



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA
Dipartimento di Ingegneria Industriale DII
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Diagnosi energetica di una palazzina del depuratore "Città di Verona" di
Acque Veronesi ed analisi del recupero di calore dai reflui depurati
dall'impianto

Relatore
Prof. Giovanna Cavazzini

Laureando
Giovanni Chiarotto
Mat. 1132708

Anno Accademico 2017/2018

INDICE

1 DESCRIZIONE DEL SITO E FINALITA' DELLA DIAGNOSI

1.1 La società Acque Veronesi S.C.A.R.L.....	pag 1
1.2 Il depuratore "Città di Verona".....	pag 2
1.3 Le finalità della diagnosi richiesta dall'azienda.....	pag 6

2 DESCRIZIONE DELL'EDIFICIO IN ESAME

2.1 Descrizione generale.....	pag 7
2.2 Descrizione dell'involucro.....	pag 11
2.2.1 Componenti opache pag.....	pag 11
2.2.2 Componenti finestrate	pag 15
2.3 Caratteristiche impianti.....	pag 18
2.4 Caratteristiche utenza.....	pag 20
2.5 Diagramma di flusso qualitativo dell'energia.....	pag 21

3 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA FINALE E PRIMARIA PER SERVIZI DI RISCALDAMENTO, RAFFRESCAMENTO E ACQUA CALDA SANITARIA

3.1 Definizione condizioni delle condizioni climatiche, della destinazione d'uso e del tipo di valutazione.....	pag 23
3.2 Zonizzazione.....	pag 25
3.3 Calcolo delle dispersioni dell'involucro.....	pag 26
3.3.1 Calcolo del coefficiente di dispersione per trasmissione H_{TR}	pag 26
3.3.2 Calcolo del coefficiente di dispersione per ventilazione H_{VE}	pag 29
3.3.3 Calcolo delle dispersioni per trasmissione Q_{TR} e ventilazione Q_{VE}	pag 30
3.4 Calcolo dei carichi/apporti interni e solari.....	pag 33
3.4.1 Carichi/apporti sensibili interni.....	pag 33
3.4.2 Carichi latenti.....	pag 38
3.4.3 Carichi/apporti solari.....	pag 39
3.5 Calcolo del fattore di utilizzo degli apporti/dispersioni.....	pag 42
3.6 Calcolo del periodo di climatizzazione estiva/invernale	pag 45
3.6.1 Calcolo del periodo di climatizzazione invernale.....	pag 45
3.6.2 Calcolo del periodo di climatizzazione estiva.....	pag 46
3.7 Calcolo del fabbisogno di energia utile per servizi di riscaldamento, raffrescamento e acqua calda sanitaria.....	pag 48
3.7.1 Energia utile per servizio di riscaldamento.....	pag 48
3.7.2 Energia utile per servizio di raffrescamento.....	pag 48
3.7.3 Energia utile per servizio di acqua calda sanitaria.....	pag 50
3.8 Calcolo del fabbisogno di energia finale e primaria per servizi di riscaldamento, raffrescamento e acqua calda sanitaria.....	pag 54
3.8.1 Energia finale e primaria per servizio di riscaldamento.....	pag 55
3.8.1.1 Sottosistema di emissione.....	pag 55
3.8.1.2 Sottosistema di regolazione.....	pag 56
3.8.1.3 Sottosistema di distribuzione	pag 57
3.8.1.4 Sottosistema di generazione ed energia finale per servizio riscaldamento... ..	pag 58
3.8.1.5 Energia primaria per servizio di riscaldamento	pag 59
3.8.2 Energia finale e primaria per servizio di acqua calda sanitaria	pag 60
3.8.2.1 Sottosistema di erogazione	pag 60
3.8.2.2 Sottosistema di distribuzione.....	pag 60
3.8.2.3 Sottosistema di accumulo.....	pag 60
3.8.2.4 Sottosistema di generazione ed energia finale per servizio di acs.....	pag 60

3.8.2.5 Energia primaria per servizio di acqua calda sanitaria.....	pag 61
3.8.3 Energia finale e primaria per servizio di raffrescamento.....	pag 61
3.8.4 Riassunto fabbisogni e calcolo indici di prestazione per climatizzazione.....	pag 62
3.9 Confronto dei consumi calcolati con le bollette.....	pag 63
4 CRITICITÀ RISCONTRATE E PROPOSTE DI MIGLIORAMENTO	pag 65
4.1 Interventi sull'involucro	pag 65
4.1.1 Interventi sulle strutture opache	pag 65
4.1.2 Interventi sulle chiusure trasparenti.....	pag 67
4.2 Interventi sull'impianto.....	pag 70
4.2.1 Installazione valvole termostatiche.....	pag 70
4.2.2 Pompa di calore con recupero termico dai reflui depurati dall'impianto.....	pag 70
4.2.2.1 Definizione della potenza di progetto e scelta della macchina.....	pag 73
4.2.2.2 Procedimento di calcolo del risparmio di energia finale e primaria.....	pag 76
4.2.2.3 Metodo di scelta della configurazione dello scambiatore.....	pag 80
4.2.2.4 Consumo di energia finale risultante.....	pag 87
4.2.2.5 Valutazione economica dell'intervento.....	pag 95
4.3 Riepilogo interventi e considerazioni finali.....	pag 99
Leggi e decreti, normative tecniche e bibliografia.....	pag 100

CAPITOLO 1

DESCRIZIONE DEL SITO E FINALITA' DELLA DIAGNOSI

1.1) La società Acque Veronesi s.c.a.r.l

Acque Veronesi s.c.a.r.l. è una società consortile, a capitale interamente pubblico, che dal 4 febbraio 2006, con deliberazione n. 1 dell'Assemblea, ha ottenuto l'affidamento, dall'AATO Veronese, della gestione del Servizio Idrico Integrato sull'area "Veronese" dell'Ambito. Attualmente, 77 Comuni della Provincia di Verona hanno aderito alla gestione del SII da parte di Acque Veronesi. Gli attuali volumi di vendita della Società sono di circa 62,6 milioni di metri cubi d' acqua per usi civili e industriali, con una consistenza impiantistica di circa 8.781 km di reti acquedottistiche e fognarie, 67 impianti di depurazione, 77 vasche Imhoff e 26 impianti di potabilizzazione. La tabella sottostante riporta gli impianti gestiti dalla società, suddivisi per distretto e tipologia:

IMPIANTI GESTITI DA ACQUE VERONESI (NUMERO)

TIPOLOGIA IMPIANTO	DISTRETTO						TOTALE	
	MONTANO		PEDEMONTANO		PIANURA			
	2016	2015	2016	2015	2016	2015	2016	2015
Sorgenti(1)	104	104	33	33	-	-	137	137
Campo pozzi (pozzi)(1)	23	23	146	146	32	31	201	200
Impianti di potabilizzazione(2)	2	2	16	19	8	8	26	29
Serbatoi e torrini(1)	239	239	157	157	14	14	410	410
Pompaggio acqua(1)	72	72	99	99	3	3	174	174
Impianti di sollevamento(1)	52	51	259	264	483	470	794	785
Scaricatori(3)	34	34	67	66	129	122	230	222
Vasche Imhoff(1)	57	58	7	9	13	12	77	79
Depuratori(1)	7	7	19	18	41	41	67	66
Totale	590	590	803	811	723	701	2.116	2.102

⁽¹⁾: Valori relativi agli impianti in servizio

⁽²⁾: Valori relativi alla somma dei potabilizzatori in servizio e fuori servizio

⁽³⁾: Valori relativi alle codifiche AATO; tale valore è in fase di verifica tramite la ricognizione della Cartografia

Tabella 1.1: impianti gestiti dalla società Acque Veronesi

Il sito oggetto di diagnosi è-il depuratore "Città di Verona", locato nel comune di Verona, in via Bartolomeo Avesani nr. 33.

1.2) Il depuratore "Città di Verona"

In tabella 1.2 si riportano i dati generali che descrivono l'impianto:

Ragione Sociale Società	Acque Veronesi S.c.a.r.l.
Sede Legale	Lungadige Galtarossa, 8 – 37133 Verona
Sede Operativa sito:	Impianto di depurazione "Città di Verona"- via Bartolomeo Avesani,33 – Verona
Gestore del Sito	Gamberoni Lucio
Abitanti Equivalenti (AE)	410.000
Portata di Progetto	90.000 [mc/d]
Codice ATO	23091 FO DEP 01
Codice ATECO	37.00.00 – Raccolta e depurazione delle acque di scarico

Tabella 1.2: dati generali relativi al depuratore "Città di Verona"

La tabella 1.3 riporta invece i consumi di energia riferiti al 2017:

Consumo totale EE	8281 [MWh]
Consumo EE Autoprodotta	4503 [MWh]
Consumo EE prelevata dalla rete	3788 [MWh]
Costo EE Prelevata dalla rete	€ 543.587
Consumo totale calore	3998 [MWh]
Costi Calore	€ 54.727

Tabella 1.3: consumi di energia del depuratore "Città di Verona" relativi al 2015

La figura 1.1 riporta la vista aerea dell'impianto:



Figura 1.1: vista aerea dell'impianto di depurazione "Città di Verona"

Il depuratore, entrato in regolare servizio nel corso del 1983, occupa una superficie di circa 11 ettari, ha una potenzialità di progetto pari a 410.000 [AE] (linea liquami) e a 440.000 [AE] (linea fanghi), e serve i Comuni di Verona, Negrar, Grezzana e Buttapietra. L'impianto riceve rifiuti civili provenienti dai Comuni sopracitati, nonché reflui derivanti dalla Zona Agricola – Industriale (ZAI) della città di Verona, posta a sud-est del centro abitato. L'impianto di Verona è un impianto che impiega trattamenti avanzati, con nitrificazione. Sono inoltre presenti trattamenti di essiccamento termico dei fanghi, con il calore fornito da parte di un impianto di cogenerazione presente nelle vicinanze del sito.

Lo scarico terminale, autorizzato dalla Provincia di Verona come da normativa vigente, avviene in corso d'acqua superficiale (Fiume Adige). Schematicamente, l'impianto è composto da due linee per il trattamento e la depurazione delle acque reflue: linea acque e linea fanghi.

Da un punto di vista energetico, la sezione di maggiore interesse è quella relativa al trattamento dei fanghi attivi mediante denitrificazione.

Tale processo avviene nella vasca di ossidazione biologica, dove viene eliminato l'inquinamento prodotto dalle sostanze organiche presenti nei liquami sia in forma disciolta che in sospensione colloidale.

Nelle vasche biologiche si sviluppano diverse popolazioni di microrganismi, i quali, in presenza di ossigeno, utilizzano le sostanze organiche per il proprio sostentamento e per la riproduzione; in questo modo le sostanze organiche disciolte si trasformano in microrganismi aggregati in fiocchi e quindi separabili per sedimentazione.

I fiocchi di batteri svolgono anche un ulteriore processo depurativo, adsorbendo i solidi organici dispersi nel liquame in sospensione colloidale.

E' pertanto necessario che i fiocchi vengano mantenuti in sospensione tramite un appropriato grado di agitazione e che sia assicurata una sufficiente concentrazione di ossigeno disciolto dentro la massa liquida. Allo scopo si impiegano apparecchiature a diffusione d'aria del tipo a bolle fini.

L'unità di trattamento a fanghi attivi è costituita da 5 vasche, con un volume totale del comparto pari a circa 23.800 [mc]. Il sistema di aerazione è costituito da 4 turbocompressori, ciascuno dei quali può erogare,

passando attraverso valvole a farfalla, una portata massima di ossigeno pari a 12.067 [Nmc/h]. Completano il sistema di erogazione di aria diffusori di fondo a bolle fini ad alto rendimento Aquastrip.

Le soffianti mantengono un livello di giri costante, con un diffusore che regola la portata di ossigeno in vasca. Uno dei 4 turbocompressori, di più recente installazione e in funzionamento a ciclo continuo, ha un dispositivo di controreazione, che corregge il rendimento in base alla presenza di ossigeno in vasca.

Tali macchinari rappresentano da soli circa il 41 % del consumo di energia elettrica dell'impianto. Di conseguenza, essa è la sezione che risulta più appetibile per eventuali interventi di efficienza energetica in ambito industriale.

Il layout complessivo è rappresentato attraverso lo schema a blocchi di figura 1.2.

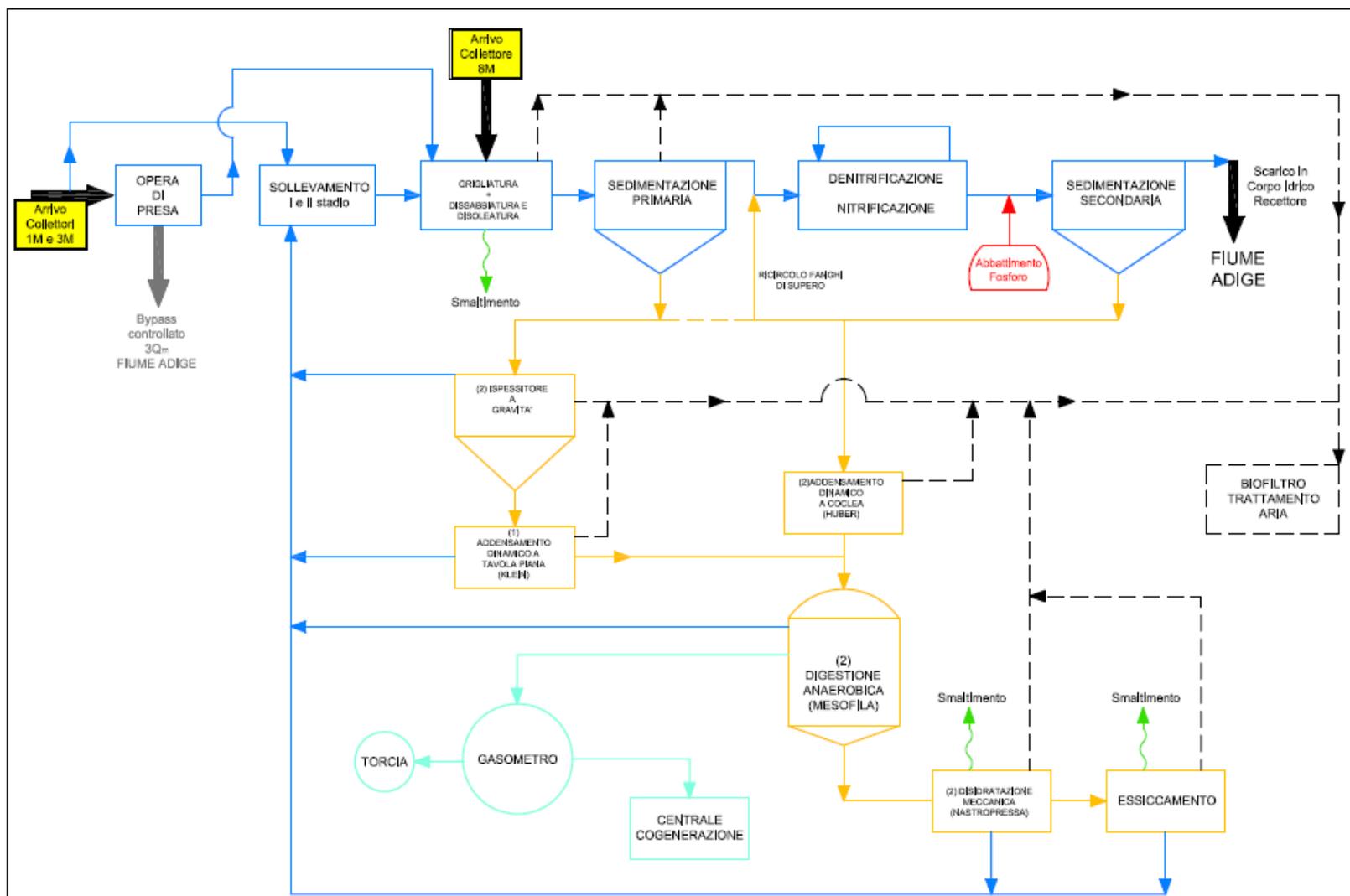


Figura 1.2: schema a blocchi impianto di depurazione

1.3) Le finalità della diagnosi richiesta dall'azienda

Vale la pena sottolineare la doppia natura industriale e civile dell'impianto. Infatti, sebbene l'impianto nel suo complesso sia definibile come sito produttivo (codice ATECO 37.00 – Raccolta e depurazione delle acque di scarico), al suo interno sono presenti strutture inquadrabili in ambito civile.

Anche se i confini della procedura di diagnosi avviata dall'azienda si estendono a tutto l'impianto (sia parte industriale sia manufatti civili), il presente documento si focalizza sulla parte in ambito civile, in particolare su una palazzina contenente uffici e laboratori. Questo perché, sebbene il fabbisogno di energia di tale struttura sia una piccola percentuale del consumo complessivo dell'impianto (figure 1.3 e 1.4), essa, come sarà reso evidente nel proseguio del documento, presenta notevoli possibilità di riduzione del consumo energetico, tra le quali il recupero di energia termica dai reflui depurati dall'impianto, intervento che secondo la classificazione data dalla UNI TS 11300-4:2012, si configurerebbe come sfruttamento di fonte assimilabile a rinnovabile.

Nella palazzina sono presenti impianti che forniscono i servizi di climatizzazione invernale, climatizzazione estiva, acqua calda sanitaria, illuminazione. La diagnosi richiesta dall'azienda si concentra sui servizi di climatizzazione e di acqua calda sanitaria.

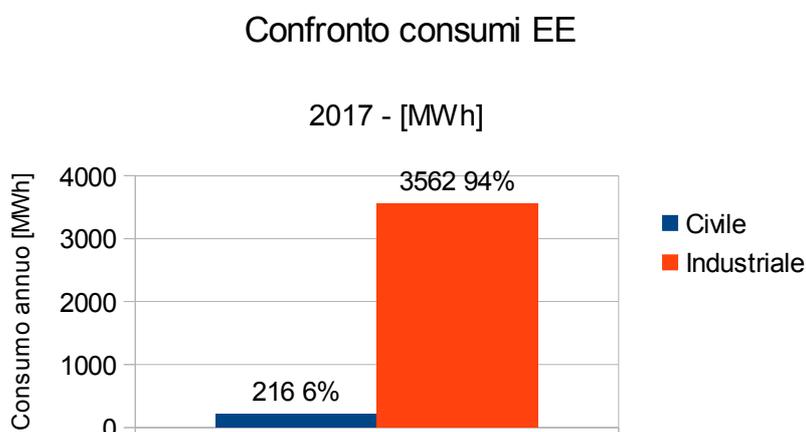


Figura 1.3: confronto consumi energia elettrica parte civile e industriale del depuratore "Città di Verona"

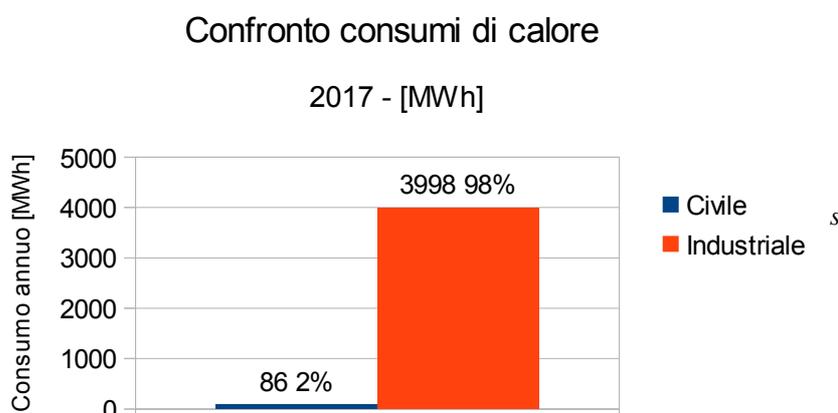


Figura 1.4: confronto consumi di calore parte civile e industriale del depuratore "Città di Verona"

CAPITOLO 2

DESCRIZIONE DELL'EDIFICIO IN ESAME

2.1) Descrizione generale

La palazzina oggetto della diagnosi è composta da tre piani: piano interrato, piano terra, piano primo. Al piano interrato sono presenti macchinari server per il monitoraggio in tempo reale degli impianti, magazzini, archivi e la centrale termica.

Il piano terra è composto da il nucleo operativo di controllo, dalla portineria e dal locale docce, utilizzato quotidianamente dagli operatori a fine turno.

Il piano primo è sede di uffici e laboratori.

I locali climatizzati presi in considerazione per questa diagnosi sono quelli del piano terra e del piano primo, sebbene anche il piano interrato, relativamente al locale ove sono presenti i server (figura 2.1, "locale tecnico") presenti un fabbisogno di energia per raffrescare l'ambiente tenendolo ad una temperatura massima di 19[°C], anche in inverno. Tuttavia, essendo che tale locale rappresenta meno della metà di tale piano in metri cubi e non vi è presenza costante di personale come ai piani superiori, ma solo sporadica, si è deciso, in accordo con l'azienda, di escludere il piano interrato dall'analisi.

I dati relativi all'ambiente climatizzato di interesse sono riassunti nelle tabelle 2.1 e 2.2, mentre le figure 2.1, 2.2, 2.3 rappresentano le planimetrie dei tre piani.

AMBIENTE CLIMATIZZATO OGGETTO DELLA DIAGNOSI				
		piano terra	piano primo	TOTALE
superficie	[mq]	245	381	625
volume	[mc]	710	1027	1737
S/V	[1/m]	0,34	0,37	0,36

Tabella 2.1: ambiente climatizzato

LOCALI AMBIENTE CLIMATIZZATO		
	Area utile	Volume netto
	[mq]	[mc]
PIANO PRIMO		
Ufficio A	21	56
Ufficio B	22	59
Ufficio C	34	92
Laboratorio A	67	181
Laboratorio C	14	37
Laboratorio D	11	30
Laboratorio E	22	60
Laboratorio F	51	137
Laboratorio G	21	56
Spogliatoio	6	16
Locale stufe	6	17
Locale bilance	6	15
Bagni P1	9	23
PIANO TERRA		
NOC 1	31	85
NOC 2	46	128
Bagno NOC	11	31
Portineria	13	39
Spogliatoio/docce	76	227

Tabella 2.2: area utile e volume netto locale per locale ambiente climatizzato (escluse scale nord e sud)

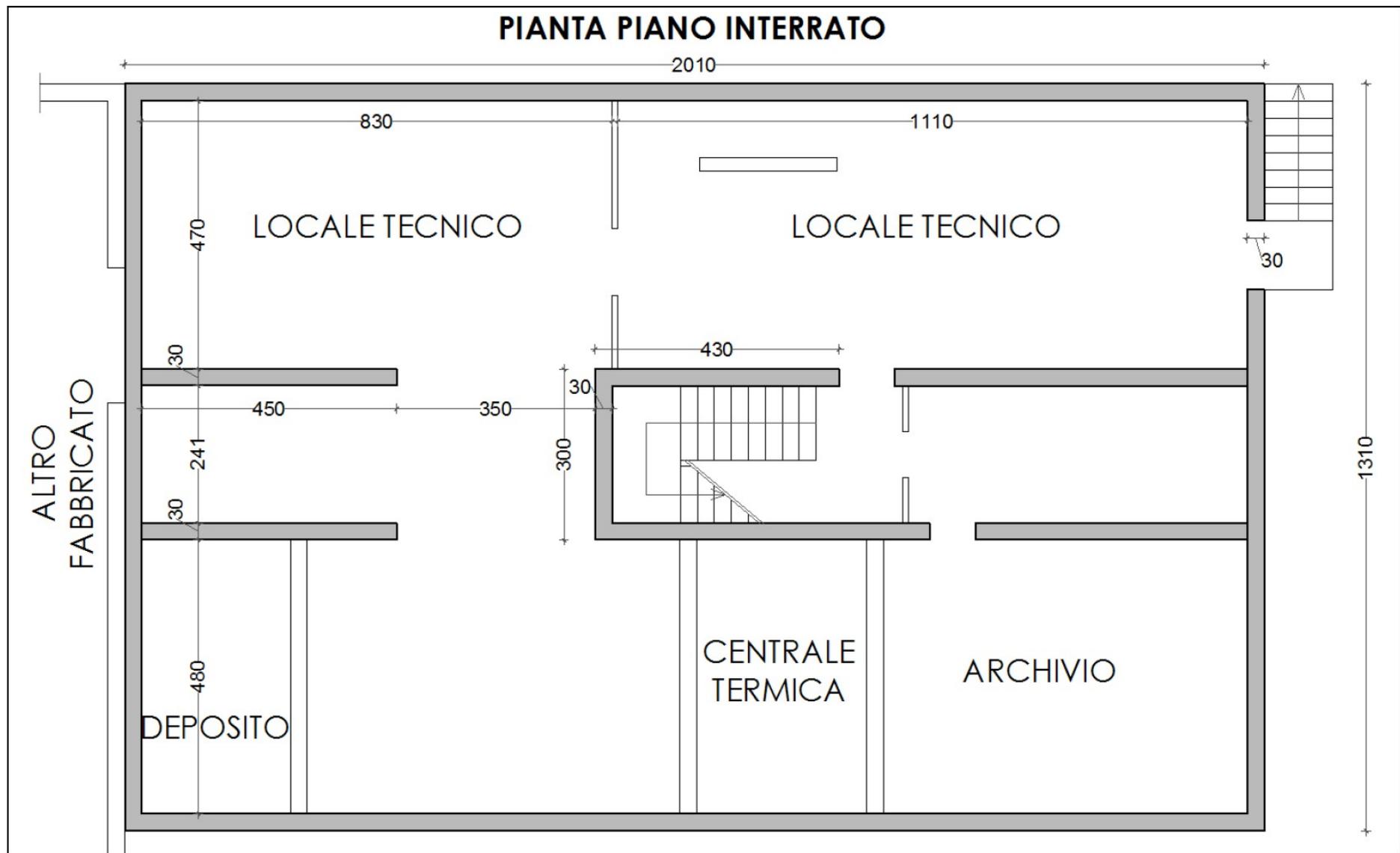


Figura 2.1: pianta piano interrato

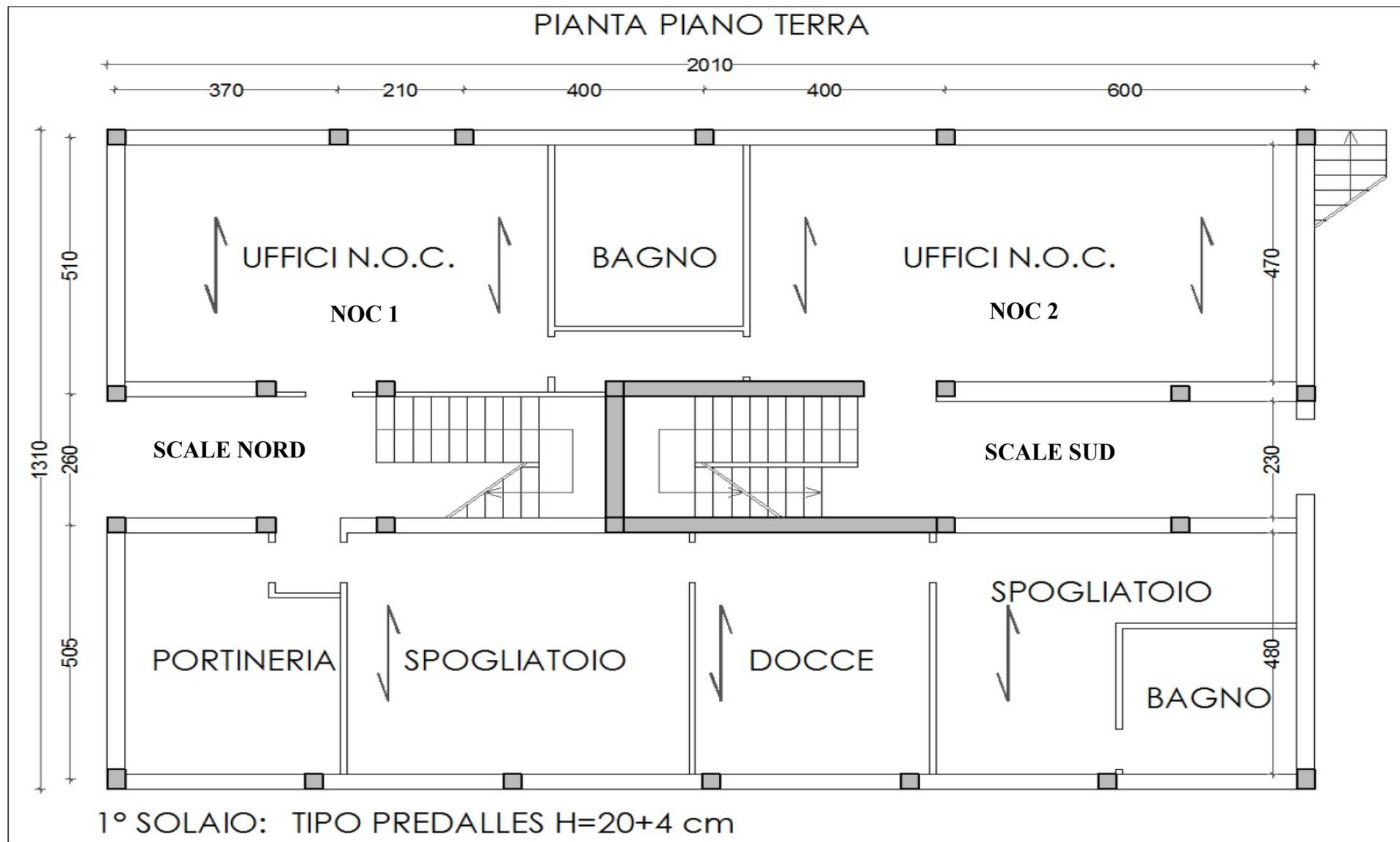


Figura 2.2: pianta piano terra

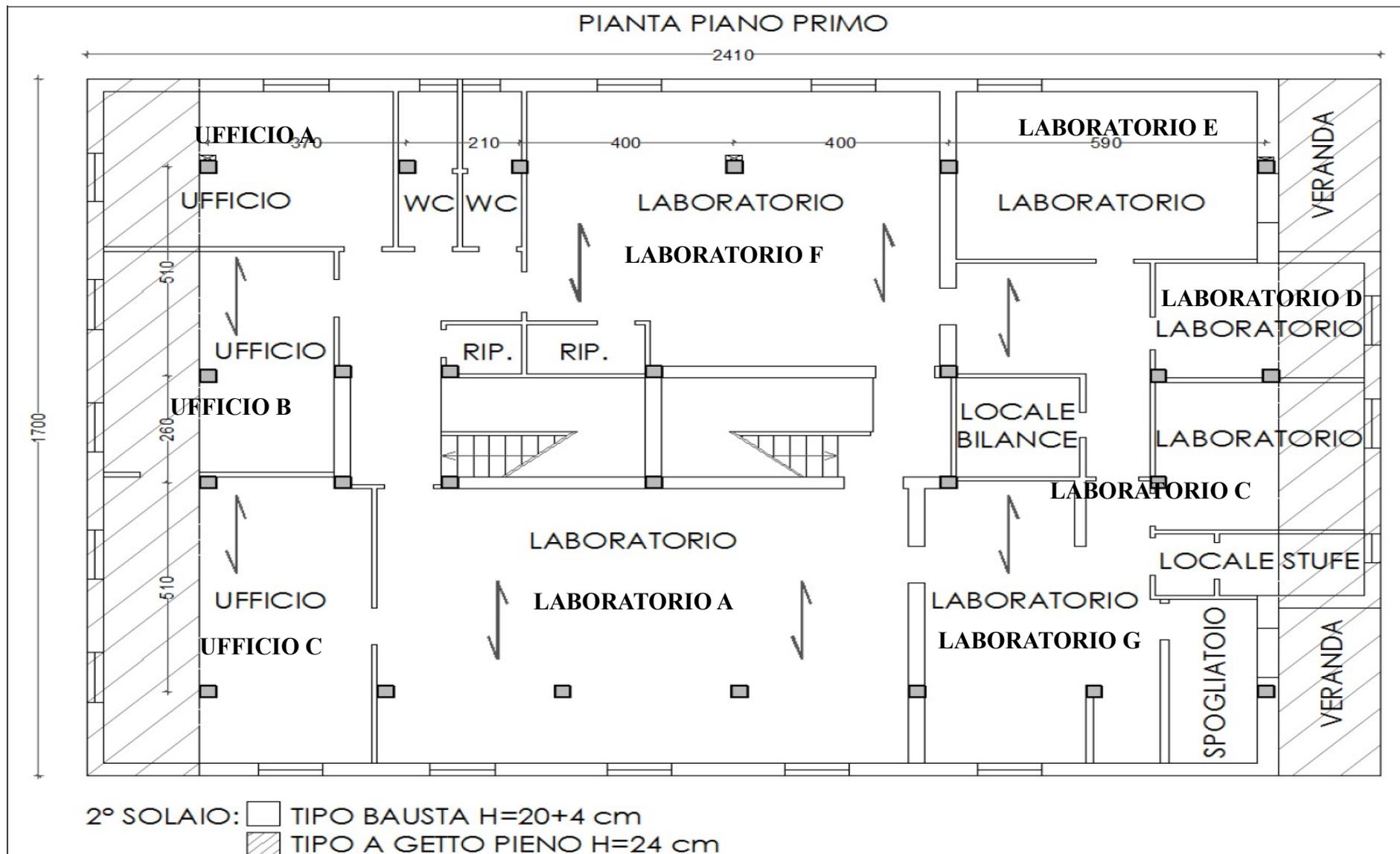


Figura 2.3: pianta piano primo

2.2) Descrizione dell'involucro

2.2.1) Componenti opache

L'involucro della palazzina presenta diversi tipologie di tamponature perimetrali e solai, infatti i muri perimetrali del piano interrato, in cemento armato, costituiscono la base d'appoggio per una serie di pilastri in cemento armato che si elevano per tutta l'altezza della palazzina. I muri esterni del piano terreno sono costituiti da blocchi cementizi, mentre quelli del piano primo sono in laterizio. Entrambi presentano spessore di 37 cm, e si riducono a 19 cm sotto alle finestre, dove è ricavata una nicchia per alloggiare i termosifoni.

Per quanto riguarda i solai, quello posto tra il piano interrato e il piano terra è di tipo predalle con alleggerimento in polistirolo; quello tra piano terra e piano primo è in laterocemento. Si noti che tale solaio è a sbalzo, ossia sporge rispetto alle pareti perimetrali del piano sottostante di circa 2 metri su tutti i quattro lati. Quest'ultimo solaio presenta una struttura portante in cemento armato. Infine il solaio di copertura è di struttura simile al solaio sottostante (laterocemento), con aggiunta di uno strato isolante in poliuretano espanso e strati di copertura e finitura.

Di conseguenza, in relazione alle pareti opache, sono stati definiti otto valori di trasmittanza: tre per la tamponatura perimetrale di ciascun piano, una per le pareti dove sono alloggiati i termosifoni, due per i solai interpiano, una per lo sbalzo, una per il solaio di copertura.

Il calcolo della trasmittanza U del generico componente opaco è stato eseguito secondo la norma UNI 6946:2017 "Componenti ed elementi per edilizia – Resistenza termica e trasmittanza termica – Metodi di calcolo":

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{S}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad \left[\frac{W}{K} \right] \quad (2.1)$$

R_{s_i} = coefficiente di scambio convettivo/radiante lato interno [W/mqK]

R_{s_e} = coefficiente di scambio convettivo/radiante lato esterno [W/mqK]

S = spessore dell' i -esimo strato componente [m]

λ = conduttività dell' i -esimo strato componente [W/mK]

Nelle tabelle seguenti 2.3.- 2.10 sono rappresentati i parametri per il calcolo della trasmittanza delle sette tipologie di pareti opache. Per alcuni strati non è presente il valore di λ ; questo perché per tali materiali la relativa normativa fornisce direttamente il valore di resistenza termica di conduzione R [mqK/W], data dal rapporto tra lo spessore dello strato e la sua conduttanza termica.

La tabella 2.11 riassume i valori.

CALCOLO TRASMITTANZA PARETE ESTERNA PI					
	Norma di riferimento	λ	s	R	U
		[W/mK]	[cm]	[mqK/W]	[W/mqK]
Rse (flusso orizzontale)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,040	
Cemento armato (acciaio 1%)	UNI 10456:2007 Tab.3	2,300	30,000	0,130	
Intonaco di calce e gesso	UNI 10351:1994	0,700	1,000	0,014	
Rsi (flusso orizzontale)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,130	
TOTALE			31,000	0,315	3,177

Tabella 2.3: calcolo trasmittanza parete esterna piano interrato

CALCOLO TRASMITTANZA PARETE ESTERNA PIANO TERRA (PT)					
	Norma di riferimento	λ	s	R	U
		[W/mK]	[cm]	[mqK/W]	[W/mqK]
Rse (flusso orizzontale)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,040	
Malta di cemento	UNI 10351:1994	1,400	2,500	0,018	
Blocco pieno 1.2.07 (650 kg/mc)	UNI 10355:1994 Prosp. 2		24,500	0,950	
Intercapedine aria	UNI 6946:2017 Tab. 8		1,000	0,150	
Mattone forato in laterizio	UNI 10355:1994 prosp. 1		8,000	0,200	
Intonaco di calce e gesso	UNI 10351:1994	0,700	1,000	0,014	
Rsi (flusso orizzontale)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,130	
TOTALE			37,000	1,502	0,666

Tabella 2.4: calcolo trasmittanza parete esterna piano terra

CALCOLO TRASMITTANZA PARETE ESTERNA PIANO PRIMO (P1)					
	Norma di riferimento	λ	s	R	U
		[W/mK]	[cm]	[mqK/W]	[W/mqK]
Rse (flusso orizzontale)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,040	
Malta di cemento	UNI 10351:1994	1,400	3,000	0,021	
Mattone forato 1.1.21	UNI 10355:1994 prosp. 1		12,000	0,310	
Intercapedine aria	UNI 6946:2017 Tab. 8		8,000	0,180	
Mattone forato 1.1.21	UNI 10355:1994 prosp. 1		12,000	0,310	
Intonaco di calce e gesso	UNI 10351:1994	0,700	1,000	0,014	
Rsi (flusso orizzontale)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,130	
TOTALE			36,000	1,006	0,994

Tabella 2.5: calcolo trasmittanza parete esterna piano primo

CALCOLO TRASMITTANZA PARETE ESTERNA SOTTOFINESTRA					
	Norma di riferimento	λ	s	R	U
		[W/mK]	[cm]	mq*K/W	[W/mqK]
Rse (flusso orizzontale)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,040	
Malta di cemento	UNI 10351:1994	1,400	1,000	0,007	
Mattone "Trieste" da 17 [cm]	Scheda produttore	0,243	17,000	0,700	
Intonaco di calce e gesso	UNI 10351:1994	0,700	1,000	0,014	
Rsi (flusso orizzontale)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,130	
TOTALE			19,000	0,891	1,122

Tabella 2.6: calcolo trasmittanza parete esterna sottofinestra

CALCOLO TRASMITTANZA SOLAIO INTERPIANO PIANO INTERRATO-PIANO TERRA (PI-PT)					
	Norma di riferimento	λ	s	R	U
		[W/mK]	[cm]	[mqK/W]	[W/mqK]
Rsi (flusso ascendente)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,100	
Piastrelle	UNI 10456:2007 Tab.3	1,300	1,000	0,008	
Massetto in calcestruzzo alleggerito	UNI/TR 11552:2014	1,080	8,000	0,074	
Solaio con blocchi di polistirene 2.4.0	UNI 10355:1994 Prosp. 3		24,000	0,520	
Intonaco di calce e gesso	UNI 10351:1994	0,700	1,000	0,014	
Rsi (flusso ascendente)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,100	
TOTALE			34,000	0,816	1,225

Tabella 2.7: calcolo trasmittanza solaio interpiano piano interrato-piano terra

CALCOLO TRASMITTANZA SOLAIO INTERPIANO PIANO TERRA-PIANO PRIMO (PT-P1)					
	Norma di riferimento	λ	s	R	U
		[W/mK]	[cm]	[mqK/W]	[W/mqK]
Rsi (flusso ascendente)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,100	
Piastrelle	UNI 10456:2007 Tab.3	1,300	1,000	0,008	
Massetto in calcestruzzo alleggerito	UNI/TR 11552:2014	1,080	9,000	0,083	
Blocco da solaio 2.1.05i (26 [cm])	UNI 10355:1994 Prosp. 3	0,700	26,000	0,390	
Intonaco di calce e gesso	UNI 10351:1994	0,700	1,000	0,014	
Rsi (flusso ascendente)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,100	
TOTALE			37,000	0,695	1,438

Tabella 2.8: calcolo trasmittanza solaio interpiano piano terra-piano primo

CALCOLO TRASMITTANZA SOLAIO INTERPIANO A SBALZO (PT-P1)					
	Norma di riferimento	λ	s	R	U
		[W/mK]	[cm]	[mqK/W]	[W/mqK]
Rsi (flusso ascendente)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,100	
Piastrelle	UNI 10456:2007 Tab.3	1,300	1,000	0,008	
Massetto in calc. alleggerito	UNI/TR 11552:2014	1,080	11,000	0,102	
Cemento armato (acciaio 1%)	UNI 10456:2007 Tab.3	2,300	24,000	0,104	
Malta di cemento	UNI 10351:1994	1,400	1,000	0,007	
Rse (flusso ascendente)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,040	
TOTALE			37,000	0,361	2,770

Tabella 2.9: calcolo trasmittanza solaio interpianto a sbalzo piano terra-piano primo

CALCOLO TRASMITTANZA SOLAIO DI COPERTURA					
	Norma di riferimento	λ	s	R	U
		[W/mK]	[cm]	[mqK/W]	[W/mqK]
Rse (flusso ascendente)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,040	
Bitume (felt/sheet)	UNI 10456:2007 Tab.3	0,230	1,000	0,043	
Poliuret. in lastre Ricavato da blocchi (25 kg/mc)	UNI 10351:1994	0,034	8,000	2,353	
massetto in calcestruzzo alleggerito	UNI/TR 11552:2014:2014	1,080	4,000	0,037	
Blocco da solaio 2.1.05i (26 [cm])	UNI 10355:1994 Prosp. 3	0,667	26,000	0,390	
Intonaco di calce e gesso	UNI 10351:1994	0,700	1,000	0,014	
Rsi (flusso ascendente)	UNI 6946:2017 Tab. 7			0,100	
TOTALE			40,000	2,978	0,336

Tabella 2.10: calcolo trasmittanza solaio di copertura

TRASMITTANZA COMPONENTI OPACHE	
[W/mqK]	
ESTERNA PI	3,177
ESTERNA PT	0,666
ESTERNA P1	0,994
ESTERNA SOTTOFINESTRA	1,122
SOLAIO PI – PT	1,225
SOLAIO PT-P1	1,438
SOLAIO PT- P1 SBALZO	2,770
SOLAIO COPERTURA	0,336

Tabella 2.11: riassunto trasmittanze componenti opache

2.2.2) Componenti finestrate

Le componenti finestrate differiscono tra i due piani. Al piano terra sono presenti finestre risalenti all'epoca di costruzione dell'edificio, con telaio metallico senza taglio termico e vetro doppio senza rivestimento basso-emissivo, con intercapedine riempita d'aria.

Al piano primo invece, sono presenti finestre di più recente installazione, con telaio in PVC, triplo vetro, rivestimento basso-emissivo e intercapedine riempita con gas argon.

I dati relativi alle caratteristiche delle finestre sono riportati nelle tabelle 2.12- 2.14. La tabella 2.15 riporta i riferimenti normativi per il calcolo delle trasmittanze.

CARATTERISTICHE GENERALI COMPONENTI FINESTRATE						
	vetro	gas	telaio	altezza	larghezza	Quantità
				[m]	[m]	[-]
Finestra generica P1	triplo	argon	PVC	1,40	1,20	16
Finestra bagno P1	triplo	argon	PVC	1,40	0,60	2
Finestra loc. stufe	triplo	argon	PVC	1,40	0,70	1
Finestra veranda	doppio	aria	metallo	1,20	2,35	2
Finestra PT ovest	doppio	aria	metallo	1,70	1,80	6
Finestre noc	doppio	aria	metallo	1,70	1,80	4
Finestra noc a nastro	doppio	aria	metallo	0,80	3,30	1
Porta portineria	doppio	aria	metallo	2,65	0,80	1
Finestra nord portineria	doppio	aria	metallo	1,70	1,60	1
Porta ingresso nord	doppio	aria	metallo	2,98	2,30	1
Porta ingresso sud (senza vetri)	senza vetro		metallo	2,60	2,20	1

Tabella 2.12: componenti finestrate

LOCALIZZAZIONE COMPONENTI FINESTRATE								
	P1				PT			
	NO	NE	SE	SO	NO	NE	SE	SO
	q.tà							
Finestra generica P1	5	4	2	5				
Finestra bagno P1		2						
Finestra loc. stufe			1					
Finestra veranda			2					
Finestra PT ovest								6
Finestre noc						4		
Finestra noc a nastro						1		
Porta portineria					1			
Finestra nord portineria					1			
Porta ingresso nord					1			
Porta ingresso sud (senza vetri)							1	

Tabella 2.13: localizzazione componenti finestrate

DIMENSIONI COMPONENTI FINESTRATE			
	VETRO		TOTALE
	Altezza x Larghezza		Altezza x Larghezza
	[cm]		[cm]
Finestre P1	2 vetri 130 x 50		140 x 120
Finestra bagno P1	1 vetro 130 x 50		140 x 60
Finestra loc. stufe	1 vetro 130 x 60		140 x 70
Finestra NOC	2 vetri 160 x 80		170 x 180
Finestra NOC nastro	5 vetri 70 x 55		80 x 330
Finestre Ovest PT	2 vetri 160 x 80		170 x 180
Porta portineria	1 vetro 80 x 70		265 x 80
	1 vetro 125 x 70		
	1 vetro 25 x 70		
Finestra Nord Portineria	2 vetri 160 x 70		170 x 160
Porta ingresso Nord	2 vetri 53 x 54		298 x 230
	2 vetri 215 x 54		
	1 vetro 53 x 90		
	1 vetro 215 x 90		
Porta ingresso Sud			260 x 220
Veranda	2 vetri 200 x 50		235 x 120

Tabella 2.14: dimensioni geometriche componenti finestrate

RIFERIMENTI NORMATIVI PER CALCOLO TRASMITTANZA COMPONENTI FINESTRATE

	Trasmittanza vetro	Trasmittanza telaio	Ponte termico lineico
Finestre P1	Certificato installatore	ISO 10077:2017-1 Tab F.1	ISO 10077:2017-1 Tab. G.1
Finestra bagno P1	Certificato installatore	ISO 10077:2017-1 Tab F.1	ISO 10077:2017-1 Tab. G.1
Finestre Ovest PT	ISO/TR 52022 Tabella A.1	ISO 10077:2017-1 F.4	ISO 10077:2017-1 Tab. G.1
Finestre NOC	ISO/TR 52022 Tabella A.1	ISO 10077:2017-1 F.4	ISO 10077:2017-1 Tab. G.1
Finestra Nord Portineria	ISO/TR 52022 Tabella A.1	ISO 10077:2017-1 F.4	ISO 10077:2017-1 Tab. G.1
Porta ingresso Nord	ISO/TR 52022 Tabella A.1	ISO 10077:2017-1 F.4	ISO 10077:2017-1 Tab. G.1
Porta ingresso Sud		ISO 10077:2017-1 F.4	

Tabella 2.15: riferimenti normativi componenti finestrate per il calcolo delle trasmittanze

Per il calcolo della trasmittanza è stato usato il procedimento della UNI 10077-1 “Prestazione termica di finestre, porte e chiusure oscuranti – Calcolo della trasmittanza termica- Parte 1: generalità”:

$$\frac{A_V * U_V + A_T * U_T + P_V * \Psi}{A_V + A_T} \quad \left[\frac{W}{K} \right] \quad (2.2)$$

A_V = area vetro [mq]

U_V = trasmittanza vetro [W/mqK]

A_T = area telaio [mq]

U_T = trasmittanza telaio [W/mqK]

P_V = perimetro vetro [m]

Ψ = ponte termico lineico dato dalla giunzione di vetro, telaio e distanziatore [W/mK]

I risultati sono riassunti in tabella 2.16

TRASMITTANZE COMPONENTI FINESTRATE

	quantità	A_V	A_T	U_V	U_T	P	Ψ	U
	[-]	[mq]	[mq]	[W/mqK]	[W/mqK]	[m]	[W/mK]	[W/mqK]
Finestra generica P1	16	1,30	0,380	0,600	2,200	7,2	0,08	1,305
Finestra bagno P1	2	0,65	0,190	0,600	2,200	3,6	0,08	1,305
Finestra loc. stufe	1	0,78	0,200	0,600	2,200	3,8	0,08	1,237
Finestra veranda	2	2	0,820	3,300	5,900	10	0,02	4,127
Finestra PT ovest	6	2,54	0,516	3,300	5,900	12,78	0,02	3,822
Finestre noc	4	2,56	0,500	3,300	5,900	9,6	0,02	3,788
Finestra noc a nastro	1	1,93	0,715	3,300	5,900	12,5	0,02	4,099
Porta portineria	1	1,61	0,510	3,300	5,900	5,1	0,02	3,974
Finestra nord portineria	1	2,24	0,480	3,300	5,900	9,2	0,02	3,826
Porta ingresso nord	1	5,31	1,548	3,300	5,900	24	0,02	3,957
Porta ingresso sud (senza vetri)	1	0	5,720	0,000	5,900	0	0	5,900

Tabella 2.16: trasmittanze finestre

2.3) Caratteristiche impianti

- Servizio di riscaldamento

Il servizio di riscaldamento è asservito da due sistemi indipendenti: caldaia a gas abbinata a radiatori e 6 pompe di calore a split. La logica di utilizzo dei due sistemi, in base a quanto riferito dal personale, non è omogenea: in alcuni locali si tende ad utilizzare sempre i termosifoni e ad integrare con la pompa di calore solo nei periodi di clima più rigido; in altri invece vengono utilizzati senza una logica precisa. In tabella sono mostrati dati relativi al generatore a gas; in tabella 2.18 sono mostrati invece i dati relativi alle pompe di calore.

IMPIANTO A GAS NATURALE	
GENERATORE DI CALORE	
Generatore	Caldaia
Alimentazione	Gas naturale
Marca	Ferrolì
Modello	LN54
Matricola	1DADA03A/82
Tipo	Standard
Rendimento teorico [%]	89,5
Anno fabbricazione	1988
Anno installazione	1998
Potenza termica nominale utile [kW]	62,9
Corpi scaldanti totali [n]	3+19 ca. - ghisa
BOLLITORE DI ACCUMULO	
Marca	Riello
Modello	7200/600V
Matricola	3158212222
Massima Pot. Assorbita [kW]	72
Capacità [litri]	585
Anno fabbricazione	2008

Tabella 2.17: dati impianto a gas

POMPE DI CALORE/REFRIGERATORI							
Marca	Modello	Capacità raffrescamento [kW]	Capacità riscaldamento [kW]	EER [kW/kW]	COP [kW/kW]	Anno fabbricazione	n° unità interne
FUJITSU	AOYG14LVLA	4,2	5,2	3,68	3,61	2015	1
DAIKIN	2MXS40BVMB	3,9	4,4	3,21	3,70	2003	2
DAIKIN						//	1
MITSUBISHI	MXZ-3A54VA	5,4	6,8	4,17	4,67	2007	3
ACSON	A4AC080CR FXAA	21,69	26,38	2,18	2,64	//	10
Haier						2016	1

Tabella 2.18: dati pompe di calore refrigeratori

La regolazione, per quanto riguarda l'impianto a gas, avviene con sonda climatica esterna.

- *Servizio di acqua calda sanitaria*

E' asservito dallo stesso impianto con caldaia a gas che contribuisce anche al servizio di riscaldamento; l'impianto è di tipo ad accumulo a miscelazione, avente una capacità di 585 [lt].

- *Servizio di raffrescamento*

E' asservito dalle stesse pompe di calore che contribuiscono anche al servizio di riscaldamento (tab. 2.18), che vengono fatte funzionare in modalità raffrescamento/deumidificazione.

Dai rilievi effettuati, risultano presenti 6 macchine distinte.

- *Servizio di ventilazione*

Nei locali sono presenti terminali di distribuzione aria dell'impianto di ventilazione, tuttavia quest'ultimo risulta dismesso ed allo stato attuale il rinnovo aria avviene per ventilazione naturale.

2.4) Caratteristiche utenza

Come già accennato, la palazzina è composta da uffici, da laboratori, dal locale docce, da nucleo operativo di controllo. La tabella 2.19 mostra il profilo di occupazione:

PROFILO DI OCCUPAZIONE SETTIMANALE															
Locali	q.tà. persone	lunedì		martedì		mercoledì		giovedì		venerdì		sabato		domenica	
		dalle	alle	dalle	alle	dalle	alle	dalle	alle	dalle	alle	dalle	alle	dalle	alle
Laboratori e uffici	11	07.30	17.30	07.30	17.00	07.30	17.00	07.30	17.00	07.30	17.00	//	//	//	//
Noc1 giorno	3	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15
Noc1 notte	1	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30
Noc2	8	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	07.30	17.15	//	//	//	//
Solo per fare doccia	9	17.00	17.30	17.00	17.30	17.00	17.30	17.00	17.30	17.00	17.30	//	//	//	//

Tabella 2.19: profilo di occupazione

2.5) Diagramma di flusso (qualitativo) dell'energia

Sulla base di quanto esposto al punto 2.3, si può tracciare un primo schema indicativo di scomposizione energetica dell'edificio, ossia individuare il percorso, in termini qualitativi, dall'energia che attraversa i confini dell'edificio, come mostrato in figura 2.4:

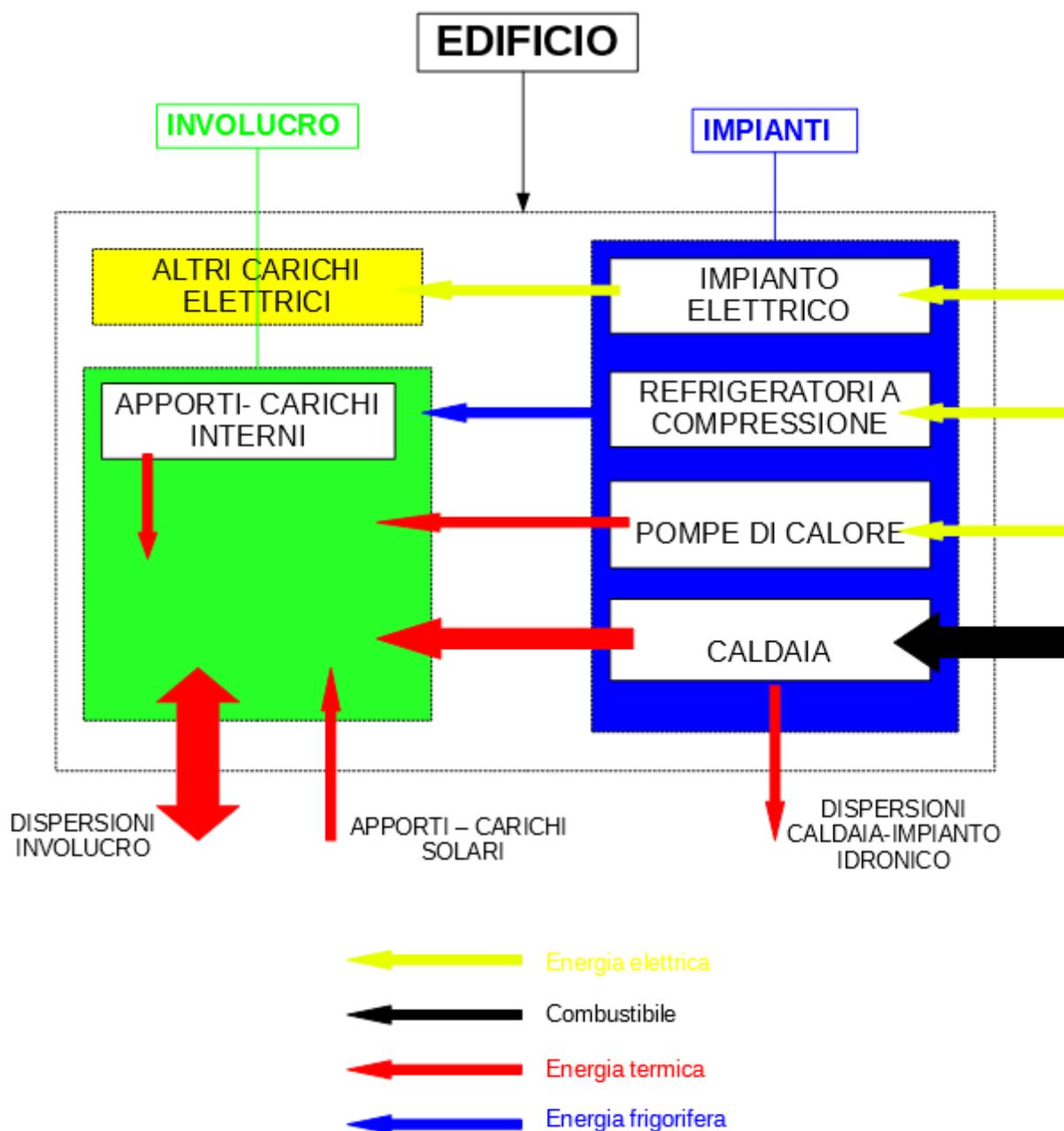


Figura 2.4: scomposizione flussi energia

Il sistema edificio è alimentato da due diverse forme di energia primaria: elettrica da rete e gas da rete.

Per il servizio di climatizzazione invernale, l'energia chimica potenziale del gas metano viene convertita, tramite caldaia, in energia termica, e successivamente in aumento di entalpia del fluido termovettore (acqua).

L'efficienza complessiva di queste due conversioni è espressa dal rendimento di generazione della caldaia.

Il fluido termovettore viene successivamente inviato, mediante circolatori elettrici, alla rete di distribuzione idronica, anch'essa sede di perdite, espresse dal rendimento di distribuzione.

Infine il termovettore giunge ai terminali d'impianto, e al netto delle perdite di regolazione ed emissione, cede il calore accumulato all'ambiente riscaldato.

Parte del fabbisogno invernale viene soddisfatto da pompe di calore aria-aria, che erogano energia termica nell'ambiente riscaldato a partire da energia elettrica. Le due forme di energia sono legate dal coefficiente di effetto utile, COP.

Per il servizio di acqua calda sanitaria, viene sfruttato lo stesso impianto a gas utilizzato per la climatizzazione invernale; si tratta di un impianto ad accumulo con miscelazione.

Questo impianto è sede di perdite di generazione, accumulo (l'accumulo tende a rilasciare il calore accumulato all'ambiente), distribuzione, erogazione.

Il servizio di raffrescamento estivo è affidato alle già citate pompe di calore aria-aria, in questo caso utilizzate in modalità raffrescamento/deumidificazione.

I concetti di perdita nei vari sottosistemi relativi ai servizi di climatizzazione e acqua calda sanitaria sono definiti dalla UNI/TS 11300:2014-2, che fornisce anche i metodi per il calcolo.

PRIMARIA	CONVERTITA IN	PER SERVIZIO DI	IMPIANTO	PERDITE
Elettrica	Termica	Riscaldamento	Pompe di calore a compressione aria-aria Terminali a split	generazione distribuzione regolazione emissione
Elettrica	Frigorifera	Raffresc./deumidif.	Refrigeratori a compressione aria-aria Terminali a split	generazione distribuzione regolazione emissione
Combustibile	Termica	Riscaldamento	Caldaia a gas abbinata a rete idronica Termosifoni	generazione distribuzione regolazione emissione
Combustibile	Termica	Acqua calda sanitaria	Caldaia a gas abbinata a rete idronica	generazione accumulo distribuzione erogazione

Tabella 2.20: riassunto scomposizione flussi di energia per la climatizzazione

Lo scopo del prossimo capitolo è quello di quantificare i flussi di energia indicati in tabella 2.20 e in figura 2.4.

CAPITOLO 3

CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA FINALE E PRIMARIA PER RISCALDAMENTO, RAFFRESCAMENTO E ACQUA CALDA SANITARIA

Il metodo di calcolo utilizzato per il calcolo dell'energia finale e primaria è quello fornito dalle norme UNI/TS 11300:2014 parti 1 e 2. Tali normative costituiscono l'applicazione nazionale della norma europea EN ISO 13790:2008.

Il metodo di calcolo è riassumibile nei passi seguenti:

1. Definizione delle condizioni climatiche, della destinazione d'uso (residenziale, uffici, ospedaliero, ecc.), del tipo di valutazione
2. Zonizzazione
3. Calcolo delle dispersioni dell'involucro
4. Calcolo degli apporti/dei carichi interni
5. Calcolo del fattore di utilizzo degli apporti interni/dispersioni
6. Calcolo del periodo di climatizzazione estiva e invernale
7. Calcolo del fabbisogno di energia utile per riscaldamento, raffrescamento, acqua calda sanitaria
8. Calcolo dei rendimenti dei sottosistemi d'impianto e dell'energia finale per servizi di riscaldamento, raffrescamento e acqua calda sanitaria

Tutte le formule e le definizioni utilizzate dal seguente paragrafo 3.1 al paragrafo 3.7, salvo dove diversamente specificato, fanno riferimento alla norma UNI TS 11300:2014 parte 1.

3.1) Definizione delle condizioni climatiche, della destinazione d'uso e del tipo di valutazione

I dati climatici utili ai fini dell'analisi sono:

- andamento delle temperature medie mensili
- umidità relativa media mensile
- pressione parziale del vapor d'acqua media mensile
- irradiazione solare media mensile globale sulle varie orientazioni

I valori di temperatura dell'aria esterna e l'umidità relativa sono stati calcolati come media mensile dei valori relativi agli ultimi tre anni (dal 2015 al 2017 compresi). Tali dati sono stati presi dal sito dell'ente ARPAV (Agenzia Regionale per la Prevenzione e Protezione Ambientale del Veneto), e sono riferiti ai valori misurati dalla stazione meteorologica installata nel comune di Buttapietra (VR).

Per quanto riguarda la radiazione, non essendo disponibili dati di radiazione sulle varie orientazioni, sono stati presi i valori della norma UNI 10349:2016-1, relativamente al comune di Verona. Da tale normativa sono stati presi anche i valori di pressione media parziale del vapor d'acqua.

Le tabelle seguenti illustrano i dati relativi ai valori di temperatura e umidità relativa:

TEMPERATURA MEDIA MENSILE ARIA ESTERNA												
[°C]												
	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre
2015	3,4	5,2	9,4	13,6	19	23,4	27,5	24,4	19,3	13,8	7,7	3,5
2016	2,9	7,3	9,5	14,4	17,1	21,6	25,4	23,4	20,8	13,1	8,9	2,9
2017	0,5	6,3	11,4	14,3	18,6	24,5	24,8	25,6	17,6	13,8	7,5	2,2
MEDIA	2,27	6,27	10,1	14,1	18,23	23,17	25,9	24,47	19,23	13,57	8,03	2,87

Tabella 3.1: temperature medie mensili Verona (stazione Buttapietra)

UMIDITA' RELATIVA %												
[-]												
	gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre
2015	83	79	71	68	74	70	69	72	70	81	85	93
2016	84	83	75	73	74	74	71	73	72	83	86	87
2017	72	85	72	71	73	70	71	68	76	78	85	87
MEDIA	79	82	72	71	73	71	70	71	72	80	85	89

Tabella 3.2: umidità relativa media mensile Verona (stazione Buttapietra)

RADIAZIONE SOLARE												
[MJ/mq * mese]												
gennaio	febbraio	marzo	aprile	maggio	giugno	luglio	agosto	settembre	ottobre	novembre	dicembre	
NO/NE												
1,7	3	5,1	7,4	10,1	11,4	11,7	9,5	6,6	3,9	2	1,6	
SO/SE												
5,5	8	9,9	10,6	11,6	11,7	12,6	12,7	12,2	10,3	6,5	6,2	
ORIZZONTALE												
4,1	7,1	12	14,7	18,9	20,7	21,6	18,6	14,3	9,4	5	4,2	

Tabella 3.3: radiazione solare mensile Verona (UNI 10349:2016)

La destinazione d'uso prevalente è di tipo E.2: "Locali adibiti ad uso uffici", sebbene come già espresso al punto 2.1 sono presenti anche locali con utilizzi diversi.

La normativa considera tre tipologie di valutazione: sul progetto (A1), standard (A2), adattata all'utenza (A3): si distinguono per i dati utilizzati relativamente al clima e all'utilizzo dell'edificio da parte dell'utenza, che possono essere standardizzati oppure adattati al caso specifico. La tipologia di valutazione che la normativa suggerisce per le diagnosi energetiche è la valutazione A3, basata su utilizzo di dati climatici reali (se reperibili), e sull'utilizzo reale dell'edificio da parte dell'utenza. Quindi la diagnosi in oggetto è stata eseguita secondo tale metodo, utilizzando dati climatici reali ove reperibili e verificando il comportamento dell'utenza eseguendo una serie di sopralluoghi.

3.2) Zonizzazione

Il metodo richiede di definire quali siano le zone climatizzate e quali siano le zone non climatizzate.

Innanzitutto, per zona si intende un locale o un insieme di locali.

Secondo la UNI TS 11300:2014-1 la condizione necessaria affinché una zona sia climatizzata, è la presenza in essa di un terminale d'impianto. Tuttavia, mentre valutazioni di tipo A1 e A2 fanno di essa condizione anche sufficiente, valutazioni di tipo A3 necessitano di verificare l'utilizzo effettivo dell'impianto da parte dell'utenza, ossia che un terminale presente in una zona, venga effettivamente utilizzato per mantenere quest'ultima ad una prefissata temperatura di set-point. Inoltre, zone climatizzate a temperature di set-point che differiscano per più di 4 [K], sono da considerarsi zone climatizzate diverse. La scomposizione in diverse zone climatizzate è necessaria anche nel caso in cui due o più zone siano asservite da impianti diversi.

Di conseguenza una zona non climatizzata risulta essere una zona non mantenuta ad una prefissata temperatura di set-point. Tuttavia, se la temperatura in essa risultante è compresa nell'intorno di 4 K della temperatura di set-point di una adiacente zona climatizzata, può essere inglobata in quest'ultima.

E' il caso, ad esempio, del locale di ingresso a nord, che pur non essendo munito di terminali d'impianto, è confinante con ambienti climatizzati, e la sua temperatura non differisce per più di 4 K dagli ambienti climatizzati adiacenti.

Si noti che la zonizzazione invernale può differire da quella estiva.

Per questa analisi si è deciso di considerare di considerare i locali di interesse della diagnosi (piano terra e piano primo) come unica zona termica, confinante con il piano interrato, che costituisce zona climatizzata a sè stante (non compresa nei confini della diagnosi), sulla base delle considerazioni seguenti:

- I locali dei due piani superiori non sono climatizzati ad una precisa temperatura di set-point
- I locali non climatizzati sono l'ingresso a nord, e l'ingresso a sud; tuttavia, da sopralluoghi effettuati non si riscontra una differenza di temperatura superiore a 4 K rispetto ai locali adiacenti (noc, portineria, spogliatoio-docce), quindi si possono inglobare all'interno della zona riscaldata.
- Sebbene per la climatizzazione invernale siano presenti due impianti distinti, ogni locale vede la presenza di entrambi, quindi non è definibile una zona termica asservita da un impianto piuttosto che da un altro.

Si ribadisce comunque, che il piano interrato, sebbene sia ambiente definibile climatizzato, non è compreso nei confini della diagnosi richiesta dall'azienda, ed è considerato solo per tenere conto della trasmissione di calore da/verso i piani superiori, che costituiscono invece la zona climatizzata d'interesse per la diagnosi.

3.3) Calcolo delle dispersioni dell'involucro

3.3.1) Calcolo del coefficiente di dispersione per trasmissione H_{TR}

Il coefficiente di H_{TR} rappresenta le dispersioni dovute alla differenza di temperatura tra l'aria all'interno dell'ambiente climatizzato e l'aria esterna, ed è calcolato secondo la (3.1):

$$H_{TR} = H_D + H_A + H_U + H_g \quad \left[\frac{W}{K} \right] \quad (3.1)$$

- H_D = dispersioni verso l'esterno [W/K]
- H_A = dispersioni verso ambienti a diversa temperatura di set-point [W/K]
- H_U = dispersioni verso ambienti non climatizzati [W/K]
- H_g = dispersioni verso il terreno [W/K]

Il coefficiente H_D si calcola secondo la UNI EN ISO13789:2018:

$$H_D = \sum_{i=1}^{superfici} (S_i * U_i) + \sum_{k=1}^{ponti.termici} \Psi_k * l_k \quad (3.2)$$

- S_i = area dell' i-esima superficie componente l'involucro [mq]
- U_i = trasmittanza dell' i-esima superficie [W/mqK]
- Ψ_k = trasmittanza lineica associata al k-esimo ponte termico [W/mK]
- l_k = lunghezza associata al k-esimo ponte termico [m]

I dati necessari al calcolo del primo termine della (3.2) sono riportati nelle tabelle 3.4 e 3.5:

SUPERFICI OPACHE						
	U	S				
		NO	NE	SE	SO	ORIZZONTALE
	[W/mqK]	[mq]	[mq]	[mq]	[mq]	[mq]
ESTERNA P1	0,994	43,40	66,14	47,26	66,14	
ESTERNA PT	0,666	23,62	36,07	52,70	32,32	
ESTERNA SOTTOFINESTRA	1,122	9,63	14,85	9,00	15,12	
SOLAIO COPERTURA	0,336					387,20

Tabella 3.4: trasmittanze e aree delle superfici opache componenti l'involucro

FINESTRATE			
	U	S	qtà
	[W/mqK]	[m]	[-]
Finestra generica P1	1,305	1,68	16
Finestra bagno P1	1,305	0,84	2
Finestra loc. stufe	1,237	0,98	1
Finestra veranda	4,127	2,82	2
Finestra PT ovest	3,822	3,06	6
Finestre noc	3,788	3,06	4
Finestra noc a nastro	4,099	2,64	1
Porta portineria	3,974	2,12	1
Finestra nord portineria	3,826	2,72	1
Porta ingresso nord	3,957	6,85	1
Porta ingresso sud (senza vetri)	5,900	5,72	1

Tabella 3.5: trasmittanze e aree delle superfici finestrate componenti l'involucro

Il calcolo dei ponti termici è stato eseguito utilizzando gli abachi riportati nel documento "Ponti termici" redatto dal CENED, la cui applicazione è obbligatoria nella regione Lombardia per le certificazioni energetiche, ed è valida su tutto il territorio nazionale.

Per ogni tipologia di ponte termico individuato nell'edificio in esame, è stato individuato il caso corrispondente negli abachi, dopo aver verificato che le condizioni di applicabilità vengano rispettate.

La tabella 3.6 riporta l'elenco dei ponti termici individuati nella palazzina, assieme alla lunghezza lungo la quale vengono applicati, al codice dell'abaco CENED associato e ai valori risultanti della trasmittanza lineica ψ_E , riferita alle dimensioni esterne.

TRASMITTANZE LINEICHE PONTI TERMICI			
	CODICE	Ψ_e	l
		[W/mK]	[m]
Giunzione di: copertura, esterna P1	COP	-0,194	82,86
Giunzione di: solaio PI-PT, esterna PI, esterna PT	SOL1	0,736	67,02
Giunzione di: parete esterna P1, solaio a sbalzo	SOL2	0,249	82,86
Giunzione di: parete esterna PT, solaio P1-PT, solaio a sbalzo	BAL	0,531	67,02
Angoli sporgenti parete esterna P1	ASP1	-0,144	4
Angoli sporgenti parete esterna PT	ASP2	-0,705	8
Angoli rientranti parete esterna P1	ARI	0,289	2
Pilastrini in parete	PIL	0,719	10
Giunzioni telaio PVC con pareti	SER1	0,201	95,4
Giunzioni telaio metallico con pareti	SER2	0,255	126,06

Tabella 3.6: ponti termici

Applicando la formula (3.2), si ottiene $H_D = 1365,82$ [W/K]

Il coefficiente H_A , anch'esso calcolato e definito secondo la UNI EN ISO 13789:2018, rappresenta lo scambio termico tra la zona climatizzata costituita dai due piani superiori e la zona costituita dal piano interrato,

poiché trattasi di zone climatizzate a diversa temperatura.

La superficie delimitante le due zone è rappresentata in tabella 3.7:

SUPERFICIE SEPARAZIONE TRA LE DUE ZONE CLIMATIZZATE		
	[W/mqK]	[mq]
	Trasmittanza U	Superficie S
SOLAIO PI – PT	1,225	244,82

Tabella 3.7: area delimitante le due zone climatizzate

La differenza di temperatura tra le due zone è più marcata in estate che in inverno, dal momento che il piano interrato è mantenuto ad una temperatura di 19°C, che differisce di 1°C dalla temperatura di set-point dei piani superiori in inverno e di 7°C in estate. Il coefficiente H_A è da calcolarsi secondo l'espressione:

$$H_A = \sum S_{ij} * U_{ij} * b_{ij} \quad \left[\frac{W}{K} \right] \quad (3.3)$$

b_{ij} = coefficiente che tiene conto della effettiva differenza di temperatura tra le due zone [-]

S_{ij} = area delle superfici delimitanti le due zone [mq]

H_{ij} = trasmittanza delle sopracitate superfici [W/mqK]

b_{ij} è da calcolarsi secondo:

$$b_{ij} = \frac{\Delta T_{IJ}}{\Delta T_{IE}} \quad [-] \quad (3.4)$$

Dove il termine a numeratore è la differenza di temperatura tra le due zone, mentre quello a denominatore è la differenza di temperatura tra la zona considerata e l'ambiente esterno.

Nel caso invernale, la temperatura media esterna del periodo di climatizzazione invernale con riferimento alla media climatica degli anni 2015-2016-2017, risulta pari a 6,1 [°C]; quindi la differenza di temperatura media stagionale tra la zona definita dai due piani superiori e ambiente esterno, ΔT_{IE} , è pari a 13,9°C.

La differenza di temperatura tra i due piani superiori e il piano interrato in regime invernale, ΔT_{IJ} , è pari a 1°C.

Quindi b_{ij} invernale risulta essere 0,0719. Esso tende a zero, in conseguenza del fatto che la differenza di temperatura tra le due zone è di appena 1°C, al punto che ai fini del calcolo per il fabbisogno invernale è accettabile trascurare tale scambio termico.

Per quanto riguarda il caso estivo, la temperatura media esterna del periodo di climatizzazione estiva risulta 22,6°C. Dunque, stante una temperatura di set-point pari a 26 [°C], il termine a denominatore della (3.4) risulta 3,4 [°C]. Il termine a numeratore risulta - 7 [°C].

Quindi nel caso estivo si ottiene $b_{ij} = 2,05$.

Dunque si ricava, secondo la (3.3):

- $H_{A_INVERNALE} = 21,570 \text{ [W/K]}$
- $H_{A_ESTIVO} = 615,006 \text{ [W/K]}$

Il significato dei due termini è il seguente. Durante la fase di climatizzazione invernale, i due piani superiori disperdono una quantità di calore verso il piano interrato pari al termine $H_{A_INVERNALE}$ moltiplicato per la differenza tra la temperatura dell'aria esterna e quella di climatizzazione mantenuta all'interno dei due piani.

Ciò provoca un aumento del fabbisogno per la climatizzazione invernale

Durante la fase di climatizzazione estiva, i due piani disperdono una quantità di calore verso il piano interrato pari al termine H_{A_ESTIVO} moltiplicato per la differenza tra la temperatura dell'aria esterna e quella di climatizzazione mantenuta all'interno dei due piani; in questo caso tuttavia, ciò provoca una diminuzione del fabbisogno di energia per la climatizzazione estiva.

Per quanto riguarda i coefficienti H_U ed H_g , sono pari a zero, poiché non è stata definita alcuna zona non climatizzata e la zona climatizzata di interesse (zona 1) non è a contatto col terreno.

Allora, applicando la (3.1), si ottiene:

- $H_{TR_INVERNALE} = 1387 \text{ [W/K]}$
- $H_{TR_ESTIVO} = 1981 \text{ [W/K]}$

3.3.2) Calcolo del coefficiente di dispersione per ventilazione H_{VE}

Rappresenta le dispersioni dovute alla ventilazione dell'edificio:

$$H_{VE} = m_V * \rho_a * c_{p_a} \quad \left[\frac{W}{K} \right] \quad (3.5)$$

- m_V = portata d'aria volumetrica di ventilazione [mc/s]
- ρ_a = densità dell'aria [kg/mc]
- c_{p_a} = calore specifico dell'aria [J/kgK]

E' necessario definire la portata volumetrica di ventilazione.

Anche se la definizione delle portate di ventilazione mediante i volumi-ora viene applicata solitamente agli edifici residenziali, il fatto che la ventilazione della palazzina sia esclusivamente naturale (l'impianto di ventilazione presente non è operativo) ha suggerito di calcolare la portata di ventilazione applicando tale metodo. Si impone un tasso di ricambio aria pari a 0,3 volumi-ora.

Dati il calore specifico e la densità dell'aria pari a 1,005 [J/kgK] e 1,2 [kg/mc], risulta un coefficiente di

scambio per ventilazione pari a 175 [W/K].

3.3.3) Calcolo delle dispersioni per trasmissione Q_{tr} e ventilazione Q_{ve}

Per ciascun mese compreso all'interno del periodo di climatizzazione:

$$Q_{TR} = H_{TR} * (\theta_I - \theta_E) * t + \sum F_R * \phi_{r,mn} * t - Q_{sol_{OP}} \quad \left[\frac{kWh}{mese} \right] \quad (3.6)$$

- H_{TR} = coefficiente di scambio per trasmissione [W/K]
- $(\theta_I - \theta_E)$ = differenza tra la temperatura interna di set-point mensile e la temperatura media mensile [K]
- t = ore del mese comprese nel periodo di climatizzazione [h]
- F_R = fattore di vista tra la volta celeste e la i-esima superficie delimitante la zona climatizzata dall'ambiente esterno [-]
- $\Phi_{r,mn}$ = flusso radiante infrarosso medio tra la volta celeste e la i-esima superficie delimitante la zona climatizzata dall'ambiente esterno [W]
- $Q_{sol,op}$ = radiazione solare sulle componenti opache [kWh]

Il primo termine a secondo membro della (3.6) rappresenta lo scambio termico che avviene tra l'ambiente climatizzato e l'aria esterna per differenza di temperatura.

Il secondo termine rappresenta lo scambio infrarosso tra l'involucro e la volta celeste, calcolato secondo le relazioni:

$$\phi_{r,mn,i} = R_{se,i} * U_i * S_i * hr_i * \Delta \theta_{er} \quad [W] \quad (3.7)$$

- $R_{SE,i}$ = resistenza di scambio convettivo/radiante esterna i-esima superficie esterna [mqK/W]
- U_i = trasmittanza della i-esima superficie esterna [W/mqK]
- S_i = Area della i-esima superficie esterna [mq]
- hr_i = coefficiente di scambio radiante tra la i-esima superficie e la volta celeste [W/mqK]
- $\theta_{\Delta ER}$ = differenza di temperatura media mensile tra la temperatura dell'aria e la temperatura apparente del cielo

$\theta_{\Delta ER}$ si calcola secondo la relazioni:

$$\Delta \theta_{ER} = \theta_E - \theta_{SKY} \quad [^{\circ}C] \quad (3.8)$$

$$\theta_{SKY} = 18 - 51,6 * e^{(-P, J / 1000)} \quad [^{\circ}C] \quad (3.9)$$

Il valore di hr_i si calcola secondo:

$$hr_i = \frac{\epsilon_i * \sigma * (\theta_e + 273^4) - (\theta_{sky} + 273^4)}{(\theta_e - \theta_{sky})} \quad \left[\frac{W}{mqK} \right] \quad (3.10)$$

- ϵ_i = emissività della i-esima superficie, pari a 0,9 componenti opachi e 0,837 per finestrati [-]
- σ = costante di Stefan-Boltzmann [W/m²*K⁴]
- θ_e = temperatura media mensile dell'aria esterna [°C]
- θ_{SKY} = temperatura apparente del cielo, mensile [°C], calcolata secondo la (13), nella quale p_v è il valor medio mensile della pressione parziale del vapor d'acqua nell'aria esterna, espresso in pascal.

Il fattore F_R rappresenta il fattore di vista tra il cielo e la i-esima superficie, definito dalla:

$$F_R = \frac{F_{sh.ob.d.i} * (1 + \cos \Sigma)}{2} \quad [.-.] \quad (3.11)$$

- $F_{sh.ob.d.i}$ = fattore di riduzione per ombreggiatura relativo alla sola radiazione diffusa per la i-esima superficie [-]
- Σ = angolo tra la normale al superficie e il piano orizzontale [°]

Il terzo membro della (3.6) rappresenta la radiazione solare incidente sui componenti opachi dell'involucro, calcolata secondo:

$$Q_{sol.OP} = \sum (F_{sh.ob.i} * \alpha_i * R_{se.i} * U_i * A_i) \quad [kWh] \quad (3.12)$$

- $F_{sh.ob}$ = fattore di ombreggiatura per oggetti [-], calcolato secondo l'appendice D della UNI/TS 11300:2014-1, in funzione della latitudine, del mese e dell'angolo tra la superficie e l'oggetto
- α_i = fattore di assorbimento solare i-esima superficie [-]

Per quanto riguarda le dispersioni per ventilazione, si calcolano, mensilmente:

$$Q_{VE} = H_{VE} * (\theta_I - \theta_E) * t \quad [kWh] \quad (3.13)$$

Per calcolare i valori di Q_{TR} e Q_{VE} è necessario definire il periodo di climatizzazione invernale ed estiva, che viene espresso nella (3.6) e nella (3.13) mediante il parametro t [h], ossia il numero di ore comprese nella stagione di climatizzazione estiva o invernale del mese considerato.

Il procedimento adottato nella normativa, nel caso di valutazioni adattate all'utenza, si rifà al procedimento riportato al punto 7.4.1 della EN-ISO 13790:2008, che è riassumibile nei seguenti passi:

- Calcolo delle dispersioni e dei guadagni/apporti solari e interni, estendendo il periodo di climatizzazione al massimo consentito dalla legge 10 del 9/01/1991 e il DPR 412 del 26/08/1993 e successive modifiche.
- Calcolo dei rapporti mensili tra guadagni/apporti e dispersioni
- Definizione del periodo di climatizzazione effettivo sulla base di tali rapporti

Il procedimento di calcolo del periodo di climatizzazione (estiva e invernale) è riportato al punto 3.6.

I risultati di calcolo relativi alle dispersioni sono rappresentati nella tabelle sottostanti.

DISPERSIONI (STAGIONE RISCALDAMENTO)						
	Htr,adj x $\Delta\theta$ x t	Σ fr x $\Phi_{r,mn}$ x t	Qsol, OP	QH,tr	QH,ve	TOT
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
ottobre	1300	31	11	1320	164	1484
novembre	11954	164	35	12083	1504	13587
dicembre	17685	149	29	17806	2226	20031
gennaio	18305	147	27	18424	2304	20728
febbraio	12804	138	47	12895	1611	14507
marzo	10219	166	71	10314	1286	11600
aprile	2843	80	40	2882	358	3240
STAGIONE	75110	875	261	75725	9453	85178

Tabella 3.8: dispersioni involucro, stagione di riscaldamento

DISPERSIONI (STAGIONE RAFFRESCAMENTO)						
	Htr,adj x $\Delta\theta$ x t	Σ fr x $\Phi_{r,mn}$ x t	Qsol, OP	QC,tr	QC,ve	TOT
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
giugno	259	16	10	265	33	298
luglio	103	191	116	177	13	190
agosto	439	53	29	462	55	518
STAGIONE	801	260	156	905	101	1006

Tabella 3.9: dispersioni involucro, stagione di raffrescamento

3.4) Calcolo dei carichi/apporti interni e solari

3.4.1.) Carichi/apporti sensibili interni

Sono dovuti ad apparecchiature e persone all'interno dell'ambiente climatizzato; per il calcolo sono stati utilizzati i dati ricavati da sopralluoghi.

La dissipazione di energia termica settimanale dovuta alle apparecchiature Q_{APP} si calcola mediante:

$$Q_{APP} = \sum (P_{ELi} * (1 - \eta_i) * n_i * \sum h_{G,i}) \quad \left[\frac{kWh}{settimana} \right] \quad (3.14)$$

- P_{ELi} = potenza elettrica di targa dell'apparecchiatura i-esima [W]
- η_i = rendimento elettrico dell'apparecchiatura i-esima [-]
- n_i = numero di unità presenti dell'apparecchiatura i-esima [-]
- h_{Gi} = ore di accensione giornaliere dell'apparecchiatura i-esima [h]

La quantità di energia termica settimanale dovuta agli occupanti Q_{PER} , a seconda dell'attività svolta, si calcola mediante:

$$Q_{PER} = \sum N_{per} * Q_{MET} * h_G \quad \left[\frac{kWh}{settimana} \right] \quad (3.15)$$

- N_{per} = numero di persone presenti [-]
- Q_{MET} = calore emanato dal singolo occupante, funzione dell'attività svolta [W]
- h_G = ore di presenza

Le tabelle 3.10 - 3.13 mostrano i carichi /guadagni interni dovute ad apparecchiature rilevati da sopralluoghi, suddivisi per tipologia di carico, quindi per locale e numero di ore di accensione giornaliere (profilo settimanale).

La tabella 3.14 riporta i carichi/guadagni dovuti agli occupanti.

La colorazione delle celle ha il seguente significato:

	dato fornito da sopralluoghi
	certificato installatore
	dato stimato

CARICHI/APPORTI INTERNI DA APPARECCHIATURE: ILLUMINAZIONE												
	qtà	potenza elettrica	rendimento	calore	tempo utilizzo							energia dissipata
	[-]	[W]	[-]	[W]	[h/giorno]							[kWh/settimana]
					lunedì	martedì	mercoledì	giovedì	venerdì	sabato	domenica	
Ufficio A	4	36	0,020	141,12	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	5
Ufficio B	4	36	0,020	141,12	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	5
Ufficio C	8	36	0,020	282,24	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	11
Laboratorio A	12	25	0,090	273	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	11
Laboratorio C	2	36	0,020	70,56	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	3
Laboratorio D	2	36	0,020	70,56	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	3
Laboratorio E	4	36	0,020	141,12	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	5
Laboratorio F	10	36	0,020	352,8	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	14
Laboratorio G	4	36	0,020	141,12	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	5
Bagni P1	2	60	0,020	117,6	1	1	1	1	1	0	0	1
Locale stufe	2	36	0,020	70,56	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	3
Spogliatoio	2	36	0,020	70,56	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	3
Locale bilance	1	36	0,020	35,28	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	1
Ripostigli				0								0
Noc 1	7	48	0,613	130,03	24	24	24	24	24	24	24	22
Noc 2	12	48	0,613	222,91	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75	0	0	11
Portineria	2	36	0,020	70,56	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	3
Spogliatoio / docce	15	36	0,020	529,2	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	20
TOT. LUCI												125,31

Tabella 3.10: carichi interni dovuti all'illuminazione

CARICHI/APPORTI INTERNI DA APPARECCHIATURE: PC												
	qtà	potenza elettrica	rendimento	calore	tempo utilizzo							energia dissipata
	[-]	[W]	[-]	[W]	[h/giorno]							[kWh/settimana]
					lunedì	martedì	mercoledì	giovedì	venerdì	sabato	domenica	
Ufficio A	1	250	0,750	62,5	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	2,41
Ufficio B	4	250	0,750	250	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	9,63
Ufficio C	7	250	0,750	437,5	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	16,84
Laboratorio A	1	250	0,750	62,5	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	2,41
Laboratorio C	7	250	0,750	437,5	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	16,84
Laboratorio D	1	250	0,750	62,5	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	2,41
Laboratorio G	2	250	0,750	125	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	4,81
Noc 1	5	250	0,750	313	24	24	24	24	24	24	24	52,5
Noc 2	6	250	0,750	375	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75	0	0	18,28
Portineria	2	250	0,750	125	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	4,81
TOT. PC												130,94

Tabella 3.11: carichi interni dovuti ai PC

CARICHI INTERNI DA APPARECCHIATURE: MONITOR												
	qtà	potenza elettrica	rendimento	calore	tempo utilizzo							energia dissipata
	[-]	[W]	[-]	[W]	[h/giorno]							[kWh/settimana]
					lunedì	martedì	mercoledì	giovedì	venerdì	sabato	domenica	
Ufficio A	3	10	0,900	3	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	0,12
Ufficio B	4	10	0,900	4	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	0,15
Ufficio C	7	10	0,900	7	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	0,27
Laboratorio C	4	10	0,900	4	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	0,15
Laboratorio D	1	10	0,900	1	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	0,04
Ripostigli												
Noc 1	11	20	0,900	22	24	24	24	24	24	24	24	3,7
Noc 2	12	10	0,900	12	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75	0	0	0,59
Portineria	2	10	0,900	2	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	0,08
TOT. MONITOR												5,09

Tabella 3.12: carichi/apporti interni dovuti ai monitor

CARICHI/APPORTI INTERNI DA APPARECCHIATURE: FRIGORIFERI												
	qtà	calore	calore		tempo utilizzo							energia dissipata
	[-]	[W/apparecchio]	[W]		[h/giorno]							[kWh/settimana]
					lunedì	martedì	mercoledì	giovedì	venerdì	sabato	domenica	
Laboratorio A	7	372	2604		24	24	24	24	72	0	0	437,47
Laboratorio F	3	372	1116		24	24	24	24	72	0	0	187,49
Laboratorio G	1	372	372		24	24	24	24	72	0	0	62,5
Noc 2	1	372	372		24	24	24	24	72	0	0	62,5
Spogliatoio / docce	1	372	372									0
TOT. FRIGORIFERI												749,95

Tabella 3.13: carichi/apporti interni dovuti ai frigoriferi per la conservazione dei campioni

CARICHI/APPORTI INTERNI DOVUTI AGLI OCCUPANTI									
	qtà. persone	ore presenza							energia dissipata
	[-]	[-]							[kWh/settimana]
		lunedì	martedì	mercoledì	giovedì	venerdì	sabato	domenica	
Laboratori	11	8,75	8,25	8,25	8,25	5	0	0	25,41
Noc1 giorno	3	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75	12,29
Noc1 notte	1	14,25	14,25	14,25	14,25	14,25	14,25	14,25	5,99
Noc2	8	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75	0	0	23,4
Solo per fare doccia	9	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0	0	1,35
TOT. OCCUPANTI									68,43

Tabella 3.14: carichi/apporti dagli occupanti

Sommando gli apporti delle apparecchiature con quelli degli occupanti, si ottiene un valore di 1080 kWh a settimana, che corrispondono a circa 4320 kWh al mese. Tale dato è costante durante tutto l'anno, poiché sia la presenza delle persone nell'edificio, sia le apparecchiature, non presentano variazioni nel profilo di utilizzo nell'arco dell'anno.

3.4.2) Carichi latenti

Sono dovuti alla presenza di persone e di eventuali apparecchiature che immettono vapore acqueo nell'ambiente climatizzato.

Il carico latente è calcolato con:

$$Q_{LAT} = h_{vap} * \sum_k G_{vap.K} * N_K * h_{G.K} \quad \left[\frac{kWh}{settimana} \right] \quad (3.16)$$

- h_{vap} = entalpia di condensazione/evaporazione dell'acqua [J/kg]
- $G_{vap.K}$ = portata di vapore dovuta alla k-esima persona (funzione dell'attività svolta) o apparecchiatura [grammi/h], ricavata dai prospetti 18 e 19 della UNI TS 11300:2014-1.
- N_K = numero di persone o apparecchiature aventi la medesima G_{vap} [-]
- $h_{G,K}$ = ore totali della settimana nelle quali avviene l'emissione di vapore dalla k-esima sorgente [h]

I valori risultanti sono mostrati in tabella 3.15 e 3.16:

CARICHI INTERNI LATENTI DA OCCUPANTI										
	qtà. persone	ore presenza							entalpia vapore	carico latente
	[-]	[-]					[gvap/h*px]	[gvap/sett]	[J/g]	[kWh/settimana]
		lunedì	martedì	mercoledì	giovedì	venerdì				
Laboratori	11	8,75	8,25	8,25	8,25	5	80	33880	2544	23,942
Noc1 giorno	3	9,75	9,75	9,75	9,75	29,25	65	13308,75	2544	9,405
Noc1 notte	1	14,25	14,25	14,25	14,25	42,75	65	6483,75	2544	4,582
Noc2	8	9,75	9,75	9,75	9,75	9,75	65	25350	2544	17,914
Solo per fare doccia	9	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	65	1462,5	2544	1,034
TOT PERSONE										56,88

Tabella 3.15: carichi latenti dovuti agli occupanti

CARICHI INTERNI LATENTI DA APPARECCHIATURE										
		tempo utilizzo							entalpia vapore	carico latente
		[h/giorno]							[J/g]	[kWh/settimana]
	[gvap/h]	lunedì	martedì	mercoledì	giovedì	venerdì	[gvap/settimana]			
Macchina caffè	650	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	2166,67		2544	1,531

Tabella 3.16: carichi latenti da apparecchiature. Il valore di 0,67 ore al giorno corrisponde ad un utilizzo di 40 minuti al giorno.

Il carico interno latente risulta 58 kWh a settimana, per un valore di circa 232 kWh al mese, anche questo costante lungo tutto l'anno.

3.4.3) Carichi/apporti solari

Sono rappresentati dalla radiazione solare sulle finestre, e calcolati attraverso la relazione; l'indice k è riferito alla k-esima finestra:

$$Q_{SOL} = \sum_k F_{sh.ob.k} * A_{V.k} * F_{sh.gl.k} * (gn.k * F_{w.k})_k * I_m \quad \left[\frac{kWh}{mese} \right] \quad (3.17)$$

- $F_{sh.ob.k}$ = coefficiente che tiene conto delle ostruzioni alla radiazione diretta solare dovute ad oggetti verticali, orizzontali, o ad ostruzioni esterne. Viene ricavato dall'appendice D della UNI/TS 11300-1:2014 per ogni finestra, sulla base di latitudine, orientazione, mese, ed angolo caratteristico tra finestra e ostruzione [-]
- $A_{V.k}$ = area vetrata della finestra [mq]
- $F_{sh.gl.k}$ = coefficiente di ombreggiatura per elementi propri della finestra, secondo il punto 14.3.4 della UNI/TS 11300-1:2014 [-]
- $gn.k$ = g-factor per angolo di incidenza normale, ricavato dal prospetto B.5 [-]
- $F_{w.k}$ = correzione del fattore gn che tiene conto dell'angolo di incidenza effettivo, funzione di orientazione, mese, numero di vetri. Viene ricavato secondo il prospetto 20 del punto 14.3.1 della UNI/TS 11300-1:2014 [-]
- $I_{m.k}$ = radiazione solare media mensile, funzione dell'orientamento e della latitudine, ricavata dalla UNI 10349:2016 [kWh]

I risultati sono riassunti in tabella 3.17 (stagione di riscaldamento) e 3.18 (stagione di raffrescamento).

APPORTI SOLARI SULLE FINESTRE (STAG. RISCALDAMENTO)							
	[kWh/mese]						
	ottobre	novembre	dicembre	gennaio	febbraio	marzo	aprile
Finestra generica P1, NO	0,78	2,05	1,64	1,75	3,08	5,23	3,61
Finestra generica P1, NE	0,18	0,83	0,64	0,69	1,31	1,8	1,15
Finestra generica P1,SE	0,3	1,02	0,88	0,75	1,24	1,55	0,77
Finestra generica P1,SO	0,53	4,59	2,95	2,96	3,55	3,77	1,8
Finestra bagno P1	0,04	0,21	0,15	0,17	0,32	0,44	0,28
Finestra veranda	0,09	0,3	0,27	0,27	0,37	0,46	0,23
Finestra locale stufe	0,76	2,61	2,29	2,31	3,23	4,05	2,05
Porta portineria	2,07	5,65	4,47	4,71	8,28	13,3	8,64
Finestra noc	0,28	1,6	1,18	1,32	2,41	3,29	2,03
Finestra PT ovest	0,02	0,32	0,73	0,74	0,9	0,99	0,47
Finestra nord portineria	0,24	0,65	0,52	0,54	0,96	1,54	1
Finestra noc a nastro	0,07	0,42	0,3	0,34	0,62	0,8	0,47
Porta ingresso nord	0,79	2,14	1,69	1,8	3,13	5,03	3,31
Totale finestre	6,15	22,38	17,72	18,34	29,39	42,24	25,82

Tabella 3.17: apporti solari stagione di riscaldamento

CARICHI SOLARI SULLE FINESTRE (STAG. RAFFRESCAMENTO)			
	[kWh/mese]		
	giugno	luglio	agosto
Finestra generica P1, NO	0,98	10,93	2,6
Finestra generica P1, NE	0,29	3,31	0,78
Finestra generica P1,SE	0,19	2,07	0,49
Finestra generica P1,SO	0,32	3,42	1,03
Finestra bagno P1	0,07	0,81	0,19
Finestra veranda	0,06	0,61	0,14
Finestra locale stufe	0,51	5,58	1,3
Porta portineria	1,81	26,05	6,1
Finestra noc	0,5	5,69	1,36
Finestra PT ovest	0,08	0,88	0,27
Finestra nord portineria	0,21	3,13	0,7
Finestra noc a nastro	0,12	1,33	0,32
Porta ingresso nord	0	0	0
Totale finestre	5,14	63,81	15,28

Tabella 3.18: carichi solari stagione di raffrescamento

Le tabelle 3.19 e 3.20 riassumono i risultati relativi ai carichi/apporti sensibili (interni e solari).

STAGIONE DI RISCALDAMENTO: APPORTI GLOBALI SENSIBILI					
APPORTI INTERNI					
[kWh/mese]					
ottobre	novembre	dicembre	gennaio	febbraio	marzo
845	4319	4319	4319	4319	4319
RADIAZIONE SULLE FINESTRE					
[kWh/mese]					
ottobre	novembre	dicembre	gennaio	febbraio	marzo
6,15	22,38	17,72	18,34	29,39	42,24
TOTALE					
[kWh/mese]					
ottobre	novembre	dicembre	gennaio	febbraio	marzo
852	4341	4337	4337	4348	4361

Tabella 3.19 apporti sensibili totali, stagione di riscaldamento

STAGIONE DI RAFFRESCAMENTO CARICHI GLOBALI SENSIBILI		
CARICHI INTERNI		
[kWh/mese]		
giugno	luglio	agosto
395	4319	1197
RADIAZIONE SULLE FINESTRE		
[kWh/mese]		
giugno	luglio	agosto
5,14	63,21	15,28
CARICHI TOTALI		
[kWh/mese]		
giugno	luglio	agosto
400	4382	1212

Tabella 3.20: carichi sensibili totali, stagione di raffrescamento

3.5) Calcolo del fattore di utilizzo degli apporti/dispersioni

Nelle relazioni per il calcolo del fabbisogno di energia utile compare il coefficiente η , ossia il coefficiente di utilizzo dei guadagni/delle dispersioni termiche. E' funzione del rapporto guadagni/dispersioni γ e della costante di tempo τ , dalla quale dipende il termine a :

$$\eta_H = \frac{1 - (\gamma_H)^{a_H}}{(1 - \gamma_H)^{a_H + 1}} \quad [.-.] \quad (3.18)$$

$$\eta_C = \frac{1 - (\gamma_C)^{a_C}}{(1 - \gamma_C)^{a_C + 1}} \quad [.-.] \quad (3.19)$$

Con γ_H e γ_C definiti dalle relazioni (3.20) e (3.21), calcolati per ogni mese della stagione di climatizzazione:

$$\gamma_H = \frac{QH_{GAINS}}{QH_{LS}} \quad [.-.] \quad (3.20)$$

$$\gamma_C = \frac{QC_{GAINS}}{QC_{LS}} \quad [.-.] \quad (3.21)$$

$$a_H = a_{H.0} + \frac{\tau}{\tau_{H.0}} \quad [.-.] \quad (3.22)$$

$$a_C = a_{C.0} + \frac{\tau}{\tau_{C.0}} - k * \left(\frac{A_F}{A_{CLIM}} \right) \quad [.-.] \quad (3.23)$$

- τ : costante di tempo della struttura [h]
- $a_{H.0}$: costante, assumibile pari a 1 per il calcolo su base mensile
- $\tau_{H.0}$: costante, assumibile pari a 15 [h] per il calcolo su base mensile
- $a_{C.0}$: costante, assumibile pari a 8,1 per il calcolo su base mensile
- $\tau_{C.0}$: costante, assumibile pari a 17 [h] per il calcolo su base mensile
- k : costante, assumibile pari a 13 per il calcolo su base mensile
- A_F : area finestrata dell'involucro [mq]
- A_{CLIM} : area climatizzata [mq]

La costante di tempo τ della struttura viene definita dalla relazione:

$$\tau = \frac{C_m/3600}{H} \quad [h] \quad (3.24)$$

Dove H è il coefficiente di dispersione globale espresso in $[W/K]$, C_m è la capacità termica della struttura, espressa in $[J/K]$ e calcolata secondo il punto 12.3.1.1 della ISO 13790:2008, che a sua volta richiama la ISO 13786:2007. Il valore ricavato di τ , applicando tale procedimento, è pari a 55 [h].

La figura 3.1 illustra il significato del parametro η_H : esso rappresenta la capacità della struttura di utilizzare i guadagni termici per diminuire il fabbisogno di calore nella stagione di riscaldamento.

All'aumentare del rapporto tra guadagni e dispersioni (parametro γ_H), diminuisce la quota di calore data dai guadagni che effettivamente diminuisce il fabbisogno di energia, perché una parte di essa va invece ad aumentare la temperatura dell'ambiente riscaldato al di sopra della temperatura di set-point, aumentando così le dispersioni verso l'esterno.

La figura 3.2 illustra il significato del parametro η_C : esso rappresenta la capacità della struttura di utilizzare le dispersioni termiche per diminuire il fabbisogno di calore (da asportare) nella stagione di raffrescamento.

All'aumentare del rapporto tra guadagni e dispersioni (parametro γ_C), diminuisce la quota di calore data dalle dispersioni che effettivamente diminuisce il fabbisogno di energia, perché una parte di essa va invece a diminuire la temperatura dell'ambiente raffrescato al di sotto della temperatura di set-point.

La tabelle 3.21 e 3.22 riportano i valori di η_H e η_C mensili, calcolati secondo le relazioni (3.20) e (3.21).

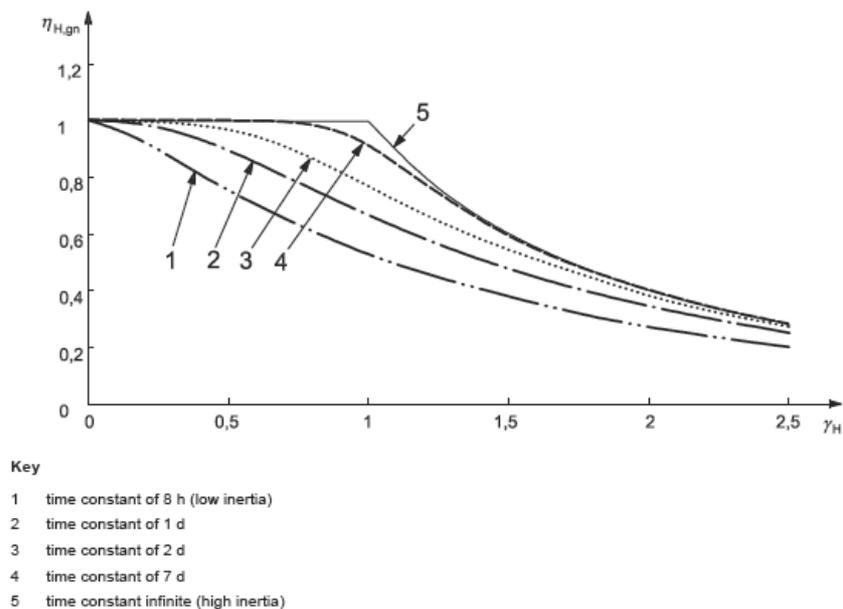


Figura 3.1: andamento del rendimento dei guadagni termici in funzione del rapporto apporti/dispersioni e della costante di tempo della struttura

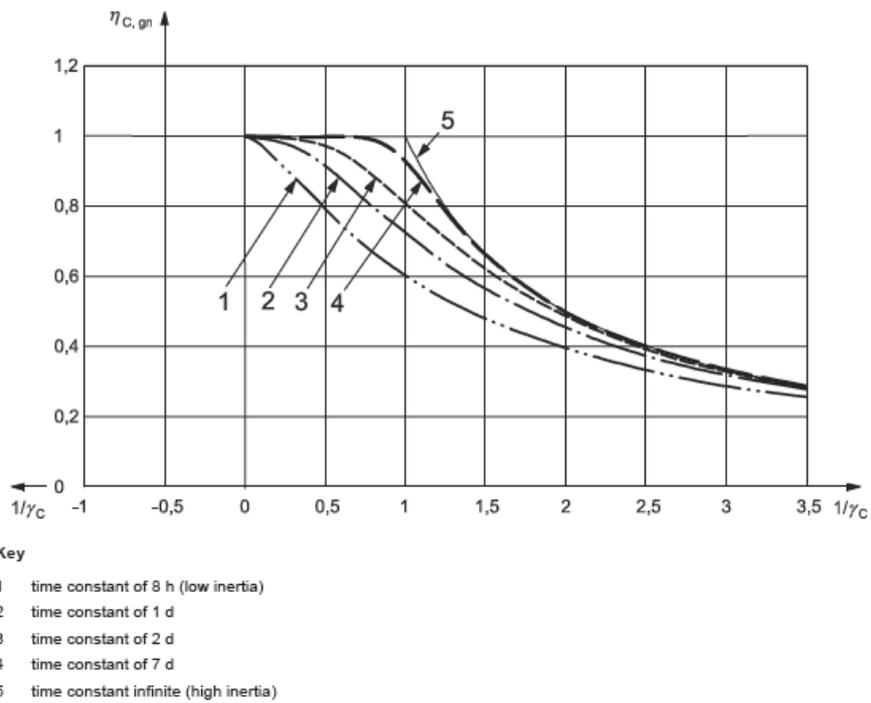


Figura 3.2: andamento del rendimento di utilizzo delle dispersioni termiche in funzione del rapporto apporti/dispersioni e della costante di tempo della struttura

FATTORE DI UTILIZZO GUADAGNI								
		ottobre	novembre	dicembre	gennaio	febbraio	marzo	aprile
γ_H	[-]	0,574	0,320	0,216	0,209	0,300	0,376	0,651
η_H	[-]	0,967	0,997	0,999	0,999	0,997	0,993	0,948

Tabella 3.21: rendimento di utilizzo mensile dei guadagni termici

FATTORE UTILIZZO DISPERSIONI				
		giugno	luglio	agosto
$1/\gamma_c$	[-]			
η_c	[-]	0,985	1,000	1,000

Tabella 3.22: rendimento di utilizzo mensile delle dispersioni termiche

3.6) Calcolo dei periodi di climatizzazione estiva e invernale

Per valutazioni di tipo A3, le durate dei periodi di climatizzazione invernale ed estiva devono essere calcolate sulla base dei dati climatici reali. La diagnosi in questione si basa sui dati climatici degli ultimi tre anni (dal 2015 al 2017).

A tal fine, la norma richiama il metodo (b) definito dal p.to 7.4 della ISO 13790:2008.

Tale metodo richiede di eseguire un calcolo iniziale estendendo la stagione di riscaldamento al massimo periodo consentito, calcolando il valore dei rapporti γ per ogni mese, e in funzione di essi definire le frazioni di ciascun mese dell'anno compreso nella stagione.

3.6.1) Calcolo del periodo di climatizzazione invernale

Si esegue un calcolo iniziale estendendo il periodo di riscaldamento al massimo periodo ammissibile secondo la legge 10 del 9 gennaio 1991 e il Dpr 412 del 26 agosto 1993, che ne limitano la durata in funzione della zona termica. Il comune di Verona si trova in zona climatica E, quindi il massimo periodo va da 15 di ottobre al 15 di aprile.

Per ogni mese, si calcolano le dispersioni dell'involucro e i guadagni interni e solari.

Si calcolano i valori di γ_H per ogni mese, e all'inizio (alla fine) di ogni mese, facendo la media tra il valore del mese considerato e quello del mese precedente (successivo). Di questi due valori, il maggiore viene definito γ_{H2} , il minore γ_{H1} .

Si calcola il parametro γ_{HLIM} :

$$\gamma_{HLIM} = \frac{a_H + 1}{a_H} \quad [.-.] \quad (3.25)$$

Con a_H definito precedentemente.

Per ciascun mese in funzione dei valori di γ_{H1} e γ_{H2} , si determina il fattore f_H , definito come il rapporto tra le ore del mese comprese nella stagione di riscaldamento e le ore del mese totali, secondo la seguente logica:

- i. Se $\gamma_{H2} < \gamma_{HLIM}$, tutto il mese è compreso nella stagione di riscaldamento ($f_H=1$)
- ii. Se $\gamma_{H1} > \gamma_{HLIM}$, tutto il mese è escluso dalla stagione di riscaldamento ($f_H=0$)

Se le condizioni i e ii sono in contrasto tra di loro:

$\gamma_H > \gamma_{HLIM}$:

$$f_H = 0,5 * \left(\frac{\gamma_{HLIM} - \gamma_{H1}}{\gamma_H - \gamma_{H1}} \right) \quad (3.26)$$

$\gamma_H < \gamma_{HLIM}$:

$$f_H = 0,5 * \left(\frac{\gamma_{HLIM} - \gamma_H}{\gamma_{H2} - \gamma_H} \right) \quad (3.27)$$

3.6.2) Calcolo periodo climatizzazione estiva

Il procedimento è simile a quello per il calcolo del periodo di riscaldamento effettuato al punto precedente.

Si estende il periodo di raffrescamento a tutti i mesi esclusi dalla climatizzazione invernale e per ciascuno di essi, si calcolano le dispersioni dell'involucro e i carichi interni e solari.

Si calcolano i valori di $1/\gamma_C$ per ogni mese, e all'inizio (alla fine) di ogni mese, facendo la media tra il valore del mese considerato e quello del mese precedente (successivo). Di questi due valori, il maggiore viene definito $(1/\gamma_C)_2$, il minore $(1/\gamma_C)_1$.

Si calcola il parametro $(1/\gamma_C)_{LIM}$:

$$(1/\gamma_C)_{lim} = \frac{a_C + 1}{a_C} \quad [.-.] \quad (3.28)$$

Dove a_C è calcolato secondo la (3.23).

Per ciascun mese in funzione dei valori di $(1/\gamma_C)_1$ e $(1/\gamma_C)_2$, si determina il fattore f_C , definito come il rapporto tra le ore del mese comprese nella stagione di raffrescamento e le ore del mese totali, secondo la seguente logica:

- i. Se $(1/\gamma_C)_2 < (1/\gamma_C)_{LIM}$, tutto il mese è compreso nella stagione di raffrescamento ($f_C = 1$)
- ii. Se $(1/\gamma_C)_1 > (1/\gamma_C)_{LIM}$, tutto il mese è escluso dalla stagione di raffrescamento ($f_C = 0$)

Se le condizioni i e ii sono in contrasto tra di loro:

$(1/\gamma_C) > (1/\gamma_C)_{LIM}$:

$$f_C = 0,5 * \left(\frac{(1/\gamma_C)_{lim} - (1/\gamma_C)_1}{(1/\gamma_C) - (1/\gamma_C)_1} \right) \quad (3.29)$$

$(1/\gamma_C) < (1/\gamma_C)_{LIM}$:

$$f_C = 0,5 * \left(\frac{(1/\gamma_C)_{lim} - (1/\gamma_C)_2}{(1/\gamma_C)_2 - (1/\gamma_C)} \right) \quad (3.30)$$

La figura 3.3 mostra i risultati del calcolo.

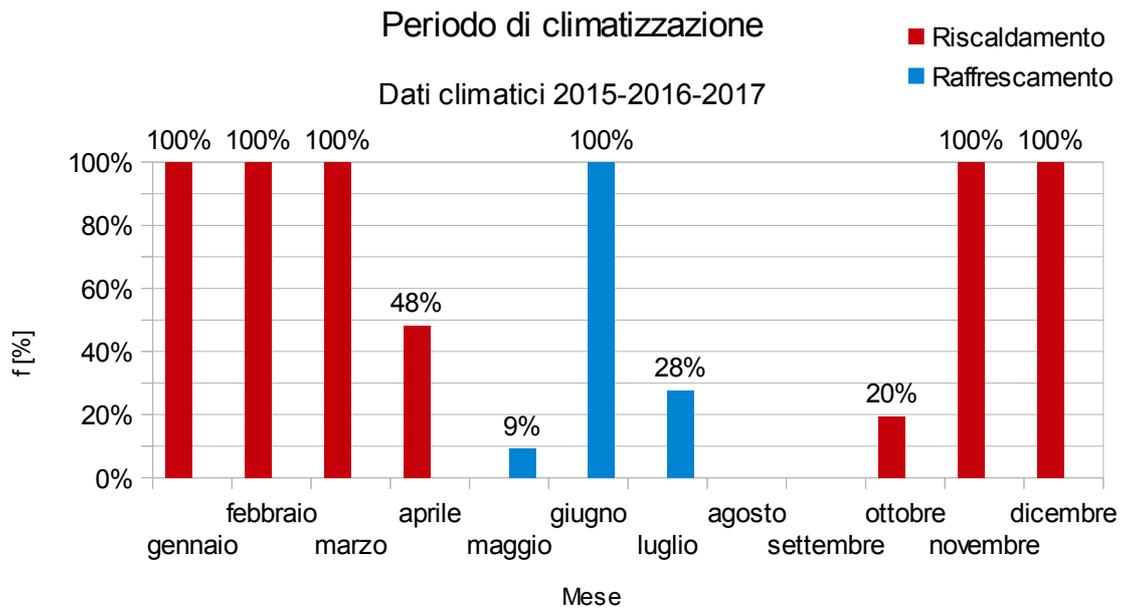


Figura 3.3: periodi di riscaldamento e raffrescamento

3.7) Calcolo del fabbisogno di energia utile per riscaldamento, raffrescamento e acqua calda sanitaria

A partire dai risultati ottenuti finora, è possibile stimare il fabbisogno di energia utile, ossia l'energia che deve essere fornita/sottratta all'ambiente climatizzato per mantenere in esso un preciso valore di set point.

Tale fabbisogno si distingue dal fabbisogno di energia finale perché considera solo la prestazione dell'involucro senza considerare le perdite delle quali gli impianti sono sede.

3.7.1) Energia utile per servizio di riscaldamento

Sulla base dei risultati finora, è possibile calcolare il fabbisogno di energia utile per il riscaldamento QH_{nd} , applicando la formula seguente su base mensile:

$$QH_{nd} = (QH_{TR} + QH_{VE}) - \eta * (Q_{SOL} + Q_I) \quad \left[\frac{kWh}{mese} \right] \quad (3.31)$$

- QH_{TR} = dispersioni mensili per trasmissione [kWh]
- QH_{VE} = dispersioni mensili per ventilazione [kWh]
- Q_{SOL} = energia radiante mensile sulle chiusure opache [kWh]
- Q_I = guadagni interni mensili [kWh]
- η = rendimento di utilizzo dei guadagni interni e solari [-]

FABBISOGNO DI ENERGIA UTILE RISCALDAMENTO	
	[kWh/mese]
ottobre	661
novembre	9260
dicembre	15698
gennaio	16393
febbraio	10169
marzo	7268
aprile	1240

Tabella 3.23: fabbisogno di energia utile riscaldamento

3.7.2) Energia utile per servizio di raffrescamento

Per il fabbisogno utile di raffrescamento, è necessario distinguere tra fabbisogno sensibile e latente.

Il fabbisogno utile sensibile QC_{nd} è immediatamente calcolabile mediante l'espressione:

$$QC_{nd} = (Q_{SOL} + Q_I) - \eta * (QC_{TR} + QC_{VE}) \quad \left[\frac{kWh}{mese} \right] \quad (3.32)$$

- QC_{TR} = dispersioni mensili per trasmissione [kWh]
- QC_{VE} = dispersioni mensili per ventilazione [kWh]
- Q_{SOL} = energia radiante mensile sulle chiusure opache [kWh]
- Q_I = carichi interni mensili [kWh]
- η = rendimento di utilizzo delle dispersioni [-]

Il fabbisogno latente è calcolato sommando i carichi latenti interni (persone, apparecchiature) all'umidità entrante dall'esterno dovuta alla ventilazione naturale. La componente dovuta all'infiltrazione dall'esterno è data da:

$$Q_{LAT.esterno} = n * V * \rho * (x_E - x_I) * q_{LAT} * t \quad \left[\frac{kWh}{mese} \right] \quad (3.33)$$

- n = tasso ricambio aria [Vol/h]
- V = volume netto climatizzato [mc]
- ρ = densità dell'aria [kg/mc]
- x_E = umidità specifica media mensile esterna [g_{VAP}/kg_{AS}]
- x_I = umidità specifica mensile dell'ambiente climatizzato [g_{VAP}/kg_{AS}]
- q_{LAT} = calore latente di vaporizzazione/condensazione del vapor d'acqua [J/kg]
- t = ore mensili in cui è attivo l'impianto di deumidificazione [h]

La componente dovuta ai carichi interni è espressa nelle tabelle 3.15 e 3.16.

Il valore dell'umidità specifica interna è calcolato sulla base delle condizioni di set-point estive, ossia 26 [°C] di temperatura e 50 % di umidità relativa.

La tabella 3.24 mostra il fabbisogno latente mensile

FABBISOGNO DI ENERGIA UTILE LATENTE		
	APPORTI INTERNI	INFILTRAZIONE
[kWh/mese]		
giugno	23	677
luglio	259	1383
agosto	72	1022

Tabella 3.24: fabbisogno latente mensile

La tabella 3.25 illustra il fabbisogno di energia utile per raffrescamento, scomposto in sensibile e latente.

FABBISOGNO DI ENERGIA UTILE RAFFRESCAMENTO			
	SENSIBILE	LATENTE	TOTALE
[kWh/mese]			
giugno	102	700	802
luglio	4128	1641	5769
agosto	679	1094	1773

Tabella 3.25: fabbisogno di energia utile estivo

3.7.3) Energia utile per servizio di acqua calda sanitaria

Si calcola mediante l'espressione:

$$Q_{ACS} = \rho * V_G * c_p * (\theta_{ER} - \theta_0) * G \quad \left[\frac{kWh}{mese} \right] \quad (3.32)$$

- ρ = densità dell'acqua, assunta 1000 [kg/mc]
- V_G = volume di acqua calda sanitaria giornaliero [mc]
- c_p = calore specifico dell'acqua, assunto pari a 4186 [J/kgK]
- θ_{ER} = temperatura di erogazione dell'acs [°C]
- θ_0 = temperatura media annuale dell'acqua prelevata dall'acquedotto [°C]
- G = numero di giorni del mese considerato [-]

I due parametri da determinare sono quindi la temperatura di erogazione e il volume giornaliero.

Dai sopralluoghi effettuati, risulta che il consumo di acqua calda sanitaria della palazzina è dato da:

- Apparecchi in tipologia e quantità mediamente riscontrabili negli uffici (lavandini nei bagni, ecc.)
- Docce

Per la prima componente si è deciso di stimare un volume giornaliero sulla base del p.to 7.3.1 della UNI/TS 13300:2914-2:

$$V_{G.uffici} = a * S \quad \left[\frac{mc}{giorno} \right] \quad (3.33)$$

- a = parametro fornito dalla normativa, pari a 0,2 per uffici [m/giorno]

- S = superficie climatizzata

Per il consumo dovuto alle docce, è stato eseguito un calcolo sulla base dei dati ricavati da sopralluoghi:

- Numero di docce giornaliere: 9
- Portata erogatori: 12 [lt/min]
- Temperatura erogazione: 55 nei mesi invernali, 45 in quelli estivi[°C]
- Durata media doccia: 15 [min]

Si è quindi stimata un volume giornaliero di acs per uso doccia:

$$V_{G.docce} = \frac{V_{ER} * t * N}{1000} = \left[\frac{mc}{giorno} \right] \quad (3.34)$$

- V_{ER} = portata erogatori [litri/minuto]
- t = durata media doccia [min]
- N = numero docce giornaliere [-]

Sommando $V_{G.uffici}$ e $V_{G.docce}$ si ottiene il volume giornaliero di acs, ed applicando la (35) si ottiene il fabbisogno di energia utile per tale servizio.

I risultati sono mostrati nella tabella 3.26.

FABBISOGNO DI ENERGIA UTILE PER ACS					
	$V_{G.docce}$	$V_{G.uffici}$	V_G	θ_{ER}	Q_{ACS}
	[mc/giorno]	[mc/giorno]	[mc/giorno]	[°C]	[kWh/mese]
gennaio	1,62	0,13	1,75	55	2632
febbraio	1,62	0,13	1,75	55	2378
marzo	1,62	0,13	1,75	55	2632
aprile	1,62	0,13	1,75	55	2547
maggio	1,62	0,13	1,75	45	2004
giugno	1,62	0,13	1,75	45	1939
luglio	1,62	0,13	1,75	45	2004
agosto	1,62	0,13	1,75	45	1939
settembre	1,62	0,13	1,75	45	1939
ottobre	1,62	0,13	1,75	55	2632
novembre	1,62	0,13	1,75	55	2547
dicembre	1,62	0,13	1,75	55	2632

Tabella 3.26: fabbisogno mensile di energia utile per acqua calda sanitaria

Il grafico in figura 3.4 riassume i risultati ottenuti relativamente al fabbisogno di energia utile per i servizi di

climatizzazione; i grafici in figura 3.5, 3.6, 3.7 mostrano invece l'andamento dei fabbisogni mensili nel corso dell'anno.



Figura 3.4: energia utile stagionale per servizi di climatizzazione

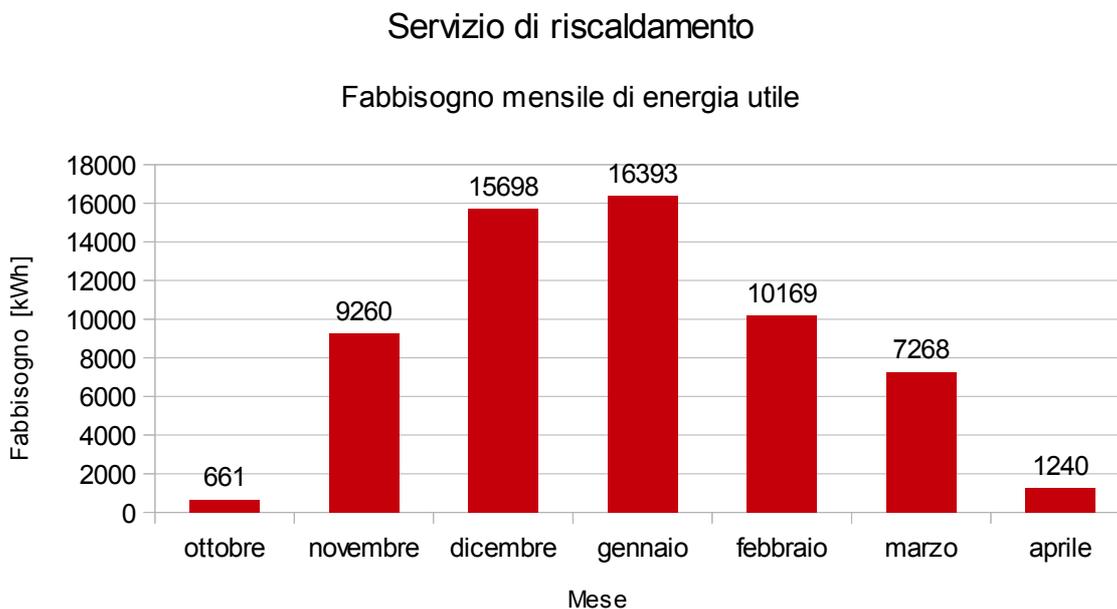


Figura 3.5: energia utile stagionale per servizio di riscaldamento

Servizio di raffrescamento estivo

Fabbisogno mensile di energia utile

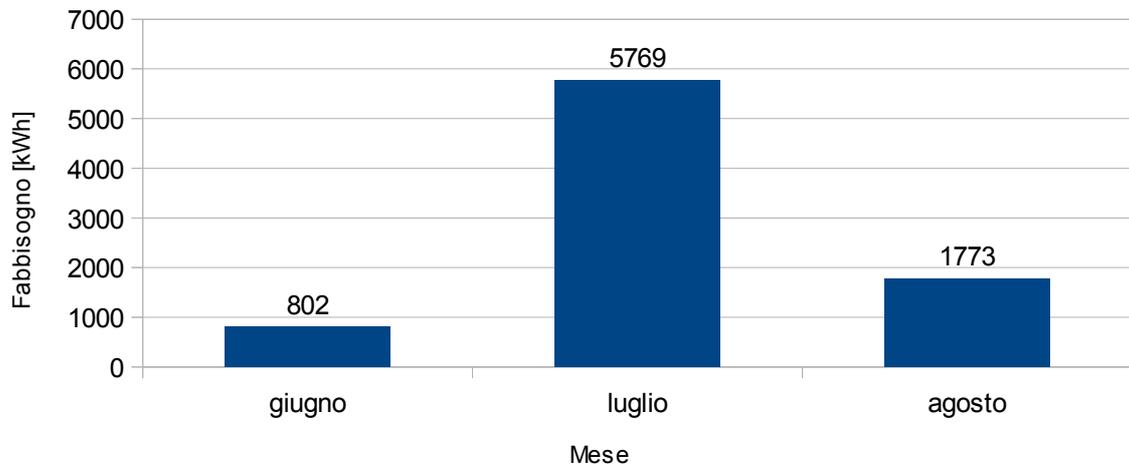


Figura 3.6: energia utile stagionale per servizio di raffrescamento

Servizio di acqua calda sanitaria

Fabbisogno mensile di energia utile

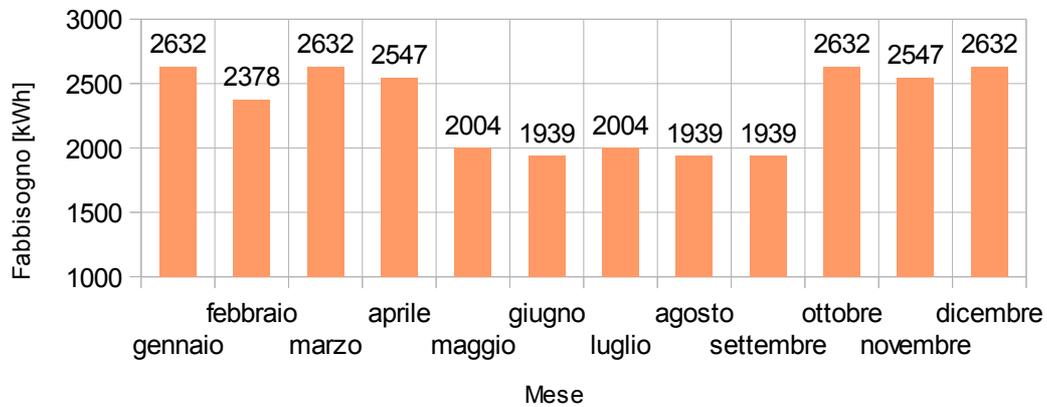


Figura 3.7: energia utile stagionale per servizio di acqua calda sanitaria

3.8) Calcolo del fabbisogno di energia finale e primaria per riscaldamento, raffrescamento e acqua calda sanitaria

Il fabbisogno di energia utile (per ciascun servizio) calcolato al punto precedente non tiene in considerazione le dissipazioni di energia termica di cui l'impianto è sede; inoltre, non considera i fabbisogni elettrici degli ausiliari.

La somma dei fabbisogni di energia utile, delle dispersioni dell'impianto e dell'energia elettrica ausiliaria, costituisce l'energia finale richiesta da ciascun servizio. Tale valore, corretto mediante opportuni coefficienti di conversione (forniti dal GSE) dipendenti dai vettori utilizzati, rappresenta l'energia primaria.

La valutazione delle dispersioni dell'impianto e dei fabbisogni di energia elettrica ausiliaria è stata eseguita secondo la parte 2 della UNI/TS 11300:2014. Nel presente paragrafo 3.8, ogni qualvolta si utilizzi il termine "normativa", si intende quest'ultima. Tale norma suddivide l'impianto complessivo in quattro sottosistemi, e per ciascuno di essi fornisce metodi per determinarne le perdite, in funzione della tipologia e delle caratteristiche, oltre ai consumi degli eventuali elettrici.

Il dato fornito dalla normativa è un rendimento, definito come rapporto tra l'energia erogata in uscita dal sottosistema e l'energia assorbita in ingresso.

Per ogni sottosistema x , dedicato al servizio y , l'energia termica assorbita in ingresso $Q_{I,x,y}$ è data da:

$$Q_{I,x,y} = Q_{OUT,x,y} + Q_{Losses,x,y} \quad [kWh] \quad (3.35)$$

- $Q_{OUT,x,y}$: energia termica che il sottosistema x deve erogare in uscita [kWh]
- $Q_{LOSSES,x,y}$: perdite di energia termica del sottosistema [kWh]

Nell'espressione non compare il recupero di energia termica per effetto Joule dagli ausiliari elettrici, questo perché la normativa prescrive di porlo pari a zero nel caso in cui i rendimenti dei sottosistemi vengano calcolati da prospetto (come è stato fatto) e non con metodo analitico.

Quindi le perdite $Q_{LOSSES,x,y}$ del sottosistema x , dedicato al servizio y , si ricavano a partire dal rendimento relativo a quel sottosistema:

$$Q_{Losses,x,y} = Q_{OUT,x,y} * \frac{(1-\eta_{x,y})}{\eta_{x,y}} \quad [kWh] \quad (3.36)$$

- $\eta_{x,y}$: rendimento del sottosistema x dedicato al servizio y [-]

Per ogni servizio e ogni relativo sottosistema, i rendimenti e l'energia elettrica degli ausiliari sono stati valutati secondo il punto seguente.

3.8.1) Energia finale e primaria per servizio di riscaldamento

3.8.1.1) Sottosistema di emissione

Il sottosistema di emissione principale è costituito da termosifoni alimentati dalla rete idronica.

Il rendimento è stato calcolato secondo il prospetto 17 della normativa, riportato in figura 3.8.

Da tale prospetto, si ricava un rendimento pari a 0,93. Il prospetto 36 fornisce invece il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari, che naturalmente per radiatori risulta essere nullo.

55

prospetto 17 Rendimenti di emissione in locali con altezza fino a 4 m			
Tipologia di terminale	Carico termico medio annuo ^{a)} [W/m ³]		
	≤ 4	4-10	>10
Radiatori su parete esterna isolata ^{*)}	0,98	0,97	0,95
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 annegati a pavimento	0,99	0,98	0,97
Pannelli annegati a soffitto	0,97	0,95	0,93
Pannelli a parete	0,97	0,95	0,93
Riscaldatori ad infrarossi	0,99	0,98	0,97

a) Il carico termico medio annuo espresso in W/m³ è ottenuto dividendo il fabbisogno annuo di energia termica utile espresso in Wh, calcolato secondo la UNI/TS 11300-1, per il tempo convenzionale di esercizio dei terminali di emissione, espresso in ore, e per il volume lordo riscaldato del locale o della zona espresso in metri cubi.

*) Il rendimento indicato è riferito ad una temperatura di mandata dell'acqua minore o uguale a 55 °C. Per temperatura di mandata dell'acqua di 85 °C il rendimento decrementa di 0,02 e per temperature di mandata comprese tra 55 e 85 °C si interpola linearmente. Per parete riflettente, si incrementa il rendimento di 0,01. In presenza di parete esterna non isolata ($U > 0,8 \text{ W/m}^2 \text{ K}$) si riduce il rendimento di 0,04.

***) I consumi elettrici non sono considerati e devono essere calcolati separatamente. Il valore di rendimento riportato in tabella tiene già conto del recupero dell'energia elettrica, che quindi deve essere calcolata solo ai fini della determinazione del fabbisogno di energia ausiliaria e non dell'eventuale recupero.

****) Per quanto riguarda i sistemi di riscaldamento ad aria calda i valori si riferiscono a impianti con:

- bocchette o diffusori correttamente dimensionati in relazione alla portata e alle caratteristiche del locale;
- corrette condizioni di funzionamento (generatore di taglia adeguata, corretto dimensionamento della portata di aspirazione);
- buona tenuta all'aria dell'involucro e della copertura.

La distribuzione con bocchette di mandata in locali di altezza maggiore di 4m non è raccomandata. In presenza di tale situazione e qualora le griglie di ripresa dell'aria siano posizionate ad un'altezza non maggiore di 2 metri rispetto al livello del pavimento è opportuno un controllo della stratificazione.

Figura 3.8: prospetto 17 da UNI/TS 11300:2014-2

3.8.1.2) Sottosistema di regolazione

La regolazione avviene con sonda climatica. Il rendimento è stato calcolato secondo il prospetto 20 della normativa, riportato in figura 3.9. Si ricava un valore di 0,94. Per quanto riguarda il fabbisogno di energia elettrica ausiliaria, viene considerato nullo, secondo il punto 8.1.3 della normativa.

Figura 3.8: prospetto 20 da UNI/TS 11300:2014-2

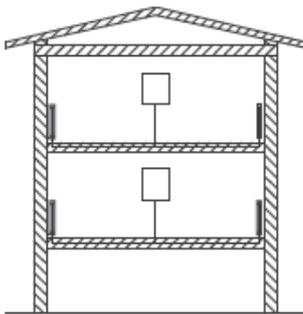
Rendimenti di regolazione

Tipo di regolazione	Caratteristiche della regolazione	Sistemi a bassa inerzia termica	Sistemi ad elevata inerzia termica	
		Radiatori, convettori, strisce radianti ed aria calda	Pannelli integrati nelle strutture edilizie e disaccoppiati termicamente	Pannelli annessi alle strutture edilizie e non disaccoppiati termicamente
Solo Climatica (compensazione con sonda esterna) $K - (0,6 \eta_u \gamma)^{a)}$		K = 1	K = 0,98	K = 0,94
Solo di zona	On-off	0,93	0,91	0,87
	P banda prop. 2 °C	0,94	0,92	0,88
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,95	0,91
	P banda prop. 0,5 °C	0,98	0,96	0,92
	PI o PID	0,99	0,97	0,93
Solo per singolo ambiente	On off	0,94	0,92	0,88
	P banda prop. 2 °C	0,95	0,93	0,89
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 0,5 °C	0,99	0,98	0,96
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
Zona + climatica	On off	0,96	0,94	0,92
	P banda prop. 2 °C	0,96	0,95	0,93
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,96	0,94
	P banda prop. 0,5 °C	0,98	0,97	0,95
	PI o PID	0,995	0,98	0,96
Per singolo ambiente + climatica	On off	0,97	0,95	0,93
	P banda prop. 2 °C	0,97	0,96	0,94
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
	P banda prop. 0,5 °C	0,99	0,98	0,96
	PI o PID	0,995	0,99	0,97
a) γ rapporto tra apporti e dispersioni definito nella UNI/TS 11300-1; η_u fattore di utilizzo degli apporti definito nella UNI/TS 11300-1.				
Nota 1 Nel caso di assenza di regolazione della temperatura ambiente (solo termostato di caldaia), ai soli fini di valutazione dei miglioramenti dell'efficienza energetica, si possono utilizzare i valori della regolazione 'solo climatica' con una penalizzazione di 0,05 sul rendimento.				
Nota 2 Per quanto riguarda le funzioni di regolazione contenute nella UNI EN 15232:2012 prospetto 2 punto 1.1, il tipo di regolazione "solo climatica" (compensazione con sonda esterna), nel caso di assenza di regolazione della temperatura ambiente (solo termostato di caldaia) corrisponde alla funzione 0 "No automatic control", mentre nel caso di presenza della compensazione con sonda esterna corrisponde alla funzione 1 "central automatic control". Le funzioni 2,3,4 contenute nello stesso punto "Individual room control", "Individual room control with communication" e "Individual room control with communication and presence control" fanno riferimento alle tipologie di regolazione di zona e singolo ambiente, così come previsto dalla stessa UNI EN 15232:2012 prospetto 2 punto 1.5.				
Nota 3 La norma UNI EN 215 sulle valvole termostatiche fornisce indicazioni sulle definizioni di banda proporzionale indicate nel prospetto.				

3.8.1.3) Sottosistema di distribuzione

Sul layout e l'isolamento dell'impianto di distribuzione non è stato possibile reperire dati precisi, dunque si è deciso di utilizzare i valori forniti dal prospetto 21 (figura 19) della normativa, ipotizzando un impianto a collettori con isolamento non conforme ai dettami del DPR 412/93 (l'impianto è risalente agli anni 80). Si ricava un valore pari a 0,93. Il fabbisogno degli ausiliari elettrici è stato stimato moltiplicando la potenza dei circolatori (75 [W]) per un tempo di accensione dell'impianto di riscaldamento di 8 ore al giorno, essendo mediamente 8 le ore di occupazione giornaliera della palazzina.

prospetto 21 **Impianti di riscaldamento autonomi**



1. Impianti autonomi con generatore unifamiliare in edificio condominiale	Isolamento della rete di distribuzione orizzontale	
	A	E
I valori sono applicabili solo qualora le tubazioni corrano interamente all'interno della zona riscaldata, come nel caso di generatore interno all'appartamento		
Impianto autonomo a piano intermedio	0,99	0,99
Impianto autonomo a piano terreno su ambienti non riscaldati e terreno con distribuzione monotubo	0,96	0,95
Impianto autonomo a piano terreno su ambienti non riscaldati e terreno con distribuzione a collettori	0,94	0,93

Nota È escluso il caso su esterno o su pilotis; in tali casi si ricorra a metodi analitici.

Figura 3.9: prospetto 21 da UNI/TS 11300:2014-2

3.8.1.4) Sottosistema di generazione ed energia finale per riscaldamento

L'impianto principale di generazione è costituito dalla caldaia a gas naturale. Il valore di rendimento è stato calcolato secondo il prospetto 25. Si ricava un valore di 0,88.

Il fabbisogno degli ausiliari elettrici è stato stimato moltiplicando la potenza degli ausiliari della caldaia (30 [W]) per un tempo di accensione dell'impianto di riscaldamento di 8 ore al giorno, essendo mediamente 8 le ore di occupazione giornaliera della palazzina.

Generatori di calore atmosferici tipo B classificati ** (2 stelle)

Valore di base	F1			F2	F3	F4
	1	2	4			
90	0	-2	-6	-9	-2	-2

Nota:
 per generatori antecedenti al 1996 valore di base 84.
 per generatori classificati * (1 stella) valore di base 88.
 valore di base riferito a: caldaia a due stelle, sovradimensionamento 1 riferito al minimo di modulazione, installazione all'interno, camino alto meno di 10 m, temperatura di mandata in condizioni di progetto < 65 °C.

Figura 3.10: prospetto 25 da UNI/TS 11300:2014-2

La tabella 3.27 sottostante riporta i valori di rendimento sopra calcolati, oltre all'energia dispersa annualmente dai singoli sottosistemi nel corso della stagione di riscaldamento, calcolata secondo l'espressione (3.36).

RISCALDAMENTO: PERDITE NEI SOTTOSISTEMI ED ENERGIA FINALE					
SOTTOSISTEMA	ENERGIA TERMICA				ENERGIAELETTRICA
	Q_{OUT}	η	Q_{LOSSES}	Q_I	Eaux
	[kWh/anno]	[kWh/anno]	[kWh/anno]	[kWh/anno]	[kWh/anno]
EMISSIONE	60.688	0,93	4.568	65.256	0
REGOLAZIONE	65.256	0,94	4.165	69.421	0
DISTRIBUZIONE	69.421	0,93	5.225	74.646	103
GENERAZIONE	74.646	0,88	10.179	84.825	41

Tabella 3.27: perdite nei sottosistemi ed energia finale

La somma delle perdite dei sottosistemi (colonna Q_{LOSSES}) risulta 24137 [kWh/anno]. L'energia termica richiesta in ingresso al sottosistema di generazione è pari a 84.825 [kWh] a stagione, e corrisponde alla somma del fabbisogno di energia utile richiesto in uscita al sottosistema di emissione (60.688 [kWh/anno]) e delle perdite. L'energia elettrica richiesta dagli ausiliari risulta 144 [kWh/anno].

Riassumendo, i valori di 84.825 [kWh/termici] e 144 [kWh/elettrici] rappresentano l'energia finale che, allo stato attuale, l'edificio in esame consuma annualmente per soddisfare il fabbisogno di riscaldamento.

3.8.1.5) Energia primaria per riscaldamento

A partire da tale valore e applicando la formula sottostante, si ricava il consumo di energia primaria annuale per servizio di riscaldamento:

$$E_{PRIMARIA} = \sum_j E_j * f_{p,j,NREN} + \sum_j E_j f_{p,j,REN} \quad [kWh] \quad (3.37)$$

- E_j : fabbisogno relativo alla j-esima forma energetica (elettrica, termica,...) [kWh]
- $f_{p,j,NREN}$: fattore di conversione da forma energetica finale (elettrica, termica,...) a energia primaria, in funzione del tipo di vettore impiegato, relativo alla quota non rinnovabile [-]
- $f_{p,j,REN}$: fattore di conversione da forma energetica finale (elettrica, termica,...) a energia primaria, in funzione del tipo di vettore impiegato, relativo alla quota rinnovabile [-]

Considerando che il fabbisogno di energia termica dell'edificio è soddisfatto mediante gas naturale, mentre quello di energia elettrica mediante energia elettrica da rete, applicando i relativi coefficienti di conversione, si ricava il fabbisogno di energia primaria dell'edificio per servizio di riscaldamento:

ENERGIA PRIMARIA PER RISCALDAMENTO			
	non rinnovabile	rinnovabile	totale
[kWh/anno]	89.349	68	89.417

Tabella 3.28: energia primaria per riscaldamento

La tabella 3.29 mostra i coefficienti di conversione in energia primaria dei vettori energetici gas naturale ed energia elettrica da rete. I valori sono forniti (e periodicamente aggiornati) dal GSE.

FATTORI CONV. ENERGIA PRIMARIA	$f_{p,NREN}$	$f_{p,REN}$	$f_{p,TOT}$
gas naturale	1,05	0,00	1,05
elettrica da rete	1,95	0,47	2,42

Tabella 3.29: fattori di conversione dell'energia primaria (da GSE)

3.8.2) Energia finale e primaria per servizio di acqua calda sanitaria

3.8.2.1) Sottosistema di erogazione

Il rendimento del sottosistema di erogazione è stato posto uguale a 1, secondo il punto 7.1 della UNI / TS 11300:2014 – 2.

3.8.2.2) Sottosistema distribuzione

Non avendo dati precisi sul layout dell'impianto di distribuzione per acs, è stato utilizzato il valore di rendimento stimato per il servizio di riscaldamento, pari a 0,93. Il fabbisogno degli ausiliari elettrici è stato stimato moltiplicando la potenza dei circolatori (75[W]) per un tempo di erogazione di 2 ore al giorno.

3.8.2.3) Sottosistema di accumulo

Le perdite del sottosistema di accumulo sono state calcolate in accordo a punto 7.3.5 della UNI/TS 11300:2014 – 2.

DATI PER CALCOLO DISPERSIONI ACCUMULO		
diámetro esterno bollitore	[m]	0,80
altezza bollitore	[m]	1,375
spessore isolante	[m]	0,027
temperatura ambiente installazione	[°C]	18
conduttività isolante	[W/mK]	0,031

Tabella 3.30: dati per calcolo dispersioni accumulo

3.8.2.4) Sottosistema generazione ed energia finale per ACS

Essendo il sottosistema di generazione per acs lo stesso per riscaldamento, è stato utilizzato lo stesso valore di rendimento calcolato per servizio di riscaldamento, ossia 0,88. Il fabbisogno degli ausiliari elettrici è stato stimato moltiplicando la potenza degli ausiliari della caldaia (30 [W]) per un tempo di preparazione dell'ACS pari a 5 [h].

La tabella 3.31 riporta i valori di rendimento sopra calcolati, oltre all'energia dispersa annualmente dai sottosistemi durante l'anno, calcolata secondo l'espressione (3.36).

ACS: PERDITE NEI SOTTOSISTEMI ED ENERGIA FINALE					
SOTTOSISTEMA	ENERGIA TERMICA				ENERGIAELETTRICA
	Q_{OUT}	η	Q_{LOSSES}	Q_I	Eaux
	[kWh/anno]	[kWh/anno]	[kWh/anno]	[kWh/anno]	[kWh/anno]
EROGAZIONE	27.168	1,00	0	27.168	0
DISTRIBUZIONE	27.168	0,93	2.045	29.213	55
ACCUMULO	29.213	0,87	4.525	33.738	0
GENERAZIONE	33.738	0,88	4.601	38.338	55

Tabella 3.31: dispersioni nei sottosistemi per la produzione di acs

La somma delle perdite dei sottosistemi (colonna Q_{LOSSES}) risulta 11.171 [kWh/anno]. L'energia termica richiesta in ingresso al sottosistema di generazione è pari a 38.338 [kWh] a stagione, e corrisponde alla somma del fabbisogno di energia utile richiesto in uscita al sottosistema di erogazione (27.168 [kWh/anno]) e delle perdite. L'energia elettrica richiesta dagli ausiliari risulta 110 [kWh/anno].

Riassumendo, i valori di 38.338 [kWh/termici] e 110 [kWh/elettrici] rappresentano l'energia finale che, allo stato attuale, l'edificio in esame consuma annualmente per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria.

3.8.2.5) Energia primaria per acs

Procedendo come al p.to 3.8.1.5 relativamente al servizio di riscaldamento, i 38310 [kWh] annui di gas naturale da rete e i 565 [kWh] annui di energia elettrica per gli ausiliari, applicando i coefficienti di conversione in energia primaria riportati in tabella 3.29 è stato ricavato:

ENERGIA PRIMARIA PER ACS			
	non rinnovabile	rinnovabile	totale
[kWh/anno]	40.469	51	40.520

3.8.2) Energia finale e primaria per servizio di raffrescamento

Il servizio di raffrescamento è asservito da 5 diversi refrigeratori, ciascuno dei quali asservisce diversi locali.

Essendo il fabbisogno utile di raffrescamento appena il 10 % del totale annuo per la climatizzazione, non si è ritenuto opportuno eseguire una valutazione dettagliata che considerasse i valori di rendimento di tutte le macchine; oltretutto, di nessuna delle macchine presenti è noto il valore di SEER, nè sono stati resi disponibili dati per poterlo ricavare. Di conseguenza, è stata eseguita una stima di massima dell'energia primaria finale e primaria per raffrescamento prendendo come riferimento il refrigeratore di taglia maggiore, ossia l'unità ACSO A4AC080CR FXAA (vedasi tabella 2.2).

A partire dai 10825 [kWh] stagionali di energia utile, applicando il valore di EER riportato sui dati di targa della macchina è stato ricavato un valore di energia finale di 4355 [kWh] a stagione di energia elettrica.

Applicando i fattori di conversione in energia primaria, il fabbisogno di energia primaria risulta 10540 [kWh] annui.

3.8.4) Riassunto fabbisogni e calcolo indici di prestazione per climatizzazione

La tabella 3.32 riassume quanto calcolato nei punti precedenti:

[kWh/anno]			
	RISCALDAMENTO	ACS	RAFFRESCAMENTO
Energia utile	60688	27168	9361
Energia finale	84825	38338	3828
Energia primaria non rinnovabile	89349	40469	9362
Energia primaria rinnovabile	68	51	7.462
Energia primaria totale	89417	40520	1800

Tabella 3.32: energia utile, finale e primaria per servizi di climatizzazione e acs

Sulla base delle prestazioni dell'involucro, dei fabbisogni e dei rendimenti calcolati per i servizi di climatizzazione, si definiscono alcuni indici di prestazione rappresentati in tabella 3.33.

INDICI DI PRESTAZIONE	
	[kWh/mq*anno]
EPH_{nd}	97,05
EPH_{nren}	142,88
EPH_{ren}	0,11
EPW_{nd}	43,45
EPW_{nren}	64,72
EPW_{ren}	0,08
EPC_{nd}	14,98
EPC_{nren}	11,94
EPC_{ren}	2,88

Tabella 3.33: indici di prestazione energetica

3.9) Confronto dei consumi calcolati con le bollette

I dati di consumo disponibili sono i consumi di gas relativi all'anno 2017, riportati in tabella 3.34 assieme ai valori risultanti dal modello di calcolo, che (solo per tale confronto) è stato fatto funzionare con dati climatici relativi al 2017.. Il figura 3.11 riporta invece un confronto grafico.

CONFRONTO CONSUMI BOLLETTE VS MODELLO DI CALCOLO		
	BOLLETTA	CALCOLO
	Consumo [stmc]	Consumo [stmc]
gennaio	1998	2986
febbraio	1363	1968
marzo	926	1552
aprile	505	591
maggio	413	309
giugno	174	299
luglio	145	309
agosto	336	299
settembre	251	299
ottobre	615	513
novembre	1314	1852
dicembre	1612	2877
ANNO (2017)	9652	13854

Tabella 3.34: confronto tra bollette e modello di calcolo

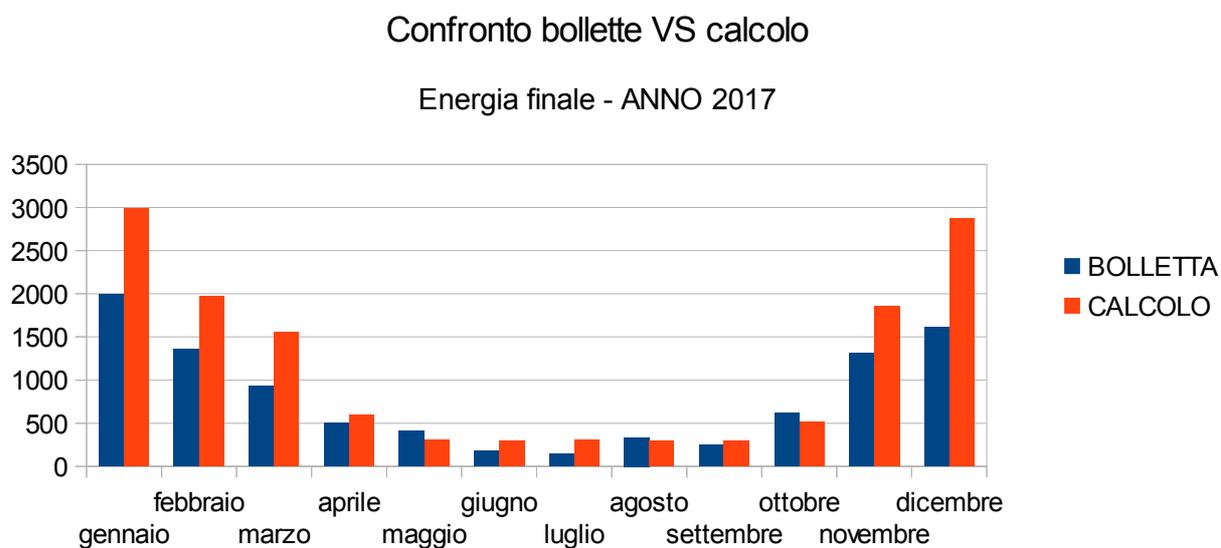


Figura 3.11: confronto tra bollette e modello di calcolo

Come si può notare, il valore totale annuo risultante da calcolo risulta mediamente superiore a quello da bolletta. La differenza appare più marcata nei mesi di climatizzazione invernale, e all'interno di essi è più evidente nei mesi di clima più rigido (dicembre e gennaio) per diminuire nei mesi di clima meno rigido.

E' stato quindi ipotizzato che tale differenza sia dovuta all'utilizzo delle pompe di calore come sistema di riscaldamento ausiliario.

CAPITOLO 4

CRITICITA' RISCONTRATE E PROPOSTE DI MIGLIORAMENTO

L'operazione di diagnosi finora riportata ha permesso, oltre alla definizione di alcuni indici di prestazione energetica (tab 3.33), di individuare le seguenti criticità:

- Pareti perimetrali senza alcun tipo di isolamento
- Presenza di ponti termici di varia tipologia
- Finestre del piano terra di elevata trasmittanza
- Assenza di un efficiente sistema di termoregolazione
- Generatore di calore di bassa efficienza

Sulla base di tali criticità individuate, sono state formulate una serie di proposte di interventi migliorativi.

Nel seguito vengono presentate tali proposte, assieme a un tempo di ritorno indicativo, sulla base del risparmio energetico annuo stimato. Tali valutazioni sono state fatte tenendo in considerazione la possibilità di ottenere incentivazione da parte del GSE (Gestore servizi energetici), subordinata all'ottenimento, a seguito del singolo intervento, di opportuni valori di prestazione minimi, definiti secondo il decreto ministeriale 16 febbraio 2016, detto anche "Aggiornamento Conto Termico".

4.1) Interventi sull'involucro

4.1.1) Interventi sulle strutture opache

La trasmittanza delle chiusure opache verticali allo stato attuale risulta essere 0,666 [W/mqK] per le chiusure del piano terra, 0,994 [W/mqK] per quelle del piano primo, 1,312 [W/mqK] sotto alle finestre.

E' stata quindi individuata la possibilità di ridurre tali trasmittanze mediante l'installazione di una serie di pannelli in polistirene espanso (EPS), il cui spessore S_{min} viene determinato sulla base del valore minimo necessario ad ottenere un valore di trasmittanza sufficientemente basso da rientrare nei limiti di accesso all'incentivo. Ai fini del conto termico, tale intervento è definito di tipologia A.1 e il limite di prestazione minima è 0,230 [W/mqK] (decreto 26 -2 -2016, allegato 2, tabella 5).

Il calcolo, secondo UNI EN ISO 6946, è espresso nella formula seguente:

$$S_{min} = \lambda_{isolante} \left(\left(\frac{1}{U_{MAX}} - R_{se} - R_{si} \right) - \sum \left(\frac{S}{\lambda} \right)_{non.isolante} \right) \quad [m] \quad (4.1)$$

- U_{MAX} = trasmittanza termica limite [W/mqK]
- R_{se} = resistenza superficiale esterna [mqK/W]
- R_{si} = resistenza superficiale interna [mqK/W]

- $(S/\lambda)_{non.isolante}$ = rapporto tra gli spessori e le conduttanze degli strati non isolanti, ossia la loro resistenza termica [mqK/W]
- $\lambda_{isolante}$ = conduttanza del polistirene espanso [W/mK]

Il catalogo di uno specifico produttore di elementi per l'edilizia, presenta delle lastre in EPS, con le seguenti caratteristiche:

- $\lambda_{isolante}$: 0,035 [W/mK]
- Spessore: da 4 a 12 [cm]
- Dimensioni: 500 * 1000 [mm]

Applicando la (4.1), si ricava uno spessore minimo necessario pari a:

- 12 [cm] per le pareti perimetrali del piano primo
- 11 [cm] per le pareti perimetrali del piano terra
- 12 [cm] per le pareti perimetrali sottofinestra

Tali modifiche permetterebbero, secondo il modello di calcolo, di ottenere un fabbisogno di gas per riscaldamento pari a 62176 [kWh] annui, al posto degli 84.827 attuali. Essendo il costo del gas della palazzina 12 [c€/kWh] (stimato dalle bollette), ciò si traduce in un risparmio di 2274 euro annui.

Relativamente al calcolo dell'incentivo totale, secondo il conto termico è dato dall'espressione:

$$I_{tot} = \%Spesa * C * S_{int.} \quad [€] \quad (4.2)$$

- %Spesa = percentuale incentivata della spesa totale sostenuta, secondo la tabella 5 del decreto.
- C = costo specifico sostenuto, dato dal rapporto tra il costo dell'intervento e la superficie interessata,
- S_{INT} = superficie oggetto dell'intervento

I valori sono mostrati in tabella 4.1.

CALCOLO INCENTIVO (SOST. CHIUSURE OPACHE)		
%Spesa		50%
C	[€/mq]	7,76
S _{int}	[mq]	416,25
I _{tot}	[€]	1614
Durata	[anni]	5
I	[€/anno]	322,8

Tabella 4.1: dati per calcolo incentivo per sostituzione chiusure opache

L'incentivo risulta di [€] 1614, con rate annue di [€] 329. La tabella 4.2 mostra i risultati in termini di investimento e convenienza economica:

SOSTITUZIONE CHIUSURE OPACHE		
Area pannello	[mq]	2
Costo unitario pannello (con iva)	[€/unità]	14,1
Superficie interessata	[mq]	416,25
Pannelli necessari	[-]	208
Spesa pannelli	[€]	2935
Costo manodopera	[€]	1000
Costo senza incentivo	[€]	3935
Incentivo	[€]	1312
Costo con incentivo	[€]	2623
Risparmio	[€/anno]	2724
Tempo di ritorno	[anni]	0,96

Tabella 4.2: investimento e convenienza economica per intervento su coperture opache

4.1.2) Interventi sulle chiusure trasparenti

Un intervento di tale tipologia (B.1) riguarderebbe solo le finestre del piano terra, dal momento che le finestre del piano primo (tabella 2.15) risultano avere già valori di trasmittanza inferiori al valore limite prescritto dal dm 16-2-2016 (allegato 1, tabella 1). Tale valore limite per zona E è 1,30 [W/mqK].

E' stata quindi valutata la possibilità di sostituire le finestre del piano terra con altre della stessa tipologia di quelle del piano primo (triplo vetro, rivestimento basso-emissivo con riempimento in gas argon).

La tabella 4.3 riporta le caratteristiche delle finestre del piano terra allo stato attuale (%A_T è la percentuale di area relativa al telaio).

FINESTRE PIANO TERRA, STATO ATTUALE							
	Quantità	A	% A_T	U_v	U_T	Ψ	U
	[-]	[mq]	[mq/mq]	[W/mqK]	[W/mqK]	[W/mK]	[W/mqK]
Finestra veranda*	2	2,82	0,29	3,300	5,900	0,02	4,127
Finestra PT ovest	6	3,06	0,17	3,300	5,900	0,02	3,822
Finestre noc	4	3,06	0,16	3,300	5,900	0,02	3,788
Finestra noc a nastro	1	2,64	0,27	3,300	5,900	0,02	4,099
Porta portineria	1	2,12	0,24	3,300	5,900	0,02	3,974
Finestra nord portineria	1	2,72	0,18	3,300	5,900	0,02	3,826
Porta ingresso nord	1	6,85	0,23	3,300	5,900	0,02	3,957

Tabella 4.3: caratteristiche finestre del piano terra

(*) La finestra veranda è locata al piano primo, tuttavia è della stessa tipologia delle finestre del piano terra

Ai fini dell'ottenimento degli incentivi, l'installazione delle chiusure trasparenti deve avvenire in concomitanza con l'installazione di valvole termostatiche o altri sistemi di termoregolazione, se non già installati. Essendo la palazzina completamente sprovvista di sistemi di tali sistemi, si è valutata l'installazione di valvole termostatiche sui 24 terminali d'impianto presenti.

La tabella 4.4 mostra i risultati in termini di trasmittanza delle finestre del piano terra che si stima di ottenere con tale intervento.

FINESTRE PIANO TERRA, STATO POST INTERVENTO							
	Quantità	A	% A_T	U_v	U_T	Ψ	U
	[-]	[mq]	[mq/mq]	[W/mqK]	[W/mqK]	[W/mK]	[W/mqK]
Finestra veranda	2	2,82	0,29	0,600	2,200	0,08	1,349
Finestra PT ovest	6	3,06	0,17	0,600	2,200	0,08	1,204
Finestre noc	4	3,06	0,16	0,600	2,200	0,08	1,112
Finestra noc a nastro	1	2,64	0,27	0,600	2,200	0,08	1,412
Porta portineria	1	2,12	0,24	0,600	2,200	0,08	1,177
Finestra nord portineria	1	2,72	0,18	0,600	2,200	0,08	1,153
Porta ingresso nord	1	6,85	0,23	0,600	2,200	0,08	1,241

Tabella 4.4: caratteristiche finestre del piano terra post intervento

Si nota che le finestre di tipologia "finestra veranda" e "finestra noc a nastro", pur con tale sostituzione, non rientrano nel limite di 1,30 [W/mqK]. Quindi l'intervento relativamente a tali coperture, non gode di incentivo.

L'intervento, (congiuntamente all'installazione di valvole termostatiche) porterebbe il costo annuale dell'energia per solo riscaldamento a 8342 [€], a fronte dei 10239 attuali.

L'incentivo ottenibile per l'installazione di chiusure trasparenti è calcolabile secondo l'espressione (4.2), secondo i valori riportati nel DM 26-2-2016 (allegato 2, tabella 5).

CALCOLO INCENTIVO (SOST. CHIUSURE TRASPARENTI)		
%Spesa		40%
C	[€/mq]	170
S _{int}	[mq]	50,57
I _{tot}	[€]	3436
Durata	[anni]	5
I	[€/anno]	687

Tabella 4.5: incentivo per interventi su chiusure trasparenti

L'incentivo ottenibile per l'installazione di valvole termostatiche è calcolabile secondo l'espressione (4.2), secondo i valori riportati nel DM 26-2-2016 (allegato 2, tabella 5).

CALCOLO INCENTIVO (SOST. SISTEMI TERMOREG.)		
%Spesa		40%
C	[€/mq]	1
S _{int}	[mq]	625
I _{tot}	[€]	252
Durata	[anni]	5
I	[€/anno]	50

Tabella 4.6: incentivo per interventi su termoregolazione

La tabella 4.7 mostra i risultati ottenibili:

SOST. CHIUSURE TRASPARENTI E INST. VALVOLE TERM.		
CHIUSURE TRASPARENTI		
Costo unitario finestra + iva	[€/mq]	160
Area finestrata piano terra	[mq]	50,57
Spesa finestre	[€]	8091
Spesa installazione e trasporto	[€]	500
VALVOLE TERMOSTATICHE		
Costo unitario valvole + iva	[€/valvola]	20
Numero terminali	[-]	24
Spesa valvole	[€]	480
Spesa installazione e trasporto	[€]	150
TOTALE		
Costo totale senza incentivo	[€]	9221
Costo totale con incentivo	[€]	6407
Risparmio	[€/anno]	1898
Tempo di ritorno	[anni]	3,38

Tabella 4.7: investimento e convenienza economica per interventi su chiusure trasparenti e sistemi di termoregolazione

4.2) Interventi sull'impianto

4.2.1) Installazione valvole termostatiche

Se si volesse eseguire un intervento di efficientamento mediante la sola installazione di valvole termostatiche, si otterrebbe un risparmio sulla spesa per il gas di 777 [€] annui.

VALVOLE TERMOSTATICHE		
Costo unitario valvole	[€/valvola]	20
Numero terminali	[-]	24
Spesa valvole	[€]	480
Spesa installazione e trasporto	[€]	150
Costo totale senza incentivo	[€]	630
Incentivo	[€]	180
Costo totale con incentivo	[€]	450
Risparmio	[€/anno]	777
Tempo di ritorno	[anni]	0,58

Tabella 4.8: indici economici per intervento di installazione valvole termostatiche

4.2.2) Pompa di calore con recupero dai reflui depurati dall'impianto

E' noto che il COP di Carnot di una pompa di calore è correlato alla temperatura della sorgente fredda T_F e del pozzo caldo T_C tra le quali essa viene fatta lavorare, mediante l'espressione sottostante:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_C}{(T_C - T_F)} \quad \left[\frac{kW_T}{kW_E} \right] \quad (4.3)$$

Tale espressione mette in luce una considerazione di fondamentale importanza: il COP di Carnot di una pompa di calore aumenta al diminuire della differenza di temperatura tra la sorgente fredda e il pozzo caldo.

Tale considerazione vale anche per una pompa di calore reale, anche se essa avrà un COP sempre minore di quello di Carnot a pari temperature di lavoro.

Per questo, a parità di temperatura del pozzo caldo, al quale viene ceduto il calore il COP aumenta all'aumentare della temperatura della sorgente fredda dalla quale viene asportato il calore.

Questo comporta una criticità per le classiche pompe di calore evaporate ad aria, la cui sorgente fredda è l'aria esterna: al diminuire della temperatura di quest'ultima infatti, il carico termico dell'edificio aumenta, mentre il COP della macchina diminuisce per le considerazioni di cui sopra, rendendone poco conveniente (se non impossibile) l'utilizzo nei periodi invernali più rigidi.

Per questo motivo, esistono in commercio pompe di calore che utilizzano sorgenti diverse dall'aria, ad esempio acqua di falda, scarichi industriali, il terreno (mediante appositi scambiatori interrati), in grado di garantire COP più elevati rispetto alle analoghe controparti ad aria.

In quest'ottica, analizzando i profili di temperatura e portata dei reflui depurati (prima della reimmissione nella rete idrica), si intravede la possibilità di installare una pompa di calore che utilizzi tali reflui come sorgente termica. La tabella 4.9 e il grafico n figura 4.1 riportano i profili di temperatura media mensile, confrontata con quella dell'aria esterna. Il grafico 4.2 riporta invece il profilo di portata giornaliero.

	Reflui		Aria
	2016	2017	2017
	[°C]	[°C]	[°C]
ottobre	22,7	22,3	12,6
novembre	20,0	20,2	6,5
dicembre	18,2	17,1	1,7
gennaio	16,0	15,8	-0,8
febbraio	16,1	16,1	5,9
marzo	17,0	17,7	10,5
aprile	18,5	19,1	13,4

Tabella 4.9: temperature di uscita medie mensili dei reflui rispetto all'aria esterna

Profilo di temperatura mensile reflui

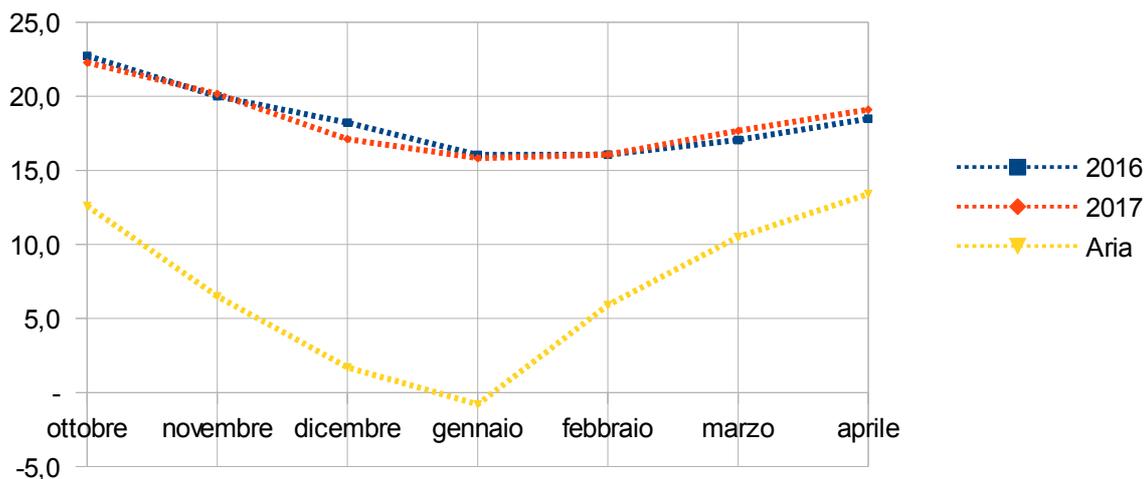


Figura 4.1: andamento mensile della temperatura dei reflui uscenti dall'impianto

Profilo di portata giornaliera reflui

Andamento medio giornaliero 2016/2017

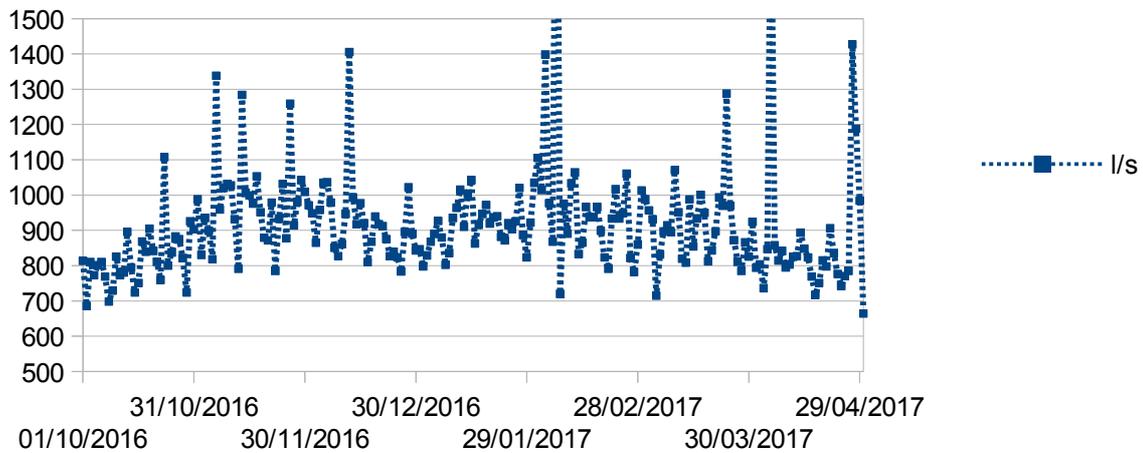


Figura 4.2:andamento giornaliero portata reflui

Come si nota dal grafico, il valore di portata media giornaliera dei reflui non è mai inferiore a circa 700 litri al secondo, e la minima temperatura mensile è circa 16 gradi (a gennaio).

Essendo che il calore recuperabile è esprimibile come:

$$Q = m_R * c_p * \Delta T \quad [kW] \quad (4.4)$$

- m_r : portata [kg/s]
- c_p : calore specifico dell'acqua [kJ/kg°C]
- ΔT : raffreddamento subito dai reflui [°C]

Anche ipotizzando un raffreddamento dei reflui pari ad appena 0,1 °C, il massimo calore recuperabile risulterebbe circa 300 [kW] termici quando la portata dei reflui è al suo valore minimo. Tale valore risulta comunque ampiamente sufficiente a soddisfare il carico termico dell'edificio.

Di conseguenza, lo scopo di questa analisi non è valutare se il calore recuperabile sia sufficiente a fornire la potenza termica necessaria, ma eseguire una valutazione di convenienza economica, sulla base di:

- Valutazione dell'energia primaria effettivamente risparmiabile rispetto allo stato attuale, tenendo conto dell'andamento del rendimento della pompa di calore al variare delle temperature di lavoro (influenzate anche dal recupero termico) e del carico, dei consumi degli ausiliari (pompe di circolazione).
- Valutazione indicativa dei costi dell'opera, valutata come somma dei costi della pompa di calore, degli scambiatori di calore, delle pompe di circolazione, dei nuovi terminali d'impianto, degli

apparati di termoregolazione.

La figura 4.3 rappresenta lo schema a blocchi dell'impianto che si vuole valutare:

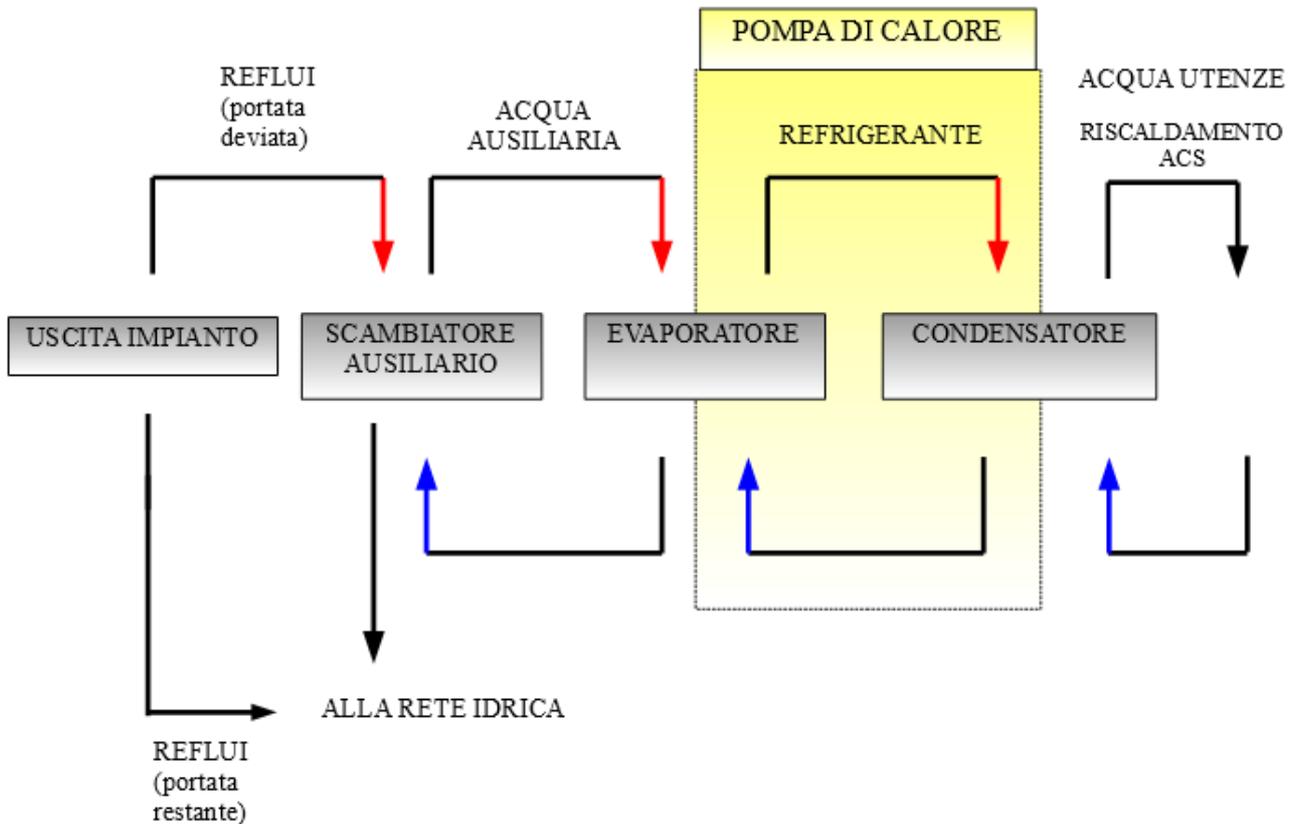


Figura 4.3: schema a blocchi recupero termico dai reflui

Lo scambiatore di calore ausiliario si rende necessario perché i reflui, seppur pronti per essere reimmessi nella rete idrica, contengono sostanze (calcare e sostanze organiche) che tendono a imbrattare le superfici di scambio termico, rendendolo meno efficiente. L'utilizzo di uno scambiatore ausiliario ispezionabile consente di aggirare il problema eseguendo una pulizia periodica.

4.2.2.1) Definizione della potenza di progetto e scelta della macchina

E' necessario definire innanzitutto la potenza termica necessaria.

La normativa UNI EN 12831:2006, suggerisce il calcolo della potenza di progetto secondo l'espressione:

$$P_T = H * (\theta_I - \theta_{E.MIN}) \quad [W] \quad (4.5)$$

- H = coefficiente globale di dispersione termica, calcolato al capitolo 3 e risultante 1562 [W/K]

- θ_I = temperatura di set-point invernale, posta pari a 20 [°C]
- θ_E = temperatura esterna di progetto invernale, che si ricava dalla norma UNI 10349:2016 pari a -5 [°C] per il comune di Verona.

Si ricava un valore di potenza teorico pari a 39 [kW]; tuttavia, è necessario tenere conto della potenza in più necessaria per far fronte alle perdite dell'impianto dalla distribuzione all'emissione. Considerando che:

- Sottosistema di distribuzione: non è stata valutata la possibilità di intervenire su tale sottosistema, pertanto il valore del relativo rendimento non è stato alterato rispetto a quello attribuito allo stato attuale di 0,97. Tuttavia, si suppone comunque che la distribuzione dell'acqua a temperatura inferiore rispetto allo stato attuale (50 [°C] con pompa di calore e ventilconvettori contro 70-80 [°C] con termosifoni e caldaia a gas) possa diminuire in qualche modo le perdite di distribuzione, ma tale effetto non è stato valutato.
- Sottosistema di regolazione: è stata considerata l'idea di non affidare la regolazione solamente ad una sonda climatica come avviene allo stato attuale, ma di integrare tale sonda con una serie di valvole termostatiche, da installarsi in ciascun terminale. Tale provvedimento aumenta il rendimento di regolazione, che secondo le tabelle della UNI 11300-2:2014, si è stimato possa raggiungere il valore di 0,99.
- Sottosistema di emissione: la temperatura di mandata dei termosifoni (70-80 [°C]) è incompatibile con una pompa di calore, per questo nella valutazione dell'intervento è compresa l'installazione di ventilconvettori in sostituzione degli attuali radiatori. Sempre secondo le tabelle della UNI 11300-2:2014, si stima che il rendimento di emissione sia 0,97 con tale intervento.

Quindi si valuta la potenza P realmente necessaria come:

$$P = \frac{P_T}{(\eta_D * \eta_R * \eta_E)} [W] \quad (4.6)$$

Dove i valori a denominatore sono i rendimenti dei tre sottosistemi sopracitati.

Si ricava un valore pari a 42 [kW].

Per quanto riguarda la potenza necessaria alla produzione di acqua calda sanitaria, la logica di funzionamento valutata prevede che l'impianto sia dotato di un accumulo congruo, da caricarsi durante le ore notturne, quando non c'è richiesta di potenza termica per la climatizzazione. In tal modo la potenza di progetto è quella relativa al carico di climatizzazione.

E' importante notare che la potenza di 42 [kW] fa riferimento alle condizioni peggiori che possano capitare durante la stagione di riscaldamento: temperatura minima annuale, assenza di radiazione solare, assenza di carichi interni.

Dando uno sguardo alla potenza media mensile richiesta per riscaldamento (tabella 4.10) si nota che nel mese di gennaio, la potenza media richiesta è circa 23,5 [kW], e inferiore negli altri mesi. Ciò significa che una pompa di calore di 42 [kW] lavorerebbe con fattori di carico (rapporto tra potenza erogata e potenza di targa) molto bassi, con conseguenti bassi COP. Per questo motivo si è deciso di scegliere una pompa di calore di taglia pari a circa il carico medio del gennaio, prevedendo di integrare con impianto a gas metano (già presente) nei momenti di clima più rigido nei quali la potenza della pompa di calore non dovesse essere sufficiente.

POTENZA MEDIA MENSILE SERVIZIO RISCALDAMENTO	
	[W]
ottobre	4924
novembre	13807
dicembre	22651
gennaio	23654
febbraio	16246
marzo	10487
aprile	3696

Tabella 4.10: potenza media mensile per climatizzazione

Non solo il COP, ma anche la potenza termica che una pompa di calore è in grado di erogare dipende dalle temperature tra le quali essa viene fatta lavorare. Per questo motivo, i valori di potenza riportati nei cataloghi dei produttori sono sempre riferiti a precisi valori di temperatura di sorgente/pozzo.

Nel nostro caso, ipotizziamo di avere una temperatura di mandata ai terminali d'impianto pari a 50 [°C].

La valutazione precisa della temperatura media mensile della sorgente richiede un dimensionamento preliminare dello scambiatore, al fine di valutarne l'efficienza e quindi la temperatura alla quale si riesce effettivamente a riscaldare la portata d'acqua ausiliaria.

Inoltre, a parità di potenza termica richiesta al condensatore, la potenza richiesta all'evaporatore dipende dal COP, poiché la potenza ceduta al condensatore è data dalla somma della potenza assorbita all'evaporatore più quella consumata durante la compressione, che a sua volta dipende dal COP.

Eseguendo un dimensionamento di massima dello scambiatore di calore per la scelta da catalogo (dettagli nel relativo paragrafo) si è visto che nel mese più gravoso (gennaio), a partire da una temperatura media dei reflui in ingresso allo scambiatore di 15,8 [°C], è possibile ottenere una temperatura media dell'acqua in ingresso all'evaporatore di circa 12 [°C]. Quindi è stata scelta una macchina in grado di erogare la potenza media richiesta a gennaio lavorando tra 12 e 50 [°C]. L'andamento della potenza termica della specifica macchina scelta è mostrata in tabella 4.11.

POMPA DI CALORE			
POTENZA TERMICA A PIENO CARICO [kW]			
	TEMPERATURA POZZO		
TEMPERATURA SORGENTE	35	45	55
5	24,110	23,010	21,810
10	27,630	26,220	24,510
15	31,96	30,14	28,13

Tabella 4.11: potenza termica macchina scelta

4.2.2.2) Procedimento di calcolo del risparmio di energia finale e primaria

L'energia primaria risparmiabile ΔE_p si stima secondo l'espressione seguente:

$$\Delta E_p = E_{p.attuale} - (E_{p.HP} + E_{p.AUX}) \quad [kWh] \quad (4.7)$$

- $E_{p.attuale}$: consumo di energia primaria allo stato attuale [kWh]
- $E_{p.HP}$: consumo di energia primaria post intervento, relativo alla sola pompa di calore [kWh]
- $E_{p.Aux}$: consumo di energia primaria post intervento, relativo al fabbisogno degli ausiliari [kWh]

Il consumo di energia primaria post intervento è stato stimato secondo la procedura della UNI TS 11300:2016 – 4, che, ai fini della valutazione del consumo di energia primaria, prescrive di suddividere il calcolo in intervalli di tempo detti *bin*, caratterizzati da un preciso valore della temperatura della sorgente fredda.

Tuttavia, nel caso di pompe di calore evaporate ad acqua (e quindi lavoranti con una temperatura di sorgente fredda relativamente costante durante l'arco mensile, a differenza di quelle evaporate ad aria), la normativa prescrive che il calcolo avvenga su base mensile, pur permettendo, qualora il progettista lo ritenesse utile, di fare riferimento ad intervalli di tempo più brevi.

Con riferimento alla figura (4.4), si definiscono le temperature di pozzo e sorgente (medie mensili):

- Temperatura di sorgente: secondo la definizione data dalla termodinamica, corrisponde alla temperatura di evaporazione del refrigerante, stimabile 5 [K] al di sotto della temperatura media di deflusso dell'acqua all'evaporatore. Tuttavia, per ragioni di praticità, nei cataloghi dei produttori il valore T_s corrisponde alla temperatura di ingresso dell'acqua nell'evaporatore. Quindi, in questo caso la temperatura della sorgente coincide con quella di uscita dell'acqua dallo scambiatore, ed è proporzionale alla temperatura di ingresso dei reflui in quest'ultimo. E' dunque un valore che varia mensilmente.
- Temperatura di pozzo: secondo la definizione termodinamica, corrisponde alla temperatura di condensazione del refrigerante, stimabile 5 [K] al di sopra della temperatura media di deflusso dell'acqua al condensatore. Tuttavia nella pratica, come nel caso della temperatura della sorgente, per una questione di praticità, tale valore viene riferito alla temperatura di produzione dell'acqua calda. Nel nostro caso, volendo sostituire i radiatori installati con dei ventilconvettori, la temperatura di pozzo è fissata a 50 [°C].

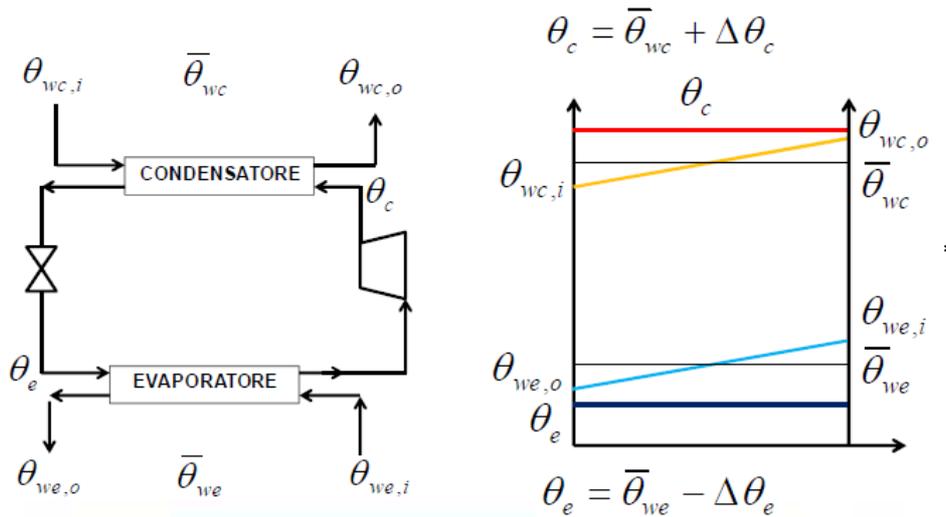


Figura 4.4: temperature di pozzo e sorgente

La procedura consiste nel calcolare, per ciascun mese, caratterizzato dalle temperature medie di sorgente e pozzo T_s e T_p , un COP medio mensile secondo la relazione:

$$COP = (COP_{Carnot.T_s.T_p}) * \eta_{II.T_s.T_p} * FC \left[\frac{kW_t}{kW_{el}} \right] \quad (4.7)$$

- $COP_{Carnot.T_s.T_p}$: COP di Carnot tra le temperature di sorgente e pozzo T_s e T_p
- $\eta_{II.T_s.T_p}$: rendimento di secondo principio della macchina reale tra le temperature T_s e T_p . Tiene conto delle irreversibilit  dovute alla differenza tra il ciclo ideale e quello reale.
- FC: fattore correttivo che tiene conto del decremento di COP quando la macchina lavora a carico parziale.

Risulta quindi che il COP della macchina   pari al COP di Carnot tra le temperature di lavoro (per tenere conto delle temperature di lavoro), corretto mediante il rendimento di secondo principio (per tenere conto delle irreversibilit ) e mediante il fattore di carico parziale (per tenere conto del rendimento a carico parziale).

Noti i COP e i fabbisogni mensili, si calcola il fabbisogno $E_{p,HP}$ di energia primaria stagionale:

$$E_{p,HP} = \sum_{mesi} \left(\frac{Q_{HP.OUT.mese}}{COP_{mese}} \right) \quad [kWh] \quad (4.8)$$

- $Q_{HP.OUT.mese}$: energia termica mensile erogata dalla pompa di calore [kWh]
- COP_{mese} : valore medio mensile del COP

Il procedimento di calcolo è riassunto nella figura seguente:

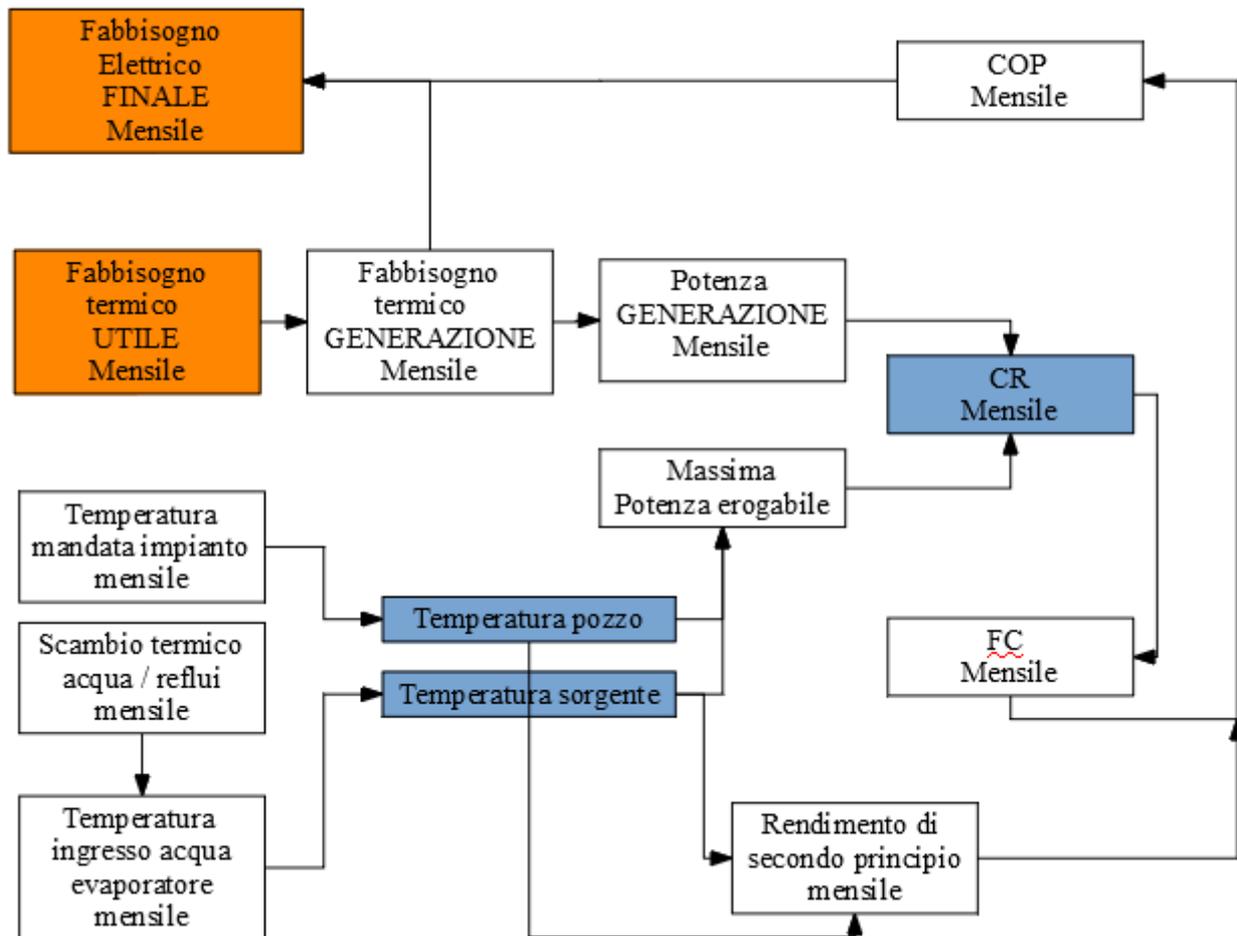


Figura 4.5: schema procedimento di calcolo energia finale da UNI 11300:2016-4

Il rendimento di secondo principio, da valutarsi mensilmente, è definito secondo:

$$\eta_{II.Ts.Tp} = \frac{COP_{Ts.Tp}}{COP_{Carnot.Ts.Tp}} \quad [.-.] \quad (4.9)$$

- $COP_{Ts.Tp}$: COP reale della macchina a pieno carico tra le temperature T_s e T_p [kW/kW]
- $COP_{Carnot.Ts.Tp}$: COP di Carnot della macchina tra le temperature T_s e T_p [kW/kW]

I costruttori forniscono i valori del COP reale a pieno carico per definiti valori di T_p e T_s ; la normativa prescrive di calcolare il rendimento di secondo principio per tali valori di temperatura, e di ottenere i valori

di rendimento di secondo principio per temperature intermedie mediante interpolazione lineare. Per temperature al di fuori dal campo di valori fornito dal fabbricante, si pone COP costante e pari al valore riferito alla temperatura che più si avvicina al valore di temperatura per il quale il fabbricante fornisce il COP.

La tabella sottostante illustra i valori di COP forniti dal produttore per definite temperature di sorgente pozzo.

COP REALE (PIENO CARICO)			
	Temperatura pozzo [°C]		
Temperatura sorgente [°C]	35	45	55
5	4,890	3,800	2,9
10	5,390	4,19	3,2
15	5,51	4,54	3,28

Tabella 4.12: COP da scheda produttore, pieno carico

Calcolando i COP di Carnot per le temperature di pozzo e sorgente indicate dal produttore, è possibile calcolare i rendimenti di secondo principio attraverso l'espressione (4.9):

RENDIMENTO DI SECONDO PRINCIPIO [-]			
	Temperatura pozzo [°C]		
Temperatura sorgente [°C]	35	45	55
5	0,476	0,478	0,442
10	0,437	0,461	0,439
15	0,358	0,428	0,400

Tabella 4.13: rendimenti di secondo principio per i valori di temperature forniti dal fabbricante

Il fattore di carico parziale, per ogni mese compreso nella stagione di riscaldamento, è definito secondo:

$$CR = \frac{\Phi_{OUT.T_s.T_p}}{\Phi_{MAX.T_s.T_p}} \quad [.-.] \quad (4.10)$$

- $\Phi_{OUT.T_s.T_p}$: potenza media richiesta alla generazione nel mese considerato, caratterizzato da una temperatura della sorgente T_s e da una temperatura del pozzo T_p [kW]
- $\Phi_{MAX.T_s.T_p}$: massima potenza termica che la pompa di calore è in grado di erogare tra i livelli di temperatura mensili di pozzo e sorgente [kW]

La potenza media mensile si calcola secondo:

$$\Phi_{OUT.T_s.T_p} = \frac{Q_{out,gn}}{t} \quad [kW] \quad (4.11)$$

- $Q_{out,gn}$: energia termica richiesta alla generazione nel mese considerato [kWh]
- t : ore del mese considerato nel periodo di climatizzazione considerata [h]

Nei mesi in cui risultasse $CR > 1$, la potenza massima fornita dalla macchina sarebbe insufficiente a soddisfare il carico richiesto dall'edificio, e sarebbe dunque necessario integrare la generazione con altre unità, anche di diverso tipo.

Il costruttore fornisce il valore del COP a carico parziale per quattro diversi valori di CR (per precisi livelli di temperatura), dai quali si ricavano 4 valori di FC:

$$FC = \frac{COP_{(CR=X)}}{COP_{(CR=1)}} \quad [.-.] \quad (4.12)$$

Dove x è il valore di CR. Interpolando linearmente tra questi 4 valori, si ricavano i valori di FC per valori intermedi di CR. I valori di COP a carico parziale forniti dal fabbricante sono mostrati in tabella 4.14.

COP A CARICO PARZIALE [-]				
CR [-]	1,00	0,60	0,39	0,17
$COP_{CR=x}$ [-]	5,120	4,810	4,440	3,480

Tabella 4.14: COP a carico parziale

4.2.2.3) Metodo di scelta della configurazione dello scambiatore

Il tipo di scambiatore scelto è di tipo a piastre, poiché esso presenta, rispetto ad uno scambiatore a fascio tubiero, maggiore flessibilità d'esercizio, minor costo e minore ingombro a parità di resa termica.

La figura sottostante riporta una rappresentazione tridimensionale del principio di funzionamento.

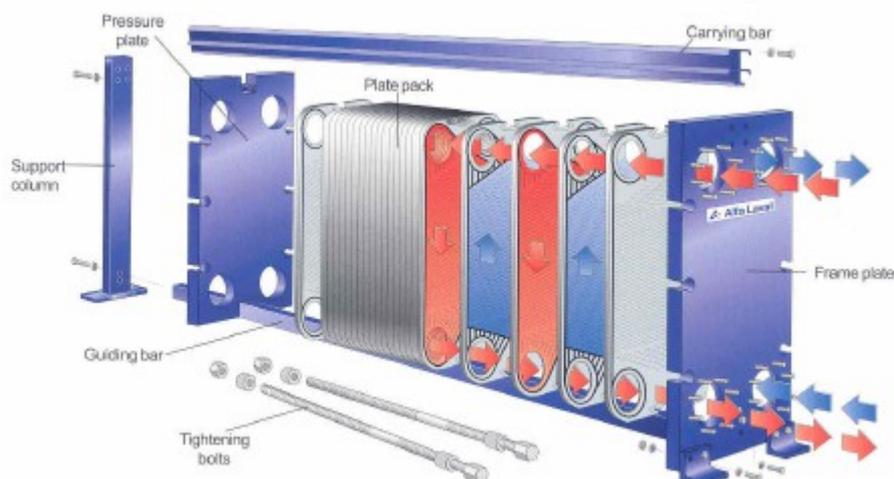


Figura 4.6: funzionamento scambiatore a piastre

Per stimare l'andamento mensile dei profili di temperatura dell'acqua riscaldata (che influenza il COP, poiché essa funge da sorgente fredda per la pompa di calore), i fabbisogni di energia primaria degli ausiliari (pompe di circolazione), nonché i costi d'acquisto, è stata eseguita una valutazione della configurazione dello scambiatore necessaria, utilizzando il metodo ϵ -NTU.

La figura sottostante riporta il contesto nel quale lo scambiatore andrà a lavorare:

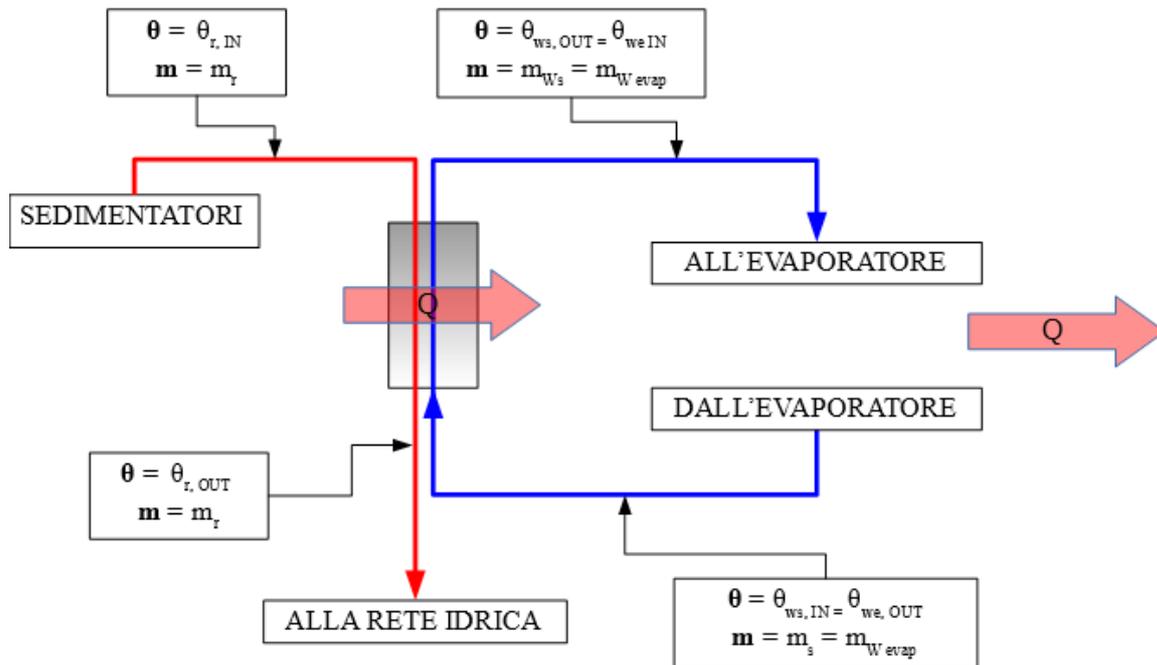


Figura 4.7: contesto di lavoro dello scambiatore

Lo scambiatore è caratterizzato da:

i. Parametri termici:

- Potenza termica Q [W]
- portata fluido caldo [l/h]
- portata fluido freddo [l/h]
- Temperatura di ingresso fluido caldo $\theta_{R,IN}$ [°C]
- Temperatura di uscita fluido caldo $\theta_{R,OUT}$ [°C]
- Temperatura di ingresso fluido freddo $\theta_{WS,IN}$ [°C]
- Temperatura di uscita fluido freddo $\theta_{WS,OUT}$ [°C]

ii. Parametri dimensionali:

- Altezza piastre H [m]
- Larghezza piastre w [m]
- Spessore piastre s [m]
- Spazio tra le piastre b [m]
- Numero di piastre N [-]
- Conduttività delle piastre [W/mqK]

Il fluido caldo è costituito dai reflui, quello freddo dalla portata d'acqua da scaldare.

Si possono fare le seguenti considerazioni:

- i. Il calore che lo scambiatore deve far scambiare tra reflui e acqua è quello richiesto all'evaporatore. Tale calore non coincide con la richiesta termica al condensatore:

$$Q_{EVAP} = Q_{COND} - P_E = Q_{COND} - \frac{Q_{COND}}{COP} \quad [W] \quad (4.13)$$

- Q_{COND} : potenza termica che il condensatore deve erogare al pozzo caldo [W]
- P_E : potenza elettrica necessaria per erogare Q_{COND} [W]
- Q_{EVAP} : potenza termica che l'evaporatore deve asportare dalla sorgente fredda date Q_{COND} e P_E [W]

L'energia elettrica fornita, a meno delle perdite della conversione da energia elettrica a meccanica e da meccanica a incremento di entalpia, si traduce in energia termica che viene scaricata al pozzo caldo assieme alla quota asportata dalla sorgente fredda. Di conseguenza, la richiesta effettiva di calore allo scambiatore dipende dal COP della pompa di calore, ma quest'ultimo dipende a sua volta dai profili di temperatura della portata d'acqua (sorgente termica) scaldata nello scambiatore, che è proporzionale al calore scambiato dallo scambiatore e quindi alla richiesta di calore allo scambiatore. E' dunque necessario un calcolo iterativo, che il software di calcolo Excel è in grado di eseguire in automatico: si fissa un valore di COP di partenza, dopodiché il software esegue delle iterazioni successive variando il valore di COP iniziale finché non coincide con quello calcolato.

- ii. La pompa di calore scelta presenta le seguenti limitazioni, relativamente all'acqua alimentante l'evaporatore:

- Temperatura di uscita $\theta_{W, EV, OUT}$ compresa tra 5 e 18 [°C]
- Salto termico $\Delta \theta_{W, EV}$ compreso tra 3 e 8 [°C]

Si definiscono dunque:

- ◆ Parametri fissati:
 - Potenza termica Q [W]
 - Temperatura ingresso fluido caldo $\theta_{r,in}$ [°C]
 - Temperatura ingresso fluido freddo $\theta_{ws,IN}$ (range di accettabilità) [°C]
 - Salto termico fluido freddo (range di accettabilità) [°C]

- ◆ Parametri da definire:
 - Portata fluido caldo m_r [l/h]
 - Portata fluido freddo m_{ws} [l/h]

 - Altezza piastre H [m]
 - Larghezza piastre w [m]
 - Spessore piastre S [m]
 - Spaziatura piastre b [m]
 - Numero di piastre N [-]

- ◆ Parametri derivanti da calcolo, una volta fissati i parametri di cui sopra:
 - Temperatura ingresso fluido freddo $\theta_{ws,IN}$ [°C]
 - Temperatura di uscita fluido caldo $\theta_{ws,OUT}$ [°C]
 - Temperatura uscita fluido caldo $\theta_{r,OUT}$ [°C]
 - Caduta di pressione dovuta alle perdite di carico [Pa]

Dopo aver fissato inizialmente valori di geometria (scegliendo dai cataloghi dei produttori), valori delle portate dei fluidi di primo tentativo, si calcolano, mese per mese, per entrambi i fluidi:

- Diametro idraulico d_N :

$$d_n = \frac{(4*b*w)}{(2*b+2*w)} \quad [m] \quad (4.14)$$

- Numero di Prandtl Pr :

$$Pr = \frac{(c_p*\mu)}{\lambda} \quad [.-.] \quad (4.15)$$

- ρ : densità [kg/mc]

- c_p : calore specifico a pressione costante [J/kgK]
- μ : viscosità cinematica [kg/s]
- Portata per canale m_c :

$$m_c = \frac{m*2}{(N+1)} \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (4.16)$$

- Velocità di deflusso nel canale u_c :

$$u_c = \frac{m_c}{(b*w*\rho)} \quad \left[\frac{m}{s} \right] \quad (4.17)$$

- Numero di Reynolds Re :

$$Re. = \frac{\rho*u_c*d_n}{\mu} \quad [.-.] \quad (4.18)$$

- Numero di Nusselt Nu (espressione derivante da analisi sperimentale)^[4.3]:

$$Nu = 0,4 * (Re)^{0,64} * (Pr)^{0,4} \quad [.-.] \quad (4.19)$$

- Coefficiente di scambio termico per conduzione/ convenzione α :

$$\alpha = \frac{Nu*\lambda}{d_n} \quad \left[\frac{W}{mqK} \right] \quad (4.20)$$

- Coefficiente di scambio termico K:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha'} + f_s' + \frac{S}{\lambda_p} + f_s'' + \frac{1}{\alpha''}\right)} \quad \left[\frac{W}{mqK}\right] \quad (4.21)$$

- L'apice " ' " è riferito al fluido caldo, quello " " " al fluido freddo
- f_s è il fattore di sporramento.

- Area di scambio termico:

$$A = H * w * N \quad [m] \quad (4.22)$$

- Numero di unità di trasporto NTU:

$$NTU = \frac{K * A}{C_{min}} \quad \left[\frac{W}{J}\right] \quad (4.23)$$

Dove C_{MIN} è la capacità termica minore tra quella dei due fluidi.

- Efficienza di scambio termico ε (espressione valida per scambiatori a piastre, configurazione controcorrente)^[3.11]:

$$\varepsilon = 1 - \frac{e^{-(NTU * (1-R))}}{(1 - R * e^{-(NTU * (1-R))})} \quad [.] \quad (4.24)$$

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad [.-.] \quad (4.25)$$

Ricordando la definizione di efficienza di scambio termico:

$$\varepsilon = \frac{Q_{effettivo}}{Q_{max.scambiabile}} \quad [.-.] \quad (4.26)$$

- $Q_{effettivo}$: calore effettivamente scambiato [W]
- $Q_{max.scambiabile}$: calore massimo teoricamente scambiabile [W], pari al calore che verrebbe scambiato se il fluido avente capacità termica minore si riscaldasse/raffreddasse fino alla

temperatura d'ingresso dell'altro fluido

si calcola il calore effettivamente scambiato.

$$Q = \varepsilon * C_{min} * (t_{i,n}' - t_{i,n}'') \quad [W] \quad (4.27)$$

Oltre allo scambio termico, è necessario stimare anche la caduta di pressione.

Le perdite di carico in uno scambiatore a piastre percorso da liquidi senza cambiamento di fase, sono date da:

$$\Delta_p = \Delta_{(P_{ATTRITO})} + \Delta_{(P_{GRAVITA})} \quad [Pa] \quad (4.28)$$

- $\Delta_{P_ATTRITO}$: perdite dovute all'attrito del fluido tra le piastre [Pa]
- $\Delta_{P_GRAVITA}$: variazione della pressione dovuta alla variazione di quota [Pa]

Trascurando il termine dovuto alla variazione di quota, la caduta di pressione è dovuta all'attrito, è esprimibile con:

$$\Delta_{P_{attrito}} = 2 * f * \left(\frac{L}{dn}\right) * \rho * u^2 \quad [Pa] \quad (4.29)$$

Dove f è il fattore d'attrito, calcolabile con l'espressione sperimentale:^[4.3]

$$f = 2,78 * Re.^{(-0,18)} \quad [.-.] \quad (4.30)$$

Il procedimento è stato ripetuto mese per mese, variando le portate fino ad ottenere:

- Potenza scambiata pari a quella media mensile richiesta all'evaporatore
- Temperature del fluido freddo nei limiti di funzionamento dell'evaporatore
- Velocità di deflusso non inferiori a 0,1 [m/s]
- Perdite di carico non superiori a 2 [mca]

La tabella 4.15 riporta i dati dello scambiatore scelto. Il numero di piastre scelto è 35.

CARATTERISTICHE SCAMBIATORE					
Altezza piastra H	Larghezza piastra w	Spaziatura piastre b	Spessore piastra S	Conduttività piastra λ_p	Numero piastre N
[m]	[m]	[mm]	[mm]	[W/mK]	[-]
0,370	0,093	3,1	0,5	15	7 – 55

Tabella 4.15: caratteristiche scambiatore scelto

4.2.2.4) Consumo di energia finale risultante

La tabella 4.16 riporta, mensilmente, le portate calcolate, e le velocità di deflusso durante il funzionamento per climatizzazione invernale. Si tratta di valori medi mensili.

MESE	PORTATE		VELOCITA' DEFLUSSO	
	Portata m' [litri/h]	Portata m" [litri/h]	Velocità uc' [m/s]	Velocità uc" [m/s]
ottobre	1900	2000	0,102	0,107
novembre	4050	2500	0,217	0,134
dicembre	5380	2500	0,288	0,134
gennaio	9100	2150	0,488	0,115
febbraio	7204	2500	0,386	0,134
marzo	3775	2100	0,202	0,113
aprile	1950	1800	0,104	0,096

Tabella 4.16: portate e velocità di deflusso nello scambiatore durante funzionamento per riscaldamento

La tabella seguente mostra l'andamento dei profili di temperatura mensili e delle perdite di carico, derivanti dalla configurazione scelta, relativamente allo scambiatore per climatizzazione invernale.

MESE	TEMPERATURE				PERDITE DI CARICO	
	Temperatura ingresso ti' [°C]	Temperatura uscita tu' [°C]	Temperatura ingresso ti'' [°C]	Temperatura uscita tu''' [°C]	$\Delta p'$ [Pa]	$\Delta p''$ [Pa]
ottobre	22,50	19,03	15,69	19,00	991	1087
novembre	20,09	18,02	13,66	17,00	3927	1632
dicembre	17,66	15,02	7,31	13,00	6585	1632
gennaio	15,93	14,30	5,07	12,00	17139	1240
febbraio	16,06	14,63	8,86	13,00	11203	1632
marzo	17,36	15,63	11,90	15,00	3456	1188
aprile	18,79	15,95	12,92	16,00	1038	898

Tabella 4.17: andamento temperature e perdite di carico nello scambiatore durante funzionamento per climatizzazione

La figura 4.8 mostra in forma grafica l'andamento mensile medio del calore scambiato, della temperatura di ingresso dei reflui e della temperatura di uscita dell'acqua.; la figura 4.9 mostra invece l'andamento delle portate e della potenza assorbita dalle pompe di circolazione.

Scambiatore: temperature e calore scambiato

Funzionamento per climatizzazione invernale

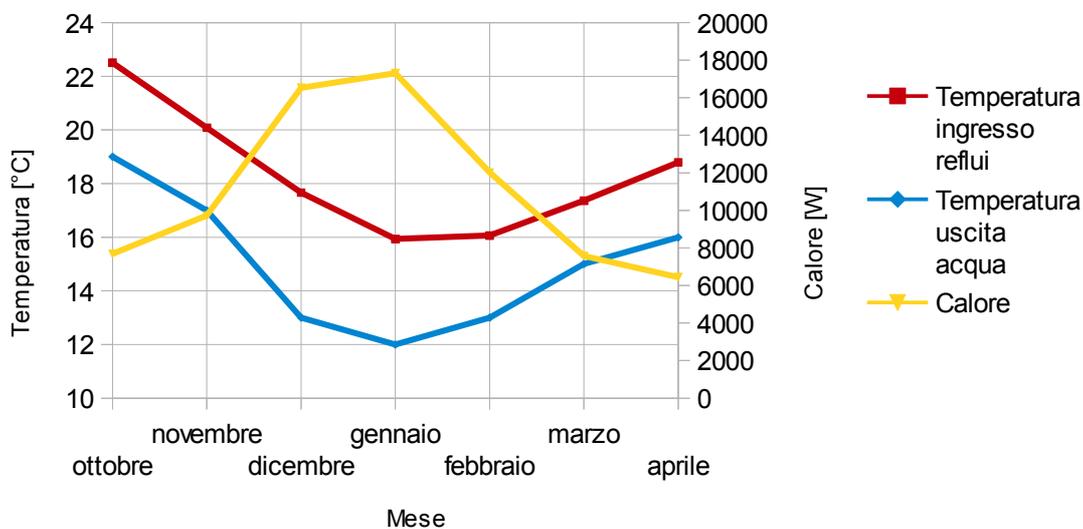


Figura 4.8: temperature e potenza termica nel funzionamento per riscaldamento

Scambiatore: portate e potenza assorbita dalle pompe

Funzionamento per climatizzazione invernale

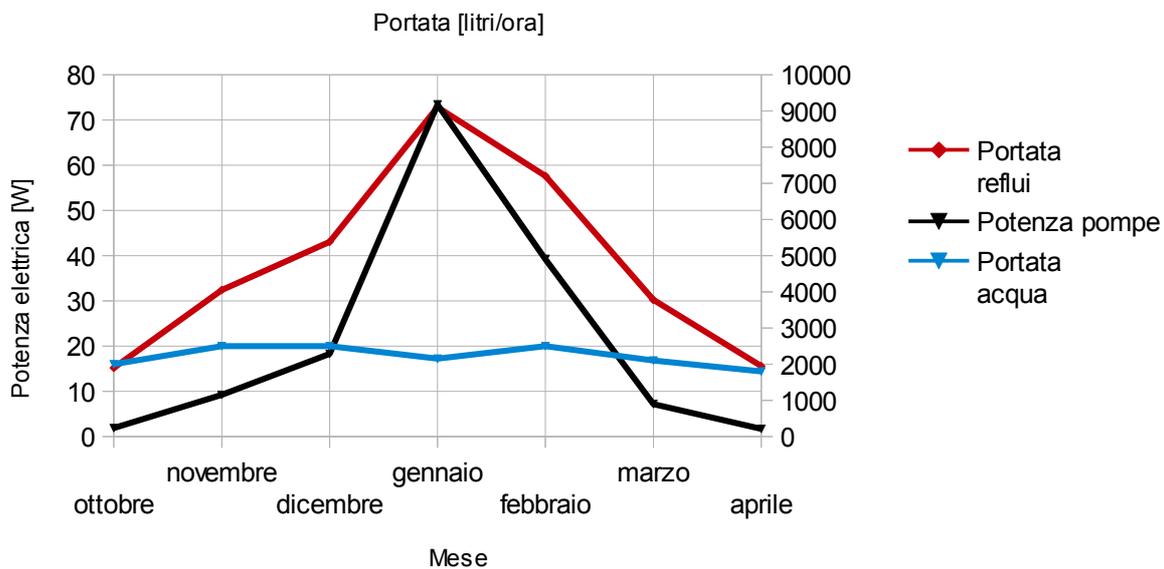


Figura 4.9: portata e potenza pompe nel funzionamento per climatizzazione invernale

La tabella seguente riporta, mensilmente, le portate calcolate, e le velocità di deflusso relativamente al funzionamento durante la produzione di acqua calda sanitaria. Si tratta di valori medi mensili.

MESE	PORTATE		VELOCITA' DI DEFLUSSO	
	Portata m' [litri/h]	Portata m' [litri/h]	Velocità uc' [m/s]	Velocità uc'' [m/s]
gennaio	7605	4100	0,407	0,220
febbraio	7000	4100	0,375	0,220
marzo	6456	4100	0,346	0,220
aprile	5638	4100	0,302	0,220
maggio	8890	4100	0,476	0,220
giugno	7350	4100	0,394	0,220
luglio	9430	4100	0,505	0,220
agosto	7068	4100	0,379	0,220
settembre	6407	4100	0,343	0,220
ottobre	5190	4100	0,278	0,220
novembre	5340	4100	0,286	0,220
dicembre	5530	4100	0,296	0,220

Tabella 4.18: portate e velocità di deflusso durante funzionamento per acs

La tabella 4.19 mostra l'andamento dei profili di temperatura mensili e delle perdite di carico, derivanti dalla configurazione scelta, relativamente allo scambiatore.

MESE	TEMPERATURE				PERDITE DI CARICO	
	Temperatura ingresso ti' [°C]	Temperatura uscita tu' [°C]	Temperatura ingresso ti'' [°C]	Temperatura uscita tu''' [°C]	$\Delta p'$ [Pa]	$\Delta p''$ [Pa]
gennaio	15,9	13,9	7,3	11,0	12363	4016
febbraio	16,1	13,9	7,3	11,0	10632	4016
marzo	17,4	14,9	8,2	12,0	9176	4016
aprile	18,8	15,9	9,0	13,0	7171	4016
maggio	19,2	17,3	9,9	14,0	16426	4016
giugno	21,6	18,9	10,1	15,0	11619	4016
luglio	24,7	22,3	12,7	18,0	18287	4016
agosto	25,2	22,1	12,7	18,0	10821	4016
settembre	24,3	21,0	11,8	17,0	9050	4016
ottobre	22,5	19,1	11,7	16,0	6168	4016
novembre	20,1	17,0	9,9	14,0	6496	4016
dicembre	17,7	14,8	8,2	12,0	6923	4016

Tabella 4.19: andamento temperature e perdite di carico durante funzionamento per acs

La figura 4.10 mostra in forma grafica l'andamento mensile medio del calore scambiato, della temperatura di ingresso dei reflui e della temperatura di uscita dell'acqua.; la figura 4.11 mostra invece l'andamento delle portate e della potenza assorbita dalle pompe di circolazione.

Scambiatore: temperature e calore scambiato

Funzionamento per acqua calda sanitaria

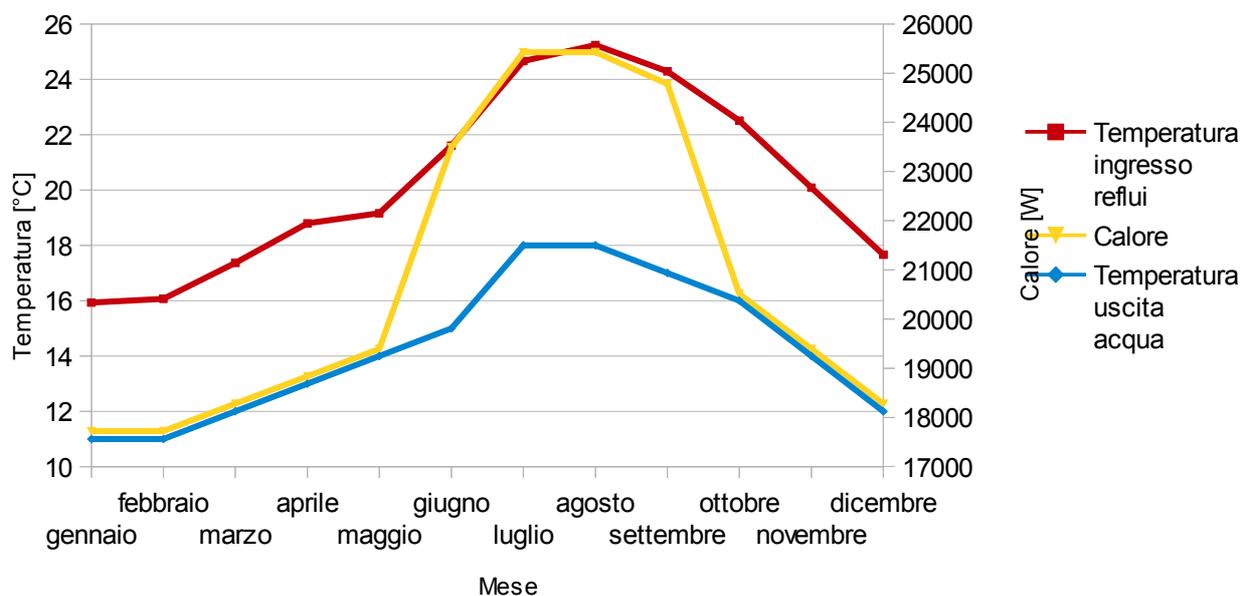


Figura 4.10: temperature e potenza termica nel funzionamento per acqua calda sanitaria

Scambiatore: portate e potenza pompaggio

Funzionamento per acqua calda sanitaria

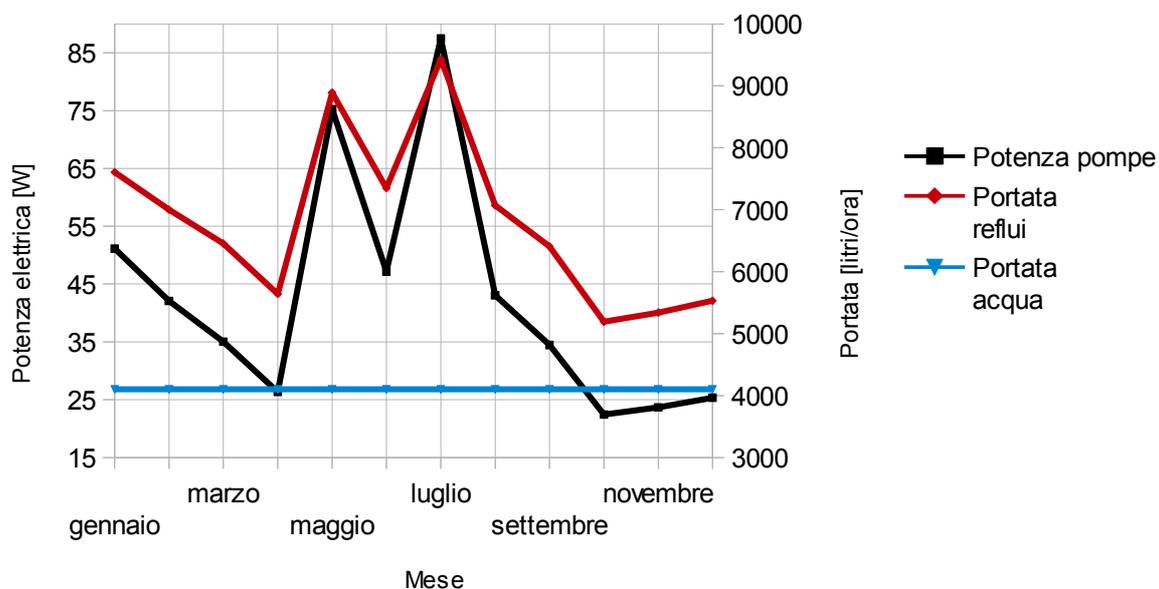


Figura 4.11: portate e potenza pompe nel funzionamento per acqua calda sanitaria

La tabella seguente riporta il fabbisogno mensile di energia finale e la potenza media richiesta. Il fabbisogno di energia utile è quello calcolato secondo la 11300:2014 parte 1. Quello richiesto alla generazione, è calcolato secondo la 11300:2014 parte 2, secondo le considerazioni espresse al punto 4.2.2.1.

CLIMATIZZAZIONE INVERNALE			
	Fabbisogno ideale netto	Fabbisogno generazione	Potenza media richiesta
	[kwh/mese]	[kwh/mese]	[W]
ottobre	661	709	4924
novembre	9260	9941	13807
dicembre	15698	16852	22651
gennaio	16393	17599	23654
febbraio	10169	10917	16246
marzo	7268	7802	10487
aprile	1240	1331	3696

Tabella 4.20: fabbisogno medio mensile e potenza media mensile per riscaldamento

ACQUA CALDA SANITARIA			
	Fabbisogno ideale netto	Fabbisogno generazione	Potenza media
	[kwh/mese]	[kwh/mese]	[W]
gennaio	2632	3253	25483
febbraio	2378	2939	25483
marzo	2632	3253	26116
aprile	2547	3148	26750
maggio	2004	2476	27383
giugno	1939	2397	29941
luglio	2004	2476	32071
agosto	1939	2397	32071
settembre	1939	2397	31361
ottobre	2632	3253	28650
novembre	2547	3148	27383
dicembre	2632	3253	26116

Tabella 4.21: fabbisogno medio mensile e potenza media mensile per riscaldamento per ACS

Le tabelle seguenti riportano le temperature di pozzo e sorgente, il COP medio mensile calcolato e tutti gli altri parametri calcolati al fine della stima di quest' ultimo. Le figure 4.12 e 4.13 mostrano l'andamento del COP medio mensile per climatizzazione e produzione di acs.

CLIMATIZZAZIONE INVERNALE									
	T_s	T_p	COP_{CARNOT,T_s,T_p}	Φ_{MAX,T_s,T_p}	CR	FC	$COP_{,T_s,T_p}$	η_{II, T_s,T_p}	COP medio
	[°C]	[°C]		[W]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
ottobre	19	50	10,42	31666	0,16	0,73	4,12	0,40	3,023
novembre	17	50	9,79	30323	0,46	0,84	4,02	0,41	3,380
dicembre	13	50	8,73	27636	0,82	0,97	3,81	0,44	3,705
gennaio	12	50	8,5	26964	0,88	0,99	3,76	0,44	3,732
febbraio	13	45	9,94	28521	0,57	0,88	4,36	0,44	3,849
marzo	15	45	10,61	29941	0,35	0,8	4,48	0,42	3,598
aprile	16	45	10,97	30651	0,12	0,72	4,54	0,41	3,270

Tabella 4.22: COP medio mensile per riscaldamento

ACQUA CALDA SANITARIA									
	T_s (T evap.)	T_c (t cond.)	COP_{CARNOT,T_s,T_p}	Φ_{MAX,T_s,T_p}	CR	FC	$COP_{,T_s,T_p}$	η_{II, T_s,T_p}	COP medio
	[°C]	[°C]		[W]	[-]				
gennaio	11	55	7,46	25483	1	1,04	3,17	0,42	3,28
febbraio	11	55	7,46	25483	1	1,04	3,17	0,42	3,28
marzo	12	55	7,63	26116	1	1,04	3,21	0,42	3,33
aprile	13	55	7,81	26750	1	1,04	3,26	0,42	3,38
maggio	14	55	8	27383	1	1,04	3,3	0,41	3,43
giugno	15	45	10,61	29941	1	1,04	4,48	0,42	4,65
luglio	18	45	11,78	32071	1	1,04	4,65	0,39	4,83
agosto	18	45	11,78	32071	1	1,04	4,65	0,39	4,83
settembre	17	45	11,36	31361	1	1,04	4,59	0,4	4,77
ottobre	16	55	8,41	28650	1	1,04	3,4	0,4	3,52
novembre	14	55	8	27383	1	1,04	3,3	0,41	3,43
dicembre	12	55	7,63	26116	1	1,04	3,21	0,42	3,33

Tabella 4.23 COP medio mensile per ACS

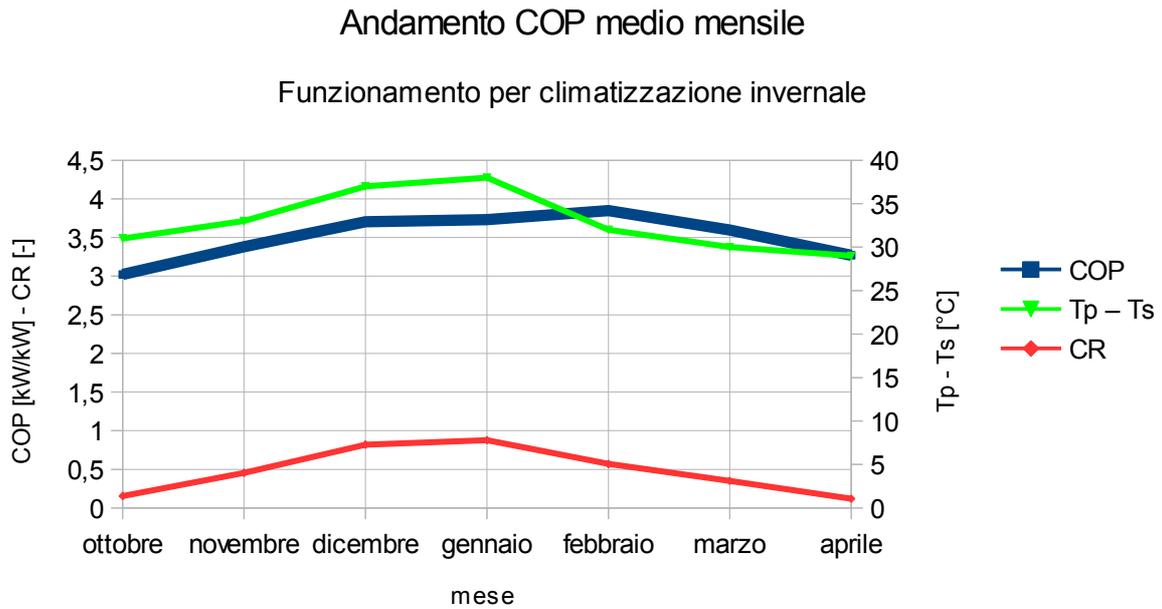


Figura 4.12: andamento medio mensile del COP per climatizzazione invernale

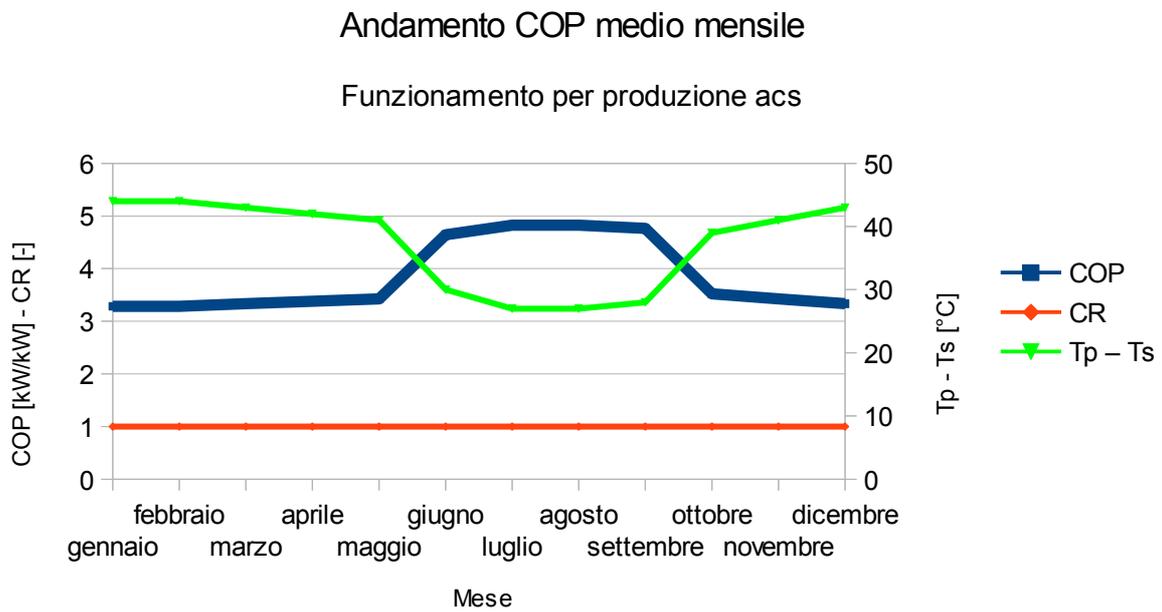


Figura 4.13: andamento medio mensile del COP per produzione di acs

Le tabelle seguenti riportano i consumi di energia finale:

CLIMATIZZAZIONE INVERNALE			
	Consumo elettrico PDC	Consumo elettrico pompe*	Consumo elettrico totale
	[kWh]	[kWh]	[kWh]
ottobre	235	0,3	236
novembre	2941	6,7	2950
dicembre	4549	13,6	4567
gennaio	4715	54,6	4789
febbraio	2836	26,4	2876
marzo	2169	5,4	2176
aprile	407	0,6	409
STAGIONE	17852	108	18003

Tabella 4.24: consumo di energia elettrica per climatizzazione invernale con intervento

ACQUA CALDA SANITARIA			
	Consumo elettrico PDC	Consumo elettrico pompe*	Consumo elettrico totale
	[kWh]	[kWh]	[kWh]
gennaio	991	6,53	997
febbraio	895	4,85	900
marzo	976	4,37	981
aprile	932	3,10	935
maggio	723	6,80	729
giugno	516	3,77	520
luglio	513	6,75	520
agosto	497	3,22	500
settembre	503	2,63	506
ottobre	924	2,55	926
novembre	919	2,72	921
dicembre	976	3,16	980
STAGIONE	9363	50,46	9414

Tabella 4.25: consumo di energia elettrica per acqua calda sanitaria con intervento

*Il consumo elettrico delle pompe si riferisce a quelle che fanno circolare i fluidi nello scambiatore

4.2.2.5) Valutazione economica dell'intervento

La tabelle 4.26 e 4.27 riportano un confronto dei consumi di energia e la relativa spesa tra lo stato attuale e quello che si stima di ottenere mediante l'intervento.

SITUAZIONE ATTUALE				
RISCALDAMENTO				
		Gas	Elettrica	Totale
Fabbisogno finale	[kWh]	84825	144	84969
SPESA ENERGIA	[€/stagione]	10179	20	10199
ACQUA CALDA SANITARIA				
		Gas	Elettrica	Totale
Fabbisogno finale	[kWh]	38338	110	38448
SPESA ENERGIA	[€/anno]	4601	15	4616
TOTALE				
SPESA ENERGIA	[€/anno]	14780	35	14815

Tabella 4.26: situazione attuale spesa energia

SITUAZIONE PREVISTA DOPO L'INTERVENTO				
RISCALDAMENTO				
		Gas	Elettrica	Totale
Fabbisogno finale	[kWh]	0	18147	18147
SPESA ENERGIA	[€/stagione]	0	2541	2541
ACQUA CALDA SANITARIA				
		Gas	Elettrica	Totale
Fabbisogno finale	[kWh]	0	9524	9524
SPESA ENERGIA	[€/anno]	0	1333	1333
TOTALE				
SPESA ENERGIA	[€/anno]	0		3874

Tabella 4.27: situazione spesa energia post-intervento

Secondo il DM 16-2-2016, l'intervento è di tipologia 2.A. L'incentivo è da calcolarsi in funzione dell'energia termica prodotta annualmente (definita in funzione del COP, della potenza termica nominale del generatore e di coefficienti di utilizzo dipendenti dalle zone climatiche) e di specifici coefficienti di valorizzazione dell'energia. L'incentivo totale è da erogarsi in due rate annuali per impianti di potenza termica inferiore a 35[kW]. La rata annuale $I_{a,tot}$ è data dall'espressione:

$$I_{a,tot} = E_i * C_i \quad [€] \quad (4.31)$$

Dove E_i è l'energia termica incentivata prodotta in un anno.

$$E_i = Q_u * \left(1 - \frac{1}{COP}\right) \quad [kWh] \quad (4.32)$$

- COP = COP della pompa di calore installata, soggetto ai requisiti minimi della tabella 3 del DM 16-2-2016 e valutato nelle temperature riportate nella stessa tabella
- Q_u = calore totale prodotto dall'impianto [kWh], calcolato secondo:

$$Q_u = P_n * Q_{uf} \quad [kWh] \quad (4.33)$$

- P_n = potenza termica nominale della pompa di calore
- Q_{uf} = coefficiente di utilizzazione, da ricavarsi dalla tabella 6 del DM 16-2-2016, in funzione della zona climatica.

I risultati e i dati per il calcolo dell'incentivo sono riportati in tabella 4.28.

CALCOLO INCENTIVO PER INSTALLAZIONE POMPA DI CALORE		
COP(10/35)	[-]	5,39
Pot. nominale P_n (10/35)	[kW]	27,63
Coeff. utilizzo Q_{uf}	[h]	1700
Calore prodotto Q_u	[kWh]	46971
Calore incentivato E_i	[kWh]	38257
Coeff. valorizz. C_i	[-]	0,055
Incentivo annuo $I_{a.tot}$	[€]	2104
Durata	[anni]	2
Incentivo totale I_{tot}	[€]	4208

Tabella 4.28: calcolo incentivo per intervento A.2

La tabella 4.29 mostra i costi che si stima di dover sostenere per l'intervento, relativamente ai soli componenti.

IMPIANTO A POMPA DI CALORE A RECUPERO DAI REFLUI: COSTO COMPONENTI			
	Costo/unità	Quantità	Spesa
	[€/unità]	[-]	[€]
Pompa di calore	9000	1	9000
Scambiatore	595	2	1190
Circolatori (acqua)	97,95	3	293,85
Pompe di estrazione (reflui)	96,98	4	387,92
Costo unitario ventilconvettori	214	24	5136
Costo unitario valvole termostatiche	20	24	480
COSTO TOTALE COMPONENTI			16488

Tabella 4.29: costi intervento di installazione pompa di calore a recupero dai reflui (escluse spese installazione e manutenzione)

I circolatori fanno riferimento ad un preciso modello, avente portata compresa tra 400 e 3300 [l/h], con una prevalenza massima di 6,9 [mca]. Essendo la portata di picco 4100 [l/h] (tabelle 4.16 e 4.18) ne sono necessari 2. Si prevede l'acquisto di 3 unità, per una questione di continuità di servizio in caso di rottura.

Le pompe di estrazione fanno riferimento ad un preciso modello, avente portata compresa tra 600 e 3600 [l/h], con una prevalenza massima di 53,8 [mca]. Essendo la portata massima di reflui richiesta pari a 9430 [l/h] (tabelle 4.16 e 4.18), sono necessarie 3 unità. Per una questione di continuità di servizio, si prevede di installarne 4.

Il costo totale relativo ai soli componenti risulta 16488 €, che diventa 12280 [€] con gli incentivi (tabella 4.28). A questo bisognerebbe aggiungere il costo di installazione dell'impianto complessivo e di manutenzione dello scambiatore di calore a piastre. Esso infatti, è soggetto a sporco lato fluido caldo, poiché i reflui, sebbene depurati e quindi pronti per essere reimmessi nella rete idrica, presentano valori di durezza e di contenuto di sostanze organiche tali da imbrattare le superfici di scambio. Essendo che si prevede di far lavorare lo scambiatore con basse differenze di temperatura medie logaritmiche, (tabelle 4.17 e 4.19), un eccessivo sporco potrebbe portare al blocco dello scambio termico. Non essendo possibile trattare i reflui poiché il relativo circuito è aperto (figura 4.3), l'unica possibilità è quella di eseguire una pulizia periodica (per questo si prevede di acquistarne due). Quindi, prima di procedere alla realizzazione dell'impianto sarebbe opportuno eseguire una stima degli intervalli di tempo tra una pulizia e l'altra, per verificare che costi derivanti da manutenzioni troppo frequenti non vanifichino il risparmio di energia conseguibile. Nel caso, sarebbe opportuno valutare la scelta di uno scambiatore a fascio tubiero, più costoso ed ingombrante a parità di scambio termico, ma disponibile in versioni autopulenti.

Sulla base di quanto detto, è possibile stimare:

INTERVENTO DI RECUPERO TERMICO CON POMPA DI CALORE		
Risparmio	[€/anno]	10941
Costo invest.	[€]	16488
Costo invest. con incentivo	[€]	12280
T. ritorno	[anni]	1,12

Tabella 4.30: investimento e convenienza economica per intervento di recupero termico sui reflui

4.3) Riepilogo interventi e considerazioni finali

La tabella 4.31 riporta gli indici di consumo di energia primaria allo stato attuale, confrontati con quelli ottenibili mediante gli interventi proposti (i valori in verde sono quelli che presentano una variazione rispetto allo stato attuale).

INDICI CONSUMO ENERGIA PRIMARIA [kWh/mq*anno]				
INTERVENTO	EPH_{nren}	EPH_{ren}	EPW_{nren}	EPW_{ren}
Stato attuale – Nessun intervento	143	0,325	66	0,425
Chiusure opache	106	0,325	66	0,425
Chiusure trasparenti + valvole termostat.	117	0,325	66	0,425
Valvole termostatiche	133	0,325	66	0,425
Pompa di calore con rec. dai reflui	57	13,647	30	7,162

Tabella 4.31: indici di consumo di energia primaria

La tabella 4.32 mostra la variazione percentuale dei suddetti indici rispetto allo stato attuale. La tabella 4.33 riporta la variazione di spesa annuale per la climatizzazione invernale e la produzione di acs, il costo dell'investimento e il tempo di ritorno.

VARIAZIONE PERCENTUALE INDICI CONSUMO ENERGIA PRIMARIA				
INTERVENTO	EPH_{nren}	EPH_{ren}	EPW_{nren}	EPW_{ren}
	[kWh/mq*anno]	[kWh/mq*anno]	[kWh/mq*anno]	[kWh/mq*anno]
Chiusure opache	-26%	0	0	0
Chiusure trasp. + valvole termostat.	-18%	0	0	0
Valvole termostatiche	-7%	0	0	0
Pompa di calore con rec. dai reflui	60%	98%	-55%	94%

Tabella 4.32: variazione percentuale indici di consumo di energia primaria

CONFRONTO INTERVENTI			
INTERVENTO	Variaz. % spesa riscald. + acs	Investimento	Tempo di ritorno
	[€/anno]	[€]	[anni]
Chiusure opache	-27%	2623	0,96
Chiusure trasp. + valvole termostat.	-18%	6407	3,38
Valvole termostatiche	-8%	450	0,58
pompa di calore	-64%	12280	1,3

Tabella 4.33: variazione percentuale spesa energia, investimento, tempo di ritorno

Si possono fare delle considerazioni in merito alla priorità degli interventi.

Innanzitutto, l'intervento di sostituzione delle chiusure trasparenti risulta essere quello con il tempo di ritorno più lungo, e permetterebbe di raggiungere un risparmio annuo minore rispetto a quello dell'intervento sulle chiusure opache, che tra l'altro ha un tempo di ritorno molto inferiore. Quindi, dei due interventi sull'involucro si ritiene più importante quello sulle chiusure opache. Al limite si consiglia, riguardo alle chiusure trasparenti, di sostituire la finestra "Finestra nord portineria", poiché è stato rilevato da sopralluogo, che essa è causa di fastidiosi spifferi d'aria, secondo quanto riferito dal personale interpellato.

L'intervento relativo alla sola installazione di valvole termostatiche risulta conveniente: il risparmio è contenuto ma l'investimento ritorna in meno di un anno, senza considerare il fatto che tale intervento garantirebbe un migliore controllo della temperatura nei locali, con conseguente aumento di comfort percepito dagli occupanti.

L'intervento relativo al recupero termico dai reflui, promette un considerevole risparmio annuo, con un tempo di ritorno solo di poco superiore a quello dell'intervento sulle chiusure opache. Quindi l'intervento di recupero termico dai reflui sembrerebbe conveniente, anche per il fatto che l'impianto si categorizzerebbe come impianto alimentato a fonte assimilabile a rinnovabile.

Rimangono comunque valide le considerazioni espresse in merito alla necessità di un'adeguata verifica preliminare dei costi derivanti dalla manutenzione dello scambiatore di calore.

Leggi e decreti, normative tecniche e bibliografia

1. LEGGI E DECRETI

1.1. D.M. 16-2-2016 "Aggiornamento Conto Termico"

2. NORMATIVE TECNICHE

2.1 UNI TS 11300:2014-1: "Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale"

2.2 UNI TS 11300:2014-2: "Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l'illuminazione in edifici non residenziali"

2.3 UNI TS 11300:2016-4 "Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria"

2.4 UNI 10349:2016-1: "Medie mensili per la valutazione della prestazione termo-energetica dell'edificio e metodi per ripartire l'irradianza solare nella frazione diretta e diffusa e per calcolare l'irradianza solare su di una superficie inclinata".

2.5 ISO 6946:2017 "Building components and building elements – Thermal resistance and thermal transmittance – Calculation methods"

2.6 UNI CEI EN 16247-1 "Diagnosi energetiche – parte 1: "Requisiti generali"

2.7 UNI CEI EN 16247-2 "Diagnosi energetiche – parte 2: "Edifici"

2.8 UNI CEN/TR 12831:2018 "Prestazione energetica degli edifici- Metodo di calcolo per il carico termico di progetto- Parte 1: Carico termico per il riscaldamento degli ambienti"

2.9 UNI EN ISO 10077-1:2018: "Prestazione termica di finestre, porte e chiusure oscuranti – Calcolo della trasmittanza termica – Parte 1: generalità"

2.10 UNI 10355:1994 "Murature e solai. Valori della resistenza termica e metodo di calcolo."

2.11 UNI 10351:2015 "Materiali e prodotti per l'edilizia – proprietà termoigrometriche – procedura per la scelta dei valori di progetto"

2.12 UNI EN ISO 10456:2008 "Materiali e prodotti per l'edilizia – Valori tabulati di progetto e procedimenti per la determinazione dei valori termici dichiarati e di progetto"

2.13 UNI EN ISO 13786:2008 "Prestazione termica dei componenti per l'edilizia – Caratteristiche termiche dinamiche -Metodi di calcolo"

2.14 ISO 13790:2008 "Energy performance of buildings -Calculation of energy use for space heating and cooling"

3. TESTI

3.1. Cesare Bonacina, Alberto Cavallini, Lino Mattarolo "Trasmissione del Calore", aprile 1992, terza edizione, CLEUP EDITORE

3.2. Cesare Bonacina, Alberto Cavallini, Lino Mattarolo "Termodinamica applicata", aprile 1992, seconda edizione, CLEUP EDITORE

4. APPUNTI DELLE LEZIONI

4.1. Slides e appunti del corso di Impianti Termotecnici a.a. 2016/2017, prof. Michele de Carli

4.2. Slides e appunti del corso di Energy and Buildings, a.a 2016/201, prof. Michele de Carli

4.3. Appunti del corso di Trasmissione del Calore, a.a 2015/2016, prof. Luisa Rossetto