TS 11300-3:

Sistema di controllo	Tipologia di regolazione	Rendimento di regolazione
Regolazione centralizzata	Regolazione ON-OFF	0,84
	Regolazione modulante	0,90
Controllori zona	Regolazione ON-OFF	0,93
	Regolazione modulante (banda 2 °C)	0,95
	Regolazione modulante (banda 1 °C)	0,97
Controllo singolo ambiente	Regolazione ON-OFF	0,94
	Regolazione modulante (banda 2 °C)	0,96
	Regolazione modulante (banda 1 °C)	0,98

Figura 34: Prospetto 7 UNI TS 11300-3 [18]

Per la determinazione delle perdite delle reti di distribuzione $Q_{l,d}$ si devono utilizzare i metodi di calcolo riportati nell'appendice A, mentre per le perdite nel sottosistema di accumulo si fa riferimento all'appendice B della UNI TS 11300-3. L'energia termica recuperata è determinata dalla:

$$Q_{rr,k} = Q_{rc,k} + Q_{crc,k}$$

$Q_{rc,k}$	Energia recuperata da recuperatori di calore [Wh]
$Q_{crc,k}$	Energia recuperata da climatizzatori con recupero di calore [Wh]

Tabella 32: Parametri calcolo energia termica recuperata

Gli eventuali guadagni energetici realizzati attraverso l'utilizzo di recuperatori di calore o entalpici vanno calcolati secondo quanto riportato nella UNI EN ISO 13790.

Il recupero energetico realizzato mediante climatizzatori dotati di sistema di recupero di calore parziale o integrale (condensatori ausiliari o de-surriscaldatori) deve essere considerato unicamente se l'energia termica recuperata è utilizzata per il post-riscaldamento in batterie di trattamento dell'aria.

2.9.10 Fabbisogni per trattamenti dell'aria

Qualora sia presente un impianto di ventilazione meccanica il fabbisogno di energia termica dell'edificio per climatizzazione estiva è dato dalla somma di fabbisogno effettivo per raffrescamento $Q_{Cr,k}$ e dal fabbisogno di energia termica per trattamento dell'aria Q_v . Il calcolo dei fabbisogni per trattamento dell'aria deve essere effettuato per ogni mese della stagione di climatizzazione estiva utilizzando la seguente formula:

$$Q_{v,k} = Q_{v,m,h} \cdot q \cdot h_k$$

$Q_{v,m,h}$	fabbisogno specifico orario medio dovuto per trattamento dell'aria [kJ/kg]
q	portata dell'aria di ventilazione [kg/s]
h_k	numero di ore del mese

Tabella 33: Parametri calcolo fabbisogno trattamento aria

$$Q_{v,m,h} = 1.3615 \cdot H_k - 58.54 \text{ [kJ/kg]}$$

dove H_k è l'entalpia dell'aria esterna per il mese k-esimo calcolata in [kJ/kg] riportato dalla UNI 10349. Questo calcolo è valido per le condizioni di riferimento di 26 °C e 50% di umidità relativa, per condizioni diverse da quelle citate si fa riferimento all'appendice F della UNI TS 11300-3.

2.9.11 Fabbisogni elettrici per gli ausiliari

Il fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di climatizzazione viene determinato attraverso la seguente formula:

$$Q_{aux,k} = Q_{aux,e,k} + Q_{aux,d,k} + Q_{aux,gn,k}$$

I tre termini si calcolano in modo analogo a quello del fabbisogno di energia primaria per riscaldamento, e per questo motivo non ci soffermeremo.

2.9.12 Efficienza di generazione

Le prestazioni delle macchine frigorifere dipendono non solo dai livelli termici operativi e della configurazione impiantistica scelta, ma anche dall'andamento del fabbisogno dell'edificio. Per tener conto della variazione degli assorbimenti elettrici in funzione delle variazioni climatiche e/o delle condizioni al contorno e del grado di parzializzazione della macchina, si fa riferimento al prEN 14825:2008, che stabilisce che i costruttori debbano fornire i coefficienti di prestazione (Energy Efficiency Ratio- EER) delle macchine in condizioni di riferimento. Le condizioni di riferimento sono quelle fornite dal prospetto 10 della UNI TS 11300-3.

Tipologia	Fattore di carico (F)	Aria-aria		Acqua-aria		Aria-acqua		Acqua-acqua	
		T aria esterna bulbo secco (°C)	T aria interna bulbo secco / bulbo umido (°C)	T acqua di condensazione in ingresso / in uscita della torre evaporativa (°C)	T aria interna bulbo secco / bulbo umido (°C)	T aria esterna bulbo secco (°C)	T acqua refrigerante in ingresso / in uscita dei ventilcon vettori (°C)	T acqua di condensazione in ingresso / in uscita della torre evaporativa (°C)	T acqua refrigerante in ingresso / in uscita dei ventilcon vettori (°C)
1	100%	35	27/19	30/35	27/19	35	12/7	30/35	12/7
2	75%	30	27/19	26/*	27/19	30	*/7	26/*	*/7
3	50%	25	27/19	22/*	27/19	25	*/7	22/*	*/7
4	25%	20	27/19	18/*	27/19	20	*/7	18/*	*/7

* temperatura determinata dalla portata d'acqua a pieno carico

Figura 35: Prospetto 10 UNI TS 11300-3 [19]

Conoscendo i valori di EER forniti dai costruttori, si costruisce la curva di funzionamento della macchina a carichi parziali. La curva così ottenuta è utilizzata per ottenere valori di EER corrispondenti a fattori di carico diversi da quelli di riferimento (100%, 75%, 50%, 25%), da utilizzare per il calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} . Per considerare condizioni di funzionamento della macchina frigorifera diverse da quelle di riferimento (per esempio una temperatura diversa da 27 °C dell'aria interna per le macchine aria-aria, oppure un salto termico all'evaporatore delle macchine acqua-acqua diverso da 12-7 °C) o anche per tener conto di una diversa temperatura dell'aria esterna nel caso di macchine raffreddate ad aria, ecc., è possibile utilizzare una serie di prospetti (riportati nell'appendice C della UNI TS 11300-3) dove sono indicate le variazioni percentuali η_1 rispetto alle prestazioni nominali di riferimento. Devono essere presi in considerazione i coefficienti correttivi dei dati di potenza resa ed assorbita dovuti alle perdite di tubazioni frigorifere (sistemi split), tubazioni acqua (sistemi idronici), condotti aria (canalizzati), ecc. (coefficienti $\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6$ e η_7 ricavabili dai prospetti dell'appendice D della UNI TS 11300-3).

2.9.13 Coefficiente di prestazione medio mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera

Il coefficiente medio di prestazione mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera η_{mm} viene determinato applicando la seguente formula di calcolo, da ripetersi per tutti i mesi della stagione di climatizzazione estiva:

$$\eta_{mm,k} = EER(F_K) \cdot \eta_1(F_K) \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7$$

Dove:

$EER(F_K)$	Rapporto di efficienza energetica ottenuto in corrispondenza del fattore di carico F_K , e ricavabile per interpolazione dalle curve degli EER
$\eta_1(F_K)$	Coefficiente correttivo ottenuto in corrispondenza del fattore di carico
$\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6$ e η_7	Coefficienti correttivi
F_K	Fattore di carico medio mensile, calcolato come rapporto tra la quantità di energia termica richiesta per il raffreddamento e la ventilazione nel mese k-esimo ed il valore massimo dell'energia erogabile dalla macchina frigorifera nello stesso mese

Tabella 34: Parametri calcolo rendimento medio mensile

Per quanto riguarda la produzione di energia rinnovabile durante l'anno, quindi di autoproduzione, questa va divisa a seconda dei servizi energetici e delle esigenze di quel servizio, per diminuire il fabbisogno di energia primaria. Il metodo di ripartizione adottato dal *software* segue le indicazioni prescritte dalla UNI/TS 11300-5:2016, secondo le quali l'energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico deve essere ripartita sui diversi servizi energetici in proporzione ai fabbisogni di energia elettrica di ciascun servizio. La ripartizione inoltre deve essere effettuata obbligatoriamente su base mensile.

2.10 Rendimento medio stagionale e indice di prestazione energetica

A questo punto è importante definire un parametro che ci permette di confrontare le prestazioni energetiche di diverse soluzioni impiantistiche a parità di edificio. Si determina il rendimento medio stagionale di riscaldamento, secondo la UNI TS 11300-2, il prodotto tra il fabbisogno ideale di energia per il riscaldamento Q_h calcolato secondo la UNI TS 11300-1 e il fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento $Q_{H,p}$.

$$\eta_{g,H} = \frac{Q_h}{Q_{H,p}}$$

In modo del tutto analogo si calcola il rendimento medio stagionale dell'impianto di acqua calda sanitaria:

$$\eta_{g,W} = \frac{Q_{h,w}}{Q_{w,p}}$$

Il rendimento medio stagionale dell'impianto di raffrescamento viene definito secondo la UNI TS 11300-3 come:

$$\eta_{ms} = \frac{\sum_k (Q_{C,nd,k} + Q_{v,k})}{Q_{C,p}}$$

Un altro parametro utile è l'indice di prestazione energetica che ci permette di confrontare i consumi tra diversi edifici in quanto è definito come rapporto tra il consumo totale di energia primaria e la superficie utile dell'edificio S_U . Ad esempio, per la stagione di raffrescamento si ha:

$$EP = \frac{Q_{C,p}}{S_U} \text{ [kWh/m}^2 \text{ anno]}$$

3 Dimensionamento dei sottosistemi comuni a tutte le soluzioni impiantistiche proposte

Tutti gli impianti nella condizione di funzionamento nominale lavorano alle stesse temperature:

- Salto termico 14-18 °C in raffrescamento
- Salto termico 40-35 °C in riscaldamento
- Salto termico 55-50 °C per produzione acqua calda sanitaria

L'aver imposto il funzionamento nelle stesse condizioni permette di dare una valutazione oggettiva dei diversi sistemi impiantistici in quanto le caratteristiche, a parte quelle di generazione e di distribuzione primaria, saranno identiche per tutti gli impianti, facendo distinzione solamente alla categoria di appartenenza, se autonomi o centralizzati. In particolare, le caratteristiche comuni a tutte le soluzioni impiantistiche proposte sono:

- Sottosistema di emissione e regolazione;
- Rete di distribuzione utenza dei sistemi centralizzati;
- Rete di distribuzione utenza dei sistemi autonomi;
- Rete aeraulica e unità trattamento aria;
- Rete idrico-sanitaria nei sistemi centralizzati;
- Rete idrico-sanitaria nei sistemi autonomi;
- Rete di ricircolo nei sistemi centralizzati;
- Sistemi di accumulo centralizzati;
- Modulo produzione istantanea Acqua calda sanitaria nei sistemi centralizzati;
- Deumidificatore;
- Rete del circuito di preriscaldamento dell'unità di trattamento aria;
- Impianto fotovoltaico.

Alcune categorie, logicamente, sono presenti solo per gli impianti centralizzati come ad esempio la rete di ricircolo o i sistemi di accumulo centralizzati. Nei capitoli seguenti si approfondirà ognuna delle suddette caratteristiche.

3.1 Sottosistema di emissione e regolazione

Per quanto concerne il sistema di emissione, sono stati previsti come terminali i pannelli radianti per la quale il rendimento viene determinato secondo il prospetto 15 della UNI-TS 11300-2. Nel caso in esame il rendimento di emissione è del 98%. Per il sistema di regolazione, è stato previsto un sistema congiunto di compensazione climatica e regolazione di zona. Il sistema di regolazione è PI o PID (sistema proporzionale integrativo derivativo).

3.2 Dimensionamento reti di distribuzione secondaria

In virtù del calcolo dei carichi termici invernali ed estivi effettuati ai capitoli precedenti, sono stati scelti dei sistemi di generazione in grado di coprire la richiesta di carico e che saranno esposti successivamente. Prima di poter effettuare il calcolo del fabbisogno di energia primaria per le diverse soluzioni impiantistiche, è fondamentale definire la rete di distribuzione.

Sono state previste due configurazioni di rete di distribuzione, una per gli impianti centralizzati e una per gli impianti autonomi.

Il salto termico più basso, a parità di potenza da fornire, implica una maggiore portata e conseguentemente diametri più grandi.

Per dimensionare le tubazioni si considerano le condizioni peggiori, ossia quelle in cui la portata è più alta. Le condizioni peggiori si verificano in raffrescamento, dove i carichi richiesti da ogni ambiente sono più alti. Come detto precedentemente per dimensionare i terminali e le tubazioni si considera il carico termico di raffrescamento nell'ora di massimo carico dei singoli locali, che non corrisponde al massimo carico richiesto reale perché si verifica in orari diversi.

Da puntualizzare che in ogni appartamento è presente un deumidificatore a controsoffitto che è lo stesso per tutti gli appartamenti e permette di abbattere i carichi latenti, mantenendo le condizioni di umidità relativa dell'aria al 60 %. Il deumidificatore è alimentato da un fluido frigorifero, R134a, e contiene all'interno una batteria di raffreddamento, ad acqua, che porta l'aria alle condizioni desiderate. La portata massima che riesce a elaborare ogni deumidificatore è 0.066 [kg/s]. Quindi per ogni locale sono state distinti i carichi sensibili da quelli latenti, in quanto dei carichi sensibili se ne occupa il pannello radiante, mentre di quelli latenti il deumidificatore.

Per determinare la portata esatta che percorre la rete di distribuzione bisogna dimensionare correttamente i terminali di erogazione di ogni ambiente. La scelta del pannello radiante con le sue caratteristiche e le condizioni al contorno ci permettono di stabilire il valore di portata di ogni ambiente e conseguentemente di tutta la rete di distribuzione.

In particolare, seguendo il quaderno 4 della guida Caleffi, bisogna individuare:

- Condizioni al contorno: Temperatura ambiente e quella del locale o terreno sottostante;
- Parametri relativi alla configurazione: interasse tra i tubi e superficie coperta dal pannello;
- Parametri relativi al tubo: Diametro interno ed esterno e conducibilità del tubo;
- Parametri relativi alla struttura di contenimento del pannello: spessore e conducibilità del massetto, resistenza termica del pavimento e della parte inferiore al pannello;
- Temperatura di entrata del fluido termovettore.

La portate del pannello si calcolano con la formula e i parametri della seguente immagine:

$$G = \frac{Q}{(t_e - t_u) \cdot 1,16} \cdot \left[1 + \frac{\frac{1}{\alpha} + R_p + \frac{s_m}{\lambda_m}}{R_s} + \frac{S \cdot (t_a - t_s)}{Q \cdot R_s} \right]$$

ponendo: $\alpha = 10,8 \text{ W/m}^2\text{K}$

e dove: G = portata del pannello, l/h
 Q = flusso di calore emesso verso l'alto da un pannello, W

t_e = temperatura di entrata del fluido scaldante, °C
 t_u = temperatura di uscita del fluido scaldante, °C

s_m = spessore del massetto, m
 λ_m = conducibilità termica del massetto, W/mK

R_p = resistenza termica del pavimento, m²K/W
 R_s = resistenza termica sotto pannello, m²K/W

S = superficie coperta dal pannello, m²

t_a = temperatura dell'aria ambiente, °C
 t_s = temperatura del locale o del terreno sottostante, °C

Figura 36: Calcolo portata pannello radiante [20]

A titolo di esempio viene riportato il caso dell'appartamento 110 del generatore che ha salto termico di 4°C in raffrescamento:

Piano	Alloggio	Locale	Potenza frigo tot [W]	Potenza frigo sens [W]	Portata acqua sens [kg/s]	Portata acqua tot [kg/s]
	1	1 soggiorno/cucina	1668	1410	0,0842	
	1	1 Camera doppia	713	574	0,0343	
	1	1 Disimpegno	85	64	0,0038	
	1	1 Servizio igienico	205	205	0,0122	
TOT alloggio		1	2671	418	0,1346	0,2012

Figura 37: Esempio calcolo portata per appartamento

Per il dimensionamento delle tubazioni si utilizza il metodo con il bilanciamento al circuito più sfavorito. Per effettuare il calcolo in modo corretto, è stato utilizzato un *tool* del marchio *Caleffi* e si impone una perdita di carico lineare costante di 30 [mm c.a./m] e una velocità di max 1 [m/s] vicino gli alloggi e massimo 2 [m/s] sulle dorsali. Poiché ci si deve attenere a diametri commerciali, il software modifica le velocità e le perdite di carico in base alla portata e al diametro (il software fa l'interpolazione delle tabelle). In ogni caso per la scelta dei diametri tra quelli proposti, sono stati scelti quelli per la quale la perdita di carico ha una differenza di massimo 10 [mm c.a./m] da quella inizialmente imposta, ossia 30 [mm c.a./m]. Per le perdite localizzate, in virtù di esperienze pregresse, sono state valutate come il 30 % di quelle distribuite.

$$\Delta P_{\text{distr+loc}} = 1.3 \cdot \Delta P_{\text{distr}}$$

Le perdite di carico nell'attraversamento di oggetti voluminosi come collettori o scambiatori vengono addizionate al valore di $\Delta P_{\text{distr+loc}}$ al fine di trovare la perdita di carico totale.

Nella tabella seguente vengono riportate le cadute di pressione per ogni tratto e i relativi diametri:

ALLOGGIO	Portata acqua tot [kg/s]	Lunghezza tratto [m]	Diametro tubo [pollici]	ΔP [mm c.a.]	$\Delta P/L$ [mm c.a./m]	Velocità [m/s]	ΔP distr [Pa]	ΔP tot [Pa]
P-01-01	0,2012	14,77	3/4"	362,45	24,54	0,54	3624,48438	4711,83
P-01-02	0,1997	12,67	3/4"	306,53	24,19	0,53	3065,26	3984,84
P-01-03	0,1991	13,52	3/4"	325,17	24,06	0,53	3251,71	4227,22
P-01-04	0,2622	24,32	1"	332,91	13,69	0,44	3329,12	4327,86
P-02-01	0,2585	14,36	1"	179,07	12,47	0,44	1790,65	2327,85
P-02-02	0,2703	9,38	1"	127,23	13,56	0,56	1272,35	1654,05
P-02-03	0,2654	24,14	1"	317,39	13,15	0,45	3173,86	4126,02
P-03-01	0,1970	14,77	3/4"	348,42	23,59	0,53	3484,17	4529,42
P-03-02	0,2059	12,67	3/4"	324,65	25,62	0,55	3246,46	4220,40
P-03-03	0,2092	13,52	3/4"	356,66	26,39	0,56	3566,61	4636,59
P-03-04	0,2808	24,32	1"	354,07	14,56	0,48	3540,69	4602,89
P-04-01	0,3246	17,45	1"	333,07	19,09	0,55	3330,65	4329,85
P-04-02	0,3213	13,32	1"	249,47	18,73	0,54	2494,72	3243,14
Stacco-P1	0,8622	2,00	1 1/4"	60,00	29,8	0,84	600,00	780,00
Stacco-P2	0,7941	2,00	1 1/4"	51,00	25,55	0,78	510,00	663,00
Stacco-P3	0,8930	2,00	1 1/4"	64,00	31,82	0,87	640,00	832,00
Stacco-P4	0,6458	2,00	1 1/4"	35,00	17,36	0,63	350,00	455,00
D-PT-P1	3,1951	5,00	2"	247,30	49,46	1,44	2473,00	3214,90
D-P1-P2	2,3329	3,48	2"	95,60	27,47	1,05	955,96	1242,74
D-P2-P3	1,5388	3,26	1 1/2"	134,41	41,23	1,11	1344,10	1747,33
D-P3-P4	0,6458	3,26	1 1/4"	56,59	17,36	0,63	565,94	735,72

Figura 38: Cadute di pressione e diametro tubazioni climatizzazione

Per il calcolo delle perdite di distribuzione è importante conoscere i diametri delle tubazioni per poter calcolare le perdite termiche e la caduta di pressione complessiva, dimensionando così gli ausiliari elettrici di distribuzione.

Nella tabella seguente è riportata la perdita di carico di ogni tratto al fine di poter bilanciare la rete:

PERCORSO fino a	ΔP tot [Pa]	Bilanciamento [Pa]
P-01-01	38706,73	3019
P-01-02	37979,74	3745,795755
P-01-03	38222,12	3503,412107
P-01-04	38322,76	3403
P-02-01	37448,49	4277,04004
P-02-02	36774,70	4950,838139
P-02-03	39246,66	2478,875997
P-03-01	41566,39	159,139708
P-03-02	41257,37	468,160511
P-03-03	41673,56	51,972557
P-03-04	41639,86	85,671495
P-04-01	41726	0
P-04-02	40639	1086,706101

Tabella 35: Bilanciamento rete di climatizzazione

A questo punto si può scegliere la pompa di circolazione del circuito di distribuzione. Per la scelta è stato scelto il marchio Grundfos che nel proprio sito web mette a disposizione un tool per la scelta delle pompe mediante i dati in ingresso di portata e prevalenza. Per soddisfare le condizioni dei dati in ingresso è stata scelta una pompa dotata di inverter la cui potenza nominale è di 224 W.

3.3 Dimensionamento rete aeraulica e unità trattamento aria

Per dimensionare i condotti dell'aria bisogna conoscere la portata necessaria per mantenere una buona qualità dell'aria all'interno di ogni locale. Come specificato nei capitoli precedenti, è stato imposto 0.5 vol/h come ricambio d'aria in tutti gli ambienti tranne nei bagni ciechi per la quale è stato definito un ricambio d'aria pari a 6 vol/h e in cui è prevista solamente l'estrazione dell'aria.

In tutti i locali, come da buona norma, la portata estratta è il 90 % di quella immessa, in modo da mantenere gli ambienti in leggera sovrappressione. A titolo di esempio vengono riportate le portate di immissione e di estrazione del locale 110:

Piano	Alloggio	Locale	Portata aria imm [m ³ /h]	Portata aria estr [m ³ /h]
1	1	soggiorno/cucina	34,14	30,726
1	1	Camera doppia	18,45	16,605
1	1	Disimpegno	2,74	2,466
1	1	Servizio igienico	7,16	6,444
Tot alloggio		1	62,49	56,241

Figura 39: Portata d'aria immessa ed estratta nel locale 110

Il calcolo della portata di ogni ambiente ci permette di scegliere la bocchetta e individuare il numero di bocchette da installare in ogni ambiente. Inoltre, ci permette di calcolare la portata di aria totale che la VMC deve elaborare, che in questo caso è 1022.49 [m³/h].

Per il dimensionamento delle reti aerauliche viene adottato il metodo di perdita di carico lineare costante. Si assegna una caduta di pressione per unità di lunghezza che è costante lungo tutto il circuito. Per assegnare questa caduta di pressione, si parte dalla portata volumetrica totale da immettere in ambiente e si impone una velocità dell'aria iniziale all'interno del condotto (6 m/s), a valle del ventilatore di mandata. Dividendo la portata per la velocità si ottiene la superficie del condotto. Essendo nota la superficie del condotto circolare si determina il diametro equivalente. A questo punto si può entrare nel grafico e intersecando il diametro equivalente commerciale più vicino a quello calcolato, con la portata si individua la caduta di pressione lineare da imporre sulla tubazione.

Nel caso specifico è stata trovata una caduta di pressione lineare pari 2 Pa/m da imporre costante lungo tutto il circuito.

La scelta di tutti i canali di distribuzione è stata effettuata mediante un *tool* messo a disposizione dal marchio *Caleffi*. I dati di ingresso del tool sono: la portata di ogni tratto, la perdita di carico lineare e il materiale (lamiera zincata). Poiché, i diametri equivalenti sono dei diametri commerciali, a cui corrispondono valori di altezza e larghezza del canale (a e b), allora il software modifica la perdita di carico lineare per quel tratto in base ai valori di portata. Ogni qualvolta che la portata cambia a causa di una diramazione, si deve ricalcolare il diametro del condotto. Questo viene fatto inserendo nel tool il valore di portata di quella parte di condotto e la caduta di pressione lineare scelta inizialmente. Stesso ragionamento viene fatto per il dimensionamento del condotto di estrazione.

Questo calcolo permette di individuare tutti i diametri dei canali della rete di distribuzione e le perdite di carico di ogni tratto. Il calcolo delle perdite di carico consente di individuare qual è la bocchetta più sfavorita, quindi di poter dimensionare il ventilatore di mandata e di bilanciare la rete.

Le perdite localizzate, in virtù di esperienze pregresse, sono considerate pari al 30 % di quelle distribuite, mentre le perdite di carico nell'attraversamento di elementi della rete ove le perdite di carico sono ingenti, sono state considerate a parte, riferendosi ai dati delle schede tecniche.

Nella tabella seguente vengono riportate le perdite di carico del primo e del quarto piano per mostrare il bilanciamento della rete:

Percorso fino a bocchetta	ΔP distr percorso [Pa]	ΔP loc [Pa]	ΔP tot [Pa]	Bilanciamento [Pa]
P01-01-B1	26,2528	7,87584	308,62864	33,605
P01-01-B2	26,5348	7,96044	308,99524	33,2384
P01-02-B1	23,4948	7,04844	305,04324	37,1904
P01-02-B2	23,4948	7,04844	305,04324	37,1904
P01-03-B1	20,4708	6,14124	301,11204	41,1216
P01-03-B2	20,4508	6,13524	301,08604	41,1476
P01-04-B1	32,6898	9,80694	316,99674	25,2369
P01-04-B2	31,4738	9,44214	315,41594	26,8177
P01-04-B3	31,3098	9,39294	315,20274	27,0309
P01-04-B4	30,6998	9,20994	314,40974	27,8239
P04-01-B1	42,1388	12,64164	329,28044	12,9532
P04-01-B2	41,6528	12,49584	328,64864	13,585
P04-01-B3	52,1028	15,63084	342,23364	0
P04-02-B1	35,4818	10,64454	320,62634	21,6073
P04-02-B2	35,0528	10,51584	320,06864	22,165
P04-02-B3	35,8988	10,76964	321,16844	21,0652
P04-02-B4	36,8018	11,04054	322,34234	19,8913

Tabella 36: Perdite di carico e bilanciamento ventilazione

Con i dati di portata e perdita di carico raccolti sono stati dimensionati i ventilatori di mandata e ripresa che hanno una potenza nominale di 450 W . L'unità di trattamento aria scelta è della marca UTEK, modello CRHE-V 1600 che riesce ad elaborare fino a $1690 \text{ [m}^3/\text{h]}$ la cui classe di efficienza dei filtri *ePM1* è F7 (70%) ed *ePM10* è M5 (50%), mentre il livello di potenza sonora è di 58.6 dB . L'unità è completa di batteria idronica per il post trattamento dell'aria ed è dotata di recuperatore di calore che permette di recuperare l'86% in inverno e l'89% in estate. L'unità di trattamento aria è posta nella centrale termica al piano interrato.

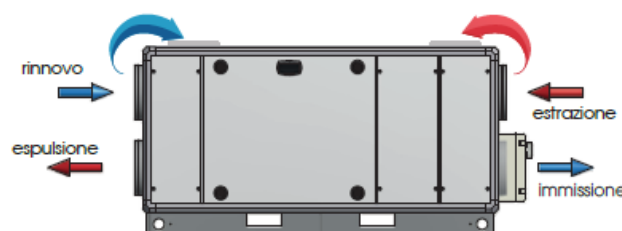


Figura 40: Unità di trattamento aria [21]

3.4 Dimensionamento rete idrico-sanitaria

Per il dimensionamento della rete idrico sanitari si fa riferimento alla normativa UNI 9182:2014.

Il parametro di calcolo più importante e allo stesso tempo non di facile stima è la *portata di progetto*. In altre parole, le tubazioni vanno dimensionate in base alla portata massima probabile e non secondo il criterio di considerare tutti i rubinetti aperti. Le portate di progetto dipendono da molti fattori:

- il numero degli apparecchi sanitari;
- le portate unitarie dei singoli apparecchi sanitari;
- la durata, la frequenza e la casualità d'uso a seconda della tipologia di utenza

Il riferimento normativo europeo è la norma UNI EN 806:2008. Per ogni tipo di apparecchio sono definite le portate unitarie secondo le due norme di riferimento:

TIPO APPARECCHIO	UNI 9182:2014		UNI EN 806	
	PORTATA UNITARIA	UNITA' DI CARICO	PORTATA UNITARIA	UNITA' DI CARICO
lavello cucina	0,2 l/s	2	0,15 l/s	1,5
lavabo	0,1 l/s	1	0,075 l/s	0,75
bidet	0,1 l/s	1	0,075 l/s	0,75
doccia	0,2 l/s	2	0,15 l/s	1,5
vasca	0,4 l/s	4	0,15 l/s	1,5
vaso a cassetta	0,1 l/s	1	0,3 l/s	3
lavabiancheria	0,2 l/s	2	0,2 l/s	2
lavastoviglie	0,2 l/s	2	0,2 l/s	2

Figura 41: Portate unitarie [22]

Le curve di contemporaneità sono dei diagrammi che permettono di ottenere, in funzione della portata totale, il valore corrispondente di portata di progetto. In questo caso sarà seguita la normativa europea UNI EN 806. Nell'immagine che segue viene mostrato un esempio di calcolo delle unità di carico dell'acqua calda sanitaria e dell'acqua fredda sanitaria di un alloggio:

Piano	Alloggio	Apparecchi	N apparecchi	Acqua fredda	Acqua calda	Tot. acqua calda + fredda	UC c P1-04	UC f P1-04
1	4	Lavabo	2	0,75	0,75	1	1,5	1,5
		Bidet	2	0,75	0,75	1	1,5	1,5
		Vaso a cassetta	2	3	0	3	0	6
		Doccia	2	1,5	1,5	2	3	3
		Lavabiancheria	1	2	2	2	2	2
		Lavello di cucina	1	1,5	1,5	2	1,5	1,5
		Lavastoviglie	1	2	2	2	2	2
		idrantino	1	2	0	2	0	2
		TOT					11,5	19,5

Figura 42: Unità di carico ACS e AFS di un alloggio

Per valutare la portata di progetto è stato utilizzato un foglio di calcolo che a partire dalla portata unitaria ha permesso di individuare la relativa portata di progetto **per ogni appartamento**, facendo l'interpolazione delle tabelle fornite dalla norma, come mostrato nella figura seguente:

Tratto	UC Caldo	Portata
	[l]	[l/s]
A_P01_01	8,50	0,43
A_P01_02	8,50	0,43
A_P01_03	8,50	0,43
A_P01_04	11,50	0,58
A_P02_01	11,50	0,58
A_P02_02	8,50	0,43
A_P02_03	11,50	0,58
A_P03_01	8,50	0,43
A_P03_02	8,50	0,43
A_P03_03	8,50	0,43
A_P03_04	11,50	0,58
A_P04_01	11,50	0,58
A_P04_02	11,50	0,58

Figura 43: Portata di progetto

Poi imponendo una velocità (1 m/s vicino l'utenza e 2 m/s nelle dorsali) e il tipo di tubazione (acciaio nero) si può determinare il diametro commerciale:

Tratto	UC Caldo	Portata	Ø minimo teorico	Ø commerciale	Ø interno Commerciale	Velocità tubazione
	[l]	[l/s]	mm	"	mm	m/s
A_P01_01	8,50	0,43	23,26	1/2"	16,40	2,01
A_P01_02	8,50	0,43	23,26	1/2"	16,40	2,01
A_P01_03	8,50	0,43	23,26	1/2"	16,40	2,01
A_P01_04	11,50	0,58	27,06	1/2"	16,40	2,72
A_P02_01	11,50	0,58	27,06	1/2"	16,40	2,72
A_P02_02	8,50	0,43	23,26	1/2"	16,40	2,01
A_P02_03	11,50	0,58	27,06	1/2"	16,40	2,72
A_P03_01	8,50	0,43	23,26	1/2"	16,40	2,01
A_P03_02	8,50	0,43	23,26	1/2"	16,40	2,01
A_P03_03	8,50	0,43	23,26	1/2"	16,40	2,01
A_P03_04	11,50	0,58	27,06	1/2"	16,40	2,72
A_P04_01	11,50	0,58	27,06	1/2"	16,40	2,72
A_P04_02	11,50	0,58	27,06	1/2"	16,40	2,72

Figura 44: Diametri tubazione ACS

Sommando le portate di ogni alloggio si possono individuare gli stacchi al piano e la portata totale in mandata dalla centrale termica.

3.5 Dimensionamento della rete di ricircolo sanitario

Le reti di ricircolo servono a mantenere in circolazione l'acqua calda, per impedire che, ristagnando, possa raffreddarsi. È così possibile garantire a tutti i rubinetti temperature di erogazione pressoché costanti. Il dimensionamento della rete di ricircolo è effettuato con riferimento all'appendice L, procedura B, della norma UNI 9182. Per effettuare il calcolo si fanno le seguenti assunzioni:

Velocità vicino pompa [m/s]	0,7
Dispersioni in centrale termica [W/m]	11
Dispersioni in cavedio [W/m]	7
densità [kg/l]	1
cp [Wh/kg K]	1,2
dT [K]	2
Velocità lontano pompa [m/s]	0,3

Tabella 37: Assunzioni per il dimensionamento della rete di ricircolo

La portata della pompa si determina con la seguente formula:

$$V_p = \frac{\sum l \cdot q_w}{\rho c_p \Delta T}$$

l	lunghezza tubazione di acqua calda [m]
q_w	Dispersioni in centrale termica o cavedio [W/m]
ΔT	salto termico max. ammesso fra la T di mandata e quella erogata dal rubinetto più sfavorito [°C]

Tabella 38: Parametri portata pompa ricircolo

Ad ogni diramazione si calcola la portata in volume nel tratto che dirama nel modo seguente:

$$V_a = V \cdot \frac{Q_a}{Q_a + Q_d}$$

V_a	Portata della tubazione che dirama [m^3/h]
V	Portata in ingresso alla diramazione [m^3/h]
Q_a	Dispersione termica di tutte le tubazioni a valle della tubazione che dirama [W]
Q_d	Dispersione termica di tutte le tubazioni a valle della tubazione che prosegue [W]

Tabella 39: Parametri calcolo portata diramazione

Dove le dispersioni termiche si calcolano come prodotto tra la lunghezza della tubazione (che dirama o che prosegue) e il calore mediamente disperso in un metro di tubazione (cavedio o centrale termica). V_a corrisponde alla portata di ogni piano.

	Portata pompa [l/h]	Portate piani [l/h]	Portate dorsali [l/h]	Potenza pompa [W]	Potenza diramazione piano [W]	Potenza dorsali [W]
	1811,806567					
Diram vs P4		339,7292291			474,9261	
Dors vs p4			339,7292291			22,82
Diram vs P3		537,422066			787,391	
Dors vs p3			877,1512951			22,82
Diram vs P2		412,8008045			615,5446	
Dors vs p2			1289,9521			22,82
Diram vs P1		521,8544671			787,391	
Dors vs p1			1811,806567			24,36
P0+S1		1811,806567			0	0

Tabella 40: Portate di ricircolo nelle dorsali e nelle diramazioni

A partire dalle portate nelle diramazioni si fa lo stesso discorso per individuare le portate in ogni appartamento. In questo caso le diramazioni sono gli stacchi dal satellite di utenza verso gli appartamenti. Dopo aver individuato le portate che attraversano tutte le tubazioni si possono individuare i diametri e le perdite di carico di ogni tratto con i metodi visti ai paragrafi precedenti, ossia il metodo di perdita di carico lineare costante. Si impone una perdita di carico lineare pari 30 mm c.a./m e si utilizza il *tool* fornito dal sito *Caleffi* per individuare i diametri.

Tratto	Diametro piani [poli]	Diametro dorsale [poli]	Piano	Diametro app 1 [pol]	Diametro app 2 [pol]	Diametro app 3 [pol]	Diametro app 4 [pol]
Diram vs P4	3/4"		P4	1/2"	1/2"		
Dors vs p4		3/4"	P3	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
Diram vs P3	1"		P2	1/2"	1/2"	1/2"	
Dors vs p3		1 1/4"	P1	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
Diram vs P2	1"						
Dors vs p2		1 1/2"					
Diram vs P1	1"						
Dors vs p1		2"					

Tabella 41: Diametri dorsali, diramazioni e stacchi appartamenti

Le perdite localizzate, come negli altri casi, vengono valutate come il 30% delle perdite distribuite, tranne nei componenti dove le perdite di carico sono ingenti, come lo scalda acqua istantaneo, in cui la perdita di carico è di 50 kPa . In definitiva le perdite di carico per ogni appartamento e la prevalenza della pompa sono riportate nella tabella seguente:

PIANO	Dp tot app1 [kPa]	Dp tot app2 [kPa]	Dp tot app3 [kPa]	Dp tot app4 [kPa]
P4	67,319159	63,76193		
P3	62,380628	61,256687	61,644425	66,03485
P2	61,409801	59,392253	64,7576	
P1	59,837828	58,713887	59,101625	63,49205

Tabella 42: Prevalenza pompa e perdite di carico per ogni appartamento

Con i dati raccolti è stata dimensionata la pompa di ricircolo dell'ACS che ha una potenza nominale di 81 W .

3.6 Sottosistema di accumulo

I sistemi di accumulo, così come le reti di distribuzione secondaria e i terminali di erogazione, sono stati dimensionati per tutte le tipologie di soluzioni impiantistiche. Per il dimensionamento del sistema di accumulo dell'acqua calda tecnica sanitaria è stato utilizzato la guida presente all'interno del *quaderno 16* Caleffi sul dimensionamento dei bollitori. In particolare, per gli edifici residenziali la guida fornisce valori di consumi nei periodi di punta, durata massima del periodo di punta, periodo di preriscaldamento e fattore di contemporaneità a seconda degli alloggi, come mostrato in figura:

TAB. 2 - DATI PER IL CALCOLO DEI BOLLITORI					
TIPO UTENZA	Consumi nei periodi di punta		temperatura utilizzo	periodo punta	periodo prerisc.
Edifici Residenziali	260 l	per ogni alloggio con 1 locale servizi (1)	40°C	1,5 h	2,0 h
	340 l	per ogni alloggio con 2 locali servizi (1)			

Figura 45: Tabella quaderno Caleffi sul dimensionamento dei bollitori [23]

Si deve calcolare il consumo totale di punta di tutto l'edificio:

$$C = 300 \cdot n_{\text{appartamenti}} \cdot f_{\text{contemporaneità}} [L]$$

Il numero degli appartamenti è 13 e il fattore di contemporaneità fornito dalle tabelle è 0.9. Il numero di litri medio per ogni alloggio è 300. La potenza media richiesta nel periodo di punta è data da:

$$Q_{\text{punta}} = C \frac{\Delta T}{\text{periodo di punta}}$$

Il periodo di punta, come riportato dalle tabelle è 1.5 h, mentre il ΔT è quello tra l'acqua fredda sanitaria (15°C) e l'acqua calda sanitaria (45°C). A questo punto si calcola la differenza di potenza tra quella di punta, appena calcolata, e quella che può fornire l'impianto in ogni istante. Questa differenza di potenza moltiplicata per il periodo di punta fornisce il valore di energia che il serbatoio di accumulo deve avere per soddisfare il consumo dell'intero edificio nel periodo di punta con l'azione congiunta dell'impianto. Dividendo questo valore di energia per la differenza di temperatura si ottiene il volume dell'accumulo. Nell'immagine vengono riportate le valutazioni eseguite su un foglio di calcolo:

consumo nel periodo di punta	300	lit
nr alloggi	13	
fattore contemporaneità	0,9	
consumo totale di punta	3510	lit
ΔT AFS/ACS	35	°C
temperatura minima AFS	10	°C
temperatura minima accettabile mandata ACS	45	°C
temperatura iniziale accumulo	55	°C
	60,8	kWt
potenza termica pdc alle condizioni t min invernale		
periodo di punta	1,5	h
potenza media richiesta nel periodo di punta	95,23	kW
Differenza di potenza pdc-potenza media rich	-34,43	kW
perdita di temperatura / ora	-6,67	°C
perdita di temperatura alla fine del periodo di punta	-10,00	°C
tempo di preriscaldamento:	50,97	min
temperatura finale accumulo	45,00	°C
Accumulo ACS valore minimo	4441,8	lit

Figura 46: Calcolo volume accumulo

Nel caso specifico sono stati scelti due accumuli da 2000 litri. I parametri d'interesse per valutare le perdite di accumulo sono: il diametro esterno e l'altezza per calcolare la superficie esterna che scambia con l'aria esterna, il diametro dell'isolante con la sua conducibilità, la temperatura dell'accumulo e l'ambiente in cui si trova.

Invece per quanto riguarda il dimensionamento degli accumuli dei circuiti di acqua tecnica, questi sono stati dimensionati secondo il criterio di dividere il carico di progetto estivo per un valore che va da 20 a 30. Quindi si può concludere che il serbatoio è in grado di accumulare circa 25 W/l. È previsto un accumulo da 1500 litri. Anche in questo caso i dati d'interesse per calcolare le perdite sono: il diametro esterno e l'altezza per calcolare la superficie del serbatoio che scambia con l'aria esterna, il diametro dell'isolante con la sua conducibilità, la temperatura dell'accumulo e l'ambiente in cui si trova.

3.7 Dimensionamento del modulo di produzione istantanea dell'acqua calda sanitaria

Per ridurre gli ingombri, per questioni igieniche, per facilità d'installazione e manutenzione e per l'abbattimento del rischio legionella si utilizza il modulo di produzione istantanea in abbinamento ad un Puffer, in modo da accumulare acqua tecnica anziché acqua sanitaria.

Il modulo di produzione istantanea di acqua calda sanitaria è uno scambiatore di calore che permette di produrre acqua calda sanitaria se collegato ad un accumulo termico di acqua calda tecnica. Il dimensionamento avviene attraverso un'equazione di primo principio della termodinamica.

$$Q_{MACS} = \dot{m}_{progetto} c_p \Delta T$$

Dove Q_{MACS} è la potenza termica che lo scambiatore di calore deve essere in grado di produrre, ΔT è il salto termico tra l'acqua calda sanitaria e l'acqua fredda sanitaria (45-15).

$\dot{m}_{progetto}$ è la portata di progetto calcolata non come somma delle portate di progetto come nel caso della rete di distribuzione, ma come se l'appartamento fosse unico. Questa portata serve per dimensionare gli accumuli e lo scambiatore. Il calcolo della portata di progetto è stato effettuato utilizzando la tabella di pag 35 del quaderno 5 *Caleffi* che riporta la portata effettiva in funzione della portata unitaria secondo la norma 9182. Nell'immagine seguente viene riportato il calcolo:

	nr	Q unit.	Q utenza
Lavabi	19	0,10 l/s	1,90 l/s
Bidet	19	0,10 l/s	1,90 l/s
Vasca Bagno	0	0,20 l/s	0,00 l/s
Doccia	19	0,15 l/s	2,85 l/s
Lavello cucina	13	0,20 l/s	2,60 l/s
		Q tot app	9,25 l/s
		nr app	1
		Gta	9,25 l/s
			APRI
		Gpr	1,75 l/s
		Q prog	105 l/min

Figura 47: Calcolo della portata di progetto per scambiatore

Si può quindi dimensionare lo scambiatore istantaneo:

DATI TECNICI MODULO MACS®	Modulo da 70 Kw	Modulo da 120 Kw
Portata massima mandata primario	1.200 l/h	1620 l/h
Portata massima uscita secondario (ACS)	1.800 l/h ΔP 0,5 bar	3.000 l/h ΔP 0,5 bar
Portata max ACS	30 lt/min	50 lt/min
Produzione ACS (10-45°C) con accumulo a 70°C	24 lt/min	41 lt/min
Temperatura massima esercizio	90 °C	90 °C

Tabella 43: Dati MACS [24]

Nella fattispecie, dato che la portata massima di ACS è 50 l/min si scelgono due moduli da 120 kW.

3.8 Dimensionamento deumidificatore

In tutti gli alloggi è prevista la presenza di un deumidificatore che è della stessa tipologia per tutti gli alloggi e per tutte le soluzioni impiantistiche. Il funzionamento si basa sul principio fisico per cui l'aria quando viene a contatto di una superficie fredda la bagna cedendo umidità sotto forma di gocce di condensa. In pratica una macchina frigorifera mantiene freddo un serpentino alettato (evaporatore) attraverso il quale viene fatta passare l'aria che si raffredda e si deumidifica.

Successivamente passando attraverso uno scambiatore di calore caldo (condensatore) l'aria si riscalda. Il sistema prevede, oltre agli scambiatori di calore propri del ciclo frigorifero (evaporatore e condensatore), un compressore ermetico, batterie di pre e post raffreddamento ad acqua, ventilatore a bassa velocità per la massima silenziosità. Con la batteria di post-raffreddamento l'aria si raffredda leggermente tornando in ambiente indicativamente alla temperatura iniziale (deumidificatore isotermico).

Nell'immagine seguente vi è riportato lo schema di funzionamento del deumidificatore.



Figura 48: Schema di funzionamento deumidificatore [25]

L'aria umida viene ripresa dall'ambiente tramite il ventilatore, fatta passare prima attraverso il filtro, poi attraverso la batteria ad acqua di preraffreddamento dove viene raffreddata e portata ad una condizione prossima alla curva di saturazione, e infine inviata alla batteria evaporante dove viene ulteriormente raffreddata e deumidificata. L'aria passa quindi nella batteria condensante dove viene post-riscaldata (ad umidità assoluta costante) e nella batteria di post-raffreddamento dove viene riportata alle condizioni richieste [26].

Portata d'aria (con filtro pulito) contropressione 30 Pa (a 40 Pa 280 mc/h)	300 m ³ /h
Livello pressione sonora Lps (a 3m in campo libero)	38 db(A)
Refrigerante (per la quantità vedere etichetta di macchina)	R134a
Controllo dello sbrinamento standard	elettronico
Attacchi Acqua IN/OUT	3/8"
Attacco sulla macchina per scarico condensa (tubo di gomma) diam.	16 mm
Campo di funzionamento (temperatura)	20 - 33 °C
Campo di funzionamento (umidità relativa)	45 - 98 %
Range di temperatura di ingresso acqua	15 - 18 °C
Capacità di condensazione nominale (26°C - 65 % - acqua in. 16°C)	24 l/g
Portata acqua di raffreddamento (temp. ingresso 15-18°C)	180 l/h
Perdita di carico acqua di raffreddamento	13 kPa

Potenza nom. media assorbita (a 26°C, 60% U.R.) con acqua a 16°C	390 W
Massima potenza assorbita (a 32°C, 95% U.R.) con acqua a 20°C	470 W
Max. corrente assorbita (a 32°C, 95% U.R.) F.L.A.	2.8 A
Corrente di spunto L.R.A.	20.0 A

Peso	42 kg
Dimensioni LxHxP (compreso quadro elettrico)	756x260x802 mm

Tabella 44: Caratteristiche tecniche deumidificatore [25]

3.9 Dimensionamento del circuito di preriscaldamento dell'aria nell'UTA

Un altro elemento che si può considerare lo stesso per tutte le tipologie di impianti è la tubazione che preriscalda l'aria in ingresso all'unità di trattamento aria. Per dimensionare la tubazione si deve conoscere la portata e per effettuare il calcolo della portata si considerano le condizioni peggiori. Come mostrato nei paragrafi precedenti la portata massima di immissione è di 1022 m³/h e il carico di ventilazione più alto si verifica nel caso invernale, dove la differenza di temperatura è di 25 °C. Si determina il carico per ventilazione in assenza anche di recuperi con la seguente formula:

$$Q_v = \rho_{aria} \cdot c_{p,aria} \cdot \dot{V} \Delta T_{progetto}$$

Q_v	Carico di ventilazione [W]
ρ_{aria}	Densità aria [kg/m ³]
$c_{p,aria}$	Calore specifico aria [J/kg K]
$\dot{V}$	Portata aria [m ³ /s]
$\Delta T_{progetto}$	Differenza di temperatura di progetto 25 °C

Tabella 45: Parametri carico di ventilazione

Si pone il carico di ventilazione uguale a quello che deve fornire la tubazione:

$$Q_v = Q_{preriscaldamento}$$

E da qui si determina la portata che deve attraversare la tubazione:

$$\dot{m} = \frac{Q_{preriscaldamento}}{c_{p,acqua} \cdot \Delta T_{impianto}}$$

Dove $\Delta T_{impianto}$ è di 5 °C, perché essendo un impianto a pavimenti radianti è stato deciso di far lavorare i terminali con la temperatura di mandata di 40 °C e di ritorno di 35 °C.

La portata calcolata è di 0.41 kg/s a cui imponendo una perdita di carico lineare costante pari a 30 mm c.a./m e una velocità intorno a 1 m/s si ottiene un diametro di 1 pollice.

La potenza elettrica nominale della pompa che alimenta questo circuito è di 45 W.

3.10 Impianto fotovoltaico

Sulla copertura dell'edificio è stato installato un impianto fotovoltaico in modo da poter ridurre il consumo di energia primaria, abbassando i fabbisogni di energia elettrica richiesti alla rete. L'impianto fotovoltaico utilizzato è valido per tutte le configurazioni impiantistiche per la produzione di acqua calda/refrigerata che saranno viste nel seguito della trattazione. Le caratteristiche dell'impianto vengono di seguito riportate:

Inclinazione rispetto al piano orizzontale $[\text{°}]$	5
Orientamento rispetto al sud $[\text{°}]$	0
Coefficiente di riflettanza	0.60
Numero moduli	44
Potenza di picco modulo $[W]$	370
Superficie utile singolo modulo $[m^2]$	1.75
Fattore di efficienza	0.70
Potenza assorbita dagli ausiliari elettrici $[W]$	200
Ore di funzionamento annue $[h]$	2000
Ombreggiamento	nessuno

Tabella 46: Caratteristiche impianto fotovoltaico

Questi parametri permettono di adempiere alle verifiche di legge del *DLgs 3 Marzo 2011 n.28 allegato 3*, sulla copertura da fonte rinnovabile.

Tipo di verifica	Esito	Valore ammissibile		Valore calcolato	u.m.
Copertura totale da fonte rinnovabile	Positiva	50.00	<	65,78	%
Copertura acqua sanitaria da fonte rinnovabile	Positiva	50,0	<	77,1	%
Verifica potenza elettrica installata	Positiva	7,68	<	16,28	kW

Figura 49: Verifiche di legge su copertura fonte rinnovabile

4 Soluzioni impiantistiche proposte

Nel panorama impiantistico esistono due tipologie di sistemi di climatizzazione, vale a dire, impianti centralizzati e impianti autonomi. Gli impianti centralizzati prevedono l'utilizzo di un unico generatore che serve più abitazioni ed un sistema di tubazioni in grado di raggiungere tutti gli appartamenti collegati. Si tratta, quindi, di un impianto molto grande e radicato che, soprattutto per quanto riguarda i condomini con numerosi appartamenti, richiede locali dedicati dove collocare il generatore ed una manutenzione costante al fine di garantire un funzionamento corretto per tutto l'anno [27]. Quindi, qualora si voglia utilizzare un impianto di tipo centralizzato, bisogna definire dei locali appositi per il posizionamento delle macchine già in fase di progettazione architettonica-strutturale.

Uno dei principali vantaggi dei sistemi centralizzati è che possono soddisfare i requisiti di riscaldamento, raffrescamento, produzione dell'acqua calda sanitaria e ventilazione dell'aria di più locali o edifici contemporaneamente, perché utilizzano apparecchiature con grande capacità e alta efficienza. Inoltre, questi tipi di impianti sono economicamente più convenienti rispetto ai sistemi autonomi centralizzati.

Gli impianti di riscaldamento autonomo sono dei sistemi regolati dalle normative di legge, in particolare dai decreti 412/93 e 551/99. Si tratta di impianti che non dipendono da altre unità abitative, perciò l'installazione, la manutenzione e la gestione sono a carico del proprietario dell'immobile. Questi sistemi consentono un'autonomia completa della climatizzazione domestica, infatti possono essere impostati in base alle proprie esigenze personali. Questi sistemi permettono agli utenti di avere una maggiore flessibilità nel controllare i terminali. Adottando questo tipo di metodo di controllo, l'energia fornita dal sistema verrebbe ridotta in modo efficace. Tuttavia, la legge prevede alcuni vincoli tecnici e operativi.

Ad esempio, la temperatura interna dell'abitazione non deve superare i 20°C, con uno scarto di tolleranza di 2°C, l'impianto deve essere a norma e certificato ed è necessario provvedere alla manutenzione periodica affidandosi a una ditta specializzata, inoltre, qualora il rendimento fosse al di fuori dei parametri di legge bisogna sostituire l'impianto a proprio spese [28].

Nei sistemi autonomi non è previsto un sistema di distribuzione primaria e inoltre la distribuzione utenza ha una rete molto più breve perché il generatore si trova già all'interno dello spazio climatizzato e non in centrale termica. Per di più negli impianti autonomi, non è previsto il sottosistema di accumulo di acqua tecnica, che si traduce in un ulteriore risparmio di energia [29].

La climatizzazione centralizzata è stata recentemente al centro di numerosi cambiamenti, tra cui l'introduzione delle valvole termostatiche e dei contabilizzatori, per consentire una gestione personalizzata dei consumi e della temperatura. Tuttavia, soltanto la climatizzazione autonoma consente una personalizzazione completa, in quanto accensione e spegnimento degli impianti sono standardizzati, perciò, è possibile intervenire sui terminali di emissione soltanto durante il funzionamento dell'impianto. La norma di riferimento per i sistemi centralizzati di riscaldamento è la UNI 10200, entrata in vigore a partire dal 30 giugno 2017, dove sono contenute informazioni dettagliate in merito alla contabilizzazione, alla termoregolazione dell'impianto, alle nuove tabelle millesimali per la ripartizione delle spese condominiali delle utenze condivise e dei consumi energetici.

Se fino a qualche anno fa la gestione era automatizzata, quindi il tecnico effettuava delle impostazioni in linea con le direttive dell'assemblea condominiale, oggi è possibile godere comunque di una discreta autonomia.

Questa tipologia di impianto conferisce, quindi, quasi, la stessa indipendenza di quello autonomo ed ha una manutenzione molto più semplificata sia per la gestione che per i costi [30].

Infine, mentre, fino a qualche anno fa gli impianti autonomi avevano basse efficienze rispetto ai sistemi centralizzati, negli ultimi anni si può notare un'inversione di tendenza. Difatti, per le caldaie il gap è stato accorciato ma non azzerato, mentre per quanto riguarda per le pompe di calore i redimenti sono confrontabili.

Uno svantaggio riguardante i sistemi autonomi è quello dell'occupazione di uno spazio interno all'abitazione che ha molto più valore economico rispetto al locale tecnico degli impianti centralizzati. Quindi, anche per i sistemi autonomi già in fase di progettazione architettonico-strutturale si deve prevedere lo spazio preciso in cui collocare le macchine. Si deve fare particolare attenzione a questo aspetto perché la gestione degli spazi interni all'abitazione è fattore fondamentale nella progettazione degli edifici.

Inoltre, se si installano delle pompe di calore aria-acqua, bisogna prevedere l'apposita collocazione dell'unità esterna. Difatti, è importante la presenza di balconi negli appartamenti in modo da posizionare le macchine e da poterle raggiungere agevolmente per installazione e manutenzione.

Nella trattazione che si affronterà di seguito, sono stati modellati e simulati 6 configurazioni impiantistiche, di cui 4 rientrano nella tipologia di impianto centralizzato e gli altri 2 di sistemi autonomi. Le configurazioni che si andranno ad esaminare sono:

- Pompa di calore aria-acqua centralizzata per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;
- Pompa di calore acqua-acqua centralizzata per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;
- Sistema ibrido con pompa di calore aria-acqua e caldaia a condensazione per riscaldamento e acqua calda sanitaria in inverno. Pompa di calore aria-acqua per raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria in estate;
- Teleriscaldamento per riscaldamento e acqua calda sanitaria. Collettori solari termici per produzione di acqua calda sanitaria e pompa di calore aria-acqua per raffrescamento estivo.
- Pompe di calore aria-acqua autonome per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;
- Pompa di calore acqua-acqua autonome per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;

4.1 Sistema centralizzato con pompa di calore aria-acqua

Una pompa di calore è in grado di climatizzare gli ambienti e produrre acqua calda sanitaria in maniera sostenibile perché sfrutta una fonte rinnovabile gratuita: cattura il calore presente nell'aria e la trasferisce mediante un ciclo frigorifero all'acqua dell'impianto, a fronte di un consumo abbastanza contenuto di energia elettrica. Non bruciando fonti fossili, non vengono emesse sostanze inquinanti o climalteranti. Produrre energia termica utilizzando una fonte rinnovabile gratuita assicura, in linea generale, un risparmio sui costi di riscaldamento. Abbinando alla pompa di calore un impianto fotovoltaico per la produzione dell'elettricità, si riduce notevolmente il fabbisogno di energia elettrica richiesta alla rete e conseguentemente i costi in bolletta. Le pompe di calore reversibili possono essere utilizzate non solo per riscaldare e produrre acqua calda sanitaria, ma anche per il raffrescamento estivo degli ambienti, facendo circolare acqua "refrigerata" all'interno dei circuiti degli impianti. Questo avviene, semplicemente, invertendo il ciclo di funzionamento della macchina: il calore viene catturato dall'interno dell'abitazione e trasferito all'aria esterna.

Rispetto a un impianto di tipo tradizionale con caldaia, una pompa di calore non richiede di predisporre una canna fumaria. Quindi si può evitare la verifica e messa a norma dello scarico fumi.

Di contro una pompa di calore richiede spazi di installazione superiori rispetto alle caldaie. Le pompe di calore hanno limiti operativi: significa che per dare il massimo in termini di prestazioni e rendimento devono lavorare entro determinati range di temperatura. Le pompe di calore evolute sono in grado di operare anche con temperature esterne particolarmente rigide, ma il loro funzionamento potrebbe non essere efficiente e quindi non risultare conveniente dal punto di vista economico. Inoltre, funzionando con basse temperature di mandata, i terminali dell'impianto devono essere pannelli radianti a pavimento oppure ventilconvettori, mentre i comuni radiatori non sono adatti [31]. A causa del compressore e del ventilatore, è inevitabile che le pompe di calore generino rumore, questo è compreso tra i 40 e i 60 decibel. A causa della presenza del ventilatore le pompe aria-acqua sono tra le più rumorose. Le emissioni sonore si possono comunque ridurre al minimo con una scelta strategica della PdC e apposite misure antirumore. I valori limiti sono definiti nell'allegato 6 dall'OIF (organizzazione internazionale della francofonia) per gli impianti di riscaldamento, raffrescamento e ventilazione. Gli edifici residenziali appartengono alla categoria con grado di sensibilità I [32].

Grado di sensibilità (art. 43)	Valore di pianificazione Lr in dB (A)		Valore limite d'immissione Lr in dB (A)		Valore d'allarme Lr in dB (A)	
	Giorno	Notte	Giorno	Notte	Giorno	Notte
I	50	40	55	45	65	60

Figura 50: Valori limiti del rumore definiti dall'OIF [33]

Per soddisfare le richieste di carico massimo invernale ed estivo e per la produzione di acqua calda sanitaria vengono installate due pompe di calore reversibili ad alta efficienza la cui sorgente esterna è l'aria. Le condizioni operative e i dati nominali in riscaldamento sono:

Temperatura ingresso fluido condensatore [°C] (lato utenza)	35
Temperatura uscita fluido condensatore [°C] (lato utenza)	40
Temperatura aria esterna [°C]	-5
Portata acqua condensatore [l/s]	1.372
Potenza assorbita [kW]	9.24
COP	2.77

Tabella 47: Condizioni operative riscaldamento

Mentre le condizioni operative e i dati nominali per il raffrescamento sono:

Temperatura ingresso fluido evaporatore [°C] (lato utenza)	18
Temperatura uscita fluido evaporatore [°C] (lato utenza)	14
Temperatura aria esterna [°C]	32
Portata acqua evaporatore [l/s]	2.45
Potenza assorbita [kW]	11.7
EER	3.48

Tabella 48: Condizioni operative in raffrescamento

Nelle condizioni di produzione di acqua calda sanitaria, le condizioni operative e i dati nominali sono:

Temperatura ingresso fluido condensatore [°C] (lato utenza)	50
Temperatura uscita fluido condensatore [°C] (lato utenza)	55
Temperatura aria esterna [°C]	7
Portata acqua condensatore [l/s]	1.896
Potenza assorbita [kW]	13.19
COP	3.01

Tabella 49: Condizioni operative in ACS

I dati di potenza nominale forniti dal costruttore sono calcolati secondo la EN 14511. Per il riscaldamento si ha una potenza nominale di 25.6 kW, mentre per il caso estivo 40.7 kW.

Nella scelta delle macchine è stata fatta la considerazione di avere un quasi completo backup, ossia la capacità di soddisfare le esigenze dell'edificio anche nel caso in cui una delle due pompe di calore non funzioni.

Le due pompe di calore sono poste nel sottotetto dell'edificio e lavorano con una differenza di temperatura di 5 °C nelle condizioni di riscaldamento e 4°C in raffrescamento. Ogni impianto ha una propria potenza nominale e una propria portata nominale che è fondamentale per la determinazione della potenza elettrica della pompa di distribuzione primaria. Nel caso specifico, considerando tutte le perdite localizzate e distribuite lungo il percorso, la potenza elettrica della pompa che serve il circuito di distribuzione primaria è 316 W per ogni pompa di calore.

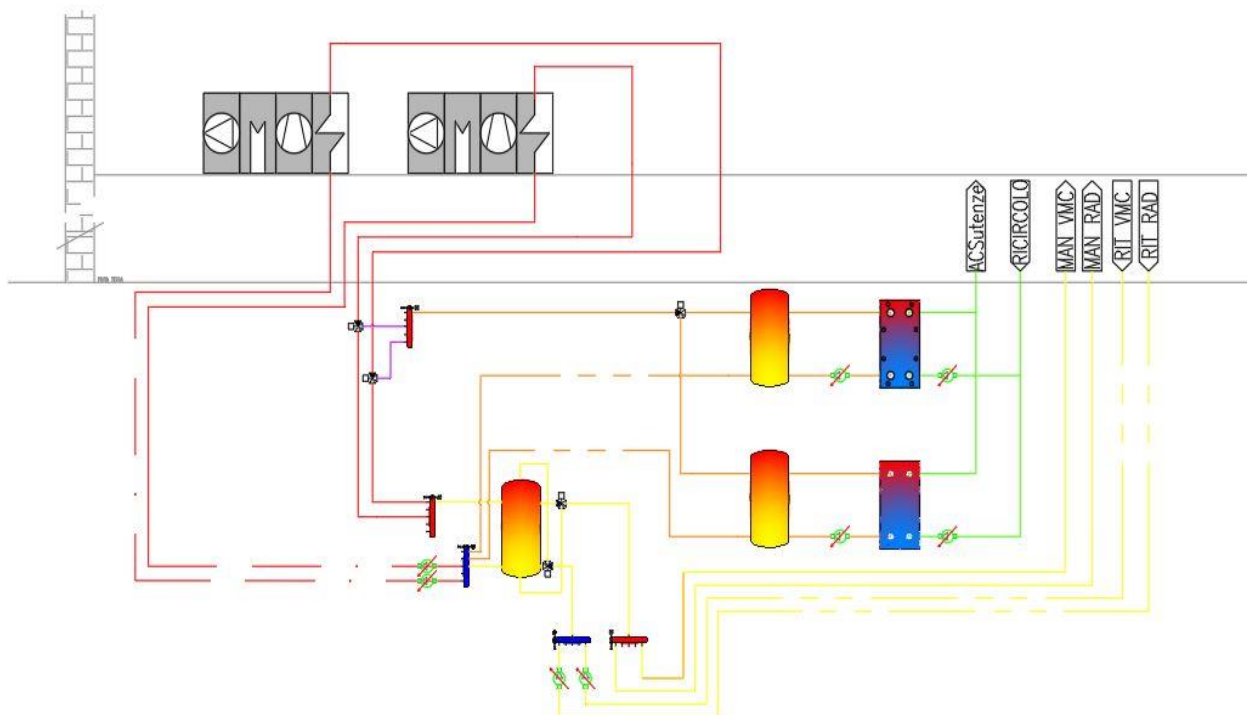


Figura 51: Schema funzionale sistema con pompa di calore con sorgente aria esterna

Dal sottotetto parte la rete di distribuzione primaria che raggiunge la centrale termica dove vi è la presenza di una valvola a tre vie deviatrice che si aziona mediante un segnale elettrico e serve a far commutare la pompa di calore dal funzionamento per produzione di acqua tecnica, con temperatura di mandata a 40°C, al funzionamento per produzione di acqua tecnica sanitaria a 55°C. La commutazione avviene ogni qualvolta la sonda di temperatura posta sull'accumulo di acqua tecnica sanitaria misura una temperatura inferiore a quella prefissata (circa 2 °C in meno della temperatura di mandata).

La tubazione di acqua tecnica dopo la valvola a tre vie raggiunge un collettore, dove si uniscono le portate delle due pompe di calore che andranno, mediante un'unica tubazione, all'interno del volano di acqua tecnica che si trova alla temperatura di 40°C in inverno e 14°C in estate. A valle del volano vi è il collettore di centrale da cui parte una rete di distribuzione verso il circuito dei pannelli radianti e un'altra rete che serve a preriscaldare o preraffreddare l'aria della VMC.

Dalla valvola di commutazione a tre vie parte il circuito primario dell'acqua tecnica sanitaria, in cui la tubazione raggiunge gli accumuli di acqua tecnica sanitaria posti a 55°C. Dagli accumulatori l'acqua tecnica raggiunge degli scambiatori di calore (MACS) in grado di scaldare l'acqua sanitaria alla temperatura di mandata desiderata. Il circuito di acqua calda sanitaria è messo in priorità rispetto a quello di riscaldamento/raffrescamento.

Per valutare il coefficiente di prestazione medio mensile e di conseguenza il fabbisogno di energia primaria, come visto nei capitoli precedenti, bisogna conoscere il funzionamento alle condizioni di riferimento per il riscaldamento.

UNI-TS 11300-4 _ Dati di Potenza e COP a pieno carico

Temp. aria esterna	°C	-7,0	-7,0	-7,0	2,0	2,0	2,0	7,0	7,0	7,0	12,0	12,0	12,0
Temp. ingresso condensatore	°C	30,00	40,00	50,00	30,00	40,00	50,00	30,00	40,00	50,00	30,00	40,00	50,00
Temp. uscita condensatore	°C	35,00	45,00	55,00	35,00	45,00	55,00	35,00	45,00	55,00	35,00	45,00	55,00
Carico termico	kW	24,10	24,80	25,60	29,80	30,20	31,30	38,10	38,50	39,70	42,70	43,10	44,10
COP	kW/kW	2,850	2,490	2,170	3,440	2,910	2,490	4,230	3,560	3,010	4,650	3,910	3,310

Figura 52: Dati Potenza e COP a pieno carico [34]

Inoltre, si devono conoscere le prestazioni ai carichi parziali in modo da poter costruire la curva di funzionamento ed essere in grado di poter valutare i consumi in tutte le condizioni sia di carico che di temperatura esterna. Il costruttore fornisce i dati del fattore correttivo del COP in funzione del fattore di carico e del fattore di carico climatico:

UNI-TS 11300-4 _ Dati per determinazione COPpl con Temperatura lato utenza a 35°C						
Punto		tDesign	tBivalent (A)	(B)	(C)	(D)
Te	°C	-10,0	-7,0	2,0	7,0	12,0
PLR		1,00	0,88	0,54	0,35	0,15
DC	kW	22,3	24,1	30,1	38,8	43,7
CR		1,00	1,00	0,49	0,25	0,09
P	kW	27,4	24,1	14,8	9,59	4,11
COP PL	kW/kW	2,64	2,85	3,32	3,75	3,19
COP 100%	kW/kW	2,64	2,85	3,50	4,34	4,80
fCOP		1,00	1,00	0,95	0,86	0,66

Figura 53: Dati per determinazione COP ai carichi parziali [34]

Per il caso estivo, invece, bisogna fornire i dati secondo la UNI TS 11300-3 in funzione del grado di parzializzazione della macchina [35].

UNI-TS 11300-3 _ Dati funzionamento in refrigerazione

Carico	%	100	75	50	25	20	15	10	5	2	1
Temperatura aria esterna	°C	35,0	30,0	25,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
Temp. ingresso evaporatore	°C	12,00	10,75	9,52	9,48	9,48	9,48	9,48	9,48	9,48	9,48
Temp. uscita evaporatore	°C	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00
Carico frigorifero	kW	33,90	25,40	17,00	8,480	6,780	5,090	3,390	1,700	0,680	0,340
EER	kW/kW	2,900	3,210	3,400	3,410	3,270	3,050	2,690	1,990	1,110	0,640

Figura 54: Dati funzionamento in refrigerazione [34]

Oltre ai dati prestazionali vengono richieste dal *software*: le temperature di cut-off minime e massime della sorgente calda e fredda, il tipo di vettore energetico, le condizioni nominali e il salto termico all'evaporatore (nel caso di raffrescamento).

$T_{cut-off,min,calda}$ [°C]	-8
$T_{cut-off,max,calda}$ [°C]	65
$T_{cut-off,min,fredda}$ [°C]	-20
$T_{cut-off,max,fredda}$ [°C]	45
$\Delta T_{evaporatore}$ [°C]	4
Vettore energetico	Energia elettrica: $f_p = 2.42$

Tabella 50: Ulteriori dati richiesti da Edilclima

Per il raffrescamento, oltre ai dati già citati, bisogna definire la rete di distribuzione che coincide con quella di riscaldamento, la temperatura media delle tubazioni, che è di 16°C e le caratteristiche dell'accumulo con la sua temperatura media è di 14°C.

Per l'acqua calda sanitaria bisogna definire il tipo di accumulo, se centralizzato o autonomo, le sue caratteristiche e il numero di cicli di utilizzo giornalieri. Le caratteristiche dell'accumulo sono state definite in precedenza, mentre il numero di cicli di utilizzo giornalieri è stato posto uguale a due. Per quanto riguarda la pompa di ricircolo sanitario questa è stata definita la stessa per tutte le configurazioni e con una potenza pari a 81 W attiva per 2 ore al giorno.

4.2 Sistema centralizzato con pompa di calore acqua-acqua

L'acqua di falda è un accumulatore termico naturale: la sua temperatura rimane per lo più costante tutto l'anno, indipendentemente dalla temperatura dell'aria. Le pompe di calore acqua-acqua sfruttano questa caratteristica: estraggono dall'acqua di falda l'energia termica e la utilizzano per riscaldare l'edificio. Ogni pompa di calore acqua-acqua richiede un cosiddetto pozzo di aspirazione e un pozzo di assorbimento. Questi vengono distanziati di circa 15 metri. Il pozzo di aspirazione o di estrazione pompa l'acqua di falda verso l'alto e la conduce verso l'unità principale della pompa di calore. Estrahendo il calore dall'acqua di falda, questa si raffredda di circa cinque gradi Celsius. Dopo averla utilizzata per riscaldare il fluido refrigerante, l'acqua viene riversata nella falda attraverso il pozzo di assorbimento.

Gli attuali modelli di pompe di calore acqua-acqua necessitano di circa 150-250 litri d'acqua per ora e chilowatt. Il loro inquinamento acustico è, inoltre, inferiore a quella delle pompe aria-acqua: con circa 30 decibel [35].

Sugli impianti centralizzati in pompa di calore condensati ad acqua di pozzo è consigliabile installare uno scambiatore "sacrificale" in grado di preservarne il funzionamento nel tempo, in quanto il probabile ed elevato livello di inquinamento da detriti e depositi dell'acqua di pozzo potrebbero sporcare lo scambiatore (interno alla pompa di calore) diminuendone la sua resa termica e causando la formazione di ghiaccio che potrebbe danneggiarlo [36].

Ci si potrebbe chiedere quale sia la scelta migliore tra una pompa di calore acqua-acqua o aria acqua. Entrambe le opzioni costituiscono un'ottima alternativa all'utilizzo della classica caldaia. Il loro funzionamento si basa infatti sullo sfruttamento di fonti rinnovabili e a temperatura più o meno stabile. Tra i due sistemi, però, ci sono delle differenze, che provvediamo a sottolineare brevemente nel seguente elenco:

- Funzionamento: nelle pompe di calore acqua-acqua, il calore utilizzato per riscaldare l'acqua per usi sanitari e tecnici proviene dall'acqua presente in un pozzo. Nelle pompe di calore aria acqua, il calore che riscalda l'acqua viene prelevato dall'aria esterna;
- Costo: le pompe di calore acqua-acqua presentano un costo generalmente più elevato delle alternative aria acqua, a causa della possibile costruzione del pozzo di aspirazione;
- Variazioni di temperatura: gli impianti aria acqua sono generalmente più soggetti alle variazioni di temperatura, visto che il calore viene estratto proprio dall'aria esterna all'abitazione. Le pompe acqua-acqua, invece, tendono a soffrire di meno le variazioni di temperatura, a condizione che il pozzo di aspirazione sia ben costruito e situato in una posizione idonea [37].

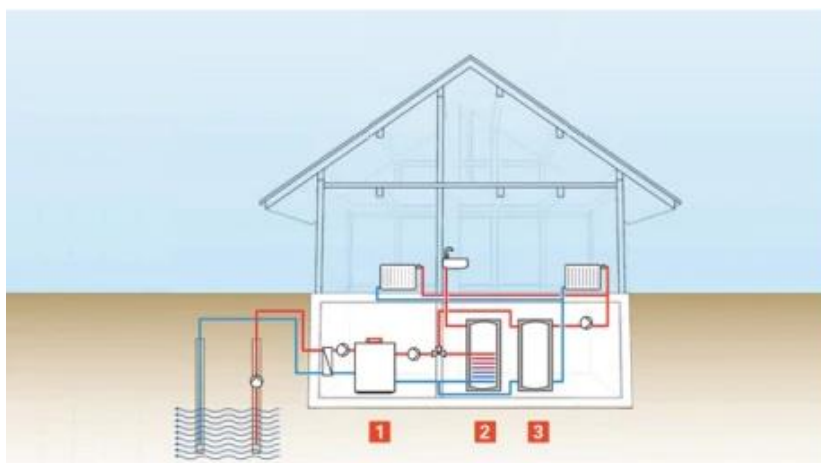


Figura 55: Schema pompa di calore ad acqua di falda [38]

La normativa statale (art. 104 comma 1 del D. LGS. 152/2006) prevede in via ordinaria il divieto dello scarico diretto nel sottosuolo e nelle acque sotterranee.

La medesima norma statale (art. 104 comma 2 del D. LGS. 152/2006) prevede, tuttavia, per talune fattispecie, ossia per le acque utilizzate per “scambio termico” la possibilità di autorizzare lo scarico in deroga al divieto imposto.

L'autorità competente procede ad autorizzare lo scarico dopo l'effettuazione di indagine preventiva. L'utilizzo delle acque di falda per uso scambio termico in impianti a pompa di calore e la relativa re-immissione in falda sono ammissibili a condizione che tanto il prelievo quanto la conseguente re-immissione interessino unicamente le acque di prima falda.

Lo scarico di acque sotterranee prelevate per uso geotermico tramite impianti di scambio termico a pompa di calore a circuito aperto può avvenire solo nella stessa unità geologica da cui esse sono state prelevate.

Gli impianti oggetto del presente approfondimento sono pompe di calore acqua-acqua del tipo a circuito aperto; l'acqua di falda captata viene restituita dopo aver eseguito lo scambio termico.

Costruttivamente gli impianti prevedono che l'acqua prelevata dalla prima falda mediante l'opera di presa venga a contatto con lo scambiatore di calore della pompa di calore, oppure con uno scambiatore di calore a piastre che cede il calore ad un circuito idraulico interno alla pompa di calore. Le suddette caratteristiche costruttive consentono di escludere che l'acqua di falda subisca fenomeni di alterazione o inquinamento. Le acque utilizzate per scambio termico in impianti a pompa di calore sono comunque qualificate come scarichi e la loro re-immissione nella stessa falda da cui sono prelevate può avvenire mediante autorizzazione rilasciata dall'Autorità competente dopo indagine preventiva.

Si fissa una soglia di 5 l/s che indica due categorie di impianti:

I. impianti di categoria *I* con portata media emunta inferiore o uguale a 5 l/s;

II. impianti di categoria *II* con portata media emunta superiore a 5 l/s.

Per gli impianti di categoria *I* non sono richieste analisi idro-chimiche.

Un impianto a pompa di calore a ciclo aperto richiede sia un punto di presa che un punto di resa delle acque sfruttate per uso geotermico. Il punto di presa è costituito da una o più opere per il prelievo di acque, oggetto di un proprio iter amministrativo. Per l'avvio del procedimento di rilascio della concessione di derivazione di acqua sotterranea è prevista la presentazione tra gli elaborati di progetto di, una relazione geologica e idrogeologica, predisposta ai sensi del D.M. 11.03.1988 e redatta da geologo abilitato.

La temperatura delle acque reimmesse T_{reimm} dovrà rispettare un incremento massimo di temperatura di 5 °C rispetto alla temperatura media annuale della falda, valutata in fase progettuale. In ogni caso la temperatura delle acque reimmesse non potrà di norma essere superiore ai 21 °C (fatta salva la presenza di acque con anomalie geotermiche di origine naturale; tali anomalie andranno adeguatamente documentate). In corrispondenza di prime falde aventi una soggiacenza molto ridotta (prossime alla superficie topografica), tali da risentire in modo sensibile e quasi senza ritardo delle variazioni stagionali di temperatura atmosferica, la temperatura delle acque reimmesse potrà raggiungere i 23 °C [39].

Dal calcolo svolto ai capitoli precedenti si conoscono il carico termico di progetto invernale ed estivo che sono rispettivamente 27.149 kW e 40.882 kW. Per soddisfare le richieste di carico massimo invernale ed estivo e per la produzione di acqua calda sanitaria, sono state scelte due pompe di calore geotermiche di tipo acqua-acqua, uguali, i cui dati di potenza nominale forniti dal costruttore sono calcolati secondo la EN 14511. Le condizioni operative nel periodo di riscaldamento sono:

Temperatura ingresso fluido condensatore [°C] (lato utenza)	35
Temperatura uscita fluido condensatore [°C] (lato utenza)	40
Portata [m^3/h]	1.83
Perdita di carico al condensatore [kPa]	59.6
Temperatura ingresso fluido evaporatore [°C] (lato sorgente)	14
Temperatura uscita fluido evaporatore [°C] (lato sorgente)	9
Portata [m^3/h]	1.507
Perdita di carico all'evaporatore [kPa]	40.4

Tabella 51: Condizioni di funzionamento PdC in riscaldamento

Le condizioni operative nel periodo di raffrescamento:

Temperatura ingresso fluido condensatore [°C] (lato sorgente)	25
Temperatura uscita fluido condensatore [°C] (lato sorgente)	30
Portata [m^3/h]	1.865
Perdita di carico al condensatore [kPa]	61.9
Temperatura ingresso fluido evaporatore [°C] (lato utenza)	18
Temperatura uscita fluido evaporatore [°C] (lato utenza)	14
Portata [m^3/h]	1.975
Perdita di carico all'evaporatore [kPa]	69.4

Tabella 52: Condizioni di funzionamento PdC in raffrescamento

Nella scelta delle macchine è stata fatta la considerazione di avere un backup quasi completo, ossia la capacità di soddisfare le esigenze dell'edificio anche nel caso in cui una delle due pompe di calore non funzioni. Lo schema d'impianto prevede, come già preannunciato, la presenza di due scambiatori sacrificali per pompa di calore. Sono stati previsti due scambiatori in modo da poter lavorare correttamente sia nel caso invernale che estivo, evitando il sovradimensionamento e il poco efficiente funzionamento in uno dei due casi. Infatti, gli scambiatori sono dimensionati in funzione delle portate dei due fluidi e della loro differenza di temperatura media logaritmica, che nei due casi sono decisamente diverse. Si interpone lo scambiatore sacrificale tra l'evaporatore e la falda.

Le temperature dei due fluidi, nel caso invernale, sono:

- temperatura della falda intorno ai 15°C
- temperatura di re-immissione in falda di massimo 5°C più bassa rispetto a quella di prelievo
- temperatura ingresso evaporatore 14 °C
- temperatura uscita evaporatore 9°C

Quanto detto viene schematizzato nella figura seguente:

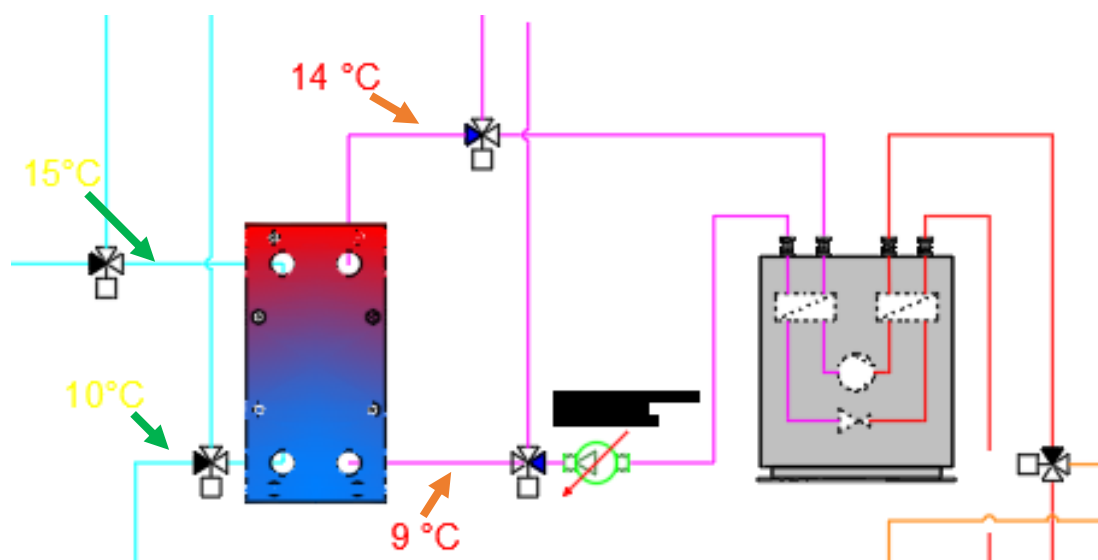


Figura 56: Schema scambiatore sacrificale-PdC

Conoscendo tutte le temperature e la portata di uno dei due lati dello scambiatore, si individua la portata del lato falda.

Per dimensionare lo scambiatore è stato utilizzato un *tool* della *Cordivari* in cui in ingresso sono richiesti i dati di portata e temperatura e in uscita fornisce le dimensioni dello scambiatore, le perdite di carico nei due lati e il numero di piastre. Le perdite di carico sono necessarie al fine di poter dimensionare la pompa che collega lo scambiatore sacrificale con la relativa pompa di calore. Infatti, conoscendo la portata e le perdite di carico dello scambiatore a cui si sommano quelle del circuito e della pompa di calore, si può facilmente individuare la pompa di circolazione e la sua potenza nominale, che in questo caso è di 459 W per ognuna delle pompe di calore. Questa potenza elettrica individuata va inserita nel software di calcolo *EdilClima* alla voce distribuzione del circuito di generazione, in cui vengono richieste anche le caratteristiche della tubazione per poter valutare le perdite del circuito di generazione. La procedura per il dimensionamento dello scambiatore sacrificale nel caso estivo è la stessa.

Oltre al circolatore appena dimensionato, a monte della pompa di calore, prima dello scambiatore sacrificale, vi è il circuito dell'acqua di falda. Di questo circuito conoscendo la portata, individuata nel dimensionamento dello scambiatore, e la perdita di carico allo scambiatore sommate a quelle del circuito, si individua la potenza che è pari a 1.9 kW . La potenza calcolata è stata inserita su *EdilClima* come fabbisogni elettrici degli ausiliari.

Ogni pompa di calore contiene all'interno una pompa di circolazione in grado di soddisfare le esigenze del circuito di distribuzione primaria, ossia quello che collega il generatore agli accumuli di acqua tecnica. La potenza nominale di ognuna delle pompe di circolazione è di 243 W , che insieme alla lunghezza e al tipo di tubazione sono i dati richiesti dal software *EdilClima* per calcolare le perdite di distribuzione primaria.

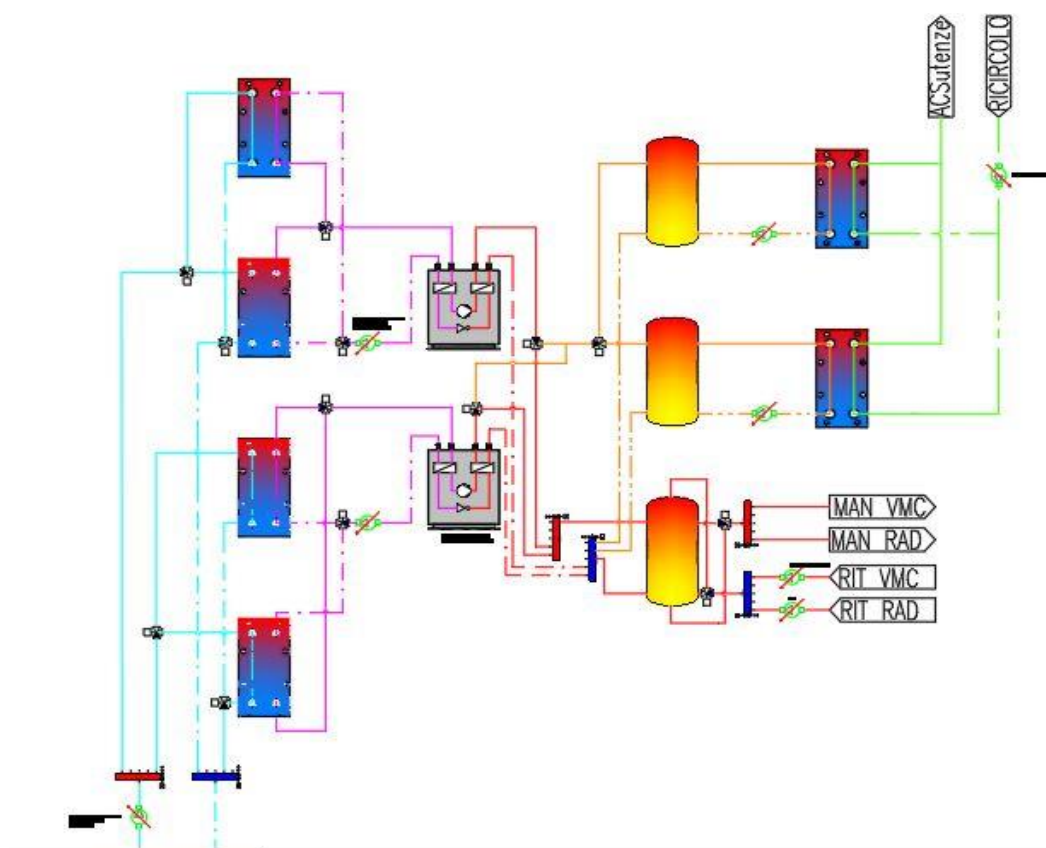


Figura 57: Schema funzionale del sistema con pompa di calore con sorgente acqua di falda

A valle della pompa di calore è previsto il circuito primario, dove vi è la presenza di una valvola a tre vie deviatrice che si aziona mediante un segnale elettrico e serve a far commutare la pompa di calore dal funzionamento per produzione di acqua tecnica, con temperatura di mandata a 40°C, al funzionamento per produzione di acqua tecnica sanitaria a 55°C. La commutazione avviene ogni qualvolta la sonda di temperatura posta sull'accumulo di acqua tecnica sanitaria misura una temperatura inferiore a quella prefissata (circa 2 °C in meno della temperatura di mandata). La tubazione di acqua tecnica dopo la valvola a tre vie raggiunge un collettore, dove si uniscono le portate delle due pompe di calore che andranno, mediante un'unica tubazione, all'interno del volano di acqua tecnica che si trova alla temperatura di mandata di 40°C in inverno e 14°C in estate. A valle del volano vi è il collettore di centrale da cui parte una rete di distribuzione verso il circuito dei pannelli radianti e un'altra rete che serve a preriscaldare o preraffreddare l'aria della VMC.

Dalla valvola di commutazione a tre vie parte il circuito primario dell'acqua tecnica sanitaria, in cui la tubazione raggiunge gli accumuli di acqua tecnica sanitaria posti a 55°C. Dagli accumuli l'acqua tecnica raggiunge degli scambiatori di calore (MACS) in grado di scaldare l'acqua sanitaria alla temperatura di mandata desiderata. Il circuito di acqua calda sanitaria è messo in priorità rispetto a quello di riscaldamento/refrigerazione. Per valutare il coefficiente di prestazione medio mensile e di conseguenza il fabbisogno di energia primaria, come visto nei capitoli precedenti, bisogna conoscere il funzionamento alle condizioni di riferimento per il riscaldamento.

UNI-TS 11300-4 _ Dati di Potenza e COP a pieno carico										
Temp. ingresso condensatore	°C	10,00	10,00	10,00	15,00	15,00	15,00	20,00	20,00	20,00
Temp. uscita condensatore	°C	5,00	5,00	5,00	10,00	10,00	10,00	15,00	15,00	15,00
Temp. ingresso evaporatore	°C	30,00	40,00	50,00	30,00	40,00	50,00	30,00	40,00	50,00
Temp. uscita evaporatore	°C	35,00	45,00	55,00	35,00	45,00	55,00	35,00	45,00	55,00
Carico termico	kW	34,80	32,80	30,40	39,80	37,50	34,70	44,90	42,40	39,10
COP	kW/kW	5,160	3,940	2,990	5,740	4,450	3,380	6,320	4,970	3,790

Figura 58: Dati di potenza e COP a pieno carico in riscaldamento [40]

Inoltre, si devono conoscere le prestazioni ai carichi parziali in modo da poter costruire la curva di funzionamento ed essere in grado di poter valutare i consumi in tutte le condizioni sia di carico che di temperatura esterna. Il costruttore fornisce i dati del fattore correttivo del COP in funzione del fattore di carico e del fattore di carico climatico:

UNI-TS 11300-4 _ Dati per determinazione COPpl con Temperatura lato utenza a 35°C						
Punto		tDesign	tBivalent (A)	(B)	(C)	(D)
Te	°C	-10,0	-7,0	2,0	7,0	12,0
PLR		1,00	0,88	0,54	0,35	0,15
DC	kW	0,00	36,8	36,8	36,8	36,8
CR		1,00	0,88	0,54	0,35	0,15
P	kW	41,8	36,8	22,6	14,6	6,27
COP PL	kW/kW	0,00	5,08	4,39	4,06	3,17
COP 100%	kW/kW	0,00	5,08	5,08	5,08	5,08
fCOP		0,00	1,00	0,86	0,80	0,62

Figura 59: Fattore correttivi per determinazione COP [40]

Per quanto riguarda il caso estivo invece, seguendo la UNI-TS 11300-3 bisogna fornire i dati di funzionamento in refrigerazione in funzione del grado di parzializzazione della macchina.

UNI-TS 11300-3 _ Dati funzionamento in refrigerazione											
Carico	%	96	75	50	25	20	15	10	5	2	1
Temp. ingresso condensatore	°C	30,00	26,00	25,21	25,21	25,21	25,21	25,21	25,21	25,21	25,21
Temp. uscita condensatore	°C	35,00	30,67	29,90	29,90	29,90	29,90	29,90	29,90	29,90	29,90
Temp. ingresso evaporatore	°C	17,83	17,98	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00	18,00
Temp. uscita evaporatore	°C	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00	14,00
Carico frigorifero	kW	31,80	24,90	16,60	8,290	6,630	4,970	3,320	1,660	0,660	0,330
EER	kW/kW	4,060	4,420	4,240	3,590	3,330	2,970	2,450	1,610	0,790	0,430

Figura 60: Dati funzionamento in refrigerazione [40]

Oltre ai dati prestazionali vengono richieste dal *software*: le temperature di cut-off minime e massime della sorgente calda e fredda, il tipo di vettore energetico, le condizioni nominali e i salti termici al condensatore e all'evaporatore.

$T_{cut-off,min,calda} [^{\circ}C]$	5
$T_{cut-off,max,calda} [^{\circ}C]$	18
$T_{cut-off,min,fredda} [^{\circ}C]$	25
$T_{cut-off,max,fredda} [^{\circ}C]$	55
$\Delta T_{evaporatore} [^{\circ}C]$	4
Vettore energetico	Energia elettrica: $f_p = 2.42$

Tabella 53: Altri dati richiesti da Edilclima

Per il raffrescamento, oltre ai dati già citati, bisogna definire la rete di distribuzione che coincide con quella di riscaldamento, la temperatura media delle tubazioni, che è di 16°C, e le caratteristiche dell'accumulo con la sua temperatura media che in questo caso è di 16°C.

Per l'acqua calda sanitaria bisogna definire il tipo di accumulo, se centralizzato o autonomo, le sue caratteristiche e il numero di cicli di utilizzo giornalieri. Le caratteristiche dell'accumulo sono state definite in precedenza, mentre il numero di cicli di utilizzo giornalieri è stato posto uguale a due. Per quanto riguarda la pompa di ricircolo sanitario questa è stata definita la stessa per tutte le configurazioni e con una potenza pari a 81 W attiva per 2 ore al giorno.

4.3 Sistema ibrido centralizzato con pompa di calore aria-acqua e caldaia a condensazione

Un sistema ibrido è il risultato della combinazione di due generatori alimentati da diverse fonti di energia, tipicamente:

- una caldaia a condensazione alimentata a GPL o metano;
- una pompa di calore aria-acqua.

Un sistema ibrido produce riscaldamento e acqua calda sanitaria (ACS).

Inoltre, se predisposta, la pompa di calore può essere usata anche per il raffrescamento estivo. In un tale sistema, la pompa di calore è sempre il generatore principale per le esigenze di riscaldamento. Quando la temperatura esterna scende al di sotto della soglia di efficienza della pompa di calore si attiva la caldaia. Un sistema ibrido è dotato di un sistema elettronico di controllo “intelligente” in grado di decidere quale generatore è più conveniente utilizzare. L'intero impianto ha tre modalità di funzionamento che sfruttano entrambi i generatori:

- solo caldaia;
- sistema ibrido;
- solo pompa di calore;

Il passaggio da una tipologia all'altra si basa su una serie di settaggi che vengono forniti al sistema di controllo, quali possono essere:

- temperatura esterna rilevata per mezzo di una sonda;
- temperatura interna richiesta;
- il costo di ogni singolo kWh di energia elettrica usato dalla pompa di calore;
- il costo di ogni metro cubo di gas impiegato dalla caldaia [41].

Il sistema di controllo valuta la temperatura esterna rilevata e quella interna richiesta, elabora i dati e calcola il carico termico necessario. In seguito, decide cosa sia più conveniente far lavorare: la pompa di calore o la caldaia supplementare o entrambe.

Non è sempre vantaggioso questo sistema. Il principale motivo: il costo iniziale. Un altro svantaggio è quello di dover impegnare un ampio spazio per il posizionamento dei generatori.

Sicuramente, l'utilizzo di questo sistema è più appropriato nel caso in cui l'impianto sia posto in una zona, dove le condizioni climatiche varino in maniera significativa. Difatti, è questa la condizione che porta al recupero dell'investimento iniziale ed a un successivo risparmio economico.

Un altro fattore che rende conveniente l'investimento è la frequenza di utilizzo dell'appartamento. Risulterebbe poco conveniente installare un impianto ibrido su seconde case, utilizzate per pochi mesi all'anno, perché l'investimento non verrebbe mai recuperato [42].

Nel caso in esame, il sistema ibrido prevede l'utilizzo nella stagione di riscaldamento sia delle pompe di calore che di una caldaia a condensazione. Lo schema funzionale è analogo a quello già descritto nella configurazione pompe di calore aria-acqua, così come le reti di distribuzioni.

La caldaia si collega all'impianto di distribuzione delle pompe di calore mediante una valvola a tre vie che permette la commutazione dalla produzione di acqua calda tecnica da pompa di calore a produzione di acqua calda tecnica da caldaia.

Anche la produzione di acqua calda sanitaria può avvenire mediante la caldaia che lavora, nelle condizioni nominali, alla temperatura di mandata di 50 °C e di ritorno di 30°C. La caldaia è di tipo modulante con generatore di calore a temperatura scorrevole ed è in grado di alimentare correttamente il circuito radiante alla temperatura di 40 °C.

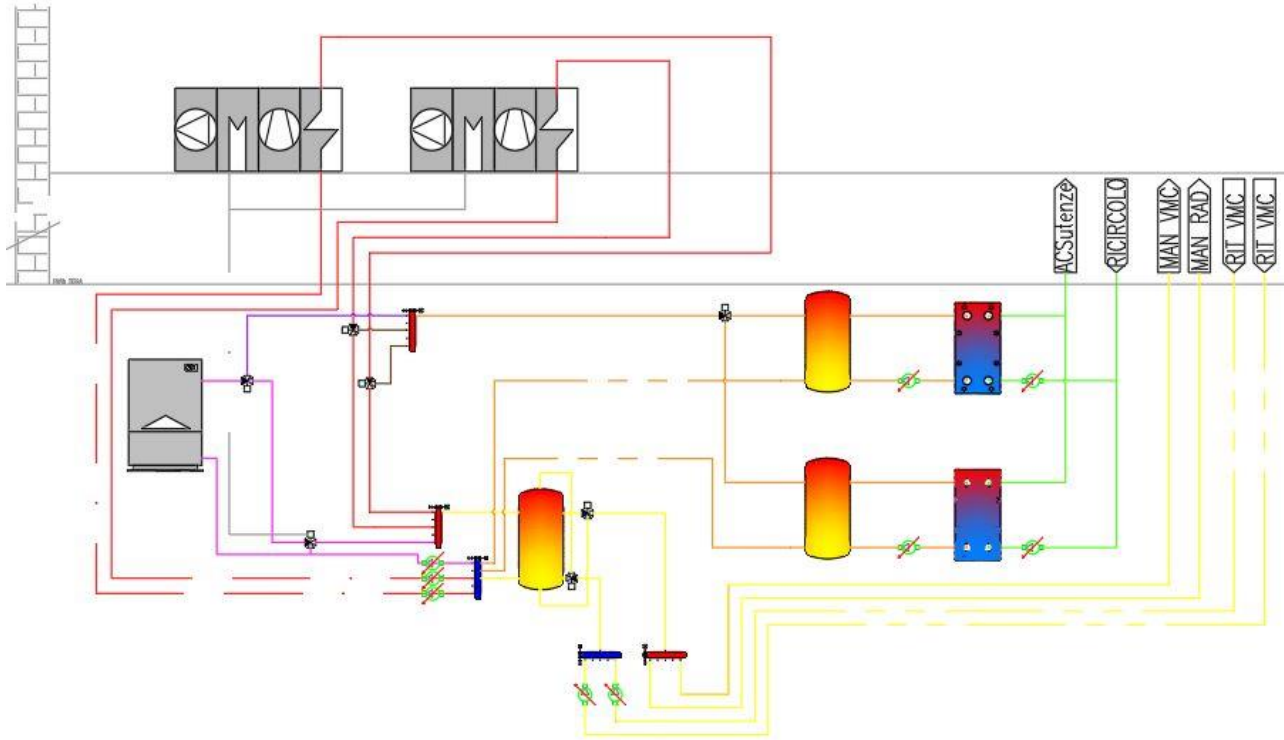


Figura 61: Schema funzionale sistema ibrido centralizzato

Calcolo T alternanza

Per valutare quando è opportuno utilizzare le pompe di calore piuttosto che la caldaia a condensazione è necessario conoscere i costi, per comprendere se è più dispendioso in termini economici riscaldare con una o con l'altra tecnologia.

Il costo del $kWh_{elettrico}$ è il costo unitario di vendita dell'energia e se la tariffa è monomia dipende solo dai consumi. Il costo del gas è normalmente costituito da una quota fissa e da una quota correlata ai consumi e si calcola con la seguente:

$$C(kWh_{gas}) = \frac{C_{gas}}{PCI \cdot \mu}$$

$C(kWh_{gas})$	Costo del kWh termico di gas
C_{gas}	Costo Nm^3 di gas
PCI	Potere calorifico inferiore (9.50) [kWh/Nm^3]
μ	Rendimento di combustione (0.95-1) per caldaie a condensazione

Tabella 54: Parametri calcolo costo kWh gas

Si definisce il rapporto R tra il costo del $kWh_{elettrico}$ e il costo del kWh_{gas} .

$$R = \frac{C(kWh_{elettrico})}{C(kWh_{gas})} = \frac{C(kWh_{elettrico}) \cdot PCI \cdot \mu}{C_{gas}}$$

Considerando un costo dell'energia elettrica pari 0.25 €/kWh , il costo del gas 0.70 €/Nm^3 e il rendimento della caldaia a condensazione 0.95 , si ha che il valore di R è **3.22**. Quindi vuol dire che il costo dell'energia elettrica è 3.22 volte quello del gas.

La definizione di COP è:

$$COP = \frac{\text{Energia termica prodotta}}{\text{Energia elettrica introdotta}}$$

In base a queste definizioni, una pompa di calore produce energia termica a minor costo di una caldaia solo se:

$$COP > R = 3.22$$

Questo perché: se si introduce 1 kWh di energia elettrica e questo produce 3.22 kWh di energia termica, allora poiché il costo di 1 kWh di energia elettrica è uguale al costo di 3.22 kWh di gas, allora è ancora conveniente utilizzare la pompa di calore. Mentre, se la pompa di calore per produrre 3.22 kWh di energia termica impiega 2 kWh di energia elettrica, è più conveniente dal punto di vista economico utilizzare il gas.

Per far lavorare in modo conveniente le macchine, poiché il COP è influenzato dalla temperatura esterna, bisogna trovare la temperatura esterna per la quale, nelle condizioni di progetto della temperatura di mandata e ritorno del fluido termovettore, il COP è minore di 3.22. In altre parole, poiché la pompa di calore in condizioni nominali lavora alla temperatura di mandata di 40°C e di ritorno a 35°C , bisogna trovare la temperatura esterna per cui in queste condizioni il COP è minore di 3.22. Per fare questo bisogna effettuare una doppia interpolazione lineare: la prima per individuare il COP alla temperatura di mandata di 40°C per due livelli di temperatura esterna e la seconda per determinare la temperatura esterna per la quale alla temperatura di mandata di 40°C il COP è uguale a 3.22.

UNI-TS 11300-4 _ Dati di Potenza e COP a pieno carico												
Temp. aria esterna	$^\circ\text{C}$	-7,0	-7,0	-7,0	2,0	2,0	2,0	7,0	7,0	7,0	12,0	12,0
Temp. ingresso condensatore	$^\circ\text{C}$	30,00	40,00	50,00	30,00	40,00	50,00	30,00	40,00	50,00	30,00	40,00
Temp. uscita condensatore	$^\circ\text{C}$	35,00	45,00	55,00	35,00	45,00	55,00	35,00	45,00	55,00	35,00	45,00
Carico termico	kW	24,10	24,80	25,60	29,80	30,20	31,30	38,10	38,50	39,70	42,70	43,10
COP	kW/kW	2,850	2,490	2,170	3,440	2,910	2,490	4,230	3,560	3,010	4,650	3,910

Figura 62: Valori di COP della pompa di calore [34]

Si interpolano i valori di COP compresi tra le temperature di mandata di 35 e 45°C , alla temperatura esterna di 2°C .

$$\frac{COP_{40^\circ\text{C}, 2^\circ\text{C}} - COP_{35^\circ\text{C}}}{COP_{45^\circ\text{C}} - COP_{35^\circ\text{C}}} = \frac{40^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}}{45^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}}$$

Da cui si ottiene $COP_{40^\circ\text{C}, 2^\circ\text{C}} = 3.175$.

Si effettua lo stesso ragionamento alla temperatura esterna di 7°C :

$$\frac{COP_{40^\circ\text{C}, 7^\circ\text{C}} - COP_{35^\circ\text{C}}}{COP_{45^\circ\text{C}} - COP_{35^\circ\text{C}}} = \frac{40^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}}{45^\circ\text{C} - 35^\circ\text{C}}$$

Da cui si ricava $COP_{40^\circ\text{C}, 7^\circ\text{C}} = 3.895$.

A questo punto si può ricavare la temperatura di alternanza della pompa di calore, ossia la temperatura esterna per cui il COP risulti uguale a 3 alla temperatura di mandata di 40 °C.

Per cui si può scrivere:

$$\frac{COP_{rif} - COP_{2^{\circ}C}}{COP_{7^{\circ}C} - COP_{2^{\circ}C}} = \frac{T_{alternanza} - 2^{\circ}C}{7^{\circ}C - 2^{\circ}C}$$

Da cui si ottiene:

$$T_{alternanza} = (7 - 2) \cdot \frac{3.22 - 3.175}{3.895 - 3.175} + (-7) = \mathbf{2.31^{\circ}C}$$

Quindi, se la temperatura esterna è più bassa di 2.31°C allora si spegne la pompa di calore e si aziona la caldaia a condensazione.

Sul software *EdilClima* il calcolo si imposta allo stesso modo del caso pompa di calore aria-acqua. Bisogna impostare la priorità sulla pompa di calore e cambiare la sua temperatura di cut-off minima da -25 °C a 2.31 °C. La caldaia scelta è a condensazione ed è stata dimensionata in relazione al carico di progetto invernale calcolato precedentemente ed è stata scelta in funzione del parametro di potenza nominale al focolare fornito dalle schede tecniche del produttore. Per effettuare correttamente i calcoli bisogna dare in input le seguenti grandezze di cui vengono riportati anche i valori per la caldaia in questione:

Potenza nominale al focolare [kW]	32.70
Perdite camino bruciatore acceso	1 %
Perdite camino bruciatore spento	0.10 %
Perdite al mantello	0.40 %
Materiale del generatore	Acciaio
Rendimento utile a piano carico	98.05 %
Rendimento utile al 30% del carico	109.02 %
$(T_{fumi} - T_{ritorno\ acqua})$ [C°]	15
Temperatura media acqua in condizioni di prova [°C]	40
Luogo installazione	Centrale termica
Vettore energetico	Metano
Potere calorifico inferiore [kWh/Nm ³]	9.940
Fattore di conversione in energia primaria	1.05
Potenza elettrica bruciatore [W]	167
Potenza elettrica pompa [W]	99
Fattore di recupero delle perdite elettriche	0.8

Tabella 55: Dati in ingresso caldaia a condensazione

Per quanto riguarda il raffrescamento, l'impostazione del calcolo resta immutata rispetto alla casistica della pompa di calore aria-acqua.

Per l'acqua calda sanitaria bisogna definire il tipo di accumulo, se centralizzato o autonomo, le sue caratteristiche e il numero di cicli di utilizzo giornalieri. Le caratteristiche dell'accumulo sono state definite in precedenza, mentre il numero di cicli di utilizzo giornalieri è stato posto uguale a due. Per quanto riguarda la pompa di ricircolo sanitario questa è stata definita la stessa per tutte le configurazioni e con una potenza pari a 81 W attiva per 2 ore al giorno.

4.4 Impianto centralizzato di teleriscaldamento, pompe di calore e collettori solari termici

Per teleriscaldamento si intende il trasporto a distanza di calore ad uso riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria.

Il teleriscaldamento non indica tanto l'impiego di una particolare forma di energia in una centrale, quanto un sistema completo di produzione e distribuzione di calore, che può essere generato in modo efficiente, sfruttando differenti fonti energetiche, rinnovabili e non rinnovabili.

Il sistema di distribuzione del calore può essere di tipo diretto o indiretto. Nel primo caso, un unico circuito idraulico collega la centrale di produzione dell'energia termica con il corpo scaldante dell'utente. Viceversa, nel secondo caso, sono presenti due o più circuiti separati, mantenuti in contatto attraverso scambiatori di calore oppure, in alcuni casi limitati, attraverso un sistema di riscaldamento a miscelazione diretta.

Ogni edificio deve essere dotato di una sottostazione in grado di convertire le temperature e le pressioni dell'acqua calda fornita dal centro di energia alle condizioni operative richieste dall'edificio. Ogni sottostazione di teleriscaldamento comprende tipicamente uno scambiatore di calore a piastre, una valvola di controllo, un contatore di calore e le valvole necessarie.

L'acqua, trasportata attraverso una rete di tubazioni isolate, giunge fino agli edifici allacciati. Qui, tramite sotto-centrali, cede il calore all'impianto dell'abitazione e consente di riscaldare gli ambienti ed usufruire di acqua calda per impieghi domestici ed igienico-sanitari. Una volta ceduto il calore, l'acqua del teleriscaldamento ritorna in centrale per essere riportata alla massima temperatura e per ricominciare il suo ciclo.

La proprietà delle sotto-centrali termiche normalmente è dell'edificio/condominio allacciato che ne garantisce la conduzione e la manutenzione ed è anche proprietario dell'impianto di utenza che trasporta il calore dalla sotto-centrale agli appartamenti dei singoli condomini [43].

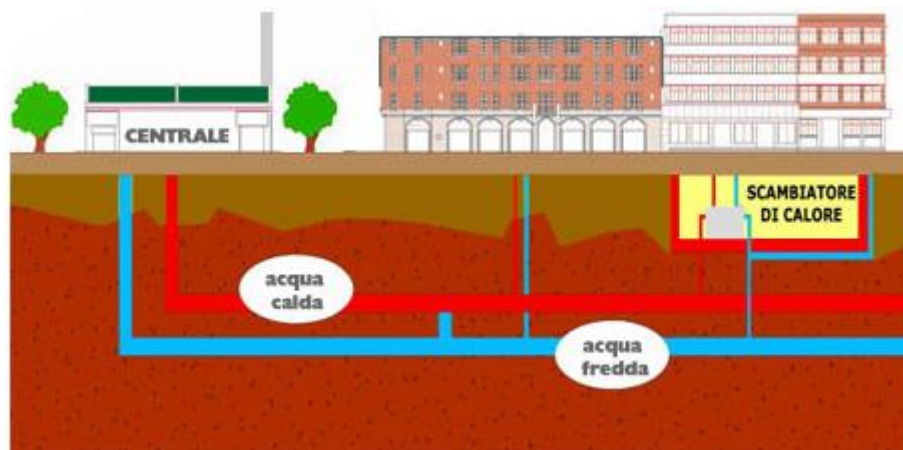


Figura 63: Illustrazione schema di distribuzione teleriscaldamento [44]

I vantaggi del teleriscaldamento, nel confronto con la produzione di energia termica decentralizzata presso gli utenti sono:

- la garanzia di continuità del servizio;
- l'eliminazione delle caldaie domestiche (con conseguente eliminazione di punti di emissione in ambito cittadino);
- il conseguimento di maggiori efficienze di conversione (grazie soprattutto all'impiego di sistemi cogenerativi come centrali di produzione).

Di contro prima di tutto il costo: la realizzazione di un impianto dedicato al teleriscaldamento presenta dei costi elevati, a carico del gestore della rete, a cui si collega il ritorno di investimento per cui sono necessari parecchi anni.

L'altro limite dell'adozione del sistema di teleriscaldamento è legato al luogo: le abitazioni devono essere ubicate nelle vicinanze della centrale così da poter beneficiare della produzione di calore. Visti gli alti costi dell'impianto per la rete di distribuzione, si tratta di una tecnologia che viene messa in atto in aree densamente abitate [45].

Il personale autorizzato effettuerà un sopralluogo per la valutazione della fattibilità tecnica complessiva, per l'individuazione, insieme all'amministrazione condominiale, di un possibile percorso delle tubazioni di allacciamento, della proprietà delle aree da manomettere al fine di ottenere le relative autorizzazioni ed in generale l'acquisizione di indicazioni relative ad eventuali sottoservizi o altri vincoli presenti in area privata.

Il contributo di allacciamento è commisurato alla potenza termica installata, mentre nessun altro onere, legato allo sviluppo della rete di teleriscaldamento viene posto a carico del cliente.

Le attività incluse e coperte dal "contributo" di allacciamento sono:

- l'ottenimento di autorizzazioni, permessi ed eventuali servitù, limitatamente al suolo pubblico;
- lavori di scavo e ripristino dei terreni attraversati, dalla dorsale principale TLR, fino al limite di batteria;
- la posa delle tubazioni e di altri elementi accessori (organi di intercetto);
- l'installazione del sistema di contabilizzazione dell'energia termica fornita [43].

Per quanto riguarda i collettori solari termici, invece, si ha che l'impianto è composto da uno o più collettori solari, da un serbatoio di accumulo dell'acqua calda e da una pompa per la circolazione dell'acqua. Tuttavia, da solo questo sistema non basta a riscaldare l'edificio o a produrre acqua calda per uso sanitario tutto l'anno e si deve sempre abbinare un generatore supplementare. Installare un impianto solare termico può essere una scelta conveniente e vantaggiosa perché:

- Si sfrutta una fonte di energia rinnovabile, gratuita e sempre disponibile, in modo da allinearsi con le normative vigenti (Decreto Rinnovabili);
- Vengono azzerate le emissioni di CO₂ riducendo il consumo di combustibili fossili;
- Si risparmia sulla bolletta del gas: fino al 50% in meno sui consumi per la produzione di acqua calda sanitaria;
- Aumenta la classe di efficienza energetica dell'edificio.

Lo svantaggio di utilizzare questa tecnologia è quello inerente all'affidabilità del sistema. Difatti, funzionando solamente nelle ore in cui è presente la radiazione solare, bisogna sempre affiancare un generatore.

Questa soluzione impiantistica, nel caso in esame, prevede l'uso delle pompe di calore per il raffrescamento estivo e l'utilizzo della rete di teleriscaldamento per il riscaldamento invernale e la produzione di acqua calda sanitaria. Inoltre, la produzione di acqua calda sanitaria è gestita alternativamente dai collettori solari termici installati sulla copertura dell'edificio e dal teleriscaldamento.

Sulla copertura sono installati i pannelli fotovoltaici per la produzione di energia elettrica, che hanno le caratteristiche già descritte in precedenza, anche se, in questo caso, i moduli fotovoltaici presenti sono in quantità ridotta per avere la possibilità di installare i collettori solari termici. A causa della presenza dei collettori solari termici, il circuito per la produzione di acqua sanitaria è notevolmente diverso. Infatti, nei casi precedenti il circuito era collegato ad un accumulo termico che a sua volta era collegato ad uno scambiatore, invece, in questo caso invece si sfrutta il calore prodotto dal collettore solare termico per scaldare immediatamente e continuamente, quando possibile, l'acqua sanitaria, cercando di sfruttare il più possibile la risorsa data la sua instabilità. Se l'irradianza fosse bassa potrebbe avere poco senso accumulare calore a bassa temperatura. La figura successiva mostra la potenza resa dai collettori in funzione dell'irradianza solare e della differenza di temperatura tra la temperatura media del fluido termovettore e l'ambiente esterno.

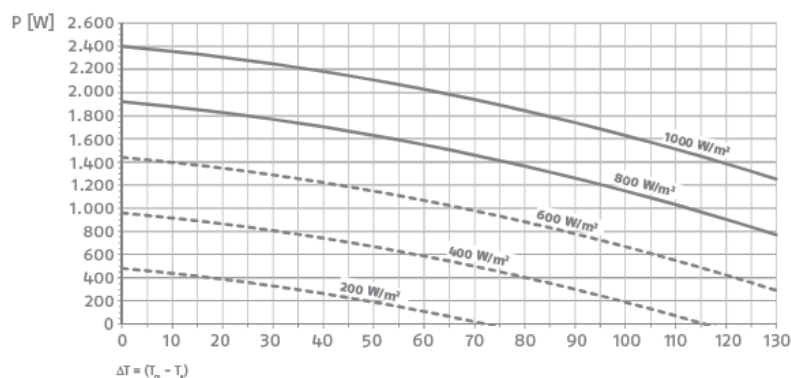


Figura 64: Potenza resa dai collettori [46]

Quindi in questo caso l'accumulo è di acqua calda sanitaria e non di acqua calda tecnica e può includere il serpentino per lo scambio di calore con il circuito di acqua glicolata dei collettori solari termici e il serpentino per l'eventuale integrazione termica mediante il circuito di teleriscaldamento. L'integrazione termica si attiva solo in caso di emergenza, ossia quando non si riescono a soddisfare i requisiti di temperatura all'interno dell'accumulo. Il volume riscaldato dal sistema di integrazione è pari a quello dell'intero serbatoio. Come visto in precedenza la superficie occupata dai pannelli fotovoltaici negli altri casi studio è di 77 m^2 . In questo caso, la superficie è stata divisa equamente per l'installazione dei collettori solari termici e per l'allacciamento dell'impianto fotovoltaico, riuscendo comunque a rientrare nei 77 m^2 a disposizione. Le caratteristiche dell'impianto fotovoltaico sono le stesse dei casi precedenti, è stato ridotto solamente il numero di moduli. Di seguito vengono riportate le caratteristiche principali dei collettori solari, richieste anche dal software:

Inclinazione sul piano orizzontale [°]	5
Orientamento rispetto al sud [°]	0
Coefficiente di riflettanza	0.6
Collettore solare utilizzato	Riello/CSV/CSV25
Numero di collettori	12
Superficie singolo collettore [m^2]	2.40
Superficie lorda singolo collettore [m^2]	2.77
Coefficiente di perdita lineare [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]	1.150
Coefficiente di perdita quadratico [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^2$]	0.011
Coefficiente angolo di incidenza	0.96
Rendimento a perdite nulle	0.7
Potenza assorbita dagli ausiliari [W]	194
Ore di funzionamento annue [h]	2000
Rendimento circuito	0.8 convenzionale

Tabella 56: Caratteristiche dei collettori solari richieste da EdilClima

Bisogna definire preventivamente la rete di distribuzione primaria, ossia quella che porta il fluido termovettore dal collettore solare all'accumulo sanitario. La distribuzione utenza della rete di acqua calda sanitaria e le caratteristiche dell'accumulo sanitario possono considerarsi uguali agli altri casi.

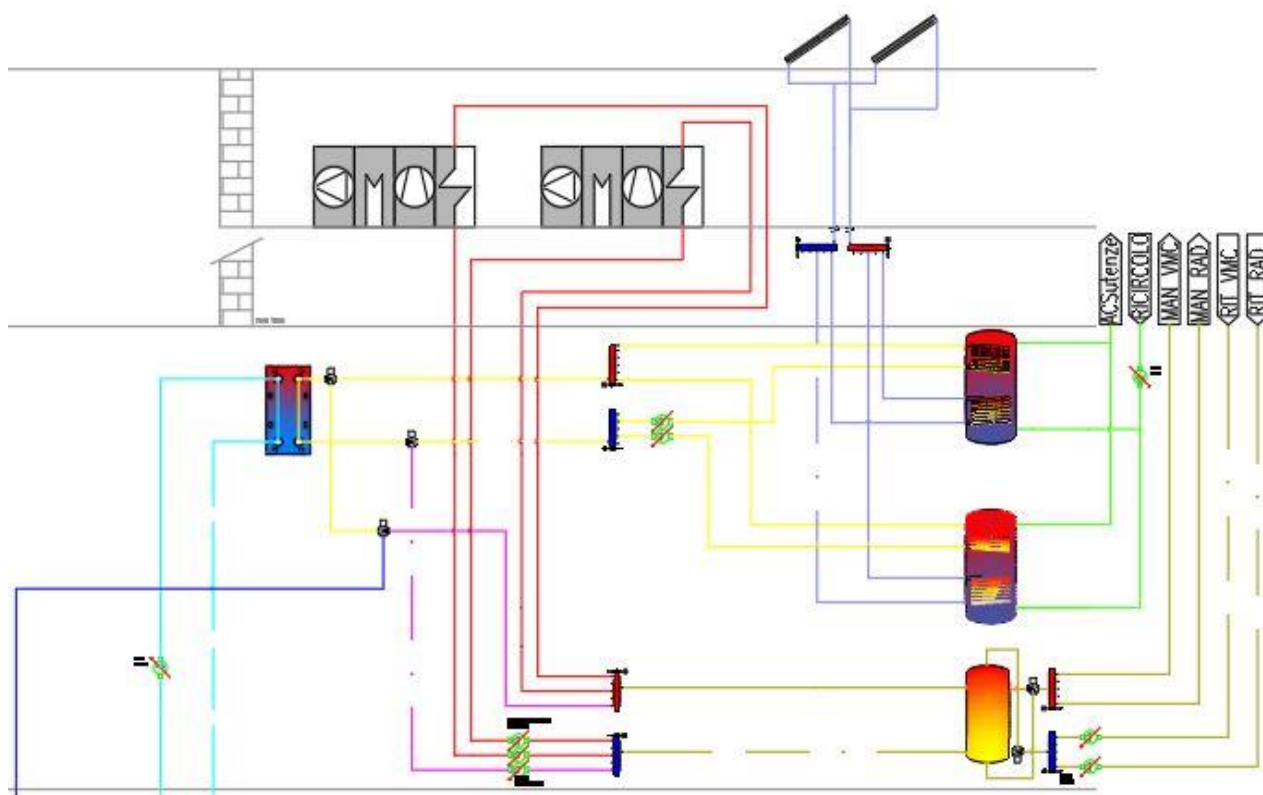


Figura 65: Schema funzionale impianto teleriscaldamento con collettori solari termici

Il riscaldamento mediante la rete del teleriscaldamento prevede la necessità di creare una sottostazione che consiste nel dimensionamento di una stazione di pompaggio in grado di prelevare l'acqua dalla rete e nell'utilizzo di uno scambiatore di calore che porti il fluido termovettore dell'impianto alle condizioni volute. Il primo passo è il dimensionamento dello scambiatore di calore.

Per poter dimensionare correttamente lo scambiatore bisogna conoscere le temperature d'ingresso e di uscita dei due fluidi e la portata di uno dei due fluidi o la potenza complessiva che scambia il fluido. Sul lato freddo dello scambiatore c'è il vincolo che si deve avere una differenza di temperatura di almeno 20 °C. Quindi si ha che:

- temperatura d'ingresso del fluido caldo 130 °C;
- temperatura d'uscita del fluido caldo 60 °C;
- temperatura d'ingresso del fluido freddo 35 °C;
- temperatura d'uscita del fluido freddo 55 °C.

Non si conosce la portata dei due lati. L'unica informazione disponibile è che il carico di progetto invernale dell'edificio è di 27.149 kW. Per cui, considerando un 30 % di perdite aggiuntive dovute alla distribuzione, si può dimensionare lo scambiatore per una potenza complessiva di 35 kW e in questo modo ricavare la portata che percorrerà il circuito di distribuzione primaria in regime di riscaldamento.

È stata scelta come temperatura di mandata 55 °C per soddisfare le esigenze del circuito di acqua calda sanitaria.

Una volta scelto lo scambiatore, si è anche a conoscenza delle perdite di carico nello stesso, per cui, come fatto in precedenza, mettendo insieme i valori delle portate e delle cadute di pressione si può individuare la potenza nominale della pompa di circolazione del lato caldo dello scambiatore:

Potenza lato caldo $[W]$	31
--------------------------	----

Tabella 57: Potenza elettrica pompa centrale termica lato caldo

A valle dello scambiatore del teleriscaldamento vi è la presenza di una valvola a tre vie deviatrice che manda la portata d'acqua o verso il circuito di riscaldamento o verso quello di acqua calda sanitaria. Se la portata segue il percorso del circuito di riscaldamento, deve essere miscelata in quanto si trova a 55 °C e il circuito radiante lavora con un salto nominale di 40-35 °C. È importante conoscere la portata di acqua miscelatrice in modo da dimensionare la pompa del circuito primario.

La portata miscelatrice si può individuare mediante un bilancio di primo principio e un bilancio di massa:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 cp T_1 + \dot{m}_2 cp T_2 &= \dot{m}_3 cp T_3 \\ \dot{m}_3 &= \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \end{aligned}$$

Dove:

$\dot{m}_1$	Portata acqua in uscita dallo scambiatore (0.423 $[kg/s]$)
cp	Calore specifico dell'acqua $[kJ/kg K]$
T_1	Temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore (55 $[^{\circ}C]$)
$\dot{m}_2$	Portata acqua fredda sanitaria $[kg/s]$
T_2	Temperatura dell'acqua fredda sanitaria (15 $[^{\circ}C]$)
$\dot{m}_3$	Portata totale del circuito di riscaldamento $[kg/s]$
T_3	Temperatura di mandata del circuito di riscaldamento (40 $[^{\circ}C]$)

Tabella 58: Parametri bilancio energetico e di massa

Risolvendo il sistema di equazioni nelle due incognite $\dot{m}_2$ ed $\dot{m}_3$, si ottiene che la portata d'interesse $\dot{m}_2$ si ricava come:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_1 - T_3} = 0.2542 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

E quindi $\dot{m}_3$ si ricava agevolmente come somma delle due portate ed è pari a 0.677 $[kg/s]$.

Avendo ricavato la portata e conoscendo le perdite di carico distribuite e localizzate, si dimensiona la pompa del circuito di distribuzione primaria che ha una potenza nominale di 45 W. Questa portata rappresenta il caso peggiore per cui il collegamento tra gli accumuli e lo scambiatore della sottostazione sarà gestito dalla pompa appena dimensionata.

I percorsi delle reti di distribuzione sono stati dimensionati seguendo quanto detto sul paragrafo del dimensionamento delle reti di distribuzioni, quindi utilizzando il *tool* messo a disposizione dal marchio *Caleffi* e imponendo una perdita di carico lineare costante pari a 30 mm c.a.

Il circuito utenza di riscaldamento è collegato ad un serbatoio di accumulo che ha le stesse caratteristiche di quelli visti in precedenza e in cui durante il periodo estivo si allaccia la rete del circuito primario di raffrescamento. Per quanto riguarda il raffrescamento, si ha lo stesso circuito primario dei casi di aria-acqua centralizzato e ibrido centralizzato. Per la valutazione del modello, sono fondamentali i dati che deve fornire l'ente o l'azienda che si occupa della gestione della rete del teleriscaldamento.

Infatti, a differenza degli altri casi studio, il fattore di conversione di energia primaria può variare a seconda di come viene prodotta l'energia termica che scalda il fluido presente nella rete di teleriscaldamento. Il valore del fattore di conversione può essere differente da città a città e anche tra zone della stessa città. Nel caso specifico il gestore della rete, *a2a*, negli anni di riferimento 2018 e 2019 certifica un fattore di conversione in energia primaria pari a:

$$f_{p,tot} = f_{p,nren} + f_{p,ren} = 0.37 + 0.20 = 0.57$$

Dichiara inoltre un fattore di emissione CO_2 di $0.1640 [kg CO_2/kWh]$.

Le temperature di mandata e di ritorno della rete nelle sottostazioni sono rispettivamente di $130\text{ }^{\circ}C$ e $60\text{ }^{\circ}C$. La temperatura media nel fluido nella sottostazione è di $90\text{ }^{\circ}C$. mentre, la temperatura media del fluido nella rete è di $95\text{ }^{\circ}C$.

4.5 Sistema autonomo con pompa di calore aria-acqua

L'impianto autonomo con pompa di calore aria-acqua è tra le soluzioni più diffuse in Italia. Il principio di funzionamento è lo stesso della pompa di calore aria-acqua centralizzata. Solitamente per gli impianti autonomi vengono utilizzati sistemi split, in cui i due scambiatori vengono divisi e lo scambiatore aria-acqua viene posizionato all'esterno in modo da non avere rumori all'interno dell'abitazione. Un particolare a cui fare attenzione è il posizionamento dell'unità esterna, difatti bisogna avere a disposizione un luogo accessibile come un balcone per effettuare eventuali operazioni di manutenzione.

Per dimensionare correttamente il generatore che deve servire ogni appartamento è stato preso in considerazione il carico termico nell'ora di massimo carico di ciascun locale, calcolato in regime di raffrescamento. È stata scelta una macchina in grado di svolgere tutti e tre i servizi, ossia produzione di acqua calda, refrigerata e acqua calda sanitaria. Poiché i carichi richiesti dagli appartamenti sono diversi tra loro, sono state scelte tre taglie di una stessa serie di pompa di calore aria-acqua.

Appartamento 110	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 4.5 FS SLIM
Appartamento 120	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 4.5 FS SLIM
Appartamento 130	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 4.5 FS SLIM
Appartamento 140	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 6 FS SLIM
Appartamento 210	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 6 FS SLIM
Appartamento 220	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 6 FS SLIM
Appartamento 230	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 6 FS SLIM
Appartamento 310	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 4.5 FS SLIM
Appartamento 320	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 4.5 FS SLIM
Appartamento 330	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 4.5 FS SLIM
Appartamento 340	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 8 FS SLIM
Appartamento 410	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 8 FS SLIM
Appartamento 420	BAXI/PBS-i FS SLIM/PBS-i 8 FS SLIM

Tabella 59: Modello pompa di calore per appartamento

In particolare, le potenze nominali delle tre taglie alle condizioni di riferimento di raffrescamento estivo sono:

Temperatura aria esterna [$^{\circ}C$]	35
Temperatura acqua in uscita da PdC [$^{\circ}C$]	18
Potenza nominale modello 4.5 [kW]	4.12
Potenza nominale modello 6 [kW]	5.08
Potenza nominale modello 8 [kW]	7.91

Tabella 60: Prestazioni nominali delle tre PdC

La conoscenza di questi dati ha permesso di attribuire ad ogni appartamento il rispettivo modello di pompa di calore. Si tratta di un'unità reversibile splittata aria-acqua per la produzione di acqua refrigerata/riscaldata (fino a 60°C). Nell'unità interna trovano posto lo scambiatore a piastre che completa il circuito frigorifero dell'unità esterna, il bollitore ACS in acciaio smaltato da 190 litri e tutti i componenti idraulici per facilitare l'installazione della pompa di calore.

La pompa di calore è di tipo splittata composta di unità esterna e unità interna a basamento con bollitore ACS, con resistenza elettrica di integrazione. L'unità interna contiene la pompa di circolazione del circuito di distribuzione e l'alloggiamento per la resistenza elettrica di integrazione da 3 kW.



Figura 66: Immagine pompa di calore aria-acqua split [47]

Trattandosi di un impianto di tipo autonomo non vi è la presenza di un circuito di distribuzione primaria e nemmeno di un accumulo di acqua tecnica. Il fluido refrigerante inizia il ciclo frigorifero nell'unità esterna e lo termina nell'unità interna, riscaldando, nel caso invernale, mediante uno scambiatore a piastre saldabrasate, l'acqua del circuito di riscaldamento. Nel caso di produzione di acqua calda sanitaria, l'acqua scaldata nello scambiatore di calore attraversa un serpentino inserito nell'accumulo in modo da scambiare calore con l'acqua sanitaria presente nello stesso.

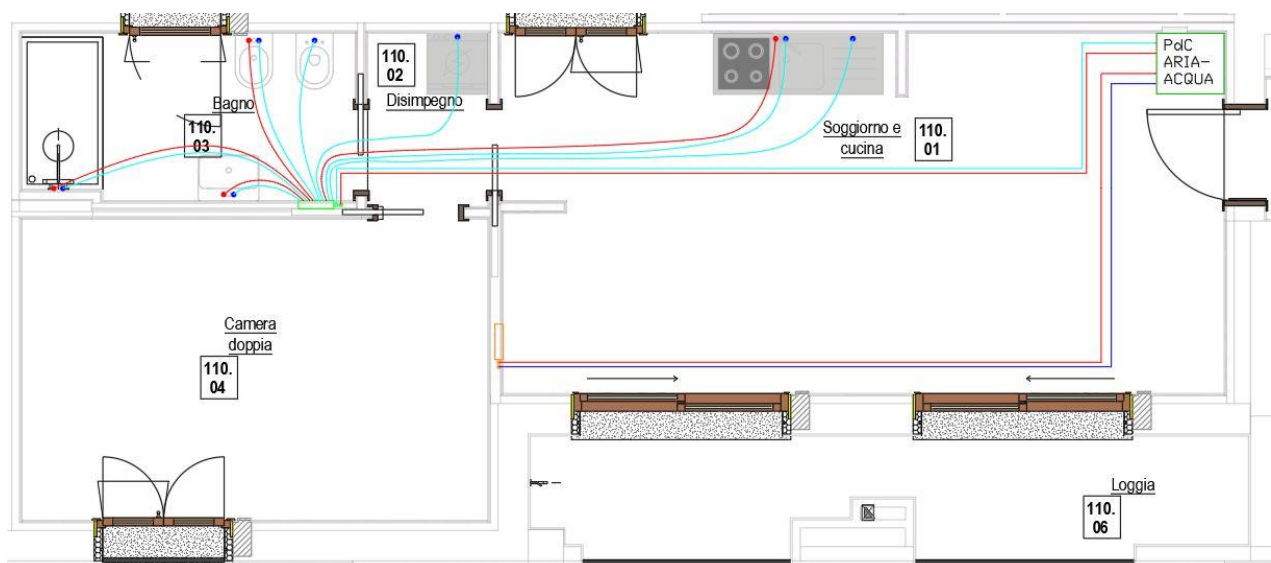


Figura 67: Schema funzionale sistema autonomo con pompa di calore aria-acqua

La rete di distribuzione prevede lo stesso diametro di tubazione per tutti gli appartamenti, ossia: diametro esterno 26 mm e diametro interno 20 mm ed è stato valutato in funzione delle portate nominali che i tre modelli di pompe di calore riescono a gestire. Le perdite di carico distribuite sono state computate seguendo il metodo adottato per le altre reti di distribuzione, ovvero imponendo una perdita di carico lineare costante lungo la rete pari a 30 mm c.a. per metro di tubazione. Ogni modello di pompa di calore ha all'interno una pompa di circolazione di cui ci viene fornito il dato sulla prevalenza in funzione della portata nominale, per cui le potenze elettriche nominali delle pompe di circolazione delle tre taglie possono essere calcolate agevolmente. Le prevalenze fornite riescono a soddisfare le perdite di carico dei circuiti. Le potenze elettriche delle tre pompe sono:

Potenza elettrica circolatore di PBS-i 4.5 FS SLIM [W]	50
Potenza elettrica circolatore di PBS-i 6 FS SLIM [W]	52
Potenza elettrica circolatore di PBS-i 8 FS SLIM [W]	34

Tabella 61: Potenza elettrica circolatore [47]

Sotto vengono riportate ulteriori caratteristiche tecniche, utili per il dimensionamento complessivo dell'impianto, richieste anche dal software *EdilClima*:

	PBS-i 4.5 FS SLIM	PBS-i 6 FS SLIM	PBS-i 8 FS SLIM
Potenza riscaldamento (7/35 °C) [kW]	4.60	5.82	7.65
Potenza raffrescamento (35/18 °C) [kW]	4.12	5.08	7.91
COP (7/35 °C)	5.11	4.22	4.55
EER (35/18 °C)	4.32	4.20	4.27
Portata aria [m ³ /h]	2680	2700	3300
Portata acqua nominale [m ³ /h]	0.80	1	1.36
Dimensioni unità esterna [mm]	880x991x390	630x893x360	943x950x417
Dimensioni unità interna [mm]	1950x560x580	1950x560x580	1950x560x580
Potenza sonora unità esterna [dB]	61	65	67
Potenza sonora unità interna [dB]	30	39	39
Prevalenza pompa [kPa]	65	63	44
Potenza resistenze elettriche [kW]	3+3	3+3	3+3
$T_{cut-off}$ min/max aria riscaldamento [°C]	-15/35	-15/35	-20/35
$T_{cut-off}$ min/max acqua riscaldamento [°C]	18/55	18/60	18/60
$T_{cut-off}$ min/max aria raffrescamento [°C]	10/46	7/46	7/46
$T_{cut-off}$ min/max acqua raffrescamento [°C]	7/25	7/25	7/25

Tabella 62: Specifiche tecniche delle pompe di calore [47]

Dalla scheda tecnica del fornitore sono state ricavate le dimensioni dell'accumulo sanitario e il materiale dell'isolante in modo da poter calcolare agevolmente le caratteristiche di dispersioni termiche dell'accumulo.

Il *software* per effettuare il calcolo del fabbisogno di energia primaria, poiché si tratta di impianto termo-autonomo, non considera l'impianto fotovoltaico come centralizzato, ma come se ogni appartamento avesse il proprio impianto fotovoltaico. Per ovviare a questo problema, il numero di moduli totali e la potenza elettrica degli ausiliari è stata divisa in parti uguali per il numero degli appartamenti. In questo modo ognuno dei 13 appartamenti ha 3 moduli fotovoltaici e fornisce 15 W di potenza elettrica agli ausiliari.

Infine, vengono riportati i dati sulla generazione, fondamentali per la determinazione del fabbisogno di energia primaria.

Per valutare il coefficiente di prestazione medio mensile e di conseguenza il fabbisogno di energia primaria, come visto nei capitoli precedenti, bisogna conoscere il funzionamento alle condizioni di riferimento per il riscaldamento.

Per il modello PBS-i 4.5 FS SLIM i valori prestazionali in sono:

	Potenza Termica (kW)			COP		
	T 35°C	T 45°C	T 55°C	T 35°C	T 45°C	T 55°C
-7 °C	2,79	2,44	2,02	3,07	2,27	1,57
2 °C	3,47	3,50	3,50	3,97	2,80	2,00
7 °C	4,60	4,15	3,70	5,11	3,70	2,66
12 °C	5,10	5,10	5,10	5,84	4,22	2,99

Figura 68: Dati prestazionali in riscaldamento modello PBS-i 4.5 FS SLIM [47]

Per il modello PBS-i 6 FS SLIM si ha:

	Potenza Termica (kW)			COP		
	T 35°C	T 45°C	T 55°C	T 35°C	T 45°C	T 55°C
-7 °C	3,96	3,73	3,45	2,59	2,06	1,47
2 °C	3,74	3,67	3,40	3,37	2,74	2,19
7 °C	5,82	5,38	5,53	4,22	3,24	2,53
12 °C	6,40	6,40	6,40	5,18	3,89	2,60

Figura 69: Dati prestazionali in riscaldamento modello PBS-i 6 FS SLIM [47]

Per il modello PBS-i 8 FS SLIM il costruttore ci fornisce:

	Potenza Termica (kW)			COP		
	T 35°C	T 45°C	T 55°C	T 35°C	T 45°C	T 55°C
-7 °C	5,56	4,86	5,00	2,78	2,13	1,84
2 °C	6,75	7,01	6,50	3,43	2,74	2,16
7 °C	7,65	7,87	7,30	4,55	3,32	2,67
12 °C	9,00	9,00	9,00	5,26	3,83	2,97

Figura 70: Dati prestazionali in riscaldamento modello PBS-i 4.5 FS SLIM [47]

Inoltre, si devono conoscere le prestazioni ai carichi parziali in modo da poter costruire la curva di funzionamento ed essere in grado di poter valutare i consumi in tutte le condizioni. Il costruttore fornisce i dati del fattore correttivo del COP in funzione del fattore di carico e del fattore di carico climatico. A titolo di esempio viene mostrata la tabella fornita dal costruttore per il modello PBS-i 4.5 FS SLIM:

Dati per determinazione COP_{PL} : prestazioni calcolate a condizioni Average e acqua a 35°C

	T _{design}	A (T _{biv})	B	C	D
Te	-10 °C	-7 °C	2 °C	7 °C	12 °C
PLR	100%	88%	54%	35%	15%
DC		2,79	3,47	4,60	5,10
COP' (pieno carico)		3,07	3,97	5,11	5,84
COP (carico parziale)		3,32	4,98	6,36	9,53
P	3,17				
CR	> 1,00	1,00	0,47	0,23	0,09
f _{cop}	1,00	1,00	1,25	1,24	1,63

Figura 71: Dati per il calcolo del COP ai carichi parziali [47]

Per quanto riguarda il caso estivo invece, seguendo la UNI-TS 11300-3 bisogna fornire i dati di funzionamento in refrigerazione in funzione del grado di parzializzazione della macchina. Per il modello PBS-i 4.5 FS SLIM si ha:

Fattori di carico	100%	75%	50%	25%
EER	2,77	3,90	5,41	6,64

Figura 72: Dati prestazionali in refrigerazione per il modello PBS-i 4.5 FS SLIM [47]

Per il modello PBS-i 6 FS SLIM il costruttore fornisce:

Fattori di carico	100%	75%	50%	25%
EER	2,65	3,31	5,19	5,22

Figura 73:Dati prestazionali in refrigerazione per il modello PBS-i 6 FS SLIM [47]

Per il modello PBS-i 8 FS SLIM i dati di funzionamento in refrigerazione sono:

Fattori di carico	100%	75%	50%	25%
EER	2,85	4,12	5,08	5,15

Figura 74:Dati prestazionali in refrigerazione per il modello PBS-i 8 FS SLIM [47]

Per il raffrescamento, oltre ai dati già citati, bisogna definire la rete di distribuzione che coincide con quella di riscaldamento, la temperatura media delle tubazioni, che è di 16°C.

Per l'acqua calda sanitaria bisogna definire il numero di cicli di utilizzo giornalieri che è stato posto uguale a due, mentre il ricircolo sanitario non è previsto.

4.6 Sistema autonomo con pompa di calore acqua-acqua

Lo schema funzionale di questo sistema è molto simile al sistema centralizzato con pompa di calore acqua-acqua, quello che cambia è che a differenza del sistema centralizzato in cui la macchina si trovava all'interno del locale tecnico, qui le macchine si trovano all'interno dei singoli alloggi e di conseguenza l'acqua di falda deve essere portata fino alla pompa di calore autonoma di ogni appartamento. Si possono attuare due strategie:

- La pompa sommersa aspira l'acqua di falda che raggiunge il collettore in centrale termica e dal collettore si fa partire una dorsale unica, che crea un anello chiuso, in grado di servire tutti gli impianti delle singole abitazioni;
- La pompa sommersa aspira l'acqua di falda che raggiunge il collettore in centrale termica e dal collettore si fanno partire n circuiti quanti sono gli appartamenti, ognuno dei quali raggiunge la pompa di calore dell'alloggio a cui è collegato.

La prima soluzione permette di ottenere oltre ad un vantaggio economico in quanto si deve dimensionare un solo circuito, anche un vantaggio di natura tecnica perché con la stessa sorgente si possono riscaldare e raffrescare due zone diverse. Ad esempio, si supponga che al piano terra sia presente un negozio il cui fabbisogno, in un dato momento, è di raffrescamento, mentre al primo piano è presente un alloggio, il cui fabbisogno è di riscaldamento. Poiché l'acqua di falda ha una temperatura costante tutto l'anno e le macchine lavorano sia in riscaldamento che in raffrescamento con quella temperatura in ingresso dell'acqua di falda, allora con la stessa sorgente, ossia la stessa acqua di falda, si può raffrescare un ambiente e riscaldarne un altro.

La seconda soluzione, che è quella adottata nel caso in esame, conduce ad un esborso economico per il dimensionamento più alto ma permette di avere un maggiore autonomia in quanto la pompa di centrale si attiva solamente quando richiesto, invece nell'altro caso sarebbe, praticamente, sempre attiva.

Per dimensionare correttamente il generatore che deve servire ogni appartamento è stato preso in considerazione il carico termico nell'ora di massimo carico di ciascun locale, calcolato in regime di raffrescamento. È stata scelta una macchina in grado di svolgere tutti e tre i servizi, ossia produzione di acqua calda, refrigerata e acqua calda sanitaria.



Figura 75: Posizionamento pompe di calore acqua-acqua negli alloggi

L'impianto prevede all'interno della centrale termica, al piano interrato, la presenza di un collettore di centrale da cui partono i circuiti per ogni alloggio dove in ognuno di essi è presente una pompa di calore geotermica. Quindi, ci saranno 13 circuiti. A monte del collettore di centrale vi è il circuito dell'acqua di falda, che mediante una pompa sommersa riesce ad aspirare il fabbisogno di acqua di falda necessario a tutti gli appartamenti. Trattandosi di un impianto di tipo autonomo non vi è la presenza di un circuito di distribuzione primaria e nemmeno di un accumulo di acqua tecnica. Nel caso di produzione di acqua calda sanitaria, l'acqua scaldata nello scambiatore di calore attraversa un serpentino inserito nell'accumulo in modo da scambiare calore con l'acqua sanitaria presente nello stesso.

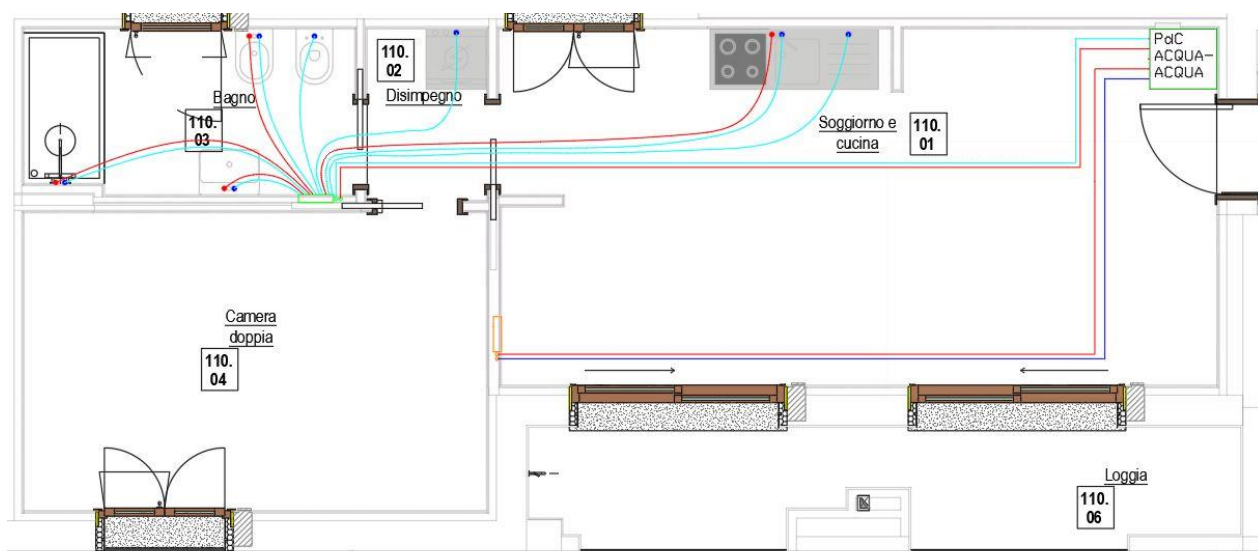


Figura 76: Schema funzionale pompa di calore acqua-acqua autonoma

Nell'unità trova posto il bollitore ACS in acciaio smaltato da 180 litri e le pompe di circolazione del circuito di distribuzione e del circuito alto acqua di falda.

Di seguito sono riportati i dati di targa della macchina.

Modello	Altherma 3 Geo EGSAX06D9W
Potenza riscaldamento (0/35 °C) [kW]	3.34
Potenza raffrescamento (10/18 °C) [kW]	8.5
COP (0/35 °C)	4.74
EER (10/18 °C)	10.10
Dimensioni unità [mm]	1891x597x666
Volume accumulo [l]	180
Dispersioni accumulo [kWh/day]	1.2
Potenza sonora unità interna [dB]	41
Modello pompa lato utenza	Grundfos UPM3LK
Potenza elettrica pompa lato utenza [kW]	75
Modello pompa lato sorgente	Grundfos UPMXL Geo
Potenza elettrica pompa lato sorgente [kW]	180
$T_{cut-off}$ min sorgente [°C]	-10
$T_{cut-off}$ max sorgente [°C]	30
$T_{cut-off}$ min utenza [°C]	5
$T_{cut-off}$ max utenza [°C]	65

Tabella 63: Dati tecnici pompa di calore geotermica [48]

Queste tipologie di impianti non sono diffusi nel mercato italiano e per questo motivo i dati forniti dal costruttore non fanno riferimento alla normativa UNI. Pertanto, il calcolo delle perdite per generazione sarà affrontato utilizzando, sì, i dati prestazionali in termini di COP e potenza utile fornite alle temperature di riferimento, ma alle capacità massime di funzionamento della macchina, per quella determinata temperatura, e non a quelle nominali.

LWC [°C]	25		35		45		55	
EBT [°C]	HC [kW]	PI [kW]	HC [kW]	PI [kW]	HC [kW]	PI [kW]	HC [kW]	PI [kW]
-10	6,08	1,42	5,84	1,64	5,36	1,99	4,88	2,34
-5	7,14	1,37	6,86	1,72	6,45	2,08	5,99	2,44
0	8,20	1,33	7,98	1,79	7,54	2,16	7,10	2,54
5	9,60	1,40	9,30	1,83	8,81	2,21	8,33	2,60
10	11,00	1,48	10,62	1,86	10,09	2,26	9,55	2,66
15	12,13	1,40	12,05	1,84	11,26	2,17	10,46	2,49
20	13,26	1,31	13,49	1,82	12,43	2,07	11,38	2,33
25	14,39	1,22	14,92	1,79	13,61	1,98	12,29	2,16
30	15,53	1,14	16,36	1,77	14,78	1,88	13,20	2,00

Figura 77: Dati prestazionali in riscaldamento alle condizioni massime di funzionamento [48]

Dove LWC rappresenta la temperatura di mandata della pompa di calore, EBT è la temperatura della falda, mentre HC e PI sono rispettivamente la potenza termica massima in uscita e la potenza elettrica massima in ingresso per quelle condizioni di temperatura. Nel riquadro rosso sono presenti i valori prestazionali di interesse ai fini del calcolo, dove il COP è facilmente ricavabile dal rapporto tra HC e PI . La determinazione dei COP in condizioni di temperatura diverse da quelle nominali e a carichi ridotti vengono determinati dal software stesso imponendo un fattore di carico minimo di modulazione e un fattore correttivo, consigliati dal software.

Anche per l'impianto di raffrescamento vengono fornite le prestazioni alla capacità massima di funzionamento, in particolare la temperatura di mandata di interesse, ossia 14°C non viene riportata e per questo motivo si fa l'interpolazione lineare tra i valori di 13°C e 15°C con temperatura della falda di 15 °C.

LWC [°C]	7		13		15	
EBT [°C]	CC [kW]	PI [kW]	CC [kW]	PI [kW]	CC [kW]	PI [kW]
-5			8,12	0,57	8,12	0,57
0			9,73	1,00	9,73	1,00
5	10,04	1,11	10,31	1,16	10,40	1,15
10	10,13	1,22	10,90	1,25	11,06	1,24
15	9,80	1,38	10,74	1,42	11,04	1,40
20	9,46	1,55	10,57	1,59	11,01	1,57
25	9,13	1,71	10,41	1,76	10,99	1,73
30	8,79	1,87	10,24	1,93	10,96	1,90

Figura 78: Dati prestazionali in raffrescamento alle condizioni massime di funzionamento [48]

La scheda tecnica non fornisce il dato sulla portata elaborata dalla pompa di calore, ma vengono riportate delle informazioni sulla pompa di circolazione del circuito utenza, in particolare sul modello della pompa, che alle condizioni nominali gestisce 40 l/min e richiede 75 W di potenza elettrica. Per la rete di distribuzione utenza è stata utilizzata la stessa del caso studio impianto autonomo aria-acqua. Per individuare la portata elaborata dalla pompa di calore nel circuito acqua di falda è stato fatto lo stesso ragionamento, ovvero si è risaliti alla portata nominale dal modello della pompa. La portata gestita dalla pompa è di 40 l/min e la sua potenza nominale è di 180 W. Il dato sulla portata del lato falda ci permette di conoscere la portata totale che deve aspirare la pompa sommersa dalla falda. Questa portata è data dal prodotto di 40 l/min per 13. Le informazioni sulla portata totale e sulla prevalenza che deve avere la pompa ci permettono di ricavare la potenza elettrica richiesta dalla pompa sommersa, che è di 1.5 kW. La potenza appena individuata è stata divisa per il numero di alloggi in parti uguali.

Il *software* per effettuare il calcolo del fabbisogno di energia primaria, poiché si tratta di impianto termo-autonomo, non considera l'impianto fotovoltaico come centralizzato, ma come se ogni appartamento avesse il proprio impianto fotovoltaico. Per ovviare a questo problema, il numero di moduli totali e la potenza elettrica degli ausiliari è stata divisa in parti uguali per il numero degli appartamenti. In questo modo ognuno dei 13 appartamenti ha 3 moduli fotovoltaici su 44 ed eroga 15 W di potenza elettrica agli ausiliari sui 200 W totali.

Per il raffrescamento, oltre ai dati già citati, bisogna definire la rete di distribuzione che coincide con quella di riscaldamento, la temperatura media delle tubazioni, che è di 16°C.

Per l'acqua calda sanitaria bisogna definire il numero di cicli di utilizzo giornalieri che è stato posto uguale a due, mentre il ricircolo sanitario non è previsto. Le perdite dell'accumulo sanitario sono specificate come kWh/giorno.

5 Risultati del calcolo di energia primaria effettuato secondo la norma UNI TS 11300

La parte più importante nella valutazione dei risultati riguarda il bilancio energetico e le componenti del bilancio stesso. La procedura di valutazione del bilancio energetico è la stessa per tutti i tipi di servizi e per tutte le soluzioni impiantistiche.

Il *software*, così come consigliato dalla UNI TS 11300-2, divide il bilancio in due parti: fabbisogni elettrici e termici. Per quanto riguarda i fabbisogni termici si parte dal fabbisogno dell'edificio calcolato secondo la UNI TS 11300-1 che però considera nel calcolo il fabbisogno di ventilazione naturale ossia quello che indipendentemente dalla presenza o meno di un impianto di ventilazione meccanica, fa riferimento a una aerazione naturale in condizioni standard. Per il calcolo del fabbisogno effettivo dell'edificio, però, si deve considerare il fatto che l'edificio è dotato di un impianto di ventilazione meccanica controllata e quindi tenere conto delle caratteristiche dello stesso. Alla ventilazione effettiva, vanno sottratte le perdite recuperate dal sistema di ACS e poi sottratte le perdite nei sottosistemi di: erogazione, regolazione, accumulo, distribuzione utenza e distribuzione primaria. Si ottiene quindi il fabbisogno effettivo in ingresso al circuito di generazione. Per valutare correttamente la quota di energia elettrica che la pompa di calore deve fornire al sistema di generazione, bisogna determinare l'energia aerotermica catturata dalle pompe di calore che viene considerata come energia da fonte rinnovabile ai fini dell'adempimento del decreto legislativo 28/2011. Questa quota di energia si va a sommare alle perdite di generazione, ma il suo valore è negativo perché realmente rappresenta un apporto. Una volta calcolata l'energia aerotermica si può stabilire la quantità di energia elettrica come differenza tra l'energia in ingresso al generatore e le perdite di generazione.

L'energia aerotermica si calcola come:

$$E_{RES} = Q_{in,gen} \left(1 - \frac{1}{SPF}\right)$$

Dove $Q_{in,gen}$ è il fabbisogno di energia in ingresso al generatore ed SPF è il fattore di rendimento stagionale stimato che corrisponde al valore di $SCOP_{net}$ (COP stagionale netto). Questo parametro si calcola con la seguente formulazione:

$$SPF = \frac{\text{Fabbisogno in uscita alla generazione}}{\text{Fabbisogno di energia elettrica in ingresso al generatore}}$$

A questo punto è stata ottenuta l'energia elettrica che si deve fornire alla pompa di calore. Per ottenere il fabbisogno di energia elettrica bisogna sommare l'energia elettrica richiesta dagli ausiliari di distribuzione. Il fabbisogno elettrico complessivo richiesto alla rete si valuta sottraendo al fabbisogno elettrico il contributo netto dell'impianto fotovoltaico per l'impianto di riscaldamento. Ai fini della computazione dell'energia primaria si sommano le tre fonti di energie richieste dall'impianto (energia aerotermica, energia elettrica da rete, energia autoprodotta dall'impianto fotovoltaico) moltiplicate per i rispettivi fattore di conversione in energia primaria.

Nel caso di sistema ibrido va anche sommata l'energia termica fornita dalla caldaia a condensazione per il suo rispettivo fattore di conversione in energia primaria, mentre nel caso di teleriscaldamento si considera solamente l'energia termica fornita dal sistema di teleriscaldamento per il suo fattore di conversione e il contributo di energia autoprodotta dal fotovoltaico in quanto non vi è la presenza delle pompe di calore.

Se il servizio svolto dall'impianto è quello di acqua calda sanitaria, oltre le già citate perdite, si considerano le perdite del circuito di ricircolo.

Affinché le soluzioni impiantistiche proposte possano essere effettivamente adoperabili, bisogna confrontare i valori di energia primaria e di rendimento globale con quelli ammissibili calcolati secondo il paragrafo 3.3 punto 2 – lettera b dell'allegato 1 del Decreto 26 06 2015- Requisiti minimi. Nel suddetto paragrafo si afferma che gli indici di prestazione e i rendimenti globali di energia primaria riferiti a tutti i servizi, risultino inferiori ai valori dei corrispondenti indici limite calcolati per l'edificio di riferimento le cui caratteristiche termiche e di generazione sono dati nelle pertinenti tabelle del Capitolo 1, all'Appendice A del Decreto 26 06 2015- Requisiti minimi.

Ricordando che con edificio di riferimento o target si intende un edificio identico in termini di geometria (sagoma, volumi, superficie calpestabile, superfici degli elementi costruttivi e dei componenti), orientamento, ubicazione territoriale, destinazione d'uso e situazione al contorno e avente caratteristiche termiche e parametri energetici predeterminati conformemente all'Appendice A dell'Allegato 1 del Decreto 26 06 2015- Requisiti minimi. Inoltre, l'edificio di riferimento si considera dotato degli stessi impianti di produzione di energia dell'edificio reale per la quale come efficienze dei sottosistemi si considerano quelle delle tabelle 7 e 8 dell'appendice A dell'allegato 1.

Da precisare che per tutti le soluzioni impiantistiche è stato installato l'impianto fotovoltaico che ha una producibilità che è la stessa per tutti i casi studi, tranne nel caso di teleriscaldamento:

Mese	Irradiazione mensile [kWh/m²]	Producibilità pannelli [kWh]
gennaio	47,8	545
febbraio	62,7	715
marzo	107,4	1224
aprile	137,0	1561
maggio	165,0	1880
giugno	191,0	2177
luglio	201,6	2297
agosto	167,8	1913
settembre	132,9	1515
ottobre	74,0	843
novembre	39,4	449
dicembre	35,1	400
Annui	1361,8	15519

Figura 79: Producibilità pannelli

Il fabbisogno elettrico degli ausiliari dell'impianto ammonta a *400 kWh* annui

5.1 Risultati del sistema centralizzato a pompa di calore con sorgente aria esterna

5.1.1 Riscaldamento

L'impianto prevede l'installazione di due pompe di calore della stessa taglia la cui ripartizione tra generatori è mostrata nell'immagine seguente:

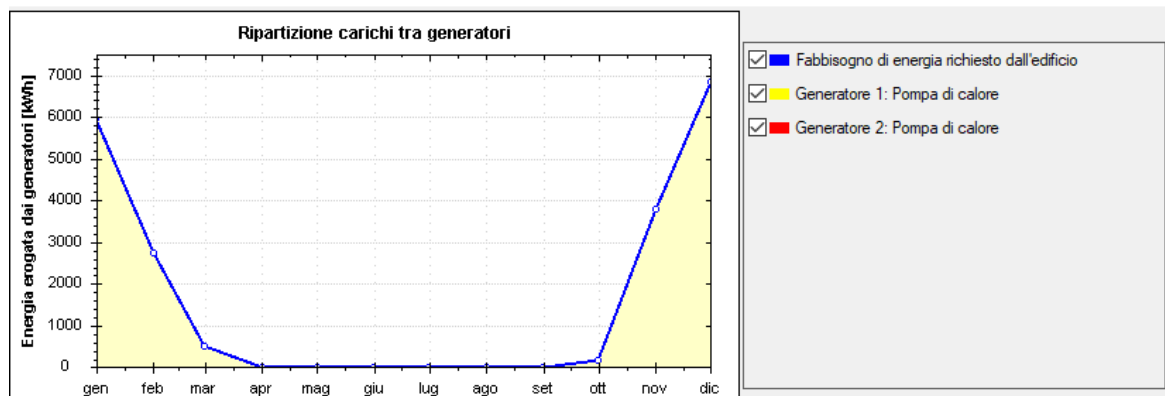


Figura 80: Ripartizione carichi generatori

Quello che si evince dall'immagine è che il fabbisogno è soddisfatto da un solo generatore questo per due motivi:

- il dimensionamento è stato fatto affinché ognuna delle due pompe di calore riesca a soddisfare quasi interamente il carico di progetto, in modo tale che nel caso di fermo di una delle due macchine il fabbisogno sia sempre soddisfatto.
- non si verificano mai le condizioni di progetto, ovvero temperatura aria esterna di -5°C .

Come detto le condizioni di progetto non si verificano mai ed è per questo motivo che è importante valutare le potenze medie in funzione della temperatura esterna, ossia valutare la firma energetica di progetto. La firma energetica permette di capire qual è la potenza media erogata del generatore in funzione della temperatura esterna.

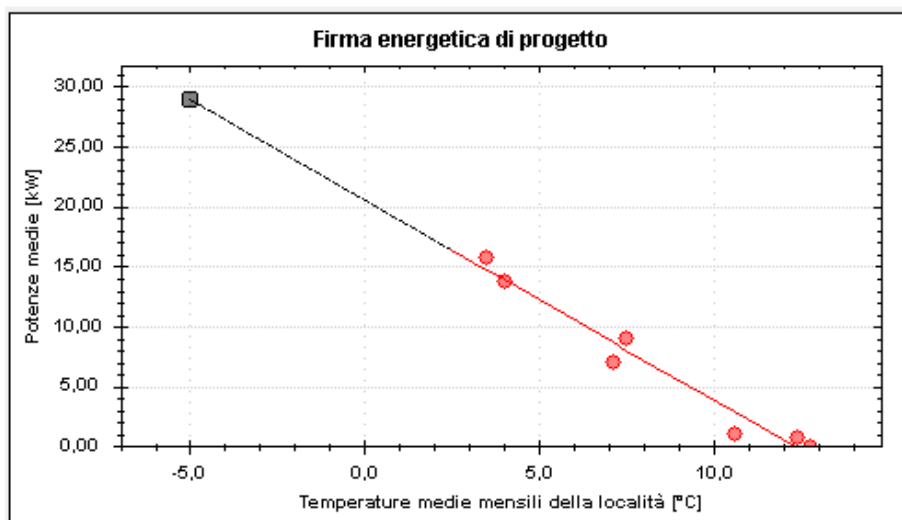


Figura 81: Firma energetica

Logicamente al diminuire della temperatura esterna, aumenta la potenza media che il generatore deve erogare.

L'energia primaria richiesta per soddisfare il fabbisogno di riscaldamento e il rendimento sono riportati nelle tabelle seguenti:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
17704	9725	27429	328,2	116,4

Tabella 64: Energia primaria e rendimento globale per riscaldamento sistema acqua-acqua centralizzato

Il rendimento globale rispetto all'energia primaria è calcolato come rapporto tra il fabbisogno del fabbricato (in ventilazione naturale), il cui valore è di 31915 kWh e l'energia primaria necessaria per il riscaldamento.

La quota di energia primaria si scompone in quota rinnovabile e non rinnovabile.

Si individuano i vettori energetici che fanno parte del bilancio.

In questo caso specifico si ha che al netto del contributo del fotovoltaico, la richiesta di energia elettrica dalla rete è di 4987 kWh . Quindi si ha che:

$$E_{prim,rinn,el} = 4987 \cdot 0.47 = 2344 \text{ [kWh]}$$

$$E_{prim,NR,el} = 4987 \cdot 1.95 = 9725 \text{ [kWh]}$$

Si aggiunge la quota di energia aerotermica:

$$E_{RES} = Q_{in,gen} \left(1 - \frac{1}{SPF}\right) = 19956 \left(1 - \frac{1}{3.41}\right) = 14105 \text{ [kWh]}$$

E infine si somma l'energia autoprodotta dall'impianto fotovoltaico:

$$E_{fv} = 1255 \text{ [kWh]}$$

La quota rinnovabile di energia primaria è data da:

$$E_{prim,rinn} = E_{prim,rinn,el} + E_{RES} + E_{fv} = 17703 \text{ [kWh]}$$

Mentre la parte non rinnovabile è da attribuire solamente all'energia elettrica prelevata dalla rete:

$$E_{prim,NR} = E_{prim,NR,el} = 9725 \text{ [kWh]}$$

L'energia primaria totale sarà data dalla somma dei due contributi:

$$E_{prim} = E_{prim,rinn} + E_{prim,NR} = 27429 \text{ [kWh]}$$

Le perdite in ogni sottosistema sono rappresentate dal grafico che segue:

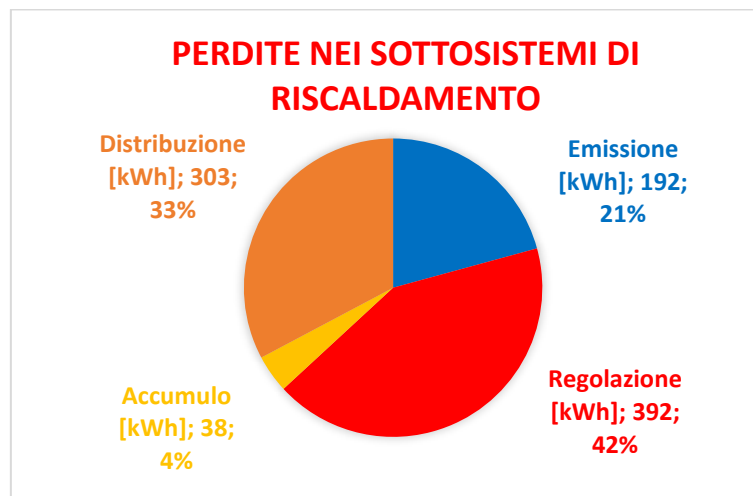


Figura 82: Perdite nei sottosistemi di riscaldamento

L'energia recuperata dall'impianto di acqua calda sanitaria, che ai fini del calcolo dell'energia primaria viene conteggiata alla quota di riscaldamento, è di *1376 kWh*. Mentre il fabbisogno elettrico degli ausiliari è da attribuire, in questo caso, alle pompe di circolazione dei circuiti di distribuzione. In particolare, il fabbisogno elettrico del circuito di distribuzione primaria per il riscaldamento è di *274 kWh* e quello del circuito di distribuzione utenza *117 kWh*.

5.1.2 Acqua calda sanitaria

Nel caso di produzione di acqua calda sanitaria, così come in quello di riscaldamento, il fabbisogno può essere soddisfatto da una delle due pompe di calore installate.

Le perdite nei sottosistemi possono essere attribuite a:

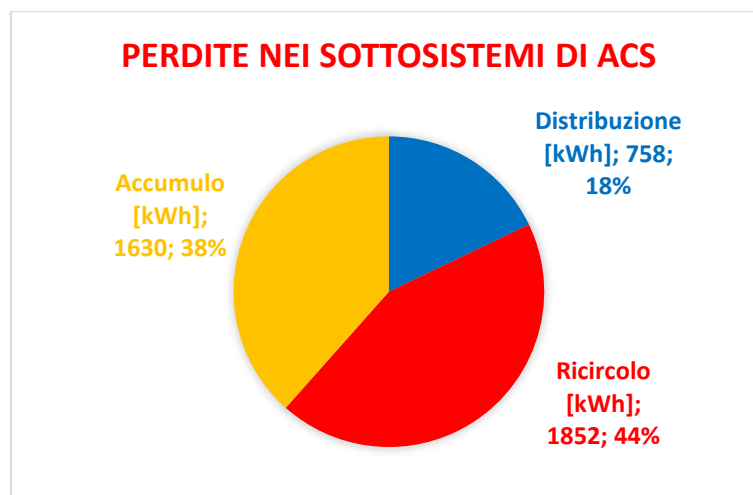


Figura 83: Perdite nei sottosistemi di ACS

Le perdite complessive sono maggiori rispetto al servizio di riscaldamento perché la temperatura dell'acqua nelle tubazioni è superiore di circa 20°C rispetto al servizio di riscaldamento. Le perdite di accumulo sono così alte perché la superficie di scambio dell'accumulo è ampia e la temperatura all'interno è di 55°C. Il fabbisogno degli ausiliari elettrici è da imputare solamente alla pompa di ricircolo la cui richiesta annua è di *47 kWh*.

Il valore di energia primaria e il rendimento globale calcolato rispetto all'energia primaria vengono riportati nelle tabelle che seguono.

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
16460	5212	21671	260,7	62,7

Tabella 65: Energia primaria e rendimento globale per ACS sistema acqua-acqua centralizzato

Il rendimento globale rispetto all'energia primaria è calcolato come rapporto tra il fabbisogno di energia termica utile per ACS, il cui valore è di *13589 kWh* e l'energia primaria necessaria per il servizio di acqua calda sanitaria.

5.1.3 Raffrescamento

Il rendimento utile del generatore per l'intera stagione di raffrescamento è di *2,11* ed è calcolato come rapporto tra il fabbisogno di energia in uscita dal sistema di generazione e l'energia elettrica in ingresso alla generazione. Il rendimento utile del generatore corrisponde al *SEER* medio netto.

Le perdite nei sottosistemi di raffrescamento dipendono da:

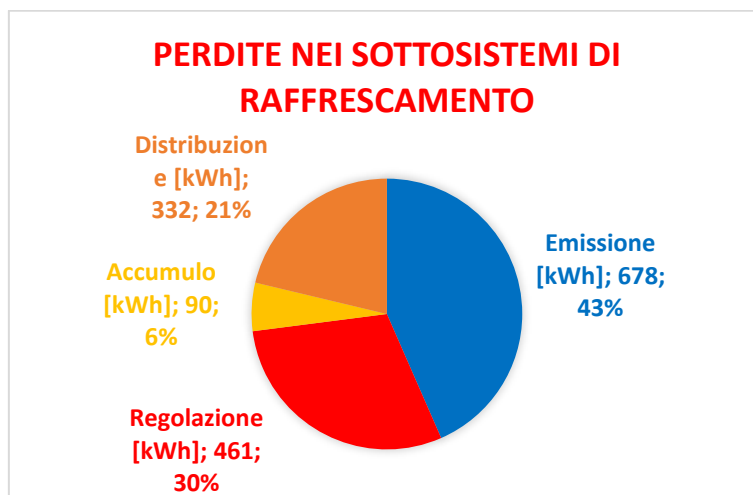


Figura 84: Perdite nei sottosistemi di raffrescamento per PdC aria-acqua centralizzata

Le perdite di distribuzione sono rimaste pressoché invariate rispetto al servizio di riscaldamento. Le perdite nel sottosistema di accumulo sono aumentate a causa della differenza tra la temperatura media esterna e la temperatura dell'acqua nello storage che è di *16 °C*. Nel sottosistema di emissione le perdite sono ingenti perché nel servizio di raffrescamento il rendimento del sottosistema proposto da *Edilclima*, per i terminali in questione è minore di due punti percentuali rispetto al servizio di riscaldamento. Il fabbisogno elettrico degli ausiliari è da attribuire al sistema di distribuzione, la cui richiesta è di *298 kWh*. L'energia primaria richiesta dal sistema di riscaldamento e il rendimento globale rispetto all'energia primaria è:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
9585	9764	19349	195,6	98,7

Tabella 66: Energia primaria e rendimento globale di raffrescamento per PdC aria-acqua centralizzata

5.1.4 Fotovoltaico

La percentuale di copertura del fabbisogno elettrico totale da parte dell'impianto fotovoltaico è del 47.9 %.

È importante vedere come avviene la ripartizione mensile dell'energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico tra i servizi di riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria, raffrescamento e ventilazione.

Mese	Qel,prod.fv [kWh]	Qel,used,H [kWh]	Qel,used,W [kWh]	Qel,used,C [kWh]	Qel,used,V [kWh]
gennaio	531	320	99	0	112
febbraio	697	312	171	0	213
marzo	1193	137	420	54	581
aprile	1521	0	418	478	624
maggio	1832	0	255	1124	453
giugno	2120	0	194	1541	386
luglio	2238	0	172	1702	364
agosto	1863	0	156	1381	327
settembre	1476	0	227	841	408
ottobre	821	27	273	108	414
novembre	438	214	97	4	123
dicembre	390	245	69	0	76
	15119	1255	2550	7232	4082

Figura 85: Impianto fotovoltaico - ripartizione fra servizi

Infine, viene mostrata una tabella riassuntiva in cui è presente il fabbisogno di energia primaria per ogni servizio.

Servizio	Qp,nren [kWh]	Qp,ren [kWh]	Qp,tot [kWh]
Riscaldamento	9725	17704	27429
Acqua calda sanitaria	5212	16460	21671
Raffrescamento	9764	9586	19349
Ventilazione	7345	5853	13198
Globale	32046	49602	81648

Tabella 67: Energia primaria per tutti i servizi

Il consumo di energia elettrica per soddisfare tutti i servizi è di 16434 kWh.

5.1.5 Verifiche di legge

Come detto, i valori calcolati si devono confrontare con i valori ammissibili dal decreto requisiti minimi 26 06 2015. In particolare, gli indici di prestazione dell'edificio reale, per ogni servizio, devono essere minori dei corrispondenti valori calcolati per l'edificio di riferimento.

Servizio	EP ammissibile [kWh/m²]	EP reale [kWh/m²]
Riscaldamento	12,46	35,15
Acqua calda sanitaria	6,68	27,77
Raffrescamento	12,51	24,8
Ventilazione	9,41	16,91
Globale	41,07	104,64

Tabella 68: EP per tutti i servizi confrontati con i valori ammissibili

Allo stesso modo, i rendimenti globali riferiti all'energia primaria, calcolati per l'edificio reale, per tutti i servizi, devono essere maggiori dei corrispettivi parametri calcolati per l'edificio di riferimento.

Nr.	Servizi	Verifica	ng,amm. [%]		ng [%]
1	Riscaldamento	Positiva	80,8	≤	116,4
2	Acqua calda sanitaria	Positiva	49,6	≤	62,7
3	Raffrescamento	Positiva	87,5	≤	98,7

Figura 86: Confronto rendimenti globali di energia primaria

Si riporta un'ultima tabella che esprime la percentuale di energia primaria rinnovabile per ogni servizio, la percentuale di energia primaria rinnovabile globale relativa ai servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria. Questi valori vengono confrontati con le percentuali ammissibili dichiarate dal decreto legislativo 03/03/2011 n. 28.

Servizio	% Ep,nr	% Ep,rinn	% Min ammissibile Dlgs 3/11 n. 28
Riscaldamento	35,5%	64,5%	-
Acqua calda sanitaria	24,1%	76,0%	50%
Raffrescamento	50,5%	49,5%	-
Ventilazione	55,7%	44,3%	-
Globale	36,1%	63,9%	50%

Tabella 69: Percentuali energia primaria rinnovabile vs Dlgs 3/11 n.28

5.2 Risultati sistema centralizzato a pompe di calore con sorgente acqua di falda

5.2.1 Riscaldamento

L'impianto è stato dimensionato con due pompe di calore condensate ad acqua di falda della stessa taglia. Come nel caso del sistema centralizzato con pompe di calore aria-acqua, il carico di riscaldamento riesce ad essere soddisfatto da una delle due pompe di calore.

L'energia primaria richiesta per soddisfare il fabbisogno di riscaldamento e il rendimento sono riportati nelle tabelle seguenti:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
19263	8441	27704	378,1	115,2

Tabella 70: Energia e rendimento globale in riscaldamento

Il calcolo dell'energia primaria è analogo al caso precedente. L'*SPF* dell'impianto è di 4.65 e il valore E_{RES} è di 16020 kWh, il che vuol dire, che questo sistema riesce a sfruttare maggiormente la sorgente fredda, in questo caso l'acqua di falda, ma è più penalizzata a causa delle perdite nel circuito di generazione che negli altri casi non sono presenti.

Le perdite di ogni sottosistema sono rappresentate nel grafico che segue:

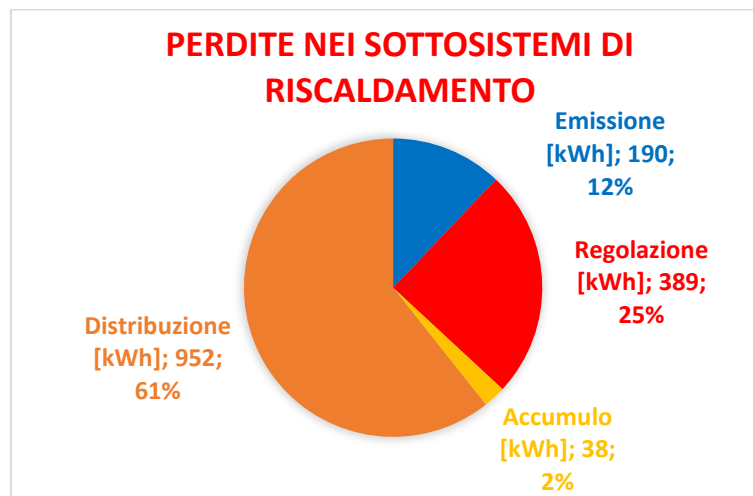


Figura 87: Perdite nei sottosistemi di riscaldamento

La quota più ingente è quella relativa alla distribuzione. Le perdite nei sottosistemi di emissione, regolazione ed accumulo sono pressoché uguali al caso aria-acqua centralizzato per il fatto che sono stati modellati allo stesso modo e con gli stessi parametri.

L'energia recuperata dall'impianto di acqua calda sanitaria, che ai fini del calcolo dell'energia primaria viene assegnata alla quota di riscaldamento per la valutazione dell'energia primaria, è di *1561 kWh*. Mentre il fabbisogno elettrico degli ausiliari è da attribuire, in questo caso, alle pompe di circolazione dei circuiti di distribuzione. In particolare, il fabbisogno elettrico del circuito di distribuzione primaria per il riscaldamento è di *207 kWh*, quello del circuito di distribuzione utenza *116 kWh* e quello del circuito di generazione è di *820 kWh*.

5.2.2 Acqua calda sanitaria

A differenza del servizio di riscaldamento, il carico termico per la produzione di acqua calda richiede, anche se a carico ridotto, l'utilizzo di entrambe le pompe di calore.

La ripartizione fra generatori è mostrata nel grafico che segue:

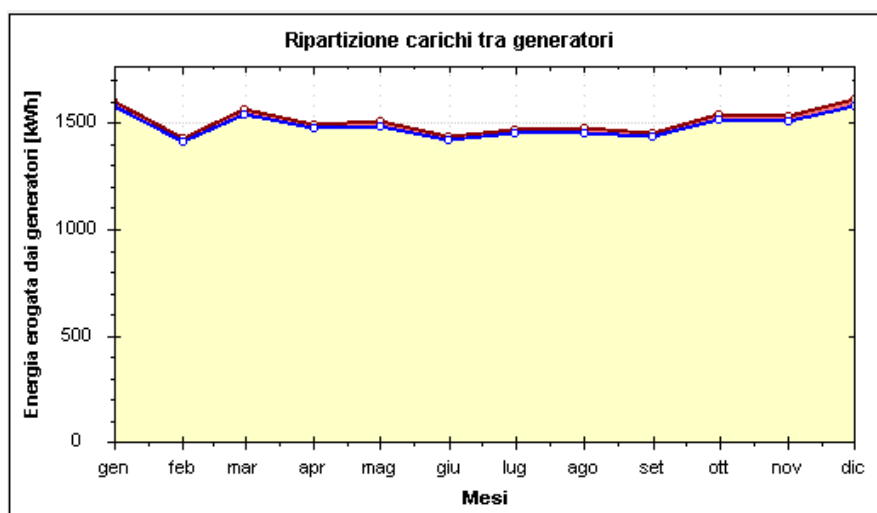


Figura 88: Ripartizione carichi tra generatori ACS

La curva in giallo rappresenta l'energia erogata dal generatore 1, la curva in rosso mostra la quota richiesta al generatore 2, mentre la linea blu evidenzia il fabbisogno richiesto in totale.

L'accensione del secondo generatore è dovuta al fatto che la macchina non garantisce elevate prestazioni per la produzione di calore ad alte temperature e quindi non riesce a soddisfare il carico termico. Infatti, dal grafico si evince che il secondo generatore è acceso per tutto l'anno e i due sistemi lavorano in parallelo. Le perdite nei sottosistemi sono così divise:

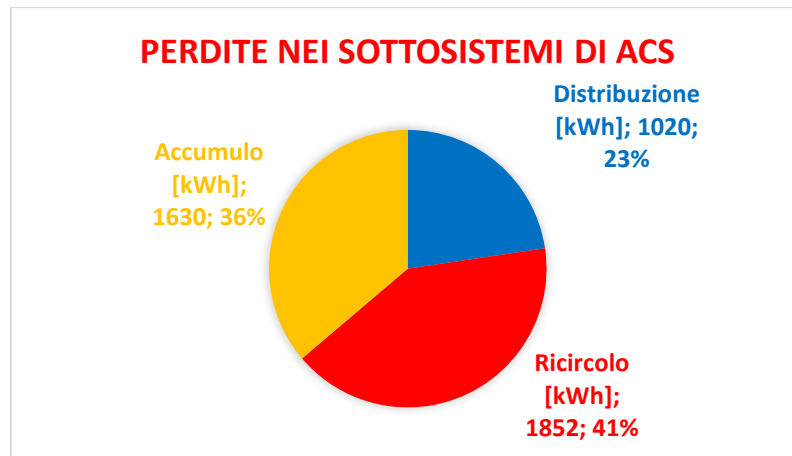


Figura 89: Perdite nei sottosistemi di ACS

Le dispersioni dovute al sottosistema di accumulo e di ricircolo sono uguali all'impianto aria-acqua, mentre le perdite nei circuiti di distribuzione sono aumentate di circa il 40% a causa della distribuzione nel circuito di generazione.

Il fabbisogno degli ausiliari elettrici è da imputare solamente alla pompa di ricircolo la cui richiesta annua è di 47 kWh.

Il valore di energia primaria e il rendimento globale calcolato rispetto all'energia primaria vengono riportati nelle tabelle che seguono.

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
17284	5557	22841	244,5	59,5

Figura 90: Energia primaria e rendimento globale per produzione ACS

Il rendimento globale rispetto all'energia primaria è calcolato come rapporto tra il fabbisogno di energia termica utile per ACS, il cui valore è di 13589 kWh e l'energia primaria necessaria per il servizio di acqua calda sanitaria.

5.2.3 Raffrescamento

Il rendimento utile del generatore per l'intera stagione di raffrescamento è di 2.24 ed è calcolato come rapporto tra il fabbisogno di energia in uscita dal sistema di generazione e l'energia elettrica in ingresso alla generazione. Il rendimento utile del generatore corrisponde al SEER medio netto. Anche il SEER, così come l'SPF, è più elevato rispetto al caso aria-acqua.

Il valore di energia primaria e il calcolo del rendimento globale vengono riportate nelle tabelle seguenti:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
10016	11121	21137	171,7	90,4

Tabella 71: Energia primaria e rendimento globale in raffrescamento

Il valore di energia primaria, anche in questo caso è più alto ed è dovuto ai consumi del circuito di generazione. In particolare, gli ausiliari del circuito di generazione hanno un fabbisogno elettrico in raffrescamento di *1435 kWh*, mentre quelli del circuito di distribuzione sono *343 kWh*.

Le perdite nei singoli sottosistemi sono così suddivise:

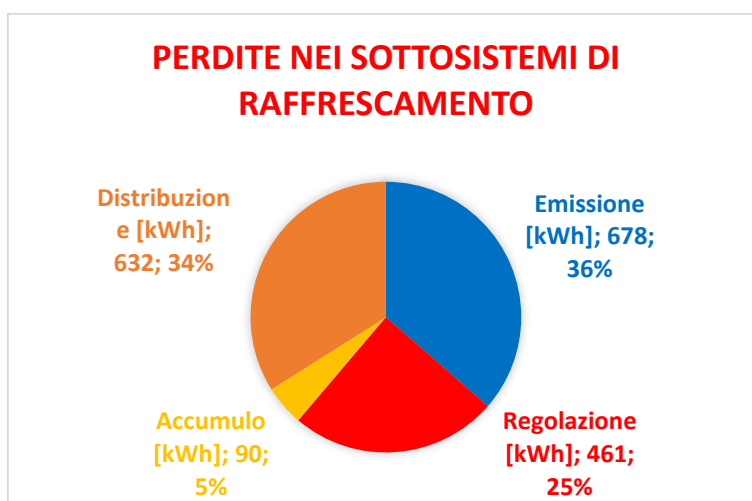


Figura 91: Perdite nei sottosistemi di raffrescamento

Le perdite nei sottosistemi di emissione, regolazione e accumulo sono le stesse del caso acqua-acqua, mentre le perdite del sottosistema di distribuzione sono più ingenti a causa della presenza circuito di generazione.

5.2.4 Fotovoltaico

La percentuale di copertura del fabbisogno elettrico totale da parte dell'impianto fotovoltaico è del 47.3 %.

È importante vedere come avviene la ripartizione mensile dell'energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico tra i servizi di riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria, raffrescamento e ventilazione.

Mese	Qel,prod,fv [kWh]	Qel,used,H [kWh]	Qel,used,W [kWh]	Qel,used,C [kWh]	Qel,used,V [kWh]
gennaio	531	312	93	0	126
febbraio	697	295	170	0	232
marzo	1193	124	411	87	571
aprile	1521	0	371	629	521
maggio	1832	0	289	1126	417
giugno	2120	0	252	1499	369
luglio	2238	0	240	1645	353
agosto	1863	0	213	1337	313
settembre	1476	0	258	845	372
ottobre	821	28	263	159	371
novembre	438	209	94	7	128
dicembre	390	241	63	0	85
	15119	1208	2717	7335	3859

Figura 92: Ripartizione fra servizi

Infine, viene mostrata una tabella riassuntiva in cui è presente il fabbisogno di energia primaria per ogni servizio.

Servizio	Qp,nren [kWh]	Qp,ren [kWh]	Qp,tot [kWh]
Riscaldamento	8441	19263	27704
Acqua calda sanitaria	5557	17284	22841
Raffrescamento	11121	10016	21137
Ventilazione	7781	5734	13515
Globale	32900	52297	85197

Tabella 72: Fabbisogno di energia primaria per ogni servizio

Il consumo di energia elettrica per soddisfare tutti i servizi è di 16872 kWh.

5.2.5 Verifiche di legge

I valori calcolati si devono confrontare con i valori ammissibili dal decreto requisiti minimi 26 06 2015. In particolare, gli indici di prestazione dell'edificio reale, per ogni servizio, devono essere minori dei corrispondenti valori calcolati per l'edificio di riferimento.

Servizio	EP ammissibile [kWh/m ²]	EP reale [kWh/m ²]
Riscaldamento	64,36	35,51
Acqua calda sanitaria	35,14	29,27
Raffrescamento	35,36	27,09
Ventilazione	27,54	17,32
Globale	162,4	109,19

Tabella 73: Confronto indici di prestazioni con valori ammissibili

Allo stesso modo, i rendimenti globali riferiti all'energia primaria, calcolati per l'edificio reale, per tutti i servizi, devono essere maggiori dei corrispettivi parametri calcolati per l'edificio di riferimento.

Nr.	Servizi	Verifica	ng,amm. [%]		ng [%]
1	Riscaldamento	Positiva	80,8	≤	115,2
2	Acqua calda sanitaria	Positiva	49,6	≤	59,5
3	Raffrescamento	Positiva	87,5	≤	90,4

Figura 93: Confronto rendimenti globali con quelli ammissibili

Si riporta un'ultima tabella che esprime la percentuale di energia primaria rinnovabile per ogni servizio, la percentuale di energia primaria rinnovabile globale relativa ai servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria. Questi valori vengono confrontati con le percentuali ammissibili dichiarate dal decreto legislativo 03/03/2011 n. 28.

Servizio	% Ep,nr	% Ep,rinn	% Min ammissibile Dlgs 3/11 n. 28
Riscaldamento	30,5%	69,5%	-
Acqua calda sanitaria	24,3%	75,7%	50%
Raffrescamento	52,6%	47,4%	-
Ventilazione	57,6%	42,4%	-
Globale	35,0%	65,0%	50%

Tabella 74: Percentuali energia primaria rinnovabile vs Dlgs 3/11 n.28

5.3 Risultati sistema ibrido centralizzato a pompa di calore con sorgente aria esterna e caldaia

5.3.1 Riscaldamento

Per questa configurazione impiantistica sono stati utilizzati due tipi di generatore e quindi risulta molto utile vedere la ripartizione dei carichi tra i generatori. la ripartizione è influenzata dalla temperatura di cut-off impostata alla pompa di calore. Nel grafico seguente viene mostrata la ripartizione dei carichi:

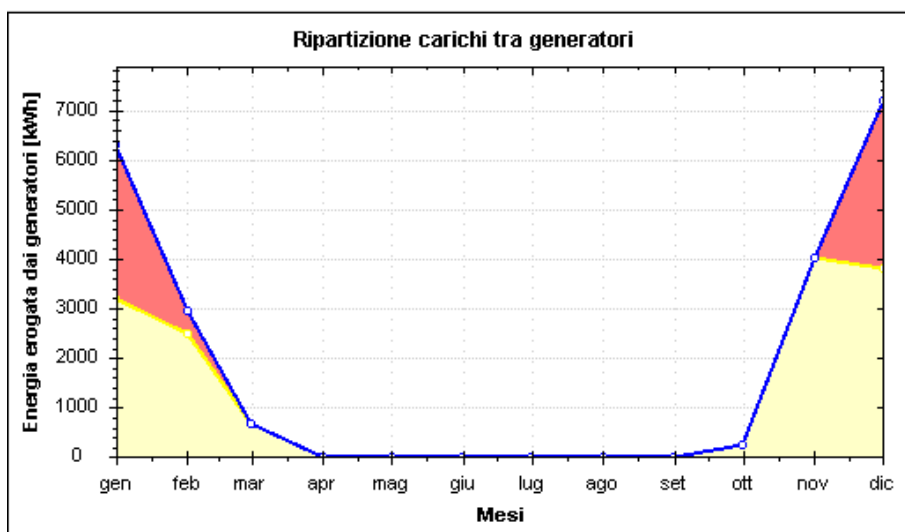


Figura 94: Ripartizione dei carichi tra i generatori

La curva rossa rappresenta l'energia erogata dalla caldaia e la curva in giallo quella erogata dalla pompa di calore. Dal grafico si evince che la caldaia è utilizzata nei mesi di gennaio, febbraio e dicembre, invece, non è mai utilizzata nei mesi di marzo, aprile e ottobre, mesi in cui la temperatura esterna non va mai al di sotto di 2.3 °C. La divisione effettiva, in termini numerici è riportata nella tabella che segue:

Mese	θ_{est} [°C]	QH,gen,out [kWh]	QH,gen,out.g1 [kWh]	QH,gen,out.g2 [kWh]
gennaio	4,0	5966	3044	2922
febbraio	7,1	2754	2300	454
marzo	10,6	498	498	0
aprile	13,4	1	1	0
maggio	19,4	-	-	-
giugno	22,8	-	-	-
luglio	24,5	-	-	-
agosto	24,3	-	-	-
settembre	19,8	-	-	-
ottobre	14,1	171	171	0
novembre	7,5	3799	3799	0
dicembre	3,5	6839	3636	3203
Totale	-	20027	13449	6579

Figura 95: Divisione carichi generatore riscaldamento

L'energia primaria richiesta per soddisfare le esigenze di riscaldamento dell'edificio e il rendimento globale rispetto all'energia primaria vengono riportati nella tabella che seguono:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
12334	12376	24710	258	129,2

Tabella 75: Energia primaria e rendimento globale riscaldamento

Il fattore di rendimento della pompa di calore, SPF , è pari a 3.6, mentre il rendimento globale della caldaia è del 110.3%. Il valore di SPF di questa soluzione impiantistica è più alto del caso studio con pompe di calore aria-acqua, nonostante la macchina installata sia la stessa. Questo accade perché in questo caso la pompa di calore non viene fatta lavorare in condizioni sfavorevoli, ossia alle basse temperature, per la quale i COP sono più bassi. In questo caso poiché la pompa di calore viene utilizzata per meno ore nel periodo di riscaldamento, allora l'energia aerotermica avrà un valore decisamente più basso degli altri casi. In particolare, l' E_{RES} è di 9711 kWh.

Il fatto che il consumo di energia primaria per il riscaldamento sia più basso rispetto ai casi studio precedenti è dovuto alla definizione di calcolo di energia primaria. Infatti, facendo un confronto se ad esempio il COP della pompa di calore è 3 (produzione di 3 kWh termici), allora l'energia aerotermica ad essa associata sarà 2 kWh, quindi l'energia primaria sarà:

$$E_{prim,pdc} = E_{el} \cdot f_p + E_{res} = 1 \cdot 2.42 + 2 = 4.42$$

Per produrre la stessa quantità di energia termica dalla caldaia, ossia 3 kWh, si ha:

$$E_{prim,caldaia} = E_{th} \cdot f_p = 3 \cdot 1.05 = 3.15$$

Le dispersioni in ogni sottosistema sono rappresentate nel grafico che segue:

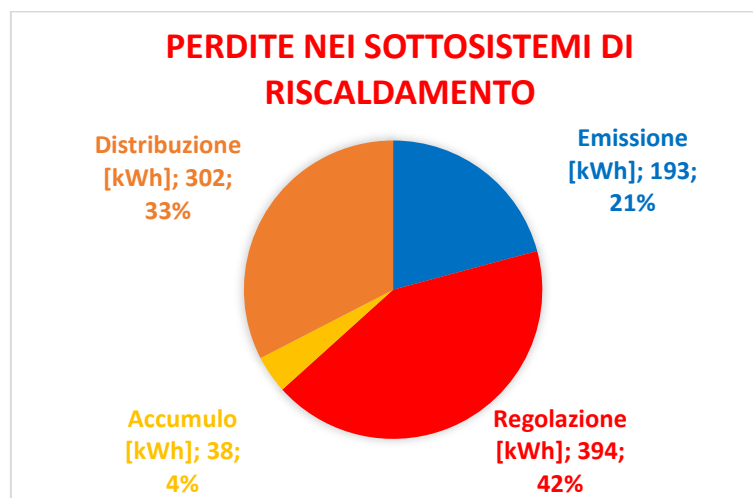


Figura 96: Perdite nei sottosistemi di riscaldamento

Le perdite nei sottosistemi sono le stesse del caso aria-acqua centralizzato perché il calcolo è stato impostato allo stesso modo e con gli stessi parametri. L'energia recuperata dall'impianto di acqua calda sanitaria, che ai fini del calcolo dell'energia primaria viene assegnata alla quota di riscaldamento per la valutazione dell'energia primaria, è di *1306 kWh*. Mentre il fabbisogno elettrico degli ausiliari è da attribuire, in questo caso, alle pompe di circolazione dei circuiti di distribuzione e all'assorbimento da parte del ventilatore della caldaia.

Nella fattispecie, il fabbisogno elettrico del circuito di distribuzione primaria per il riscaldamento è di *275 kWh*, quello del circuito di distribuzione utenza *117 kWh* e l'assorbimento degli ausiliari della caldaia ammontano a *154 kWh*.

5.3.2 Acqua calda sanitaria

Per la valutazione dei consumi per il servizio di acqua calda sanitaria, bisogna considerare che anche in questo caso vi è la ripartizione del carico tra i generatori. Il comportamento dei due generatori rimane coerente al servizio di riscaldamento in quanto l'energia viene erogata dalla caldaia solamente nei mesi di gennaio, febbraio e dicembre. Le perdite nei sottosistemi sono dovute a:

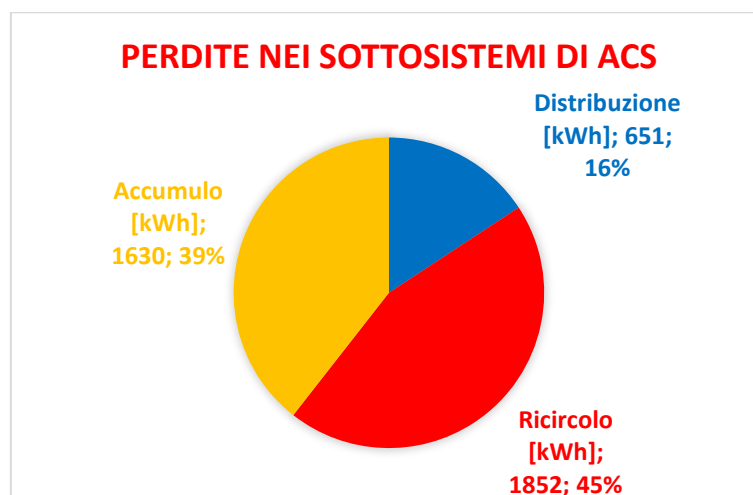


Figura 97: Perdite nei sottosistemi di ACS

Anche in questo caso le perdite nei sottosistemi di acqua-calda sanitaria sono paragonabili al suo omologo del caso aria-acqua centralizzato. Per quanto riguarda i consumi di energia primaria e il rendimento globale, le tabelle che seguono riportano i risultati per il servizio di acqua calda sanitaria:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
15591	5645	21236	240,7	64

Tabella 76: Energia primaria e rendimento globale per il servizio di ACS

Il rendimento globale rispetto all'energia primaria è calcolato come rapporto tra il fabbisogno di energia termica utile per ACS, il cui valore è di 13589 kWh e l'energia primaria necessaria per il servizio di acqua calda sanitaria. I consumi degli ausiliari della rete di ricircolo ammontano a 47 kWh a cui vanno aggiunti i consumi degli ausiliari della caldaia, che hanno un fabbisogno di 11 kWh.

5.3.3 Raffrescamento

Il rendimento utile del generatore per l'intera stagione di raffrescamento è di 2,11 ed è calcolato come rapporto tra il fabbisogno di energia in uscita dal sistema di generazione e l'energia elettrica in ingresso alla generazione. Il rendimento utile del generatore corrisponde al *SEER* medio netto.

Il valore di energia primaria e il calcolo del rendimento globale vengono riportate nelle tabelle seguenti:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
9576	9798	19374	194,9	98,6

Tabella 77: Energia primaria e rendimento globale per raffrescamento

Le perdite nei singoli sottosistemi sono così suddivise:

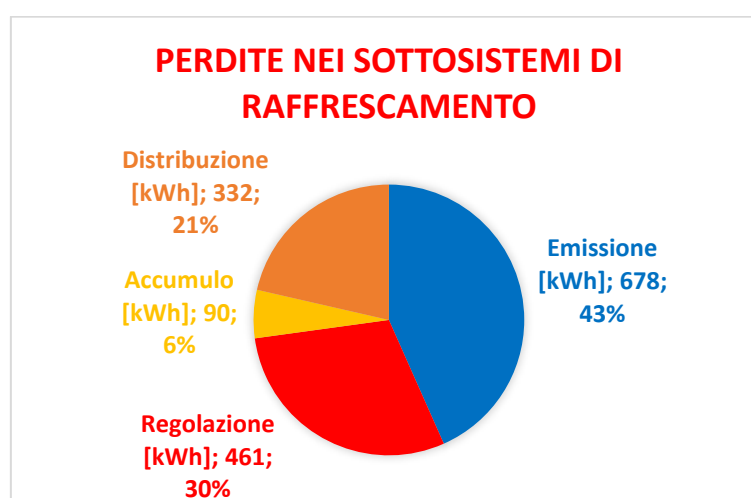


Figura 98: Perdite nei sottosistemi di raffrescamento

Le perdite nei sottosistemi sono praticamente coincidenti al caso studio pompa di calore aria-acqua centralizzato.

5.3.4 Fotovoltaico

La percentuale di copertura del fabbisogno elettrico totale da parte dell'impianto fotovoltaico è del 52 % che è più grande rispetto ai casi precedenti perché la richiesta di energia elettrica è più bassa a causa dell'utilizzo della caldaia. È importante vedere come avviene la ripartizione mensile dell'energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico tra i servizi di riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria, raffrescamento e ventilazione.

Mese	Qel,prod,fv [kWh]	Qel,used,H [kWh]	Qel,used,W [kWh]	Qel,used,C [kWh]	Qel,used,V [kWh]
gennaio	531	266	91	0	174
febbraio	697	292	167	0	238
marzo	1193	139	421	54	579
aprile	1521	0	421	477	622
maggio	1832	0	259	1121	452
giugno	2120	0	198	1537	385
luglio	2238	0	176	1699	363
agosto	1863	0	159	1378	326
settembre	1476	0	231	838	407
ottobre	821	27	275	107	412
novembre	438	214	97	4	123
dicembre	390	211	62	0	117
	15119	1149	2556	7215	4199

Figura 99: Ripartizione del fotovoltaico tra i servizi

Infine, viene mostrata una tabella riassuntiva con il fabbisogno di energia primaria per ogni servizio.

Servizio	Qp,nren [kWh]	Qp,ren [kWh]	Qp,tot [kWh]
Riscaldamento	12376	12334	24710
Acqua calda sanitaria	5645	15592	21236
Raffrescamento	9798	9576	19374
Ventilazione	7117	5915	13032
Globale	34936	43416	78352

Tabella 78: Riassunto energia primaria

Il consumo di energia elettrica per soddisfare tutti i servizi è di 13975 kWh, mentre il consumo di metano, utilizzato solamente nei mesi invernali, è di 736 Nm³.

5.3.5 Verifiche di legge

I valori calcolati si devono confrontare con i valori ammissibili dal decreto requisiti minimi 26 06 2015. In particolare, gli indici di prestazione dell'edificio reale, per ogni servizio, devono essere minori dei corrispondenti valori calcolati per l'edificio di riferimento.

Servizio	EP ammissibile [kWh/m ²]	EP reale [kWh/m ²]
Riscaldamento	54,78	31,67
Acqua calda sanitaria	33,87	27,22
Raffrescamento	35,14	24,83
Ventilazione	26,7	16,7
Globale	150,49	100,42

Tabella 79: Confronto energia primaria con valori ammissibili

Allo stesso modo, i rendimenti globali riferiti all'energia primaria, calcolati per l'edificio reale, per tutti i servizi, devono essere maggiori dei corrispettivi parametri calcolati per l'edificio di riferimento.

Nr.	Servizi	Verifica	$\eta_{g,amm.}$ [%]		η_g [%]
1	Riscaldamento	Positiva	87,7	$\leq$	129,2
2	Acqua calda sanitaria	Positiva	50,4	$\leq$	64,0
3	Raffrescamento	Positiva	87,8	$\leq$	98,6

Figura 100: Rendimenti globali confrontati con valori ammissibili

Si riporta un'ultima tabella che esprime la percentuale di energia primaria rinnovabile per ogni servizio, la percentuale di energia primaria rinnovabile globale relativa ai servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria. Questi valori vengono confrontati con le percentuali ammissibili dichiarate dal decreto legislativo 03/03/2011 n. 28.

Servizio	% Ep,nr	% Ep,rinn	% Min ammissibile Dlgs 3/11 n. 28
Riscaldamento	50,1%	49,9%	-
Acqua calda sanitaria	26,6%	73,4%	50%
Raffrescamento	50,6%	49,4%	-
Ventilazione	54,6%	45,4%	-
Globale	42,6%	57,4%	50%

Tabella 80: Percentuale di energia primaria rinnovabile e confronto con percentuale minima

5.4 Risultati sistema con teleriscaldamento, pompe di calore e collettori solari termici

5.4.1 Riscaldamento

L'impianto prevede la presenza di una sottostazione di teleriscaldamento che riesce a gestire l'intero fabbisogno di riscaldamento. L'energia primaria richiesta e il rendimento medio globale per il servizio di riscaldamento sono riportate nelle tabelle seguenti.

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
4248	7869	12117	405,6	263,4

Tabella 81: Energia primaria e rendimento globale in riscaldamento per impianto con teleriscaldamento

Il rendimento medio annuale di generazione è del 97.6 % e poiché l'impianto non è gestito da pompe di calore, E_{res} sarà nullo.

Il fabbisogno di energia primaria per riscaldamento è più basso rispetto agli altri casi studio per due motivi:

- E_{res} è nulla e quindi non viene conteggiata come invece viene fatto per le pompe di calore;
- Il fattore di conversione in energia primaria è 0.57, un valore molto basso rispetto ai 2.42 dell'energia elettrica che alimentano le pompe di calore.

Quello che si evince dalle tabelle precedenti è che in questo caso, la quota di energia primaria rinnovabile è poco più della metà rispetto all'energia primaria non rinnovabile, mentre negli altri casi la quota rinnovabile è sempre stata quella a prevalere.

Le perdite nei sottosistemi sono riportate nel grafico seguente:

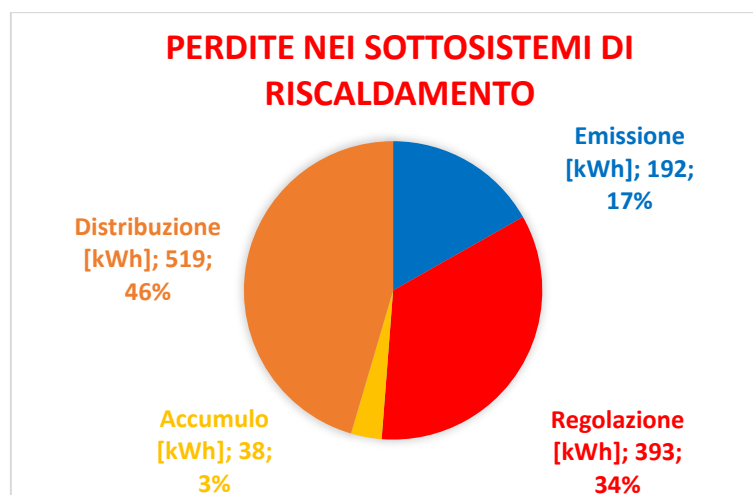


Figura 101: Perdite nei sottosistemi in riscaldamento

Le dispersioni nei sottosistemi di emissione, regolazione e accumulo coincidono con quelle calcolate negli altri casi studio, mentre le perdite di distribuzione sono più alte perché la rete è diversa, e inoltre, un tratto della rete ha una portata che è alla temperatura di 55 °C prima del miscelamento.

Oltre a queste perdite, si aggiungono le perdite nel sottosistema di generazione, ricavabili dal rendimento medio annuale di generazione. Le perdite di generazione ammontano a 500 kWh annui.

L'energia recuperata dall'impianto di acqua calda sanitaria, che viene conteggiata nel calcolo di energia primaria per riscaldamento è di 1351 kWh . Il fabbisogno elettrico degli ausiliari è attribuibile alle pompe di circolazione dei circuiti di distribuzione primaria e distribuzione utenza che nella fattispecie richiedono rispettivamente 20 e 117 kWh . A questi fabbisogni ausiliari va aggiunta l'energia richiesta dal circuito di generazione, ossia il circuito primario della sottostazione che è di 30 kWh annui.

5.4.2 Acqua calda sanitaria

Per il calcolo del fabbisogno di energia primaria per la produzione di acqua calda sanitaria di questo caso studio, occorre tenere in considerazione che, a differenza degli altri casi, è presente un impianto di collettori solari termici che fa abbassare le richieste di energia provenienti dalla sottostazione di teleriscaldamento. Il teleriscaldamento si occupa della produzione di acqua calda sanitaria per tutto l'anno. Per il calcolo dell'energia primaria si parte dal fabbisogno effettivo dell'edificio che è di 13589 kWh a cui vanno sommate le perdite nei sottosistemi di distribuzione, ricircolo e accumulo:

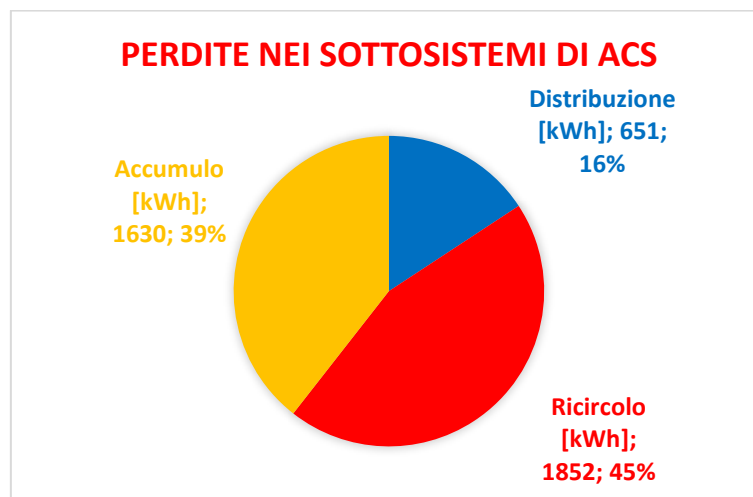


Figura 102: Perdite nei sottosistemi di acqua calda sanitaria

Le perdite nei sottosistemi coincidono con quelle degli altri casi studio per come è stato dimensionato l'impianto. Dopo aver calcolate le perdite nei sottosistemi e averle sommate al fabbisogno dell'edificio si va a sottrarre al valore ottenuto l'energia netta prodotta dall'impianto solare termico.

$$Q_{out,gen} = Q_{ACS,nd} + Q_{storage} + Q_{ric} + Q_{distr}$$

$$Q_{out,gen} = 13589 + 1630 + 651 + 1852 = 17722 \text{ kWh}$$

L'energia termica netta prodotta dai collettori solari termici è 11528 kWh . Per cui l'energia richiesta alla sottostazione di teleriscaldamento sarà:

$$Q_{ACS,teleriscaldamento} = Q_{out,gen} - Q_{collettori solari} = 6194 \text{ kWh}$$

A cui vanno sommate le perdite nel sottosistema di generazione, 27 kWh , per determinare l'energia totale richiesta dal sistema.

In definitiva, si può affermare che I fabbisogni elettrici degli ausiliari dipendono dalla pompa di ricircolo, dalla pompa del primario della sottostazione di teleriscaldamento e dagli ausiliari dell'impianto di collettori solari e sono rispettivamente 47,9 e 436 kWh. Infine, l'energia primaria e il rendimento globale per il servizio di acqua calda sanitaria sono:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
13111	2867	15978	473,9	85

Tabella 82: Energia primaria e rendimento globale per produzione ACS

Il valore dell'energia primaria per la produzione di acqua calda sanitaria di questo caso studio è più basso rispetto agli altri casi perché circa il 65% del fabbisogno viene soddisfatto dai collettori solari il quale fattore di conversione in energia primaria è 1 e la restante parte dal teleriscaldamento che ha fattore di conversione in energia primaria di 0.57, negli altri casi studio la produzione di acqua calda sanitaria è stata affidata alla pompa di calore il cui fattore di conversione è 2.42.

5.4.3 Raffrescamento

Per la stagione di raffrescamento viene utilizzata la pompa di calore condensata ad aria e quindi i risultati in termini di perdite nei sottosistemi, fabbisogno degli ausiliari e rendimento del generatore saranno uguali ai casi studio dei sistemi aria-acqua centralizzato e ibrido centralizzato. Nonostante sia praticamente tutto uguale, cambia il fabbisogno di energia primaria perché dipende dal contributo netto del fotovoltaico che in questo caso è più basso perché la produzione di energia elettrica da fotovoltaico è stata dimezzata. L'energia primaria e il rendimento globale per il servizio di raffrescamento sono:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
7808	15895	23703	120,2	80,6

Tabella 83: Energia primaria e rendimento globale in raffrescamento

5.4.4 Fotovoltaico

Nel periodo invernale l'energia elettrica prodotta viene utilizzata solamente per il servizio di ventilazione e per gli ausiliari del riscaldamento e acqua calda sanitaria. Viene mostrata una tabella riassuntiva in cui è presente il fabbisogno di energia primaria per ogni servizio:

Servizio	Qp,nren [kWh]	Qp,ren [kWh]	Qp,tot [kWh]
Riscaldamento	7869	4249	12117
Acqua calda sanitaria	2867	13111	15978
Raffrescamento	15895	7808	23703
Ventilazione	8907	5428	14335
Globale	35538	30596	66134

Tabella 84: Energia primaria per ogni servizio

Il fabbisogno di energia elettrica richiesta dalla rete è di 13117 kWh, mentre i kWh termici richiesti alla rete di teleriscaldamento sono 26918 kWh.

La percentuale di copertura del fabbisogno elettrico totale da parte dell'impianto fotovoltaico è del 36.4%. Nonostante il fabbisogno elettrico dell'impianto è notevolmente più basso perché viene utilizzata l'energia elettrica solo per il raffrescamento e la ventilazione, il fatto che sia stata dimezzata la produzione di energia elettrica dall'impianto fotovoltaico, fa sì che si sia abbassata notevolmente la copertura. La ripartizione mensile dell'energia elettrica prodotta dal fotovoltaico tra i diversi servizi è mostrata nella figura che segue:

Mese	Qel.prod.fv [kWh]	Qel.used.H [kWh]	Qel.used.W [kWh]	Qel.used.C [kWh]	Qel.used.V [kWh]
gennaio	264	18	8	0	239
febbraio	346	12	13	0	321
marzo	593	3	31	26	533
aprile	756	0	32	300	424
maggio	911	0	22	634	255
giugno	1055	0	21	827	207
luglio	1113	0	20	901	192
agosto	927	0	15	737	174
settembre	734	0	17	483	234
ottobre	408	1	14	68	326
novembre	218	10	6	2	200
dicembre	194	15	5	0	174
	7520	58	202	3977	3281

Figura 103: Ripartizione energia elettrica tra i servizi

5.4.5 Verifiche di legge

I valori dei parametri calcolati devono essere confrontati con i valori ammissibili richiesti dal decreto requisiti minimi 26/26/2015. Gli indici di prestazione dell'edificio reale, per ogni servizio, devono essere minori dei valori dei corrispondenti valori calcolati per l'edificio di riferimento.

Servizio	EP ammissibile [kWh/m²]	EP reale [kWh/m²]
Riscaldamento	26,55	15,53
Acqua calda sanitaria	21,47	20,48
Raffrescamento	38,49	30,38
Ventilazione	27,88	18,37
Globale	114,39	84,76

Tabella 85: Confronto indici di prestazione con valori ammissibili

I rendimenti globali riferiti all'energia primaria dell'edificio reale devono essere maggiori dei rendimenti globali calcolati per l'edificio di riferimento.

Nr.	Servizi	Verifica	ng,amm. [%]		ng [%]
1	Riscaldamento	Positiva	195,9	≤	263,4
2	Acqua calda sanitaria	Positiva	81,1	≤	85,0
3	Raffrescamento	Positiva	80,4	≤	80,6

Figura 104: Confronto rendimenti globali con valori ammissibili

Si riporta un'ultima tabella che esprime la percentuale di energia primaria rinnovabile per ogni servizio, la percentuale di energia primaria rinnovabile globale relativa ai servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria.

Questi valori negli altri casi studio sono stati confrontati con le percentuali ammissibili dichiarate dal decreto legislativo 03/03/2011 n. 28 che nel caso di utilizzo di teleriscaldamento va in deroga.

Servizio	% Ep,nr	% Ep,rinn	% Min ammissibile Dlgs 3/11 n. 28
Riscaldamento	64,9%	35,1%	-
Acqua calda sanitaria	17,9%	82,1%	Deroga
Raffrescamento	67,1%	32,9%	-
Ventilazione	62,1%	37,9%	-
Globale	51,4%	48,6%	Deroga

Tabella 86: Percentuali di energia primaria da fonte rinnovabile

5.5 Risultati sistema autonomo con pompa di calore aria-acqua

5.5.1 Riscaldamento

Trattandosi di impianti autonomi, ogni alloggio sarà dotato di una pompa di calore e il relativo circuito di distribuzione. Poiché l'obiettivo è il calcolo dell'energia primaria dell'intero edificio, non si vanno ad evidenziare le prestazioni di ogni singolo alloggio ma le prestazioni complessive. In particolare, l'energia primaria viene calcolata come somma delle energie primarie per ogni servizio di ogni singolo alloggio, mentre i rendimenti globali sono calcolati come rapporto tra l'energia totale richiesta dall'edificio per il servizio e l'energia primaria totale impiegata per quel servizio.

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
18663	5602	24265	655,4	135,85

Tabella 87: Energia primaria e rendimento globale in riscaldamento

L'SPF dell'impianto, calcolato come media ponderata sull'energia richiesta ad ogni generatore di ogni alloggio, è 6.09. Il valore di E_{res} totale dell'edificio è di 16611 kWh. Per le perdite nei sottosistemi, bisogna considerare che poiché si sta analizzando un sistema autonomo, non vi è la presenza né della distribuzione primaria e né del sistema di accumulo e che essendo la macchina installata all'interno dello spazio riscaldato, le perdite della distribuzione utenza sono basse, circa 150 kWh. Per cui le perdite nei sottosistemi sono attribuibili ai sottosistemi di erogazione e regolazione, oltre che a quello di distribuzione e sono rispettivamente 195 e 397 kWh.

Le perdite nei sottosistemi di erogazione e regolazione sono pressoché uguali a quelli ricavati nei casi studio precedenti perché sono state impostate le stesse condizioni di calcolo. Il fabbisogno elettrico degli ausiliari dipende solamente dalle pompe del circuito di distribuzione utenza di ogni alloggio, la cui somma ammonta a 245 kWh che è circa il doppio rispetto al caso di impianto centralizzato.

5.5.2 Acqua calda sanitaria

Il fatto che si tratti di un sistema autonomo implica l'assenza del circuito di ricircolo e per questo motivo le perdite nei sottosistemi sono da ascrivere all'accumulo e alla distribuzione utenza, che in questo caso ha un valore alto perché la differenza di temperatura tra l'acqua nelle tubazioni e l'aria esterna è di almeno 25 °C. Le perdite nei due sottosistemi sono rispettivamente: 2119 e 624 kWh.

Le perdite per distribuzione sono più basse rispetto al sistema aria-acqua centralizzato perché la rete è più corta, invece, le perdite nel sottosistema di accumulo sono più alte perché in ogni alloggio è previsto un accumulo e poiché la somma delle superfici di scambio di ogni accumulo presente in ogni alloggio è maggiore dei due accumuli del sistema centralizzato, anche a parità di caratteristiche termiche, le perdite del sottosistema di accumulo saranno maggiori negli impianti autonomi.

L'energia primaria e il rendimento globale medio per il servizio di acqua calda sanitaria sono:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
15198	5177	20375	308,41	66,8

Tabella 88: Energia primaria e rendimento globale per produzione acqua calda sanitaria

5.5.3 Raffrescamento

Il rendimento utile del generatore per il periodo di raffrescamento è di 3.2 e corrisponde al *SEER* netto. Questo valore viene calcolato come media tra i *SEER* dei singoli alloggi. Le perdite nei sottosistemi sono mostrate nella figura seguente:

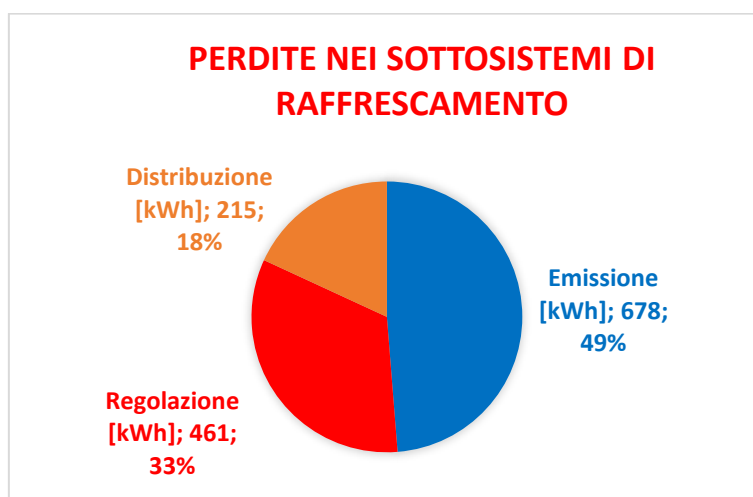


Figura 105: Perdite nei sottosistemi di raffrescamento

Le perdite nei sottosistemi di emissione e regolazione sono simili a quelli dei sistemi centralizzati invece le perdite di distribuzione sono minori dei sistemi centralizzati perché la rete è più corta.

Di seguito viene riportata una tabella contenente il valore di energia primaria e il rendimento globale medio per il servizio di raffrescamento:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
6731	5588	12319	420	155

Tabella 89: Energia primaria e rendimento globale in raffrescamento

Viene mostrata una tabella riassuntiva in cui è presente il fabbisogno di energia primaria per ogni servizio:

Servizio	Qp,nren [kWh]	Qp,ren [kWh]	Qp,tot [kWh]
Riscaldamento	5600	18664	24265
Acqua calda sanitaria	5179	15197	20376
Raffrescamento	5586	6732	12318
Ventilazione	6926	5966	12893
Globale	23292	46559	69851

Tabella 90: Energia primaria per tutti i servizi

L'energia elettrica richiesta alla rete è 11944 kWh.

5.5.4 Verifiche di legge

I valori dei parametri calcolati devono essere confrontati con i valori ammissibili richiesti dal decreto requisiti minimi 26 06 2015. Gli indici di prestazione dell'edificio reale, per ogni servizio, devono essere minori dei valori dei corrispondenti valori calcolati per l'edificio di riferimento.

Servizio	EP ammissibile [kWh/m ²]	EP reale [kWh/m ²]
Riscaldamento	64,65	31,1
Acqua calda sanitaria	35,44	26,11
Raffrescamento	36,02	15,79
Ventilazione	28,03	16,52
Globale	164,14	89,52

Tabella 91: Confronto indici di prestazione con valori ammissibili

Per quanto riguarda i rendimenti globali, i valori calcolati per l'edificio reale devono essere minori dei corrispondenti valori calcolati per l'edificio di riferimento. La verifica è stata effettuata per ogni alloggio ed è stata ampiamente superata.

Si riporta un'ultima tabella che esprime la percentuale di energia primaria rinnovabile per ogni servizio, la percentuale di energia primaria rinnovabile globale relativa ai servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria. Questi valori negli altri casi studio sono stati confrontati con le percentuali ammissibili dichiarate dal decreto legislativo 03/03/2011 n. 28.

Servizio	% Ep,nr	% Ep,rinn	% Min ammissibile Dlgs 3/11 n. 28
Riscaldamento	23,1%	76,9%	-
Acqua calda sanitaria	25,4%	74,6%	50%
Raffrescamento	45,3%	54,7%	-
Ventilazione	53,7%	46,3%	-
Globale	28,7%	71,3%	50%

Tabella 92: Percentuale energia primaria rinnovabile confrontata con Dlgs 3/11 n.28

5.6 Risultati sistema autonomo con pompa di calore acqua-acqua

5.6.1 Riscaldamento

La metodologia di calcolo per i rendimenti di questa soluzione impiantistica è la medesima utilizzata nel caso studio precedente, autonomo aria-acqua. Per cui l'energia primaria e i rendimenti globali medi sono:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
16954	10045	26999	298,96	123,4

Tabella 93: Energia primaria e rendimento globale in riscaldamento

Le perdite nei sottosistemi di distribuzione sono mostrate nella figura che segue:

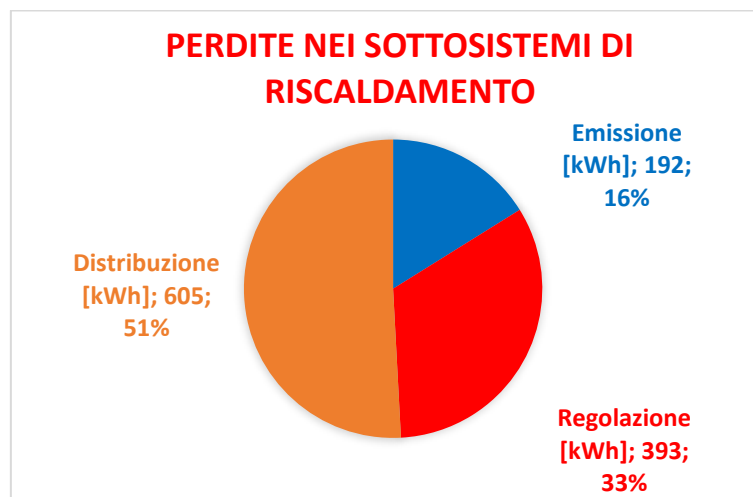


Tabella 94: Perdite nei sottosistemi in riscaldamento

In questo caso mentre le perdite di emissione e regolazione coincidono con gli altri casi studio, le perdite di distribuzione sono più alte del sistema autonomo aria-acqua a causa della presenza del circuito a monte della pompa di calore, ossia il circuito dell'acqua di falda che è alla temperatura di 14 -15 °C. Il valore di SPF medio di tutte le macchine è di 3.66. Il fabbisogno elettrico degli ausiliari è attribuibile alle pompe di circolazione dei circuiti dell'acqua di falda e di distribuzione utenza che nella fattispecie richiedono rispettivamente 585 e 455 kWh

5.6.2 Acqua calda sanitaria

Il fatto che si tratti di un sistema autonomo implica l'assenza del circuito di ricircolo e per questo motivo le perdite nei sottosistemi sono da ascrivere all'accumulo e alla distribuzione. Le perdite nei due sottosistemi sono rispettivamente: 4979 e 754 kWh. Anche in questo caso le perdite di distribuzione sono più alte a causa della presenza del circuito di generazione. Invece le perdite di accumulo sono più alte rispetto al sistema autonomo aria-acqua per le caratteristiche proprie dell'accumulo.

Per cui l'energia primaria e i rendimenti globali medi sono:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
18394	4990	23384	288,25	57,56

Tabella 95: Energia primaria e rendimento globale per produzione acqua calda sanitaria

5.6.3 Raffrescamento

Il rendimento utile del generatore per il periodo di raffrescamento è di 3.34 e corrisponde al *SEER* netto. Questo valore viene calcolato come media tra i *SEER* dei singoli alloggi. Le perdite nei sottosistemi sono mostrate nella figura seguente:

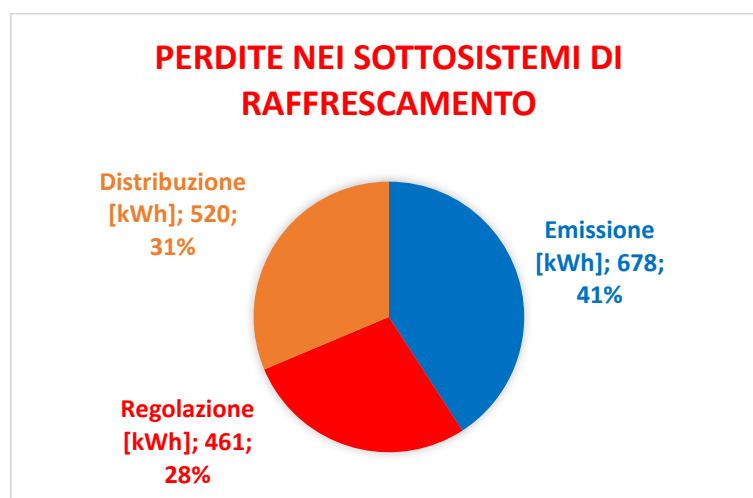


Figura 106: Perdite nei sottosistemi di raffrescamento

Le perdite di emissione e regolazione sono le stesse del caso precedente, mentre le perdite di distribuzione sono più alte a causa della presenza del circuito di falda. L'energia primaria e il rendimento globale in raffrescamento sono:

Energia primaria [kWh]			Rendimento globale	
Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale	Rispetto a energia primaria NR	Rispetto a energia primaria TOT
6996	6039	13035	382,8	146,5

Tabella 96: Energia primaria e rendimento globale in raffrescamento

Il fabbisogno elettrico degli ausiliari per la distribuzione utenza e il circuito di falda sono rispettivamente 104 e 780 kWh. L'energia elettrica richiesta alla rete è 14741 kWh. Viene mostrata una tabella riassuntiva in cui è presente il fabbisogno di energia primaria per ogni servizio:

Servizio	Qp,nren [kWh]	Qp,ren [kWh]	Qp,tot [kWh]
Riscaldamento	10045	16954	26999
Acqua calda sanitaria	4990	18393	23384
Raffrescamento	6039	6996	13035
Ventilazione	7672	5764	13436
Globale	28746	48107	76853

Tabella 97: Tabella riassuntiva energia primaria per ogni servizio

5.6.4 Verifiche di legge

I valori dei parametri calcolati devono essere confrontati con i valori ammissibili richiesti dal decreto requisiti minimi 26/26/2015. Gli indici di prestazione dell'edificio reale, per ogni servizio, devono essere minori dei valori dei corrispondenti valori calcolati per l'edificio di riferimento.

Servizio	EP ammissibile [kWh/m ²]	EP reale [kWh/m ²]
Riscaldamento	64,65	34,6
Acqua calda sanitaria	35,44	29,97
Raffrescamento	36,02	16,71
Ventilazione	28,03	17,22
Globale	164,14	98,5

Tabella 98: Confronto energia primaria con valori ammissibili

Per quanto riguarda i rendimenti globali, i valori calcolati per l'edificio reale devono essere minori dei corrispondenti valori calcolati per l'edificio di riferimento. La verifica è stata effettuata per ogni alloggio ed è stata ampiamente superata.

Si riporta un'ultima tabella che esprime la percentuale di energia primaria rinnovabile per ogni servizio, la percentuale di energia primaria rinnovabile globale relativa ai servizi di riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria. Questi valori negli altri casi studio sono stati confrontati con le percentuali ammissibili dichiarate dal decreto legislativo 03/03/2011 n. 28.

Servizio	% Ep,nr	% Ep,rinn	% Min ammissibile Dlgs 3/11 n. 28
Riscaldamento	37,2%	62,8%	-
Acqua calda sanitaria	21,3%	78,7%	50%
Raffrescamento	46,3%	53,7%	-
Ventilazione	57,1%	42,9%	-
Globale	33,2%	66,8%	50%

Tabella 99: Percentuale energia primaria rinnovabile confrontata con Dlgs 3/11 n.28

6 Analisi e discussione dei risultati energetici

Dopo aver analizzato singolarmente ogni sistema si può effettuare l'analisi dei risultati energetici confrontando i diversi impianti. Per ogni servizio verrà riportata una tabella riassuntiva dove vengono confrontate le diverse soluzioni impiantistiche e sarà evidenziata in verde la tecnologia con i consumi minori.

6.1 Riscaldamento

Per il servizio di riscaldamento si fa riferimento alla tabella che segue:

Energia primaria RISCALDAMENTO [kWh]			
IMPIANTO	Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale
ARIA-ACQUA	17704	9725	27429
ACQUA -ACQUA	19263	8441	27704
IBRIDO	12334	12376	24710
TELERISCALDAMENTO	4248	7869	12117
AUTONOMO ARIA-ACQUA	18663	5602	24265
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	16954	10045	26999

Tabella 100: Tabella riassuntiva energia primaria riscaldamento

Il consumo di energia primaria per riscaldamento più basso si verifica nel caso in cui l'impianto sia dotato di una sottostazione di teleriscaldamento per la produzione del fluido termovettore caldo. Il motivo è dovuto principalmente al fatto che il fattore di conversione in energia primaria è 0.57 , un valore molto basso rispetto ai 2.42 dell'energia elettrica che alimentano le pompe di calore che anche se hanno un COP elevato, ai fini del calcolo dell'energia primaria devono conteggiare l'energia aerotermica, E_{res} , sfruttata dall'ambiente.

Di contro vi è lo scarso utilizzo di fonte rinnovabile da parte del sistema di teleriscaldamento in quanto nell'impianto specifico il fotovoltaico è stato dimezzato per due questioni:

- l'installazione dei collettori solari per il servizio di acqua sanitaria;
- nei mesi invernali l'energia elettrica avrebbe alimentato solamente gli ausiliari di riscaldamento e quindi sarebbe stata in eccesso.

La quota di energia primaria rinnovabile per il servizio di teleriscaldamento è il 35% dell'energia primaria totale.

Inoltre, come fonte rinnovabile l'impianto di teleriscaldamento utilizza il fotovoltaico per gli ausiliari di distribuzione e la quota rinnovabile del fattore di conversione che è 0.22 . Gli altri sistemi, invece, sfruttano più energia rinnovabile perché sono costituiti da pompe di calore e quindi possono sfruttare l'energia elettrica del fotovoltaico e soprattutto perché viene cumulata l'energia aerotermica E_{res} , che, ad esempio, nel primo caso è di $14105 kWh$, ossia l'80% della quota rinnovabile e il 51% dell'energia primaria totale.

Per quanto riguarda gli altri sistemi, il secondo impianto più avvantaggiato è il sistema autonomo con pompa di calore aria-acqua ed è dovuto sostanzialmente a due motivi:

- Elevate prestazioni della macchina, infatti, l'SPF netto è di 6.09 contro i 3.41 del sistema con pompa di calore aria-acqua centralizzato;
- Perdite nei sottosistemi notevolmente più basse in quanto non vi è la presenza né di un circuito di distribuzione primaria, né di un sistema di accumulo e inoltre, la rete di distribuzione utenza è più corta in quanto la macchina è installata all'interno dello spazio riscaldato.

Un altro sistema che è abbastanza privilegiato è l'impianto ibrido caldaia-pompa di calore aria-acqua. Questa soluzione ha un consumo minore di energia primaria rispetto all'impianto con sola pompa di calore condensata ad aria perché non fa lavorare la pompa di calore in condizioni di temperatura sfavorevoli dal punto di vista prestazionale.

Il fatto che il consumo di energia primaria per il riscaldamento del sistema ibrido sia più basso rispetto ai casi studio con sola pompa di calore è dovuto alla definizione di calcolo di energia primaria.

Infatti, facendo un confronto, se ad esempio il COP della pompa di calore è 3 (produzione di 3 kWh termici), allora l'energia aerotermica ad essa associata sarà 2 kWh, quindi l'energia primaria sarà:

$$E_{prim,PdC} = E_{el} \cdot f_p + E_{res} = 1 \cdot 2.42 + 2 = 4.42$$

Per produrre la stessa quantità di energia termica dalla caldaia, ossia 3 kWh, si ha:

$$E_{prim,Caldaia} = E_{th} \cdot f_p = 3 \cdot 1.05 = 3.15$$

Il sistema più svantaggiato è l'impianto centralizzato con pompa di calore condensata ad acqua che nonostante abbia l'SPF di 4.65 e quindi un valore più alto rispetto al sistema aria-acqua centralizzato, il che implica che riesce a sfruttare maggiormente la sorgente fredda, ha un consumo di energia primaria per riscaldamento più alto ed è dovuto al fatto che questa soluzione è più penalizzata a causa delle perdite nel circuito di generazione, ossia il circuito dell'acqua di falda, che negli altri casi non è presente. Infine, il consumo di energia primaria dell'impianto autonomo con pompa di calore acqua-acqua è leggermente più basso rispetto alla pompa di calore aria-acqua centralizzato ma il valore è abbastanza alto perché per ogni pompa di calore è presente un circuito dell'acqua di falda che va ad incidere sui consumi anche se si tratta di un sistema autonomo.

Avendo ottenuto i consumi di energia primaria per ogni impianto, si può calcolare il rendimento globale come rapporto tra il fabbisogno richiesto dall'edificio che è uguale per tutti ed è pari a 31915 kWh e l'energia primaria consumata da ogni impianto per il servizio di riscaldamento.

Rendimento globale RISCALDAMENTO	
IMPIANTO	Rispetto a energia primaria TOT
ARIA-ACQUA	116,4
ACQUA -ACQUA	115,2
IBRIDO	129,2
TELERISCALDAMENTO	263,4
AUTONOMO ARIA-ACQUA	135,85
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	123,4

Tabella 101: Rendimento globale riscaldamento

I valori dei rendimenti globali rispecchiano quanto detto per i consumi di energia primaria. Infatti, poiché il numeratore del rapporto è lo stesso per tutti i casi studio, allora il rendimento globale sarà più alto per l'impianto che avrà un fabbisogno di energia primaria più basso.

6.2 Acqua calda sanitaria

I consumi di energia primaria per la produzione di acqua calda sanitaria per tutte le soluzioni impiantistiche sono riportati nella tabella che segue:

Energia primaria ACS [kWh]			
IMPIANTO	Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale
ARIA-ACQUA	16460	5212	21671
ACQUA -ACQUA	17284	5557	22841
IBRIDO	15591	5645	21236
TELERISCALDAMENTO	13111	2867	15978
AUTONOMO ARIA-ACQUA	15198	5177	20375
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	18394	4990	23384

Tabella 102: Energia primaria per acqua calda sanitaria per tutti gli impianti

Per il servizio di acqua calda sanitaria le gerarchie rimangono pressoché invariate rispetto al servizio di riscaldamento. Dalla tabella, difatti, emerge che è nuovamente l'impianto con teleriscaldamento e collettori solari termici ad essere il più performante. Si può porre maggiore attenzione al fatto che la quota rinnovabile di energia primaria per questo servizio è l'82% del totale, valore molto più alto in confronto al 35% per il servizio di riscaldamento. Tutto ciò si verifica per il fatto che circa il 65% del fabbisogno viene soddisfatto dai collettori solari che sono una fonte di energia rinnovabile.

In aggiunta, il valore di energia primaria è più basso perché il fattore di conversione in energia primaria è 1 e la restante parte di copertura del fabbisogno viene effettuata dal teleriscaldamento che ha fattore di conversione in energia primaria di 0.57. Negli altri casi studio la produzione di acqua calda sanitaria è stata affidata prevalentemente alle pompe di calore che sono alimentate da energia elettrica il cui fattore di conversione è 2.42 e quindi si ottengono consumi molto alti anche se vengono smorzati dal maggiore utilizzo dell'impianto fotovoltaico.

Per il resto si evidenzia come la soluzione peggiore per questo servizio è l'impianto autonomo a pompa di calore condensata ad acqua. Questo può dipendere dalle prestazioni della macchina che per la produzione di fluido ad alte temperature ha dei rendimenti più bassi rispetto al funzionamento in regime di riscaldamento o raffrescamento.

La differenza nei consumi di energia primaria, tra gli impianti autonomi e quelli centralizzati non è così spiccata così come lo era per il servizio di riscaldamento, perché ad incidere sensibilmente sui consumi vi sono le dispersioni termiche del sottosistema di accumulo, infatti, in ogni alloggio è previsto un accumulo e poiché la somma delle superfici di scambio di ogni accumulo presente in ogni alloggio è maggiore dei due accumuli del sistema centralizzato, anche a parità di caratteristiche termiche, le perdite del sottosistema di accumulo saranno maggiori negli impianti autonomi. Nella fattispecie, ad esempio, confrontando l'impianto acqua-acqua centralizzato con l'impianto acqua-acqua autonomo si ha che nel primo caso le perdite nel sottosistema di accumulo ammontano a 1630 kWh, mentre nel secondo caso sono 4979 kWh.

Infine, bisogna mettere in risalto il fatto che in tutti gli impianti, oltre al teleriscaldamento, il cui tema è già stato affrontato, è aumentata la quota rinnovabile di energia primaria e questo si verifica perché la produzione di acqua calda sanitaria è attiva tutto l'anno e nel periodo estivo si ha una maggiore producibilità dell'impianto fotovoltaico e di conseguenza può fornire più energia elettrica alle pompe di calore. Si passa da circa il 68%, in media, di quota rinnovabile del servizio di riscaldamento al 75% per la produzione di acqua calda sanitaria.

Infine, si può valutare il rendimento globale come rapporto tra il fabbisogno di energia per acqua calda sanitaria richiesto dall'edificio e il consumo di energia primaria per produrla.

Rendimento globale ACS	
IMPIANTO	Rispetto a energia primaria TOT
ARIA-ACQUA	62,7
ACQUA -ACQUA	59,5
IBRIDO	64
TELERISCALDAMENTO	85
AUTONOMO ARIA-ACQUA	66,8
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	57,56

Tabella 103: Rendimenti globali per produzione ACS

Il fabbisogno di energia per acqua calda sanitaria dell'edificio è di 13589 kWh ed è lo stesso per tutte le tipologie di impianto, per cui il valore di rendimento più alto è stabilito dalla tecnologia che ha un consumo di energia primaria più basso, ossia l'impianto con teleriscaldamento e collettori solari.

6.3 Raffrescamento

Prima di iniziare l'analisi, bisogna ricordare che gli impianti aria-acqua centralizzato, ibrido, e teleriscaldamento, per il servizio di raffrescamento sono gestiti dalla medesima pompa di calore. I consumi di energia primaria per il servizio di raffrescamento per tutte le soluzioni impiantistiche sono riportati nella tabella che segue:

Energia primaria RAFFRESCAMENTO [kWh]			
IMPIANTO	Rinnovabile	Non rinnovabile	Totale
ARIA-ACQUA	9585	9764	19349
ACQUA -ACQUA	10016	11121	21137
IBRIDO	9576	9798	19374
TELERISCALDAMENTO	7808	15895	23703
AUTONOMO ARIA-ACQUA	6731	5588	12319
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	6996	6039	13035

Tabella 104: Energia primaria per raffrescamento per tutti gli impianti

Dalla tabella si evince chiaramente che i sistemi più performanti, quindi con i consumi minori, sono quelli autonomi e questo si verifica principalmente per due motivi:

- SEER più alti;
- Perdite nei sottosistemi decisamente più basse.

Riguardo al primo punto, nel caso specifico si ha che il SEER dei sistemi centralizzati aria-acqua è di 2.11 e nell'impianto acqua-acqua 2.24. Invece, nelle soluzioni autonome il SEER del sistema aria-acqua è di 3.2 e nell'impianto acqua-acqua 3.34. Il valore del SEER incide notevolmente perché vuol dire che il consumo di energia elettrica per produrre il kWh termico è più basso e altresì si riesce a sfruttare maggiormente la fonte di energia rinnovabile (aria o acqua) che ha fattore di conversione in energia primaria pari a 1. Oltre alle prestazioni, che, nel caso specifico, sono migliori negli impianti autonomi, ad inficiare considerevolmente sono le perdite nei sottosistemi di accumulo e distribuzione primaria che per gli impianti autonomi non sono presenti.

Per di più, essendo la macchina all'interno dell'ambiente raffrescato, la rete di distribuzione utenza è notevolmente più corta e ciò implica minori dispersioni termiche. Se, invece si confrontano le soluzioni aria-acqua e acqua-acqua, emerge che i consumi di energia primaria sono più bassi per i sistemi aria-acqua nonostante i rendimenti utili dei generatori, i SEER, siano più alti per gli impianti acqua-acqua. La causa va ricercata nel fatto che i sistemi condensati ad acqua di falda hanno un circuito a monte della pompa di calore a cui sono associate sia perdite termiche che elettriche per la distribuzione dell'acqua nel circuito dell'acqua di falda. Per quanto riguarda i sistemi denominati aria-acqua centralizzato, ibrido centralizzato e teleriscaldamento, per il servizio di raffrescamento, sono serviti dalla stesa macchina e questo potrebbe portare a pensare che avranno lo stesso consumo di energia primaria, ma la tabella smentisce questa ipotesi. Di fatto si ha che il SEER calcolato è uguale per tutti e tre gli impianti e le richieste termiche sono le stesse, il che implica che anche l'energia elettrica richiesta alla generazione è la stessa, così come le richieste elettriche degli ausiliari sono uguali per tutti gli impianti. La differenza nei tre sistemi sta nella ripartizione dell'energia elettrica prodotta dal fotovoltaico. Difatti, per l'impianto denominato teleriscaldamento è stato dimezzato l'apporto di energia elettrica dal fotovoltaico e quindi vi è maggiore richiesta di energia elettrica dalla rete che ha un fattore di conversione in energia primaria 2.42 e questo fa innalzare il fabbisogno di energia primaria. Nel caso dei sistemi aria-acqua centralizzato e ibrido centralizzato la produzione di energia elettrica dall'impianto fotovoltaico è la stessa cambia solamente come viene ripartita l'energia elettrica prodotta. Infine, si calcola il rendimento globale di raffrescamento.

Rendimento globale RAFFRESCAMENTO	
IMPIANTO	Rispetto a energia primaria TOT
ARIA-ACQUA	98,7
ACQUA -ACQUA	90,4
IBRIDO	98,6
TELERISCALDAMENTO	80,6
AUTONOMO ARIA-ACQUA	155
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	146,5

Tabella 105: Rendimento globale servizio di raffrescamento

Anche in questo caso il rendimento è calcolato come rapporto tra il fabbisogno di energia richiesto dall'edificio che è pari a 19098 kWh e l'energia primaria richiesta dal singolo impianto.

6.4 Ventilazione

Un altro servizio che influisce nel calcolo dell'energia primaria è quello della ventilazione che è stato modellata per tutti i sistemi allo stesso modo. Nella tabella che segue viene riportato il consumo di energia primaria per ventilazione per tutte le configurazioni impiantistiche:

Energia primaria VENTILAZIONE [kWh]			
IMPIANTO	Non rinnovabile	Rinnovabile	Totale
ARIA-ACQUA	7345	5853	13198
ACQUA -ACQUA	7781	5734	13515
IBRIDO	7117	5915	13032
TELERISCALDAMENTO	8907	5428	14335
AUTONOMO ARIA-ACQUA	6926	5966	12893
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	7672	5764	13436

Tabella 106: Energia primaria per ventilazione per tutti gli impianti

La richiesta energetica è per l'alimentazione elettrica dei ventilatori di mandata e ripresa.

In generale il consumo annuo di energia elettrica per ventilazione, al lordo del contributo del fotovoltaico è *7849 kWh elettrici*. In altre parole, per soddisfare il fabbisogno di ventilazione vengono richiesti *7849 kWh elettrici*, che possono essere forniti dalla rete o dall'impianto fotovoltaico. Per cui il determinante dei consumi di energia primaria per il servizio di ventilazione è la modalità di ripartizione dell'energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico tra i servizi. Logicamente la configurazione più svantaggiata è quella che prevede la sottostazione di teleriscaldamento e l'impianto a collettori solari, in quanto la produzione elettrica dal fotovoltaico è stata dimezzata, mentre per gli altri impianti i valori sono abbastanza simili tra loro.

6.5 Energia primaria totale

A questo punto si possono sommare tutti i contributi di energia primaria per ogni servizio per ottenere il consumo di energia primaria totale per tutti i servizi.

Tipologia di impianto	Energia primaria [kWh]				
	Riscaldamento	ACS	Raffrescamento	Ventilazione	TOTALE
Aria-acqua centralizzato	27429	21671	19349	13198	81647
Acqua-acqua centralizzato	27704	22841	21137	13515	85197
Sistema ibrido	24710	21236	19374	13032	78352
Teleriscaldamento	12117	15978	23703	14335	66133
Aria-acqua autonomo	24265	20375	12319	12893	69852
Acqua-acqua autonomo	26999	23384	13035	13436	76854

Tabella 107: Energia primaria per tutti i servizi e per tutti gli impianti

Effettuando il calcolo di energia primaria annuale per tutti i servizi non vi è più la discriminante della ripartizione di energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico come accaduto per il servizio di ventilazione, perché la produzione annuale è la stessa per tutti i servizi, tranne che per l'impianto denominato teleriscaldamento, in cui vi è la presenza dei collettori solari termici.

In definitiva, per i motivi elencati precedentemente, riguardanti i servizi di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria l'impianto che ha un consumo più basso di energia primaria totale è la soluzione denominata teleriscaldamento che prevede l'utilizzo della sottostazione di teleriscaldamento per il servizio di riscaldamento e acqua calda sanitaria, i collettori solari termici per la produzione di acqua calda sanitaria e un impianto centralizzato a pompe di calore condensate ad aria per il raffrescamento. Una menzione va fatta per il sistema autonomo con pompe di calore condensate ad aria per la quale è stato ottenuto il consumo più basso di energia primaria per il raffrescamento, oltre che ad avere un consumo totale secondo solo al sistema denominato teleriscaldamento.

6.6 Utilizzo di energia rinnovabile

Risulta utile ai fini dell'analisi, mettere in risalto la percentuale di energia primaria rinnovabile utilizzata sul totale. Questo valore ci fornisce un'indicazione su quanto la soluzione impiantistica sia sostenibile dal punto di vista ambientale.

Tipologia di impianto	% Ep,rinn
Aria-acqua centralizzato	63,9%
Acqua-acqua centralizzato	65,0%
Sistema ibrido	57,4%
Teleriscaldamento	48,6%
Aria-acqua autonomo	71,3%
Acqua-acqua autonomo	66,8%

Tabella 108: Percentuale di energia primaria rinnovabile per ogni impianto

Il sistema che utilizza maggiormente fonte rinnovabile è il sistema aria-acqua autonomo. Questo si verifica perché nonostante il SEER non sia il più alto, ma che mantiene un valore comunque confrontabile con il sistema acqua-acqua autonomo, l'SPF è di gran lunga superiore a quelli degli altri impianti e quindi questo implica che si utilizza meno energia elettrica per produrre il kWh termico e si sfrutta maggiormente l'energia aerotermica che è una fonte rinnovabile di energia. L'impianto che utilizza minore energia rinnovabile è il sistema denominato teleriscaldamento perché è l'unica soluzione che in inverno non utilizza mai le pompe di calore e quindi non sfrutta l'energia rinnovabile E_{RES} , difatti per il riscaldamento solo il 35% dell'energia primaria proviene da fonti rinnovabili. A questo si aggiunge il fatto che l'impianto fotovoltaico è stato dimezzato e quindi nel periodo di raffrescamento, che è quando il fotovoltaico ha una producibilità più alta, viene utilizzata meno fonte rinnovabile rispetto agli altri casi studio, circa il 33% del totale. Ad alzare la quota rinnovabile del teleriscaldamento è la produzione di acqua calda sanitaria, che grazie, soprattutto, ai collettori solari riesce a soddisfare l'82% della richiesta di energia primaria totale per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria.

6.7 Consumi fonte di energia

Oltre al consumo di energia primaria può essere rilevante effettuare anche una valutazione dei consumi energetici per fonte utilizzata. Questa valutazione ci permetterà in seguito di effettuare un'analisi dei costi per soluzione impiantistica. Il *software* utilizzato per l'analisi mostra i consumi totali per fonte. Per l'energia proveniente dalla fonte gas è stato moltiplicato il valore di Nm³ di gas per il suo potere calorifico inferiore.

IMPIANTO	FONTE	Consumi fonte [kWh]
ARIA-ACQUA CENTRALIZZATO	Eel	16434
ACQUA-ACQUA CENTRALIZZATO	Eel	16872
IBRIDO	Eel	13975
	Gas	6992
TELERISCALDAMENTO	Eel	13117
	Teleriscaldamento	26918
AUTONOMO ARIA-ACQUA	Eel	11944
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	Eel	14741

Tabella 109: Consumi fonte di energia per ogni sistema

Dalla tabella si deduce che il consumo di energia elettrica più basso è dato dai sistemi autonomi. Questo conferma quanto stabilito nell'analisi dei consumi di energia primaria che privilegiava i sistemi autonomi rispetto ai centralizzati. Un altro elemento da evidenziare è, come i sistemi che utilizzano più fonti di energia hanno un consumo di energia elettrica maggiore, addirittura, dei sistemi autonomi che utilizzano l'energia elettrica come unica fonte per soddisfare i fabbisogni dei diversi servizi. Quanto descritto si spiega agevolmente perché, per quanto riguarda il teleriscaldamento, essendo dimezzata la produzione di energia elettrica da fotovoltaico, per soddisfare il carico estivo si deve far ricorso maggiormente all'energia elettrica dalla rete, invece, per il sistema ibrido, poiché è stata installata la stessa pompa di calore del sistema aria-acqua centralizzato, avrà gli stessi consumi del sistema denominato aria-acqua centralizzato nel periodo in cui non sarà utilizzata la caldaia che è almeno il 75% del tempo. Gli elevati consumi dei sistemi centralizzati dipendono dai bassi coefficienti di prestazione rispetto agli autonomi. Inoltre, il sistema acqua-acqua centralizzato nonostante abbia coefficienti di prestazione più alta dell'aria-acqua centralizzato viene penalizzato dagli elevati consumi dei sottosistemi di distribuzione che provocano sia una maggiore produzione di energia termica della macchina e sia una richiesta di energia elettrica ulteriore per alimentare i circolatori del circuito dell'acqua di falda che nei sistemi condensati ad aria non sono presenti.

6.8 Emissioni annuali equivalente di CO₂

Rimarcando il tema della sostenibilità, si possono valutare, altresì, le emissioni annue di CO₂ equivalenti. Il *software* utilizzato per il calcolo fornisce per ogni configurazione impiantistica le emissioni totali. Di seguito viene riportata una tabella riassuntiva con le emissioni.

Tipologia di impianto	Emissioni CO ₂ [kg/anno]
Aria-acqua centralizzato	7560
Acqua-acqua centralizzato	7761
Sistema ibrido	7965
Teleriscaldamento	10449
Aria-acqua autonomo	5494
Acqua-acqua autonomo	6781

Tabella 110: Emissioni di anidride carbonica

La voce emissioni segue fedelmente quanto affermato per i consumi di energia per fonte. Difatti, le emissioni più bassa si hanno per i sistemi autonomi e in particolare, per la pompa di calore condensata ad aria e quelle più alte per il sistema denominato teleriscaldamento. Da evidenziare, infine, come, nonostante, il sistema ibrido abbia consumi di energia primaria più bassi rispetto ai sistemi centralizzati, il fatto che sia stato utilizzato il gas fa innalzare le emissioni di CO₂ equivalenti.

7 Simulazione degli impianti con il metodo dinamico orario e risultati ottenuti

Il metodo di calcolo che segue la norma UNI TS 11300 ci permette di fare una stima dei consumi della fonte energetica e di energia primaria facendo diverse assunzioni e semplificazioni quali:

- Utilizzo di formulazioni per la valutazione dei carichi interni;
- Si impongono delle temperature di set-point costanti per tutte le ore dell'anno, 20°C in inverno e 26°C in estate;
- Si impone un valore di umidità relativa di set-point costante per tutte le ore dell'anno, pari al 60%;
- Si determina un fattore di tendaggi che è costante per l'intera durata della stagione. In particolare, è stato imposto 0.3 in estate e assenza di schermi in inverno;
- Assenza di regolazione della portata di immissione.

I calcoli effettuati con il metodo dinamico orario hanno seguito la stessa configurazione impiantistica adottata con il metodo di calcolo secondo la norma UNI TS 11300.

La procedura di calcolo effettuata secondo il metodo dinamico orario, proposta dal software *EdilClima* permette di avere una stima più accurata dei consumi in quanto si cerca di impostare la computazione volendo rispecchiare nel modo più fedele possibile, quello che accade nella realtà. Il software permette di stabilire diverse grandezze e le differenze con il metodo che segue la norma verranno elencate di seguito:

- Per la valutazione dei carichi interni si possono impostare dei profili orari, dove per ogni ora si definisce il fattore di occupazione, fattore di utilizzo di apparecchi interni e di illuminazione;
- C'è la possibilità di imporre dei valori orari della temperatura di set-point. Ad esempio, nelle ore notturne del periodo di riscaldamento si può stabilire una temperatura di 18.5 °C;
- C'è la possibilità di imporre dei valori orari dell'umidità relativa di set-point;
- Si possono definire dei profili orari per ogni giorno della settimana e anche per dei periodi specifici, considerando così eventuali periodi di ferie;
- Si può definire il profilo degli ombreggiamenti, ovvero stabilire in quali ore del giorno vi è la chiusura degli oscuranti e dei tendaggi;
- C'è la possibilità di poter definire la presenza di un sistema di regolazione della portata di ventilazione;
- Si stabilisce la quota convettiva delle apparecchiature e dei terminali di emissione;
- Si può inserire un file climatico.

7.1 Definizione dei profili

Il primo passo effettuato è stato quello di definire dei profili di ombreggiamenti. In particolare, è stato ipotizzato che l'utilizzo delle chiusure oscuranti sia controllato da un valore soglia della radiazione solare e che superato quel valore soglia gli oscuranti si chiudano.

Per ogni esposizione è stato definito un valore soglia di 200 W/m^2 , come mostrato nella figura seguente.

Esposizione	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	ORIZ	
Irradiazione soglia [W/m^2]	200,00	200,00	200,00	200,00	200,00	200,00	200,00	200,00	200,00	

Figura 107: Valori soglia di radiazione solare per tipo di esposizione

Mentre, per quanto riguarda i tendaggi, è stato ipotizzato che questi fossero aperti ogni giorno dalle 08:00 alle 18:00 nel periodo convenzionale di riscaldamento per la zona climatica di riferimento, ossia dal 15 ottobre al 15 aprile, in modo da sfruttare al meglio la radiazione solare che costituisce un apporto gratuito. Per tutto il resto dell'anno i tendaggi sono stati previsti chiusi.

Nella figura seguente viene mostrato il profilo dei tendaggi nel periodo invernale:

Ore del giorno	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
Nord	√	√	√	√	√	√	√	√	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	√	√	√	√	√
Nord-Est	√	√	√	√	√	√	√	√	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	√	√	√	√	√
Est	√	√	√	√	√	√	√	√	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	√	√	√	√	√
Sud-Est	√	√	√	√	√	√	√	√	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	√	√	√	√	√
Sud	√	√	√	√	√	√	√	√	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	√	√	√	√	√
Sud-Ovest	√	√	√	√	√	√	√	√	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	√	√	√	√	√
Ovest	√	√	√	√	√	√	√	√	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	√	√	√	√	√
Nord-Ovest	√	√	√	√	√	√	√	√	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	√	√	√	√	√
Orizzontale	√	√	√	√	√	√	√	√	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	√	√	√	√	√

√ Tendaggi chiusi - Tendaggi aperti

Figura 108: Profilo tendaggi nel periodo invernale

Per quanto riguarda i profili orari di utilizzo sono state fatte le seguenti assunzioni:

- In ogni alloggio vivono quattro persone;
- L'attività svolta all'interno è quella di riposo, quindi 65 W/m^2 a persona;
- Apporto latente di ogni persona pari a 1000 g di vapore acqueo al giorno;
- Potenza delle apparecchiature elettriche all'interno dell'alloggio di 30 W/m^2 , valore stabilito supponendo che le apparecchiature non lavorano mai alla loro potenza nominale ma a dei valori che vanno dal 50 al 75%;
- Apporto latente delle apparecchiature $3 [\text{g}/(\text{h m}^2)]$;
- Apporto dovuto all'illuminazione pari a 6 W/m^2 ;
- Temperatura di set-point invernale di $20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Temperatura di set-point invernale ridotta di $18.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Essendo i terminali di emissione i pannelli radianti a pavimento, ed essendo dotati, quest'ultimi, di elevata inerzia si è preferito non ridurre di molto la temperatura nelle ore notturne o in cui non vi è la presenza di occupanti;
- Temperatura di set-point estiva di $26 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Temperatura di set-point estiva ridotta di 28°C ;
- Umidità relativa di set-point per deumidificazione 60 %;
- Umidità relativa di set-point per deumidificazione ridotta 70 %;
- I profili orari definiti sono gli stessi per tutti gli alloggi e per tutti i locali di ogni alloggio.

Nella definizione del profilo, l'obiettivo è quello di avvicinarsi quanto più possibile alle abitudini di una famiglia tipica milanese composta da quattro persone, in cui i genitori lavorano su turni di 8 ore dal lunedì al venerdì, mentre i figli frequentano le scuole, anch'essi dal lunedì al venerdì. Inoltre, è stato ipotizzato un periodo feriale di una decina di giorni nel mese di agosto.

Nella figura seguente viene mostrato il profilo orario tipico dal lunedì al venerdì.

Ore del giorno	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	Media
OCCUPAZIONE																									
f _{occ} [-]	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,75	0,50	0,25	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,50	0,50	0,50	0,50	0,75	1,00	1,00	1,00	1,00	0,59
TEMPERATURA																									
θ _{H,int} [°C]	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	20,0	20,0	20,0	20,0	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	-
θ _{C,int} [°C]	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	26,0	26,0	26,0	26,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	-
UMIDITÀ																									
UR _{HU,int} [%]	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	30,0	30,0	30,0	30,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	-
UR _{DHU,int} [%]	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0	60,0	60,0	60,0	60,0	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	-
APPORTI INTERNI SENSIBILI																									
Φ _{int,P} [W/m²]	4,33	4,33	4,33	4,33	4,33	4,33	3,25	2,17	1,08	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	2,17	2,17	2,17	2,17	3,25	4,33	4,33	4,33	4,33	2,57
f _{int,A} [-]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,20	0,20	0,20	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,15	0,15	0,40	0,40	0,70	0,70	0,70	0,15	0,15	0,20
Φ _{int,A} [W/m²]	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	6,00	6,00	6,00	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	4,50	4,50	12,00	12,00	21,00	21,00	21,00	4,50	4,50	5,88
f _{int,L} [-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,20	0,20	0,20	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,20	0,20	0,20	0,60	0,60	0,60	0,60	0,20	0,19
Φ _{int,L} [W/m²]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,20	1,20	1,20	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	1,20	1,20	1,20	3,60	3,60	3,60	3,60	1,20	1,13
APPORTI INTERNI LATENTI																									
G _{wv,P} [g/h/m²]	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,10	1,40	0,70	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,40	1,40	1,40	1,40	2,10	2,80	2,80	2,80	2,80	1,66
G _{wv,A} [g/h/m²]	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,60	0,60	0,60	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,45	0,45	1,20	1,20	2,10	2,10	2,10	0,45	0,45	0,59

Figura 109: Profilo orario dal lunedì al venerdì

Le grandezze rappresentate nell'immagine sono:

f_{occ}	Fattore di occupazione [%]
$\theta_{H,int}$	Temperatura di set point di riscaldamento [°C]
$\theta_{C,int}$	Temperatura di set point di raffreddamento [°C]
$UR_{HU,int}$	Umidità relativa di set-point per umidificazione [%]
$UR_{DHU,int}$	Umidità relativa di set-point per deumidificazione [%]
$\Phi_{int,P}$	Carico interno dovuto all'occupazione [W/m²]
$f_{int,A}$	Fattore di utilizzo degli apparecchi elettrici [%]
$\Phi_{int,A}$	Carico interno dovuto agli apparecchi elettrici [W/m²]
$f_{int,L}$	Fattore di utilizzo dell'illuminazione [%]
$\Phi_{int,L}$	Carico interno dovuto all'illuminazione [W/m²]
$G_{wv,P}$	Apporti interni latenti dovuti alle persone [g/(h m²)]
$G_{wv,A}$	Apporti interni latenti dovuti agli apparecchi elettrici [g/(h m²)]

Tabella 111: Parametri che definiscono i profili orari

Il profilo orario nei giorni di sabato e domenica è il seguente:

Ore del giorno	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	Media
OCCUPAZIONE																									
f _{occ} [-]	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,50	0,50	0,50	0,50	1,00	1,00	1,00	0,25	0,25	0,25	0,25	1,00	1,00	1,00	1,00	0,79
TEMPERATURA																									
θ _{H,int} [°C]	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	18,5	18,5	18,5	18,5	20,0	20,0	20,0	20,0	-
θ _{C,int} [°C]	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	28,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	26,0	28,0	28,0	28,0	28,0	26,0	26,0	26,0	26,0	-
UMIDITÀ																									
UR _{HU,int} [%]	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0	20,0	20,0	20,0	20,0	30,0	30,0	30,0	30,0	-
UR _{DHU,int} [%]	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0	70,0	70,0	70,0	70,0	60,0	60,0	60,0	60,0	-
APPORTI INTERNI SENSIBILI																									
Φ _{int,P} [W/m²]	4,33	4,33	4,33	4,33	4,33	4,33	4,33	4,33	4,33	2,17	2,17	2,17	2,17	4,33	4,33	4,33	1,08	1,08	1,08	1,08	4,33	4,33	4,33	4,33	3,43
f _{int,A} [-]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,10	0,10	0,10	0,40	0,40	0,40	0,60	0,60	0,20	0,20	0,20	0,20	0,40	0,70	0,70	0,15	0,15	0,25
Φ _{int,A} [W/m²]	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	3,00	3,00	3,00	12,00	12,00	12,00	18,00	18,00	6,00	6,00	6,00	6,00	12,00	21,00	21,00	4,50	4,50	7,44
f _{int,L} [-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,30	0,30	0,30	0,10	0,10	0,10	0,50	0,50	0,80	0,80	0,80	0,20	0,22
Φ _{int,L} [W/m²]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	1,80	1,80	1,80	0,60	0,60	0,60	3,00	3,00	4,80	4,80	4,80	1,20	1,33
APPORTI INTERNI LATENTI																									
G _{wv,P} [g/h/m²]	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	2,80	1,40	1,40	1,40	1,40	2,80	2,80	2,80	0,70	0,70	0,70	0,70	2,80	2,80	2,80	2,80	2,22
G _{wv,A} [g/h/m²]	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,30	0,30	0,30	1,20	1,20	1,20	1,80	1,80	0,60	0,60	0,60	0,60	1,20	2,10	2,10	0,45	0,45	0,74

Figura 110: Profilo orario nei giorni di sabato e domenica

Infine, viene riportata l'immagine che rappresenta il profilo orario per un periodo dell'anno in cui è stata fatta la supposizione che l'edificio sia vuoto perché gli inquilini sono in ferie. Il periodo va dal 7 al 17 agosto.

Ore del giorno	00	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	Media
OCCUPAZIONE																									
focc [-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
TEMPERATURA																									
θH,int [°C]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
θC,int [°C]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
UMIDITA'																									
UR,HU,int [%]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
UR,DU,int [%]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
APPORTI INTERNI SENSIBILI																									
φ _{int,P} [W/m²]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
f _{int,A} [-]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
φ _{int,A} [W/m²]	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50
f _{int,L} [-]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
φ _{int,L} [W/m²]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
APPORTI INTERNI LATENTI																									
G _{wv,P} [(g/h)/m²]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
G _{wv,A} [(g/h)/m²]	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15

Figura 111: Profilo orario periodo ferie

Come detto, si può stabilire la frazione di portata regolata a seconda della strumentazione utilizzata (sensori che misurano la CO₂, ad esempio). Nel caso specifico l'impianto è sempre acceso e la frazione di portata regolata è 0.5. Il grafico seguente mostra l'andamento della portata di immissione in un tipico giorno feriale:

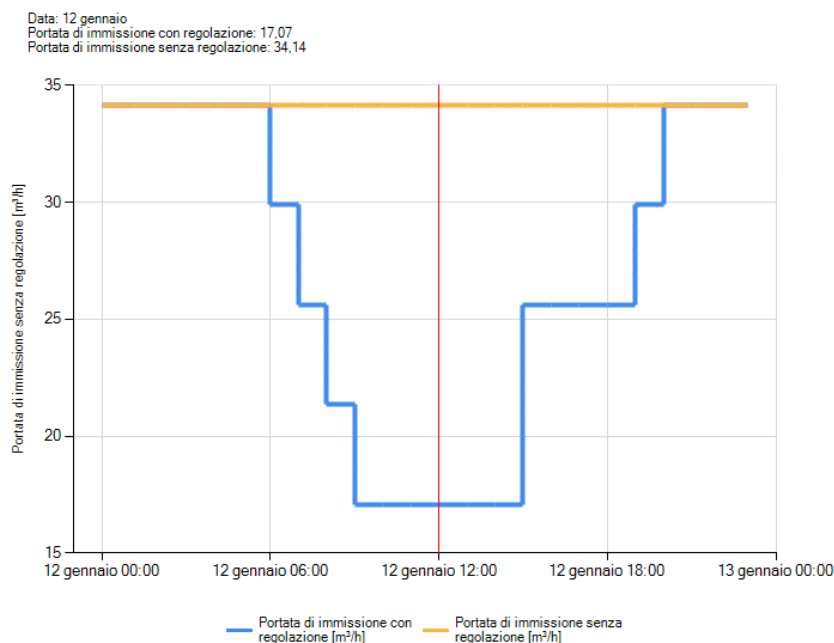


Figura 112: Portata immessa in un tipico giorno feriale

In un giorno feriale, dalle ore 09:00 alle ore 14:00, l'appartamento è vuoto. Quindi poiché il sistema di regolazione riesce a controllare il 50% della portata, allora in quel lasso di tempo verrà immessa metà della portata d'aria nominale.

Infine, si può definire la frazione convettiva di alcuni elementi, quali:

- Frazione convettiva degli apporti interni posta uguale a 0.4;
- Frazione convettiva degli apporti solari pari a 0.1;
- Frazione convettiva dei terminali di riscaldamento che è di 0.2;
- Frazione convettiva dei terminali di raffrescamento impostata a 0.25;

Il calcolo viene affrontato facendo riferimento ai profili orari della zona avente come periodo di calcolo la stagione reale e non quella convenzionale. Inoltre, il calcolo viene effettuato considerando la massima potenza disponibile dell'impianto di riscaldamento e/o raffrescamento, valutando il carico termico sul generatore. La procedura di calcolo del carico termico si basa sulla *temperatura operativa* calcolata come media tra la temperatura interna dell'aria e la temperatura media radiante che a sua volta viene calcolata come media delle temperature superficiali interne degli elementi disperdenti della zona in proporzione alla propria superficie di scambio.

Il criterio elaborato dal software si formalizza nel confronto della $\vartheta_{\text{int,operativa}}$ con la temperatura interna minima di set-point per riscaldamento $\vartheta_{H,\text{int}}$ e con la temperatura interna massima di raffrescamento $\vartheta_{C,\text{int}}$, secondo i profili orari stabiliti precedentemente, e applica le seguenti condizioni:

- se in un'ora $\vartheta_{\text{int,operativa}} < \vartheta_{H,\text{int}}$, occorre riscaldare ed il carico Φ_H rappresenta il fabbisogno che l'impianto deve fornire alla zona per mantenere il valore di temperatura minima di set-point desiderato;
- se in un'ora $\vartheta_{\text{int,operativa}} > \vartheta_{C,\text{int}}$, occorre raffrescare ed il carico Φ_C rappresenta il fabbisogno che l'impianto deve asportare dalla zona per mantenere il valore di temperatura massima di set-point desiderato;
- se in un'ora $\vartheta_{H,\text{int}} < \vartheta_{\text{int,operativa}} < \vartheta_{C,\text{int}}$, non occorre né riscaldare né raffrescare ed il carico $\Phi_{C/H}$ risulterà nullo.

Nella figura seguente viene riportato il grafico del carico energetico richiesto all'impianto in funzione della temperatura operativa:

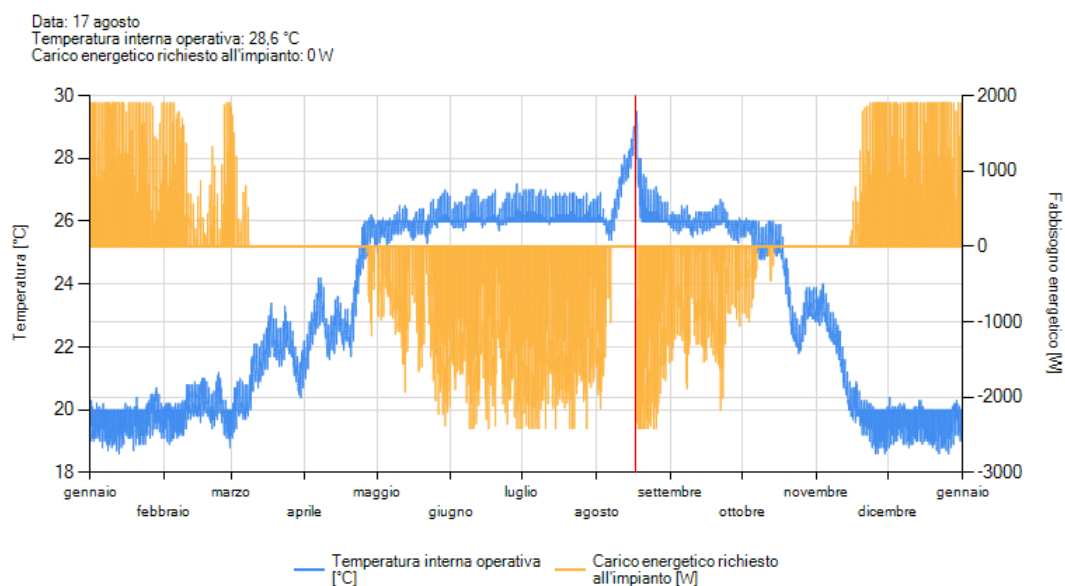


Figura 113: Carico energetico richiesto in funzione della Temperatura operativa

Come si evince dal grafico, quando la temperatura operativa è compresa tra i due valori di set-point di riscaldamento e raffrescamento il carico richiesto è nullo. Viene evidenziato che nel giorno 17 agosto, in quell'ora, la temperatura operativa è di 28.6 °C, ma poiché in quei giorni è stato definito un profilo senza set-point di temperatura perché è stato ipotizzato che le abitazioni sono vuote, allora, il carico energetico richiesto è nullo.

7.2 Risultati energia primaria del calcolo con il metodo dinamico orario

I calcoli effettuati con il metodo dinamico orario hanno seguito la stessa configurazione impiantistica adottata con il metodo di calcolo secondo la norma UNI TS 11300, quindi a cambiare sono solamente le caratteristiche descritte prima. In particolare, ci si aspetta che ad incidere notevolmente siano i carichi interni la cui conseguenza è una diminuzione del consumo di energia primaria per riscaldamento e un aumento del consumo di energia primaria per raffrescamento. L'obiettivo dell'analisi effettuata con i due metodi di calcolo è quello di capire se, per il caso specifico, è la stessa configurazione impiantistica ad avere il consumo più basso di energia primaria e se le gerarchie rimangono invariate.

7.2.1 Riscaldamento

Come ci si poteva aspettare il fabbisogno dell'edificio si è abbassato notevolmente. Infatti, il valore di energia richiesta dall'edificio è di 9752 kWh. Questo valore fa riferimento alla ventilazione effettiva, ossia considerando eventuali recuperi termici effettuati da parte dei recuperatori dell'unità di trattamento aria. Nel caso di calcolo normato il valore era di 26119 kWh. Il fabbisogno dell'edificio nel calcolo secondo la norma è 2.68 volte maggiore di quello effettuato con il metodo dinamico orario. Di seguito viene riportata una tabella dove vengono confrontati i consumi di energia primaria per riscaldamento per le diverse soluzioni impiantistiche:

Energia primaria RISCALDAMENTO [kWh]			
IMPIANTO	Non rinnovabile	Rinnovabile	Totale
ARIA-ACQUA	4569	8422	12991
ACQUA -ACQUA	3677	9444	13121
IBRIDO	5973	5529	11502
TELERISCALDAMENTO	3785	2051	5836
AUTONOMO ARIA-ACQUA	2357	8828	11185
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	5090	7753	12843

Tabella 112: Energia primaria con metodo dinamico orario per riscaldamento per tutti gli impianti

Le gerarchie sono rimaste immutate ed è sempre il sistema denominato teleriscaldamento ad avere i consumi più bassi. In generale i consumi di energia primaria in tutti i sistemi si sono dimezzati. I motivi per il quale è il sistema di teleriscaldamento ad essere privilegiato è a causa del basso valore del fattore di conversione, ossia quanto detto per il calcolo normato.

7.2.2 Acqua calda sanitaria

Il fabbisogno di energia dell'edificio di acqua calda sanitaria rimane invariato al calcolo in regime normato, ossia *13589 kWh*. I consumi di energia primaria per il servizio di riscaldamento per le diverse soluzioni impiantistiche sono riportati nella tabella seguente:

Energia primaria ACS [kWh]			
IMPIANTO	Non rinnovabile	Rinnovabile	Totale
ARIA-ACQUA	5063	16500	21563
ACQUA -ACQUA	5357	17339	22696
IBRIDO	5530	15623	21153
TELERISCALDAMENTO	2874	13109	15983
AUTONOMO ARIA-ACQUA	4906	15271	20177
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	4681	18477	23158

Tabella 113: Energia primaria in regime dinamico orario per ACS per tutti gli impianti

Anche in questo caso è il teleriscaldamento ad essere più favorito e i valori di energia primaria non sono molto diversi. Le differenze dei valori di energia primaria dipendono dalla ripartizione dell'energia elettrica prodotta dal fotovoltaico la cui produzione è la medesima del calcolo normato.

7.2.3 Raffrescamento

L'aumento corposo degli apporti interni è la causa primaria dell'aumento del fabbisogno di energia primaria per raffrescamento. Difatti, il fabbisogno effettivo dell'edificio è passato dai *19098 kWh* del calcolo normato ai *27197 kWh* del caso con il metodo dinamico orario. L'aumento è di circa il 42%. La tabella che segue riporta i consumi di energia primaria per raffrescamento per tutte le tecnologie:

Energia primaria RAFFRESCAMENTO [kWh]			
IMPIANTO	Non rinnovabile	Rinnovabile	Totale
ARIA-ACQUA	13770	11543	25314
ACQUA -ACQUA	14834	11741	26575
IBRIDO	13805	11534	25339
TELERISCALDAMENTO	20889	9585	30474
AUTONOMO ARIA-ACQUA	7643	8020	15662
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	8125	8247	16372

Tabella 114: Energia primaria con il metodo dinamico orario per raffrescamento per tutti gli impianti

L'ordine rimane immutato e vede favorire gli impianti autonomi rispetto a quelli centralizzati, inoltre, si evince un particolare svantaggio dell'impianto denominato teleriscaldamento. Questo perché usa per gran parte energia elettrica dalla rete in quanto la potenza installata dell'impianto fotovoltaico è circa la metà degli altri casi studio.

7.2.4 Ventilazione

Un servizio che incide molto nei consumi è quello di ventilazione. Infatti, poiché si effettua una regolazione della portata, i ventilatori possono elaborare portate minori e questo implica un minore assorbimento di energia elettrica.

Tanto è vero che l'assorbimento di energia elettrica passa da 7849 kWh del calcolo normato a 6414 kWh del calcolo con il metodo dinamico orario, circa il 20 % in meno.

Il fabbisogno di energia primaria richiesto per il servizio di ventilazione per tutti gli impianti è:

Energia primaria VENTILAZIONE [kWh]			
IMPIANTO	Non rinnovabile	Rinnovabile	Totale
ARIA-ACQUA	5984	4788	10771
ACQUA -ACQUA	6149	4743	10892
IBRIDO	5731	4857	10587
TELERISCALDAMENTO	7169	4466	11635
AUTONOMO ARIA-ACQUA	5376	4953	10329
AUTONOMO ACQUA-ACQUA	5837	4828	10665

Tabella 115: Energia primaria col metodo dinamico orario per raffrescamento per tutti gli impianti

Si nota una riduzione del consumo di energia primaria, con dei valori abbastanza vicini per tutti gli impianti perché l'impianto di ventilazione è uguale per tutte le tecnologie.

7.2.5 Energia primaria totale

Dopo aver calcolato i fabbisogni di energia primaria per ogni servizio, è utile valutare il consumo di energia primaria totale annuale e quale impianto ha un consumo più basso. Nella tabella che segue viene mostrato il valore di energia primaria totale per tutti gli impianti:

Tipologia di impianto	Energia primaria [kWh]				
	Riscaldamento	ACS	Raffrescamento	Ventilazione	TOTALE
Aria-acqua centralizzato	12991	21563	25314	10771	70639
Acqua-acqua centralizzato	13121	22696	26575	10892	73284
Sistema ibrido	11502	21153	25339	10587	68581
Teleriscaldamento	5836	15983	30474	11635	63928
Aria-acqua autonomo	11185	20177	15662	10329	57353
Acqua-acqua autonomo	12843	23158	16372	10665	63038

Tabella 116: Energia primaria con il metodo dinamico orario per tutti i servizi e per tutti gli impianti

Dalla tabella si evince che rispetto al calcolo con il metodo normato, le gerarchie sono state stravolte. In particolare, mentre l'altro metodo di calcolo vedeva favorire complessivamente il sistema denominato teleriscaldamento, con questo metodo di calcolo vengono privilegiati i sistemi autonomi. Questo perché il sistema denominato teleriscaldamento ha delle ottime prestazioni durante il servizio di riscaldamento e questo servizio incide molto meno rispetto al metodo normato, difatti come detto in precedenza, il fabbisogno di energia primaria per riscaldamento è stato dimezzato. Dall'altro lato a gravare di più rispetto al calcolo normato è il raffrescamento le cui, però, prestazioni dei sistemi autonomi sono notevoli. In generale, però, si evidenzia una riduzione dei consumi di energia primaria che va dal 15 al 20 % a seconda dei sistemi.

7.2.6 Consumi di energia per fonte

Oltre al consumo di energia primaria può essere rilevante effettuare anche una valutazione dei consumi energetici per fonte utilizzata. Questa valutazione ci permetterà in seguito di effettuare un'analisi dei costi di gestione per ogni soluzione impiantistica. Il *software* utilizzato per l'analisi ricava i consumi totali per fonte. Per l'energia proveniente dalla fonte gas è stato moltiplicato il valore di Nm³ di gas per il suo potere calorifico inferiore.

IMPIANTO	FONTE	Consumi fonte [kWh]
ARIA-ACQUA	Eel	15070
ACQUA-ACQUA	Eel	15393
IBRIDO	Eel	13445
	Gas	4389
TELERISCALDAMENTO	Eel	14728
	Teleriscaldamento	16210
AUTONOMO ARIA	Eel	10400
AUTONOMO ACQUA	Eel	12168

Tabella 117: Consumi di energia per fonte con il metodo dinamico orario

Anche in questo caso si vedono agevolati i sistemi autonomi per gli stessi motivi discussi nel calcolo del metodo normato. In linea generale, i consumi delle fonti si sono ridotti, tranne per il caso di teleriscaldamento in cui a causa dell'aumento del fabbisogno di raffrescamento è aumentato il consumo di energia elettrica.

7.2.7 Emissioni annuali equivalente di CO₂

Rimarcando il tema della sostenibilità, si possono valutare, altresì, le emissioni annue di CO₂ equivalenti. Il *software* utilizzato per il calcolo fornisce per ogni configurazione impiantistica le emissioni totali. Di seguito viene riportata una tabella riassuntiva con le emissioni.

Tipologia di impianto	Emissioni CO ₂ [kg/anno]
Aria-acqua centralizzato	6932
Acqua-acqua centralizzato	7081
Sistema ibrido	7148
Teleriscaldamento	9433
Aria-acqua autonomo	4784
Acqua-acqua autonomo	5597

Tabella 118: Emissioni di CO₂ annue calcolate con il metodo dinamico orario

La voce emissioni segue fedelmente quanto affermato per i consumi di energia per fonte. Difatti, le emissioni più basse si hanno per i sistemi autonomi e in particolare, per la pompa di calore condensata ad aria e quelle più alte per il sistema denominato teleriscaldamento. Da evidenziare, infine, come, nonostante, il sistema ibrido abbia consumi di energia primaria più bassi rispetto ai sistemi centralizzati, il fatto che sia stato utilizzato il gas fa innalzare le emissioni di CO₂ equivalenti. In definitiva poiché è diminuito il consumo delle fonti, come conseguenza sono diminuite le emissioni di CO₂ equivalenti.

8 Confronto dei risultati proposti dalle due metodologie di calcolo

Dopo aver calcolato le principali grandezze con le due metodologie di calcolo e aver compreso che in condizioni reali di funzionamento vi è una riduzione del fabbisogno di energia primaria, è estremamente importante andare a quantificare il risparmio energetico e soprattutto cercare di capire quale sistema ottiene un risparmio maggiore passando dal calcolo normato a quello dinamico orario. In generale, si andrà a calcolare il rapporto tra l'energia primaria calcolata con il metodo normato e quella con il metodo dinamico orario per capire di quanto si è ridotto il consumo e quale sistema mostra la riduzione più ingente.

8.1 Riscaldamento

Per il servizio di riscaldamento, come detto, i consumi si sono ridotti notevolmente a causa del maggior sfruttamento degli apporti interni e congiuntamente, al fatto che la temperatura di set-point non è fissa a 20 °C ma viene ridotta nelle ore notturne e di assenza. La tabella che segue mostra i consumi di energia primaria nei due regimi e il rapporto del fabbisogno di energia primaria tra il regime normato e quello dinamico.

IMPIANTO	Energia primaria RISCALDAMENTO [kWh]		Rapporto D/N
	Normato	Dinamico	
ARIA-ACQUA	27429	12991	47%
ACQUA-ACQUA	27704	13121	47%
IBRIDO	24710	11502	47%
TELERISCALDAMENTO	12117	5836	48%
AUTONOMO ARIA	24265	11185	46%
AUTONOMO ACQUA	26999	12843	48%

Tabella 119: Energia primaria per riscaldamento nei due regimi di calcolo

In linea di massima la riduzione è avvenuta in tutti i sistemi allo stesso modo, nel senso che in media in tutti gli impianti i consumi si sono più che dimezzati. Il valore della riduzione è abbastanza simile tra loro e non c'è un sistema che emerge rispetto ad un altro.

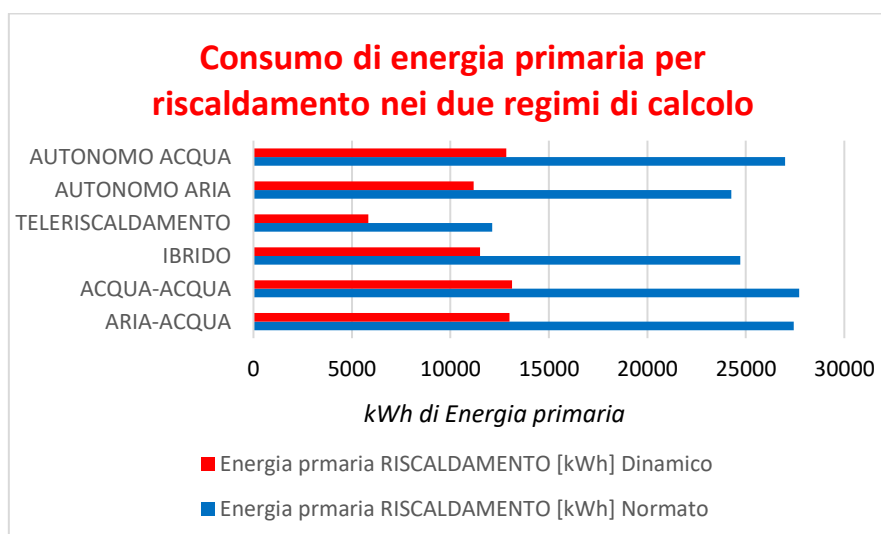


Figura 114: Energia primaria per riscaldamento nei due regimi di calcolo

È importante valutare come cambiano le prestazioni delle macchine in termini di SPF per comprendere quale soluzione si è saputa adattare meglio alla riduzione dei consumi.

IMPIANTO	SPF	
	Normato	Dinamico
ARIA-ACQUA	3,41	3,17
ACQUA-ACQUA	4,65	4,65
IBRIDO	3,6	3,34
AUTONOMO ARIA	6,09	6,42
AUTONOMO ACQUA	3,66	3,29

Tabella 120: Valori di SPF nei due regimi di calcolo

Dalla tabella si evince che tendenzialmente le prestazioni delle pompe di calore peggiorano in tutti i casi tranne nel sistema autonomo con pompa di calore condensata ad aria. L'abbassamento delle prestazioni può essere dovuto al fatto che gli impianti lavorano lontani dalle loro condizioni nominali perché la potenza richiesta in ogni istante è più bassa e quindi riescono a mantenere buone prestazioni solamente gli impianti con un elevato grado di parzializzazione. Il sistema autonomo condensato ad aria, difatti, riesce a mantenere buone prestazioni, addirittura migliorandole, perché non è stata scelta un'unica macchina per tutti gli alloggi, come fatto per l'altro sistema autonomo, ma 3 macchine diverse a seconda del carico richiesto e questo si traduce in un allontanamento dalle condizioni nominali meno corposo rispetto al sistema autonomo con pompa di calore condensata ad acqua. L'effetto congiunto di elevata parzializzazione e allontanamento ridotto delle condizioni nominali produce addirittura un miglioramento delle prestazioni.

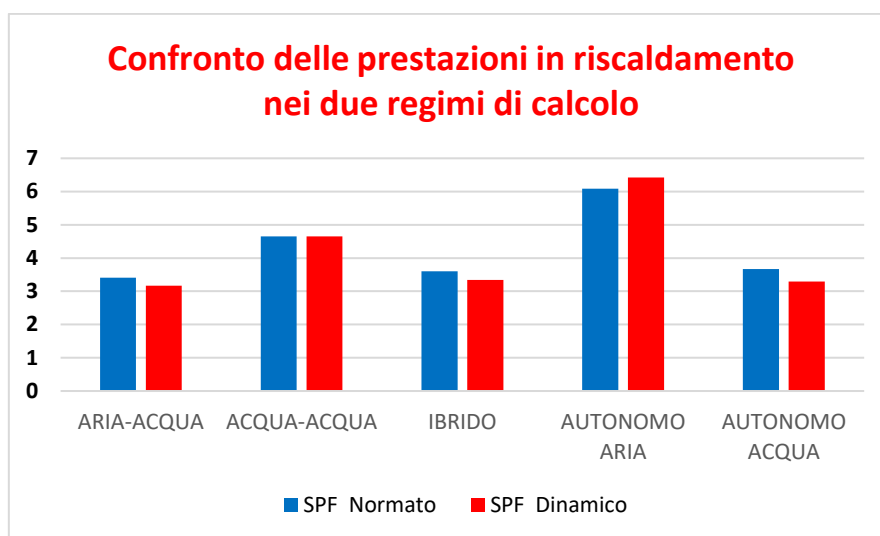


Figura 115: Valori di SPF nei due regimi di calcolo

L'istogramma permette di avere una visione più ampia rispetto a quanto descritto nella tabella. La caldaia mantiene il rendimento invariato, mentre il rendimento della sottostazione di teleriscaldamento si è abbassato di un punto percentuale.

8.2 Raffrescamento

Per il sistema di raffrescamento i consumi sono aumentati a causa dell'incremento degli apporti interni. Difatti, il fabbisogno effettivo dell'edificio è passato dai *19098 kWh* del calcolo normato ai *27197 kWh* del caso con il metodo dinamico orario. L'aumento è di circa il 42%.

La tabella che segue mostra i consumi di energia primaria nei due regimi e il rapporto del fabbisogno di energia primaria tra il regime normato e quello dinamico.

IMPIANTO	Energia primaria RAFFRESCAMENTO [kWh]		Rapporto D/N
	Normato	Dinamico	
ARIA-ACQUA	19349	25314	131%
ACQUA-ACQUA	21137	26575	126%
IBRIDO	19374	25339	131%
TELERISCALDAMENTO	23703	30474	129%
AUTONOMO ARIA	12319	15662	127%
AUTONOMO ACQUA	13035	16372	126%

Tabella 121: Energia primaria nei due regimi di calcolo

Dalla tabella si evince, come ci si aspettava, che in regime dinamico il consumo di energia primaria è aumentato. Come nella valutazione del servizio di riscaldamento, anche in questo caso, si evince una certa proporzionalità, anche se emerge il fatto che gli impianti che usano l'acqua di falda come sorgente esterna, hanno un aumento del fabbisogno di energia primaria più basso rispetto agli altri sistemi. Riescono ad avere un miglioramento più marcato delle prestazioni perché, oltre le macchine, anche le pompe di circolazione, che sono in numero più alto rispetto agli altri sistemi a causa del circuito dell'acqua di falda, lavorano vicino alle condizioni nominali

L'istogramma mostra graficamente quanto proposto in tabella.

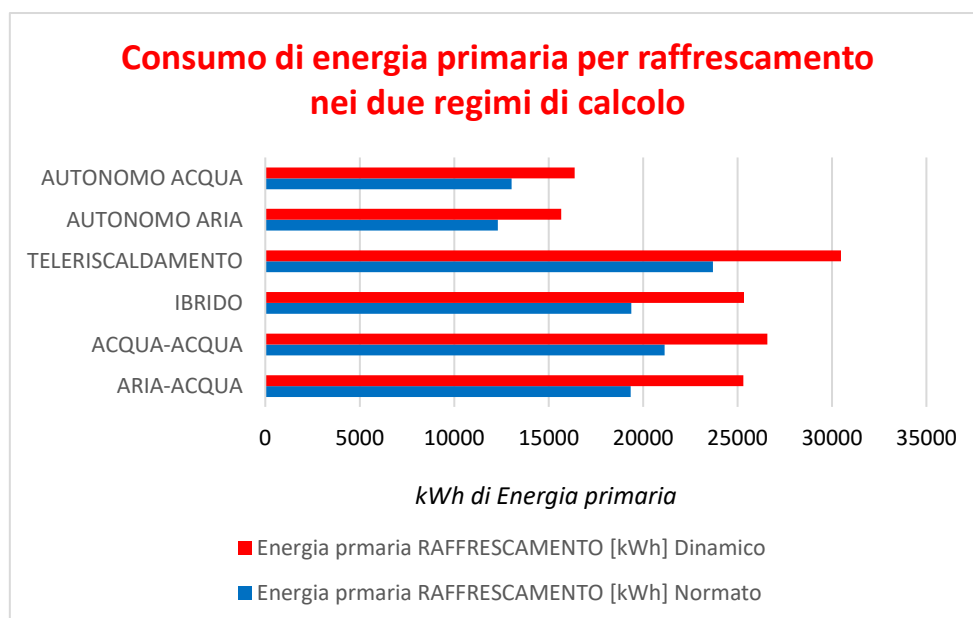


Figura 116: Consumi di energia primaria per raffrescamento nei due regimi di calcolo

È importante valutare come cambiano le prestazioni delle macchine in termini di SEER per comprendere quale soluzione si è saputa adattare meglio all'aumento dei consumi.

IMPIANTO	SEER		Rapporto D/N
	Normato	Dinamico	
ARIA-ACQUA	2,11	2,18	103%
ACQUA-ACQUA	2,24	2,41	108%
IBRIDO	2,11	2,18	103%
TELERISCALDAMENTO	2,11	2,18	103%
AUTONOMO ARIA	3,20	3,36	105%
AUTONOMO ACQUA	3,34	3,56	107%

Tabella 122: SEER nei due regimi di calcolo

Dalla tabella si può dedurre che tendenzialmente le prestazioni migliorino nel caso dinamico orario e si può attribuire la causa di ciò al fatto che le macchine riescono a lavorare in condizioni di funzionamento più vicine alle condizioni nominali rispetto al caso invernale. Da notare anche, come giustamente gli impianti denominati aria-acqua, ibrido e teleriscaldamento hanno le stesse prestazioni tra di loro, in entrambi i regimi, perché serviti dalla stessa macchina.

In genere i due sistemi con pompe di calore condensate ad acqua sono quelli che hanno avuto un miglioramento delle prestazioni più spiccate passando da un metodo di calcolo all'altro. Il che vuol dire che sfrutta ancora meglio la sorgente esterna e quindi porterà a un minor consumo di energia elettrica.

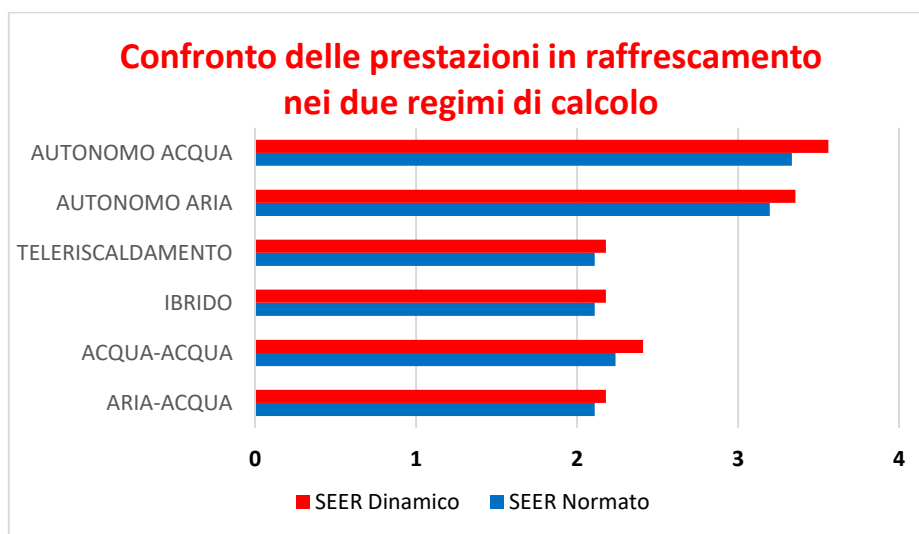


Figura 117: Prestazioni in raffrescamento nei due regimi di calcolo

L'istogramma permette di avere una visione più generale di quanto descritto in tabella.

8.3 Ventilazione

Il consumo di energia primaria per ventilazione si è ridotto avendo introdotto una regolazione della portata e conseguenzialmente l'assorbimento di energia elettrica passa da 7849 *kWh* del calcolo normato a 6414 *kWh* del calcolo con il metodo dinamico orario. La tabella che segue mostra i consumi di energia primaria nei due regimi e il rapporto del fabbisogno di energia primaria tra il regime normato e quello dinamico.

IMPIANTO	Energia primaria VENTILAZIONE [kWh]		Rapporto D/N
	Normato	Dinamico	
ARIA-ACQUA	13198	10771	82%
ACQUA-ACQUA	13515	10892	81%
IBRIDO	13032	10587	81%
TELERISCALDAMENTO	14335	11635	81%
AUTONOMO ARIA	12893	10329	80%
AUTONOMO ACQUA	13436	10665	79%

Tabella 123: Consumi di energia primaria per ventilazione nei due regimi

L'impianto di ventilazione è uguale in tutte le configurazioni impiantistiche, il parametro determinante nel calcolo dell'energia primaria è la ripartizione di energia elettrica da fonte rinnovabile. Nei sistemi autonomi si evidenzia una maggiore riduzione dei consumi rispetto ai sistemi centralizzati perché è stata risparmiata più energia elettrica nel servizio di raffrescamento che viene impiegata nel servizio di ventilazione riducendo l'energia primaria, abbassando quindi il rapporto.

8.4 Energia primaria

Da ricordare che per quanto riguarda il servizio di acqua calda sanitaria, il fabbisogno dell'edificio rimane invariato e difatti anche il fabbisogno di energia primaria è praticamente identico nei due regimi di calcolo, come mostrato nella figura che segue.

IMPIANTO	Energia primaria ACS [kWh]		Rapporto D/N
	Normato	Dinamico	
ARIA-ACQUA	21671	21563	99,5%
ACQUA-ACQUA	22841	22696	99,4%
IBRIDO	21236	21153	99,6%
TELERISCALDAMENTO	15978	15983	100,0%
AUTONOMO ARIA	20375	20177	99,0%
AUTONOMO ACQUA	23384	23158	99,0%

Tabella 124: Energia primari per ACS nei due regimi

A questo punto si può fare un confronto complessivo del fabbisogno di energia primaria per i due regimi di calcolo.

IMPIANTO	Energia primaria [kWh]		Rapporto D/N
	Normato	Dinamico	
ARIA-ACQUA	81647	70640	87%
ACQUA-ACQUA	85197	73284	86%
IBRIDO	78352	68581	88%
TELERISCALDAMENTO	66133	63928	97%
AUTONOMO ARIA	69852	57352	82%
AUTONOMO ACQUA	76854	63038	82%

Tabella 125:Fabbisogno di energia primaria totale nei due regimi di calcolo

In definitiva si evidenzia una riduzione dei consumi di energia primaria che va dal 3 al 18% a seconda dei sistemi. A gravare maggiormente rispetto al calcolo normato è il servizio di raffrescamento per cui le prestazioni dei sistemi autonomi sono più alte rispetto ai sistemi centralizzati. Difatti, le riduzioni più massicce si hanno per i due sistemi autonomi. Infine, viene riportato un grafico che mostra quanto descritto dalla tabella.

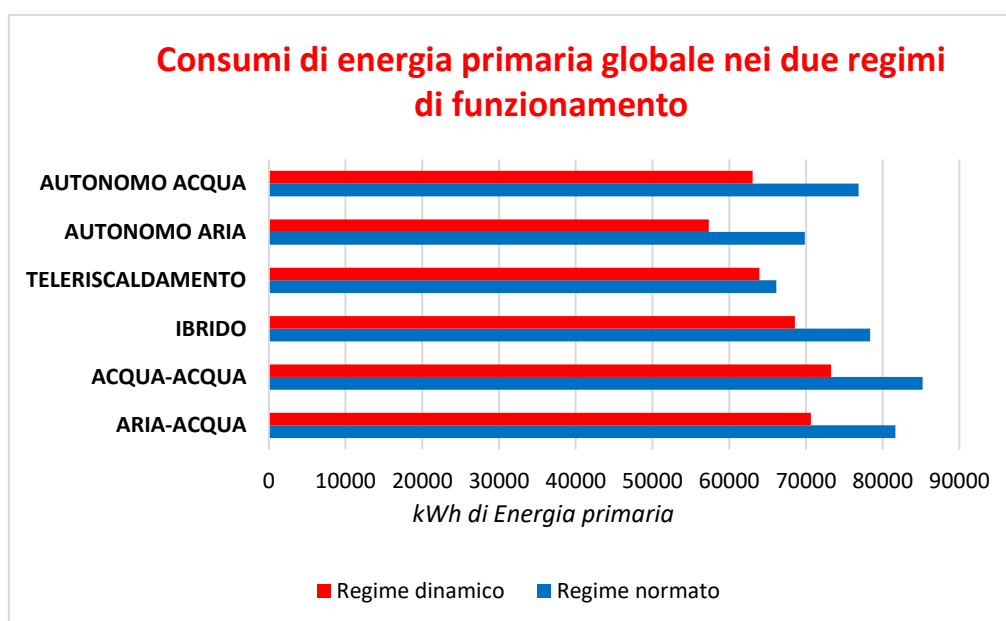


Figura 118: Consumi di energia primaria totale per i due regimi di calcolo

8.5 Consumi di energia per fonte

Oltre al consumo di energia primaria può essere rilevante effettuare anche una valutazione dei consumi energetici per fonte utilizzata e fare un confronto tra i due metodi di calcolo adottati. Questa valutazione ci permetterà in seguito di effettuare un'analisi dei costi per soluzione impiantistica. Il *software* utilizzato per l'analisi mostra i consumi totali per fonte. Per l'energia proveniente dalla fonte gas è stato moltiplicato il valore di Nm³ di gas per il suo potere calorifico inferiore.

IMPIANTO	FONTE	Consumi fonte [kWh]		Rapporto D/N
		Normato	Dinamico	
ARIA-ACQUA	Eel	16434	15070	92%
ACQUA-ACQUA	Eel	16872	15393	91%
IBRIDO	Eel	13975	13445	96%
	Gas	6992	4389	63%
Teleriscaldamento	Eel	13117	14728	112%
	Teleriscaldamento	26918	16210	60%
AUTONOMO ARIA	Eel	11944	10400	87%
AUTONOMO ACQUA	Eel	14741	12168	83%

Tabella 126: Consumi di Energia per fonte

In linea generale i consumi di energia elettrica si sono abbassati per i sistemi che hanno utilizzato pompe di calore per tutto l'anno, mentre si sono alzati nell'impianto denominato teleriscaldamento perché la pompa di calore è stata utilizzata maggiormente rispetto al calcolo normato essendo aumentati i fabbisogni di raffrescamento.

A causa del calo del fabbisogno di riscaldamento, si sono ridotti notevolmente i consumi di gas e teleriscaldamento. Dalla tabella si evince che il sistema autonomo con pompe di calore condensate ad acqua è quello che mostra la riduzione del consumo di energia elettrica più rilevante ed è dovuto al fatto che per il servizio di raffrescamento, che è quello più incisivo, il SEER è aumentato di più rispetto agli altri sistemi. Anche se in definitiva, il sistema con il minor consumo di energia elettrica è l'impianto autonomo con pompe di calore condensate ad aria. Nel grafico seguente viene mostrato quanto proposto in tabella:

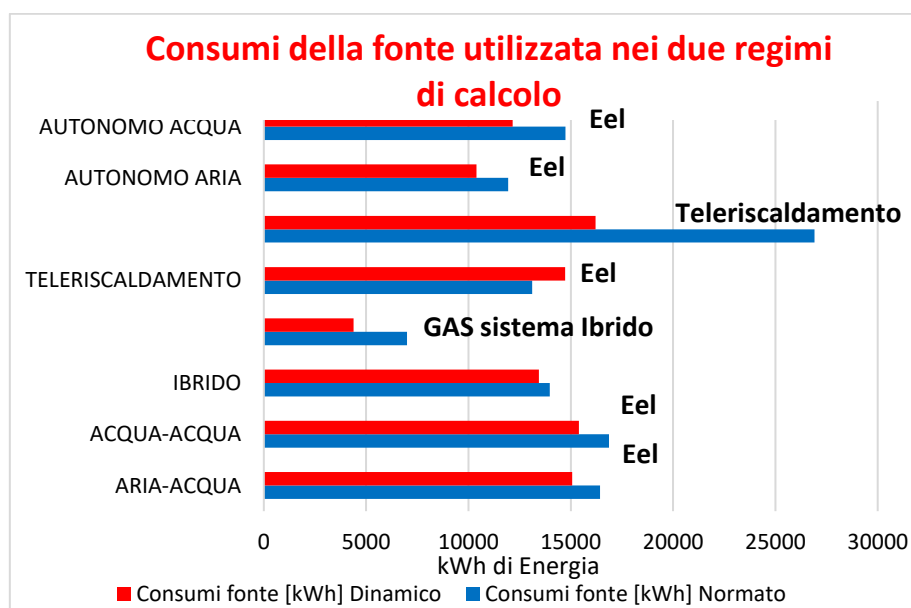


Figura 119: Consumi di Energia per fonte

8.6 Emissioni annuali equivalenti di CO₂

Si può valutare, infine, la riduzione di emissioni annuali di CO₂ equivalenti.

IMPIANTO	Emissioni CO ₂ [kg/anno]		Rapporto D/N
	Normato	Dinamico	
ARIA-ACQUA	7560	6932	92%
ACQUA-ACQUA	7761	7081	91%
IBRIDO	7965	7148	90%
TELERISCALDAMENTO	10449	9433	90%
AUTONOMO ARIA	5494	4784	87%
AUTONOMO ACQUA	6781	5597	83%

Tabella 127: Emissioni di CO₂ equivalenti nei due regimi di funzionamento

Le emissioni riportano fedelmente i consumi di energia per fonte e per cui il sistema con meno emissioni è l'autonomo aria-acqua, mentre quello che ha avuto la maggiore riduzione di emissioni è il sistema autonomo acqua-acqua.

9 Valutazioni economiche

In questo capitolo verranno affrontate delle valutazioni di tipo economico. Saranno valutati i costi in base al consumo a partire dai prezzi di riferimento della fonte energetica utilizzata e poi saranno fatte delle considerazioni in generali sui costi delle diverse tecnologie.

9.1 Costo della fonte energetica

Per individuare i costi energetici complessivi della fonte energetica utilizzata comprensiva di tutte le voci di spesa e quindi per individuare un prezzo medio in €/kWh bisogna fare delle valutazioni. Per la scelta del prezzo in €/kWh dell'energia elettrica e in €/Smc del gas è stato fatto riferimento al *portale offerte* dell'ARERA. In particolare, il sito che è gestito dall'ARERA permette di confrontare le offerte dei diversi fornitori al fine di individuare quello che più si addice alle esigenze del cliente.

Mentre per quanto riguarda il teleriscaldamento è stato fatto affidamento ai dati forniti da *a2a* che è l'ente che gestisce la rete di teleriscaldamento a Milano. La considerazione che è stata fatta a monte dell'analisi è quella di supporre che il cliente finale faccia parte del mercato libero.

Per individuare il costo dell'energia elettrica il sito chiede in input alcune informazioni. Di seguito vengono elencate le informazioni fornite in input al *portale offerte* di ARERA:

- Il CAP della fornitura;
- Prezzo fisso durante tutto l'anno;
- Uso domestico;
- Anno corrente;
- Fornitura di energia elettrica nell'abitazione di residenza;
- Livello di potenza desiderato 45 kW;
- Tariffa monoraria;
- Consumo annuo massimo 17000 kWh.

Il criterio per scegliere il fornitore è quello del prezzo più basso. Nel caso specifico il prezzo annuo più basso è di 4500 €. Per cui, per individuare il prezzo del kWh elettrico in €/kWh è bastato dividere il prezzo annuo per il consumo annuo massimo, ottenendo così 0.26 €/kWh .

Per il costo del gas è stato utilizzato lo stesso sito, ossia il *portale offerte* dell'ARERA, le informazioni richieste sono:

- CAP della fornitura;
- Uso per condominio;
- Anno corrente;
- Consumo annuo massimo 800 Smc.

Il criterio per scegliere il fornitore è quello del prezzo più basso. Nel caso specifico il prezzo annuo più basso è di 756 €. Per cui, per individuare il prezzo dello standard metro cubo di gas in €/Smc è bastato dividere il prezzo annuo per il consumo annuo massimo, ottenendo così 0.94 €/Smc .

Il prezzo del teleriscaldamento in €/kWh è stato, invece, stabilito a partire del costo della materia energia che per il mese di gennaio è di 0.13 €/kWh a cui è stato aggiunto un 40% per altre voci di spesa in modo da arrivare ad un prezzo complessivo di 0.18 €/kWh [49].

9.2 Costi legati al consumo della fonte energetica nel regime di calcolo che segue la UNI TS 11300

I calcoli inerenti ai consumi di energia primaria hanno mostrato che la soluzione impiantistica ad avere i consumi di energia primaria più bassi, in questo regime di calcolo, è il sistema denominato teleriscaldamento. Adesso, si può verificare se è anche il sistema ad avere i costi di gestione più bassi. Nella tabella seguente viene mostrato un confronto dei costi legati al consumo della fonte energetica per ognuno dei sei sistemi analizzati.

IMPIANTO	FONTE	Consumi fonte [kWh]	Costo per fonte [€]
ARIA-ACQUA	Eel	16434	4273
ACQUA-ACQUA	Eel	16872	4387
IBRIDO	Eel	13975	3634
	Gas	6992	688
TELERISCALDAMENTO	Eel	13117	3410
	Teleriscaldamento	26918	5114
AUTONOMO ARIA	Eel	11944	3105
AUTONOMO ACQUA	Eel	14741	3833

Tabella 128: Costi legati al consumo della fonte energetica per ogni tipologia di impianto in regime normato

Dalla tabella si evince che i costi di gestione più bassi sono relativi al sistema autonomo con pompe di calore aria-acqua perché ha un minor consumo di energia elettrica. Il sistema denominato teleriscaldamento, invece, ha un consumo più alto di energia elettrica perché è stato dimezzato l'uso di solare fotovoltaico per fare spazio ai collettori solari termici e quindi la richiesta di energia elettrica da parte delle pompe di calore nel periodo estivo viene in gran parte soddisfatta dalla rete elettrica. Il sistema denominato teleriscaldamento è quello ad avere i costi di gestione più alti di tutti perché i consumi della fonte sono troppo elevati rispetto agli altri sistemi, nonostante il sistema di teleriscaldamento abbia un rendimento del 97.6%.

Il calcolo è stato ripetuto eliminando la produzione del solare fotovoltaico e dei collettori solari termici è quello che emerge è che il costo del sistema autonomo aria-acqua annuale è già più basso del costo della sola fonte teleriscaldamento dell'impianto denominato teleriscaldamento.

Quanto detto viene mostrato nella figura seguente.

IMPIANTO	FONTE	Consumi senza SOLARE [kWh]	Costo per fonte senza solare [€]
ARIA-ACQUA	Eel	31953	8308
ACQUA-ACQUA	Eel	32391	8422
IBRIDO	Eel	29494	7668
	Gas	6992	688
TELERISCALDAMENTO	Eel	20877	5428
	Teleriscaldamento	38729	7359
AUTONOMO ARIA	Eel	27463	7140
AUTONOMO ACQUA	Eel	30260	7868

Tabella 129: Costo legato al consumo della fonte energetica senza il contributo dei pannelli FV e dei collettori solari

9.3 Costi legati al consumo della fonte energetica nel regime di calcolo dinamico orario

I calcoli sviluppati sui consumi di energia primaria hanno evidenziato che l'impianto ad avere i consumi di energia primaria più bassi, in questo regime di calcolo, è il sistema denominato autonomo aria-acqua. Vista l'esperienza del paragrafo precedente ci si aspetta che a maggior ragione i costi siano più bassi per il sistema autonomo aria-acqua.

IMPIANTO	FONTE	Consumi fonte [kWh]	Costo per fonte [€]
ARIA-ACQUA	Eel	15070	3918,2
ACQUA-ACQUA	Eel	15393	4002,18
IBRIDO	Eel	13445	3495,7
	Gas	462	45,5
TELERISCALDAMENTO	Eel	14728	3829,28
	Teleriscaldamento	16210	3079,9
AUTONOMO ARIA	Eel	10400	2704
AUTONOMO ACQUA	Eel	12168	3163,68

Tabella 130: Costi legati al consumo della fonte energetica per ogni tipologia di impianto in regime dinamico orario

Come ci si aspettava i costi di gestione più bassi sono relativi al sistema autonomo aria-acqua perché riporta i consumi di energia elettrica più bassa. Il risparmio rispetto al regime dinamico orario è di circa 400 €.

9.4 Considerazioni economiche generali

Un'ultima considerazione generale che si può fare, prima di decidere quali sia l'impianto più conveniente da utilizzare è quella relativa ai costi delle singole macchine.

In particolare, possiamo confrontare i costi delle macchine installate nel sistema centralizzato aria-acqua con quelli delle macchine dei sistemi autonomi aria-acqua, in quanto queste due impianti sono rappresentativi dei sistemi centralizzati e autonomi.

Dai listini prezzi dell'anno 2021 messi a disposizione dai fornitori, si ha che:

- Il costo della pompa di calore aria-acqua centralizzata *Climaveneta AWR-HT/LN-CA-E/0122* è pari a 17580 €;
- Il costo della pompa di calore aria-acqua autonoma PBS-i FS slim modello da 6 kW è pari a 6725 €.

Quindi poiché nel sistema centralizzato aria-acqua vengono installate due macchine, il prezzo complessivo è di 35160 €. Mentre nel caso di sistema aria-acqua autonomo vengono installate 13 pompe di calore il cui costo complessivo è di 87425 €.

Per dare un'idea della convenienza dell'investimento si può provare a calcolare il *pay back time*, ossia il tempo di ritorno dell'investimento, attraverso la seguente formulazione:

$$PBT = \frac{\text{Differenza di costo di investimento iniziale}}{\text{Differenza di costi di gestione annua}}$$

Per il regime di calcolo che segue la norma UNI TS 11300 si ottiene:

$$PBT = \frac{87425 - 35160}{4273 - 3105} = 44 \text{ anni}$$

Per il regime di calcolo dinamico orario si ottiene:

$$PBT = \frac{87425 - 35160}{3918 - 2704} = 43 \text{ anni}$$

Dai calcoli si evince facilmente che i due impianti non sono confrontabili dal punto di vista economico perché difficilmente l'impianto riesca a sopravvivere tutti questi anni. Sicuramente c'è un risparmio maggiore di quello evidenziato, perché come detto, per gli impianti autonomi ci sono diversi componenti per cui non è necessario l'acquisto, ma nonostante questi risparmi non si ha mai un tempo di ritorno semplice che sia confrontabile con gli anni di vita della macchina utilizzata.

Conclusioni

L'obiettivo dello studio è quello di valutare diverse tecnologie impiantistiche al fine di individuare la soluzione più idonea per un piccolo edificio residenziale del Milanese. L'analisi è stata effettuata dal punto di vista energetico, tecnico-normativo ed economico e per due configurazioni di calcolo, ossia, seguendo le formulazioni proposte dalla UNI TS 11300 e definendo dei profili orari di utilizzo. Il primo dato che emerge è che a seconda del regime di calcolo si ottengono consumi molto diversi. In particolare, con il metodo che segue la norma sono stati osservati consumi più alti, di cui la quota più ingente è legata al riscaldamento, mentre la procedura di calcolo che prevede l'utilizzo di profili di carico di utilizzo dell'edificio fa registrare dei consumi di energia primaria globalmente più bassi, ma evidenziano un aumento dei consumi per il servizio di raffrescamento, che è la causa principale dei consumi di energia primaria in questo regime di calcolo. I consumi sono globalmente minori nel secondo regime di calcolo perché vi è una maggiore gestione dell'impianto. Difatti, quando l'edificio è vuoto viene abbassata o aumentata, a seconda delle stagioni, la temperatura di set-point all'interno dell'ambiente e vi è una maggiore regolazione nel servizio di ventilazione. Inoltre, gli apporti interni, nel secondo regime di calcolo, sono più alti ed è questo il motivo per cui si osserva un aumento dei consumi per il servizio di raffrescamento e una riduzione dei consumi in riscaldamento rispetto al calcolo che segue le formulazioni della UNI TS 11300.

Per quanto riguarda il confronto i diversi impianti, le tecnologie analizzate sono:

1. Pompa di calore aria-acqua centralizzata per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;
2. Pompa di calore acqua-acqua centralizzata per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;
3. Sistema ibrido con pompa di calore aria-acqua e caldaia a condensazione per riscaldamento e acqua calda sanitaria in inverno. Pompa di calore aria-acqua per raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria in estate;
4. Teleriscaldamento per riscaldamento e acqua calda sanitaria. Collettori solari termici per produzione di acqua calda sanitaria e pompa di calore aria-acqua per raffrescamento estivo;
5. Pompe di calore aria-acqua autonome per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria;
6. Pompe di calore acqua-acqua autonome per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria.

Dal punto di vista energetico, le analisi effettuate, secondo il metodo di calcolo che segue la norma sottolineano che il sistema per cui si osserva il minor consumo di energia primaria è il sistema 4 come mostrato nella tabella che segue:

Tipologia di impianto	Energia primaria [kWh]				
	Riscaldamento	ACS	Raffrescamento	Ventilazione	TOTALE
Aria-acqua centralizzato	27429	21671	19349	13198	81647
Acqua-acqua centralizzato	27704	22841	21137	13515	85197
Sistema ibrido	24710	21236	19374	13032	78352
Teleriscaldamento	12117	15978	23703	14335	66133
Aria-acqua autonomo	24265	20375	12319	12893	69852
Acqua-acqua autonomo	26999	23384	13035	13436	76854

Tabella 131: Consumi di energia primaria per tutti gli impianti e per tutti i servizi in regime normato

Il motivo è dovuto principalmente al fatto che in questo regime di calcolo la quota preponderante di fabbisogno energetico è ricoperto dal servizio di riscaldamento e il fattore di conversione in energia primaria della fonte teleriscaldamento è 0.57, un valore molto basso rispetto ai 2.42 dell'energia elettrica che alimentano le pompe di calore che anche se hanno un COP elevato, ai fini del calcolo dell'energia primaria devono conteggiare l'energia aerotermica, E_{res} , sfruttata dall'ambiente. Di contro questo sistema fa registrare il più basso sfruttamento delle energie rinnovabili e conseguentemente, il valore più alto di chilogrammi equivalenti di CO₂ emessi.

I calcoli effettuati dopo aver stabilito dei profili orari di utilizzo rivelano che il minor consumo di energia primaria si manifesta per il sistema 5 ossia le pompe di calore autonome aria acqua, come mostrato nella seguente tabella:

Tipologia di impianto	Energia primaria [kWh]				
	Riscaldamento	ACS	Raffrescamento	Ventilazione	TOTALE
Aria-acqua centralizzato	12991	21563	25314	10771	70639
Acqua-acqua centralizzato	13121	22696	26575	10892	73284
Sistema ibrido	11502	21153	25339	10587	68581
Teleriscaldamento	5836	15983	30474	11635	63928
Aria-acqua autonomo	11185	20177	15662	10329	57353
Acqua-acqua autonomo	12843	23158	16372	10665	63038

Tabella 132: Consumi di energia primaria per tutti gli impianti e per tutti i servizi in regime dinamico orario

In questo metodo di calcolo a pesare maggiormente è il servizio raffrescamento e i sistemi per cui si osservano le prestazioni migliori sono gli impianti autonomi con pompa di calore aria-acqua, perché oltre ad avere dei rendimenti alti, hanno una rete di distribuzione ridotta rispetto ai sistemi centralizzati e l'assenza di accumuli. Dal punto di vista ambientale questo sistema è quello che sfrutta maggiormente le fonti rinnovabili e fa registrare il valore più basso di chilogrammi equivalenti di CO₂ emessi.

Per quanto concerne i costi di gestione legati al consumo della fonte energetica emerge che l'impianto economicamente più conveniente dal punto di vista dei costi operativi nei due regimi di calcolo è anche in questo caso il sistema con pompe di calore autonome aria-acqua, come mostrato nella figura che segue per il regime di calcolo che segue le formulazioni della UNI TS 11300:

IMPIANTO	FONTE	Consumi fonte [kWh]	Costo per fonte [€]
ARIA-ACQUA	Eel	16434	4273
ACQUA-ACQUA	Eel	16872	4387
IBRIDO	Eel	13975	3634
	Gas	6992	688
TELERISCALDAMENTO	Eel	13117	3410
	Teleriscaldamento	26918	5114
AUTONOMO ARIA	Eel	11944	3105
AUTONOMO ACQUA	Eel	14741	3833

Tabella 133: Costi legati al consumo della fonte energetica per ogni tipologia di impianto in regime normato

Da questa prima analisi si potrebbe dedurre che la soluzione più vantaggiosa sarebbe quella di installare le pompe di calore autonome aria-acqua.

Inoltre, questi sistemi consentono un'autonomia completa della climatizzazione domestica, infatti, possono essere personalizzati i parametri operativi in base alle proprie esigenze personali. Adottando questo tipo di metodo di controllo, l'energia fornita dal sistema verrebbe ridotta in modo efficace.

Tuttavia, uno svantaggio riguardante i sistemi autonomi, in generale, è quello dell'occupazione di uno spazio interno all'abitazione che ha molto più valore economico rispetto al locale tecnico di un impianto centralizzato. Quindi per i sistemi autonomi in fase di progettazione architettonico-strutturale si deve considerare lo spazio preciso in cui collocare le macchine. Inoltre, se si installano delle pompe di calore aria-acqua, bisogna prevedere l'apposita collocazione dell'unità esterna che deve essere agevolmente raggiungibile per l'installazione e la manutenzione. Un altro fattore da tenere in considerazione è il controllo dell'inquinamento acustico delle macchine aria-acqua che deve mantenersi sotto i *50 dB*.

Per quanto riguarda le pompe di calore acqua-acqua emerge che sono più sfavorite rispetto agli impianti aria-acqua per le eccessive perdite nei sottosistemi di distribuzione anche se le prestazioni in termini di rendimenti delle macchine sono in generale migliori.

Quanto detto si può affermare per il contesto analizzato perché vi è la dipendenza dalla zona climatica che si sta esaminando.

Sotto il profilo economico sono, invece, favoriti gli impianti centralizzati. Difatti, il risparmio che si ottiene sui costi operativi negli impianti autonomi non riuscirebbe mai a compensare la differenza di investimento tra gli impianti autonomi e quelli centralizzati.

Alla fine, l'analisi si riduce al confronto tra il sistema centralizzato e il sistema autonomo entrambi con pompe di calore aria-acqua e dimostra che non vi è la predilezione di una tecnologia rispetto ad un'altra, ma dipende dall'obiettivo ricercato dal cliente.

Ringraziamenti

A conclusione di questo elaborato vorrei menzionare le persone che mi hanno accompagnato in questo percorso universitario di cui questo lavoro di tesi ne segna la fine.

Ringrazio il mio relatore Marco Carlo Masoero che in questi mesi di lavoro ha saputo guidarmi con i suoi indispensabili consigli, per la sua infinità disponibilità e per avermi dato la possibilità di sviluppare questo studio con la società di ingegneria, Ai engineering S.r.l., a cui sarò sempre grato per tutto quello che ho imparato, per la magnifica esperienza che ho fatto e per le persone che ho conosciuto, in particolare, Pier Paolo Valle e Luca Occelli che è stato una guida maestra lungo il percorso di realizzazione della tesi nel ruolo di co-relatore.

Ci tengo a ringraziare tutti i miei amici, che in questi anni di università sono stati un porto sicuro per lo svago, il divertimento e la condivisione di emozioni. Ognuno di loro mi ha insegnato qualcosa e non posso che esserne riconoscente.

Agli zii e ai nonni, anche quelli che non ci sono più, per i valori trasmessi e per il bene dimostrato.

Un grazie infinito va ad una persona che è stata una costante di vita in questi anni e un punto di riferimento, la mia ragazza, Daniela, che mi è sempre stata vicina e con cui ho condiviso tutto il percorso universitario, fin dai primissimi giorni. Ci siamo conosciuti che eravamo dei ragazzini e ci ritroviamo oggi ad essere un uomo e una donna, con in mezzo tanti bei momenti passati insieme.

Un incommensurabile ringraziamento va ai miei genitori e alle mie sorelle. Avete sempre creduto in me anche quando neanche io credevo in me stesso. Grazie per la consapevolezza che mi avete dato e per avermi reso l'uomo che sono. So bene i sacrifici che avete dovuto sostenere per mantenermi in questi anni di studio e questo traguardo è solo merito vostro ed è tutto per voi. Grazie.

Bibliografia

- [1] Consiglio europeo, «Consiglio europeo,» 23 Ottobre 2014. [Online]. Available: <https://www.consilium.europa.eu/it/policies/climate-change/2030-climate-and-energy-framework/#:~:text=un%20obiettivo%2C%20vincolante%20a%20livello,almeno%20il%2027%25%20nel%202030>.
- [2] «Comparison of centralized and decentralized air-conditioning systems for a multi-storey/multi users building integrated with electric and diesel vehicles and considering the evolution of the national energy system,» *Energy*, 15 Giugno 2019.
- [3] C.-M. L. O. A.-G. JC Solano, «HVAC systems and thermal comfort in buildings climate control: An experimental case study,» *Energy Reports*, Settembre 2021.
- [4] R. A. M. Niccolò Aste, «Analisi dei costi ottimali dell'adozione della tecnologia delle pompe di calore negli edifici residenziali di riferimento,» *Renewable energy*, Dicembre 2013.
- [5] EDILCLIMA S.r.l., «Manuale d'uso EC700-EC706,» 03/2021.
- [6] Edilclima, *Fattori di esposizione Edilclima*.
- [7] UNI EN ISO 14683, *Ponti termici UNI EN ISO 14683*.
- [8] UNI EN 12831, *Tabella UNI EN 12831 appendice D.4.2*.
- [9] UNI-EN 12831 , *Appendice D della UNI-EN 12831, fattori di intermittenza*.
- [10] Aermec, «I carichi termici estivi,» Verona.
- [11] UNI TS 11300-1, *Prospetto 14 UNI TS 11300-1*.
- [12] UNI TS 11300-2 , *prospetto 15 della UNI TS 11300-2*.
- [13] UNI TS 11300-2 , *Prospetto 17 della UNI TS 11300-2*.
- [14] UNI TS 11300-2 , *Prospetto 20 della UNI TS 11300-2*.
- [15] UNI TS 11300-2 , *Prospetto 23 della UNI TS 11300-2*.
- [16] UNI TS 11300-2 , *Prospetto 12 della UNI TS 11300-2*.
- [17] UNI TS 11300-3, *Prospetto 6 UNI TS 11300-3*.
- [18] UNI TS 11300-3 , *Prospetto 7 UNI TS 11300-3*.
- [19] UNI TS 11300-3, *Prospetto 10 UNI TS 11300-3*.
- [20] CALEFFI, «Idraulica 4 Caleffi,» n. 4.
- [21] Utek, *Scheda tecnica Utek crhe-v-27*.
- [22] CALEFFI, «Idraulica 16 Caleffi,» n. 16.
- [23] CALEFFI, «Quaderno 5 Caleffi,» n. 5.

- [24] Coadivari , *Modulo MACS produzione istantanea*.
- [25] Eurotherm, *Scheda tecnica deumidificatore eurotherm 581 DC*.
- [26] 2013 - ECOCASA C/O Nupi Industrie Italiane S.p.A. - P.IVA 03039640127, «ECOCASA,» [Online]. Available: <https://www.ecocasanupi.com/sistemi-e-tecnologie/ecocasa-deumidificazione/19-impianti/ecocasa-trattamento-aria-dew/58-ecocasa-deumidificazione-unita>.
- [27] Idealista news, 5 Ottobre 2017. [Online]. Available: <https://www.idealista.it/news/finanza/casa/2017/10/05/124181-riscaldamento-autonomo-o-centralizzato-qual-e-il-piu-conveniente>.
- [28] Facile.it, «Facile.it,» [Online]. Available: <https://www.facile.it/energia-luce-gas/guida/riscaldamento-autonomo-o-centralizzato.html>.
- [29] D. Y. X. S. Xin Zhou, « Comparative research on different air conditioning systems for residential buildings,» 11 2016.
- [30] «RIESCO,» 16 Giugno 2020. [Online]. Available: <https://www.ri-esco.it/impianto-riscaldamento-autonomo-centralizzato/>.
- [31] Viessmann, «Viessmann,» [Online]. Available: https://www.viessmann.it/it/riscaldamento-casa/miglior_sistema_di_riscaldamento/funzionamento-pompe-di-calore.html.
- [32] OIF, [Online]. Available: https://www.fedlex.admin.ch/eli/cc/1987/338_338_338/it.
- [33] OIF, «Ordinanza contro l'inquinamento fonico,» 01 Luglio 2021. [Online]. Available: https://www.fedlex.admin.ch/eli/cc/1987/338_338_338/it#annex_6/lvl_d1755e128/lvl_1.
- [34] Climaveneta, *Scheda tecnica AWR-HT /LN-CA-E /0122*.
- [35] Helion, «Helion,» 09 Settembre 2020. [Online]. Available: <https://www.helion.ch/it/la-pompa-di-calore-acqua-acqua-riscaldare-con-lacqua-di-falda/>.
- [36] I. g. d. termoidraulico, 13 Settembre 2021. [Online]. Available: <https://www.ilgiornaledeltermoidraulico.it/scambiatore-di-calore-pompa-di-calore/>.
- [37] LuceGas.it, «LuceGas.it,» [Online]. Available: <https://luce-gas.it/guida/efficienza-energetica/pompe-di-calore/acqua-acqua>.
- [38] Viessmann, 25 Gennaio 2021. [Online]. Available: <https://residenziale.viessmannitalia.it/pro-e-contro-del-riscaldamento-con-pompa-di-calore>.
- [39] Regione Lombardia, *LEGGE REGIONALE 10 NOVEMBRE 2015, N. 38 E D.LGS. 3 APRILE 2006, N. 152 – APPROVAZIONE DELLE*, Milano, 08/02/2017.
- [40] Climaveneta, *Scheda tecnica Climaveneta WWR MTD2 /0101ts PdC acqua-acqua*.
- [41] Edilportale, 17 12 2021. [Online]. Available: https://www.edilportale.com/news/2021/12/focus/impianto-ibrido-caldaia-e-pompa-di-calore-cos-e-come-funziona_86273_67.html.
- [42] Studio Madera, «Studio tecnico Madera architettura ingegneria,» 15 02 2021. [Online]. Available: <https://www.studiomadera.it/news/145-sistema-ibrido>.
- [43] Eni Gas e Luce, [Online]. Available: <https://enigaseluce.com/info/teleriscaldamento>.

- [44] Il teleriscaldamento.eu, [Online]. Available: <https://www.ilteleriscaldamento.eu/>.
- [45] F. Valentini, «InfoBuildEnergia,» 27 01 2021. [Online]. Available: <https://www.infobuildenergia.it/approfondimenti/il-teleriscaldamento-diventa-smart/#I-vantaggi-e-gli-svantaggi-del-teleriscaldamento>.
- [46] RIELLO, *Scheda tecnica RIELLO CSV R*.
- [47] BAXI, *Scheda tecnica PBS-I FS SLIM BAXI*.
- [48] Daikin, *Scheda tecnica Daikini ALTHERMA 3 GEO*.
- [49] ARERA e AU, «Portale offerte ARERA e AU,» [Online]. Available: https://www.ilportaleofferte.it/portaleOfferte/it/confronta_offerte.page.