

POLITECNICO DI MILANO



SCUOLA DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E DELL'INFORMAZIONE

TESI DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

*Utilizzo dell'acqua di falda per la climatizzazione di un edificio
del terziario. Requisiti prestazionali ed analisi energetica.*

RELATORE

Prof. Ing. Cesare Maria Joppolo
Dip. Energia, Politecnico di Milano

AUTORE

Federico Novati, matr. 836253

CORRELATORI

Ing. Gianfranco Ariatta
Ing. Michele Argenta
Ing. Marco Zoppo Vigna
Ariatta Ingegneria dei Sistemi S.r.l.

Anno Accademico 2015/2016

Ringraziamenti

Si desidera ringraziare il Professor Cesare Maria Joppolo e l'Ingegnere Gianfranco Ariatta per avermi offerto la possibilità di svolgere il presente lavoro tesi all'interno dello Studio Ariatta.

Si ringraziano anche gli Ingegneri Michele Argenta, Marco Zoppo Vigna e Redy Alessandro Truccolo per l'aiuto che è stato fornito durante il periodo di svolgimento del lavoro di tesi all'interno dello Studio Ariatta.

Sommario

L'oggetto della presente trattazione riguarda la progettazione degli impianti meccanici per la climatizzazione in un edificio di nuova costruzione nel comune di Milano.

L'argomento principale riguarda l'utilizzo dell'acqua di falda in modalità di free-cooling ideato al fine di ottenere la riduzione dei consumi energetici connessi alla climatizzazione estiva dell'immobile.

Il tema verrà sviluppato con due scopi.

Il primo verte a quantificare i consumi di energia elettrica da parte delle unità polivalenti della centrale termo-frigorifera nel periodo di climatizzazione estiva. Questa analisi verrà svolta per confronto tra la soluzione impiantistica sviluppata in fase di progetto preliminare ed una soluzione impiantistica assunta come riferimento.

Il secondo obiettivo consiste nella verifica del rispetto delle prescrizioni di legge da parte dell'edificio oggetto di trattazione, con particolare attenzione rivolta agli stringenti requisiti minimi imposti dal Decreto Legislativo 28/11 in termini di copertura di energia primaria da fonte rinnovabile per i servizi di climatizzazione invernale, estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria. Si mostrerà inoltre come grazie all'utilizzo combinato dell'acqua di falda in pre-raffreddamento, delle macchine polivalenti funzionanti in pompa di calore della presenza di un impianto fotovoltaico è possibile raggiungere i requisiti necessari all'ottenimento del bonus volumetrico del 5% previsto dal Decreto sopra citato.

In primo luogo si fornirà una panoramica del sistema legislativo passato e presente che regola il settore edilizio ed impiantistico. Da questa prima analisi emergerà la criticità data dal fatto che la norma UNI/TS 11300-4:2016 considera come fonti rinnovabili unicamente il solare fotovoltaico, solare termico, biomasse e quota parte di energia termica fornita da pompe di calore. Il contributo derivante dall'utilizzo dell'acqua di falda in modalità di free-cooling non è contemplata.

Dopo aver fornito informazioni tecniche riguardo il fabbricato e gli impianti HVAC a servizio delle zone termiche presenti verranno spiegati i procedimenti adottati nello svolgimento di una simulazione in regime dinamico condotta per determinare i risultati del primo scopo.

Infine si mostrerà un procedimento di calcolo appositamente studiato e sviluppato per poter tenere conto del contributo del pre-raffreddamento dato dall'acqua di falda ai fini del calcolo delle quantità di energia primaria rinnovabile e non rinnovabile richieste dall'edificio, con relativa applicazione al caso in esame.

Abstract

The topic of the discussion concerns the planning of HVAC system for air-conditioning in a new building placed in Milan.

The key issue is the use of ground water by means of the free-cooling modality designed in order to reduce energy costs linked to summer air-conditioning.

The analysis will be focused on two main purposes.

The first one deals with quantifying energy consumptions by multipurpose chiller during periods of summer air-conditioning. It will be compared a type of solution developed at a preliminary stage and another one taken as the point of reference.

The second one is about the fulfilment of legal requirements, paying particular attention to the "Decreto Legislativo 28/11" in terms of coverage of primary energy from renewable sources for winter and summer air-conditioning services and for domestic hot water production. It will be shown that the combined use of ground water for free cooling stage, of polyvalent systems functioning in a heat pump and of a photovoltaic plant makes possible to meet the necessary requirements so as to obtain the volumetric volume of 5%, according to the "Decreto Legislativo 28/11".

Firstly it will be provided an overview of the previous and the current legislative system in building and HVAC sectors. This first analysis will show that the standard UNI/TS 11300-4:2016 only considers solar photovoltaic energy, solar thermal energy, biomasses and a fraction of thermal energy provided by heat sources as renewable sources. This turns out to be problematic. The contribution given by the use of ground water in free-cooling modality is not taken in consideration.

After providing technical information concerning the building and HVAC plants, the procedures adopted for a dynamics simulation and applied to get the results of the first purpose will be explained. In the end it will be shown a calculation procedure specially designed and developed which takes into account the contribution of free-cooling given by the ground water so as to determine the amount of renewable and non-renewable primary energy required by the building, with its application to the case examined.

Indice

Capitolo 1	Inquadramento legislativo e normativo	1
1.1	Dalla Legge n. 373/76 alla Legge 9 Gennaio 1991, n. 10	1
1.2	Dalla Direttiva Europea 2002/91/CE al D.M. 26 Giugno 2009	3
1.3	Dalla Direttiva 2010/31/UE ai D.M. 26 Giugno 2015	6
1.4	Legislazione vigente in Regione Lombardia e nel Comune di Milano	10
1.5	Bonus riconosciuti dall'attuale sistema legislativo	11
1.6	Norma UNI/TS 11300	12
1.6.1	Norma UNI/TS 11300-1	12
1.6.2	Norma UNI/TS 11300-4	16
Capitolo 2	Caratterizzazione del fabbricato e degli impianti meccanici	17
2.1	Definizione della geometria dell'edificio	17
2.2	Definizione dei pacchetti strutturali	22
2.2.1	Stratigrafia degli elementi opachi verticali	23
2.2.2	Stratigrafia degli elementi opachi orizzontali	23
2.2.3	Chiusura verticale esterna trasparente	24
2.2.4	Ponti termici	25
2.3	Parametri progettuali	25
2.4	Descrizione degli impianti HVAC a servizio delle zone termiche climatizzate	26
2.4.1	Impianto HVAC a servizio della zona uffici	26
2.4.2	Impianto HVAC a servizio della zona lobby	28
2.4.3	Impianto di riscaldamento ed espulsione forzata dell'aria a servizio della zona bagni	29
2.5	Centrale termo-frigorifera	29
2.5.1	Centrale termo-frigorifera, caso base	29
2.5.2	Centrale termo-frigorifera, caso di progetto	33
Capitolo 3	Simulazione in regime dinamico del sistema edificio-impianto	37
3.1	Metodo Heat Balance, cenni teorici	37
3.2	Implementazione del modello edificio-impianto nel software di simulazione dinamica	40
3.2.1	Modellizzazione geometrica del fabbricato	40
3.2.2	Assegnazione delle zone termiche	41
3.2.3	Modellizzazione degli impianti HVAC a servizio delle zone termiche	41
3.2.4	Modellizzazione della centrale termo-frigorifera prevista per il caso base	45
3.2.5	Modellizzazione della centrale termo-frigorifera prevista per il caso di progetto	49
3.3	Calcolo dei consumi di energia elettrica	50

3.3.1	Calcolo dei consumi di energia elettrica, caso base	50
3.3.2	Calcolo dei consumi di energia elettrica, caso di progetto	53
3.4	Analisi dei risultati	53
3.4.1	Risultati della simulazione in regime dinamico per il caso base	54
3.4.2	Risultati della simulazione in regime dinamico per il caso di progetto.....	54
3.4.3	Confronto tra il caso base e il caso di progetto	55
Capitolo 4	Verifica dei limiti di Legge	57
4.1	Verifiche di legge su parametri che non dipendono da fabbisogni energetici.....	58
4.1.1	Coefficiente medio globale di scambio termico per trasmissione, H'_T	58
4.1.2	Rapporto tra l'area solare equivalente estiva dell'edificio rispetto all'area della superficie utile dell'edificio, $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$	60
4.2	Dal fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento al fabbisogno di energia primaria per il servizio di climatizzazione estiva	62
4.2.1	Introduzione	62
4.2.2	Ipotesi alla base del metodo di calcolo adottato dalla norma	65
4.2.3	Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, $Q_{C,nd}$	66
4.2.4	Fabbisogno effettivo di energia termica dell'edificio per il raffrescamento, $Q_{C,r}$	66
4.2.5	Fabbisogno di energia termica dell'edificio per trattamenti dell'aria, Q_V	68
4.2.6	Efficienza di generazione, η_{mm} . Consumi degli ausiliari, Q_{aux}	68
4.2.7	Fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva, $Q_{P,C}$. Rendimento globale medio stagionale, η_C	69
4.3	Verifiche di legge su parametri che dipendono da fabbisogni energetici.....	71
4.3.1	Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, caso base	71
4.3.2	Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, caso di progetto	73
4.3.3	Indice di prestazione di energia termica utile per il riscaldamento	76
4.3.4	Requisiti espressi in termini di copertura di energia da fonte rinnovabile imposti dal D. Lgs. 28/11. Generalità.	77
4.3.5	Requisiti espressi in termini di copertura di energia da fonte rinnovabile imposti dal D. Lgs. 28/11. Risultati di calcolo.....	80
4.3.6	Indici di prestazione energetica globale	88
Capitolo 5	Conclusioni.....	89
A2	Allegati al Capitolo 2	91
A2.1	Affollamenti e portate di aria primaria.....	91
A2.2	Pacchetti strutturali, dettagli.....	92
A2.3	Carichi termici di progetto	99
A2.3.1	Carico termico sensibile invernale di progetto, cenni al metodo di calcolo.....	99

A2.3.2	Produzione di acqua calda sanitaria, potenza termica richiesta.....	101
A2.3.3	Carico termico di progetto estivo, cenni al metodo di calcolo	101
A2.3.4	Carico termico sensibile invernale di progetto, risultati di calcolo	105
A2.3.5	Carico termico estivo di progetto, risultati di calcolo	106
A2.4	Unità di trattamento aria a servizio della zona uffici e della zona lobby, caratteristiche tecniche	114
A3	Allegati al capitolo 3	125
A3.1	Modellazione delle travi fredde attive all'interno del software IESVE, informazioni aggiuntive.....	125
A3.2	Indici di prestazione energetica delle macchine, funzioni interpolanti	127
A4	Allegati al Capitolo 4	129
A4.1	Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, caso base. Risultati di calcolo 129	
A4.2	Calcolo del periodo di raffrescamento ridotto, risultati.....	130
A4.3	Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, caso di progetto. Risultati di calcolo 131	
A4.4	Indice di prestazione termica utile per il riscaldamento. Risultati di calcolo.....	132
A4.5	Energia elettrica complessivamente prelevata dalla rete. Ripartizione dell'energia elettrica tra i servizi di climatizzazione invernale ed estiva e produzione di acqua calda sanitaria.....	132
A4.5.1	Caso base.....	132
A4.5.2	Caso di progetto	133
	Bibliografia	135

Indice delle tabelle

Tabella 2.1 – Principali descrittori geometrici dell’edificio.....	22
Tabella 2.2 – Riferimenti normativi per i parametri termofisici	22
Tabella 2.3 – Proprietà termofisiche del pacchetto strutturale M1	23
Tabella 2.4 – Proprietà termofisiche del pacchetto strutturale M2	23
Tabella 2.5 – Proprietà termofisiche del pacchetto strutturale P1.....	23
Tabella 2.6 – Proprietà termofisiche del pacchetto strutturale P2.....	23
Tabella 2.7 – Proprietà termofisiche del pacchetto strutturale P3.....	24
Tabella 2.8 – Condizioni termoigrometriche esterne di progetto.....	25
Tabella 2.9 – Condizioni termoigrometriche interne di progetto	26
Tabella 2.10 – Carichi interni di progetto	26
Tabella 2.11 – Affollamento e ventilazione, parametri progettuali.....	26
Tabella 2.12 – Principali parametri tecnici delle UTA a servizio della zona uffici	27
Tabella 2.13 – Principali dati tecnici delle travi fredde attive.....	28
Tabella 2.14 – Principali parametri tecnici dell’UTA a servizio della zona lobby	28
Tabella 2.15 – Utenze acqua refrigerata, caso base	31
Tabella 2.16 – Utenze acqua calda, caso base.....	31
Tabella 2.17 – Principali parametri tecnici dei circuiti idronici, caso base.....	32
Tabella 2.18 – Utenze acqua refrigerata, caso di progetto	33
Tabella 2.19 – Principali parametri tecnici dei circuiti idronici, caso di progetto	36
Tabella 3.1 – Risultati del calcolo dell’aria primaria indotta da una trave fredda attiva avente lunghezza di 240 cm.....	45
Tabella 3.2 – Risultati della simulazione in regime dinamico per il caso base	54
Tabella 3.3 – Risultati della simulazione in regime dinamico per il caso di progetto.....	54
Tabella 3.4 – Differenza di assorbimento di energia elettrica da parte delle macchine polivalenti .	55
Tabella 3.5 – Recuperi di energia termica e carico frigorifero netto, differenze	56
Tabella 3.6 – Consumi di energia elettrica dei ventilatori di mandata delle UTA, differenze	56
Tabella 3.7 – Consumi di energia elettrica complessivi, differenze.....	56
Tabella 4.1 – Coefficienti di scambio termico per pareti e moduli finestrati	60
Tabella 4.2 – Rapporto $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$, risultati di calcolo	61
Tabella 4.3 - Fabbisogno di energia termica ideale per il raffrescamento, caso base	72
Tabella 4.4 - Fabbisogno di energia termica ideale per il raffrescamento, caso di progetto	76
Tabella 4.5 – Indici $Q_{C,nd}$ ed $EP_{C,nd}$, tra caso base e caso di progetto, confronti.....	76
Tabella 4.6 – Fabbisogno di energia termica ideale per il riscaldamento, caso di progetto.....	77
Tabella 4.7 – Indici H^*_T ed $EP_{H,nd}$ in funzione della trasmittanza termica dei moduli finestrati	77
Tabella 4.8 – Moduli fotovoltaici, caratteristiche tecniche.	79
Tabella 4.9 – Posizione e numero dei moduli fotovoltaici.....	79
Tabella 4.10 - Energia elettrica prodotta dall’impianto fotovoltaico, risultati mensili	80
Tabella 4.11 – Fattori di conversione.....	83
Tabella 4.12 – Energia primaria rinnovabile in funzione del vettore energetico, caso base	84
Tabella 4.13– Energia primaria rinnovabile in funzione del vettore energetico, caso di progetto...	87
Tabella 4.14 – indici di prestazione calcolati sull’energia primaria globale, in funzione del servizio	88
Tabella 5.1 - Fabbisogni di energia primaria per il servizio di climatizzazione estiva, confronto tra caso base e caso di progetto	89
Tabella A2.1 – Affollamento e fabbisogni di aria primaria per la zona lobby e la zona uffici	91
Tabella A2.2 – Dimensionamento del sistema di produzione di acqua calda sanitaria secondo la norma UNI 9182:2010	101
Tabella A2.3 – Carico invernale di progetto	105
Tabella A2.4 – Carico estivo di progetto, risultati ottenuti dal software Edilclima	107

Tabella A2.5 – Carico termico estivo di zona	107
Tabella A2.6 – Carico termico estivo per ventilazione, caso base	108
Tabella A2.7 – Carico termico estivo di progetto	108
Tabella A2.8 – Unità di trattamento aria AHU-1, caratteristiche tecniche nel caso base	115
Tabella A2.9 – Unità di trattamento aria AHU-2, caratteristiche tecniche nel caso base	116
Tabella A2.10 – Unità di trattamento aria AHU-3, caratteristiche tecniche nel caso base	117
Tabella A2.11 – Unità di trattamento aria AHU-4, caratteristiche tecniche nel caso base	118
Tabella A2.12 – Unità di trattamento aria AHU-5, caratteristiche tecniche nel caso base	119
Tabella A2.13 – Unità di trattamento aria AHU-1, caratteristiche tecniche nel caso di progetto ..	120
Tabella A2.14 – Unità di trattamento aria AHU-2, caratteristiche tecniche nel caso di progetto ..	121
Tabella A2.15 – Unità di trattamento aria AHU-3, caratteristiche tecniche nel caso di progetto ..	122
Tabella A2.16 – Unità di trattamento aria AHU-4, caratteristiche tecniche nel caso di progetto ..	123
Tabella A2.17 – Unità di trattamento aria AHU-5, caratteristiche tecniche nel caso di progetto ..	124
Tabella A3.1 – Travi fredde attive, portate d'aria primaria di alimento e potenze delle batterie di scambio	125
Tabella A3.2 – portate d'aria complessivamente indotte dai terminali ambiente	126
Tabella A3.3 – Macchine polivalenti funzionanti solo come frigoriferi, rette di interpolazione per gli indici di prestazione energetica ai carichi parziali	127
Tabella A3.4 – Macchine polivalenti funzionanti solo come pompe di calore, rette di interpolazione per gli indici di prestazione energetica ai carichi parziali	127
Tabella A4.1 – Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, caso base.....	129
Tabella A4.2 – Calcolo del parametro $Q_{C,nd}$ per la determinazione della durata del periodo di raffrescamento ridotta	130
Tabella A4.3 – Parametri utilizzati per il calcolo del fattore di utilizzo delle dispersioni di energia termica totali.....	131
Tabella A4.4 – Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, caso di progetto	131
Tabella A4.5– Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, caso di progetto	132
Tabella A4.6 – Ripartizione dei consumi di energia elettrica per i tre servizi considerati, caso base	132
Tabella A4.7 – Ripartizione dei consumi di energia elettrica per i tre servizi considerati, caso di progetto	133

Indice delle figure

Figura 2.1 – Pianta del piano terra, scala 1:250	18
Figura 2.2 – Pianta del piano primo, scala 1:250	19
Figura 2.3 – Pianta del piano tipico rappresentativo dei livelli dal piano secondo al piano decimo, scala 1:250.....	20
Figura 2.4 – Pianta del piano tipico rappresentativo dei livelli dal piano undicesimo al piano ventitreesimo, scala 1:250	21
Figura 2.5 - Sezione di un piano tipico (particolare non in scala).....	24
Figura 2.6 – Schema funzionale in centrale termica, caso base.	30
Figura 2.7 – Schema funzionale in centrale termica, caso di progetto	34
Figura 3.1 – Metodo Heat Balance, schema concettuale	40
Figura 3.2 – Schema altimetrico dell’impianto di distribuzione dell’aria primaria a servizio della zona uffici.	42
Figura 3.3 – Impianto HVAC a servizio di un ufficio open space modellato nel software IESVE .	43
Figura 3.4 – Rappresentazione schematica di massima di una trave fredda attiva	44
Figura 3.5 – Unità polivalente funzionante solo come chiller, schema concettuale	46
Figura 3.6 – Unità polivalente funzionante solo come pompa di calore, schema concettuale	47
Figura 3.7 – Unità polivalente in funzionamento combinato, schema concettuale.....	47
Figura 3.8 - Andamento dell'EER ai carichi parziali, per le taglie di macchina 3202 ed 1502 in funzionamento frigorifero	51
Figura 3.9 - Andamento del COP ai carichi parziali, per le taglie di macchina 3202 ed 1502 in funzionamento come pompa di calore	51
Figura 3.10 - Assorbimenti elettrici su base annua, comparazione.....	55
Figura 4.1 – Coefficienti di scambio termico ripartiti per tipologia di strutture edilizie, peso percentuale.	59
Figura 4.2 – Dal fabbisogno di energia ideale al fabbisogno di energia primaria nella stagione estiva. Schema concettuale.	64
Figura 4.3 – Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento. Schema concettuale.....	66
Figura 4.4 – Dal fabbisogno di energia ideale al fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, schema concettuale.....	71
Figura 4.5 – Fabbisogno ideale energia termica per raffrescamento, andamento annuale.....	72
Figura 4.6 – Rapporti adimensionale di bilancio termico, differenza degli apporti totali di energia termica. Zona uffici.	75
Figura 4.7 - Caso base, consumi annui di energia primaria rinnovabile e non rinnovabile per i servizi di climatizzazione invernale, estiva e produzione di acqua calda sanitaria.....	81
Figura 4.8 – Climatizzazione estiva, dai consumi di energia elettrica del sottosistema di generazione ai consumi di energia primaria	82
Figura 4.9 – Climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, dai consumi di energia elettrica del sottosistema di generazione ai consumi di energia primaria	83
Figura 4.10 - Caso di progetto, consumi annui di energia primaria rinnovabile e non rinnovabile per i servizi di climatizzazione invernale, estiva e produzione di acqua calda sanitaria.....	85
Figura A2.1 – Scambiatori di calore SC-1 ed SC-2. Condizione di funzionamento estiva nel caso base.....	109
Figura A2.2 – Scambiatori di calore SC-1 ed SC-2. Condizione di funzionamento invernale nel caso base.....	110
Figura A2.3 – Scambiatori di calore SC-3 ed SC-4. Funzionamento in condizioni di progetto estive.	112
Figura A2.4 – Scambiatori di calore SC-1 ed SC-2. Condizione di funzionamento estiva nel caso progetto.	113

Capitolo 1 Inquadramento legislativo e normativo

L'Italia si caratterizza per avere un consistente corpo legislativo che copre il settore edilizio ed impiantistico, sviluppatosi a partire dal 1976, il cui scopo è quello di indirizzare verso una progressiva riduzione dei consumi di energia da parte degli edifici. Pertanto si ritiene necessario illustrare i principali regolamenti che guidano la fase progettuale per un edificio di nuova costruzione. Per una migliore comprensione dell'attuale contesto legislativo si illustrerà la successione di provvedimenti a partire dalla Legge 373/76.

1.1 Dalla Legge n. 373/76 alla Legge 9 Gennaio 1991, n. 10

Con lo scoppio della Guerra del Kippur il 6 Ottobre 1973 emerse la fragile dipendenza europea dal petrolio fino ad allora utilizzato come principale fonte energetica. Gli stati membri dell'Unione Europea individuarono due principali azioni per ridurre la dipendenza energetica dal petrolio. La prima strategia si orientò verso una differenziazione dell'approvvigionamento delle fonti primarie di energia. La seconda mirò ad ottenere una complessiva riduzione dei consumi finali di energia.

Riguardo la riduzione dei consumi finali di energia in ambito edilizio ed impiantistico, il Parlamento Italiano emanò la Legge n. 373 del 7 Giugno 1976, "Norme per il contenimento del consumo energetico per usi termici negli edifici", in seguito indicata come Legge 373/76.

Oggetto della Legge furono gli impianti termici per il riscaldamento degli ambienti, la produzione di acqua calda sanitaria e le caratteristiche dell'isolamento termico dell'edificio.

Successivamente alla Legge 373/76 venne emesso il Decreto del Presidente della Repubblica 28 Giugno 1977, n. 1052, "Regolamento di esecuzione alla legge 30 aprile 1976, n. 373, relativa al consumo energetico per usi termici negli edifici" (in seguito indicato come DPR 1052/77), che conteneva obblighi riguardanti gli impianti termici a servizio di edifici pubblici e privati di nuova realizzazione. Vennero altresì regolamentate le caratteristiche di isolamento termico degli edifici di nuova costruzione nei quali fosse prevista l'installazione di un impianto termico di riscaldamento degli ambienti.

Qui di seguito si riportano i principali contenuti della Legge 373/76 e del DPR 1052/77.

Relativamente agli impianti termici per il riscaldamento degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria vennero introdotte le seguenti prescrizioni:

- La definizione, a livello nazionale, di temperature di progetto (interne ed esterne) e temperature di esercizio da utilizzare per il dimensionamento e la conduzione degli impianti termici per il riscaldamento;
- L'obbligo di adozioni di sistemi automatici di regolazione della temperatura di esercizio negli ambienti riscaldati;
- L'obbligo della coibentazione delle reti di distribuzione;
- L'obbligo di allegare una relazione tecnica che contenesse i descrittori significativi dell'impianto termico.

In merito all'isolamento termico degli edifici vennero introdotti:

- L'obbligo del calcolo di un coefficiente volumico globale di dispersione termica valutato come somma della potenza scambiata per trasmissione attraverso l'involucro dell'edificio e della potenza richiesta per il riscaldamento dell'aria di ricambio, rapportata al volume lordo dell'edificio;
- L'obbligo della redazione di una relazione tecnica specifica per il sistema di isolamento termico dell'edificio.

Altri due aspetti di interesse furono:

- L'introduzione di una classificazione generale degli edifici per categorie in base alla destinazione d'uso. Questa classificazione introdotta col DPR 1052/77 verrà successivamente ripresa dal DPR 412/93, rimanendo in vigore ed utilizzata fino ad oggi.
- Per gli impianti di riscaldamento invernale di nuova realizzazione la relazione tecnica dell'impianto termico avrebbe dovuto contenere il calcolo di previsione del consumo energetico annuale. Tuttavia non venne emanata nessuna norma tecnica o Decreto del Presidente della Repubblica che desse definizioni standardizzate di consumi di energia o fornisse specifiche riguardo i metodi di calcolo da utilizzare.

Il referendum abrogativo riguardante l'uso dell'energia nucleare del Novembre 1987 spinse il Consiglio dei Ministri ad approvare l'anno successivo il Piano Energetico Nazionale del 10 agosto 1988 per fronteggiare la mancata produzione di energia elettrica per via atomica. Non avendo forza di Legge, al Piano Energetico Nazionale del 1988 venne data applicazione attraverso l'emanazione delle Leggi n. 9 e n. 10 del 10 gennaio 1991.

La Legge 9 gennaio 1991, n. 10 "Norme per l'attuazione del Piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia" (in seguito indicata come Legge 10/91), ebbe importanti conseguenze nel settore edilizio ed impiantistico grazie anche all'emanazione del Decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412 "Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'art. 4, comma 4, della legge 9 gennaio 1991, n. 10.", in seguito indicato come DPR 412/93)¹.

Nel Titolo I della Legge 10/91 furono enunciati gli obiettivi generali, ovvero il miglioramento dei processi di conversione dell'energia primaria, la riduzione dei consumi finali di energia e la promozione dell'utilizzo di fonti rinnovabili per la produzione di energia termica ed elettrica.

Si osserva peraltro che questi obiettivi generali datati Gennaio '91, verranno più volte ripresi dalla legislazione nazionale prodotta in seguito rimanendo obiettivi generali tuttora perseguiti.

Con riferimento al settore edilizio ed impiantistico, dall'analisi dei Testi della Legge 10/91 e del DPR 412/93, fu evidente che i tre temi principali affrontati in materia di riduzione dei consumi di energia primaria riguardarono gli impianti per la climatizzazione invernale degli edifici, l'isolamento termico degli edifici e l'introduzione dell'obbligo al ricorso delle fonti rinnovabili di energia.

In merito agli impianti per la climatizzazione invernale degli edifici:

- Vennero introdotte le definizioni per i termini *edificio*, *climatizzazione invernale* ed *impianto termico*², allo scopo di inquadrare con precisione i soggetti regolamentati.
- Venne introdotto il concetto di rendimento globale medio stagionale dell'impianto termico, definito come rapporto tra il fabbisogno di energia termica utile per la climatizzazione invernale e l'energia primaria delle fonti energetiche valutate nel periodo annuale di esercizio dell'impianto termico.
- Fu introdotto il concetto di fabbisogno energetico convenzionale per la climatizzazione invernale definito come la quantità di energia primaria globalmente richiesta dall'impianto per mantenere condizioni di comfort termico all'interno degli spazi riscaldati, durante il periodo di funzionamento dell'impianto. Fu posto il rispetto di un limite superiore al fabbisogno energetico normalizzato (definito come fabbisogno energetico convenzionale rapportato al prodotto tra il volume riscaldato e al numero di gradi giorno della località considerata)

¹ Il DPR 412/93 verrà poi successivamente integrato dal Decreto del Presidente della Repubblica 21 dicembre 1999, n. 551 "Regolamento recante modifiche al decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412, in materia di progettazione, installazione, esercizio e manutenzione degli impianti termici degli edifici, ai fini del contenimento dei consumi di energia." (nel seguito indicato come DPR 511/99).

² Si vedano le definizioni riportate nel D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, Art. 1, Commi a), e), f)

Altri due aspetti riguardanti la progettazione e l'esercizio degli impianti termici introdotti con col DPR 412/93, ed attualmente in vigore furono:

- La suddivisione del territorio nazionale in sei fasce climatiche (dalla A alla F) attraverso il calcolo del numero di gradi giorno per i comuni del territorio italiano.
- La definizione di un periodo annuale di esercizio dell'impianto termico e l'imposizione di limiti di attivazione giornaliera dell'impianto termico stesso. La durata temporale annua di accensione degli impianti termici e il numero di ore di attivazione sono espresse in funzione delle fasce climatiche.

Queste ultime due novità introdotte sono ancora valide nell'attuale sistema legislativo.

In merito all'isolamento termico delle strutture edilizie vennero fornite delle specifiche riguardo la metodologia di calcolo da adottare per la stima del coefficiente di dispersione volumica per trasmissione dell'involucro edilizio, il quale avrebbe dovuto sottostare a valori limite fissati con successivi Decreti del Presidente della Repubblica (come per altro già similmente fatto dalla Legge 373/76).

L'art. 30 prevedeva l'emanazione di norme riguardanti la certificazione energetica degli edifici ma negli anni seguenti nessun documento fu recepito (almeno fino all'emissione del D.P.R. 59/09).

La Legge 10/91 iniziò a introdurre l'obbligo del ricorso a fonti rinnovabili per la produzione di energia termica ed elettrica, fornendo una precisa classificazione di quelle che vennero considerate fonti rinnovabili di energia³.

Significativo notare che l'Art. 26, Comma 7 della Legge 10/91, introdusse l'obbligo di ricorrere a fonti di energia rinnovabile per soddisfare il fabbisogno energetico degli edifici pubblici o adibiti ad uso pubblico di nuova costruzione. Si osserva altresì che non vennero specificati parametri che potessero quantificare quote di rispetto riguardo la copertura di energia primaria e/o finale da soddisfare mediante il ricorso a fonti rinnovabili. Quest'obbligo non trovò mai un'applicazione pratica, almeno fino alla promulgazione del Decreto del Presidente della Repubblica 3 Marzo 2011, n. 28.

La Legge 10/91 prevedeva la redazione di una Relazione Tecnica che attestasse la rispondenza dei requisiti previsti, similmente a quanto anticipato dalla Legge 373/76.

La Relazione Tecnica, conservando lo scopo originale, pur venendo modificata e aggiornata nella forma e nel contenuto durante il corso anni seguenti, è tutt'ora valida.

1.2 Dalla Direttiva Europea 2002/91/CE al D.M. 26 Giugno 2009

Col passare degli anni:

- Vista la crescente attenzione nei riguardi della tutela dell'ambiente;
- Osservato che il settore residenziale e terziario erano responsabili di circa il 40%⁴ del consumo finale di energia;
- Tenuto conto della necessità di adottare misure che permettessero di raggiungere gli obiettivi derivanti dalla ratificazione, da parte dei paesi membri dell'Unione Europea, del protocollo di Kyoto;

il Parlamento Europeo emanò la Direttiva 2002/91/CE, recepita in Italia attraverso il Decreto Legislativo del 19 Agosto 2005, n. 192, "Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell'edilizia"⁵ (nel seguito indicato come D. Lgs. 192).

Con riferimento agli edifici di nuova costruzione il D. Lgs. 192 va a coprire tre aspetti principali:

Il *primo* aspetto riguardò i consumi energetici degli edifici.

³ Si veda la definizione riportata nella Legge 9 Gennaio 1991, n. 10, Art. 1, Comma 3)

⁴ Valore stimato alla data di emissione della Direttiva 2002/91/CE, contenuto nella Direttiva stessa.

⁵ Si ricorda che il D. Lgs. 192 verrà poi modificato ed integrato dall'emissione del Decreto Legislativo 29 Dicembre 2006, n. 311 "Disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 Agosto 2005, n. 192, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE, relativa al rendimento energetico nell'edilizia". In ogni caso il D. Lgs. 331 non apporta nessuna sostanziale modifica rispetto a quanto contenuto nel D. Lgs. 192.

Dal punto di vista dei consumi di energia primaria, la definizione di prestazione energetica dell'edificio⁶ contenuta nel D. Lgs. 192 si orientò verso una visione più ampia del sistema fabbricato/impianti: l'intento fu quello di creare uno o più indicatori assunti convenzionalmente rappresentativi dei consumi di energia primaria di un edificio che considerino non solo il servizio di climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda ad uso sanitario, ma tengano conto anche dei servizi di climatizzazione estiva, dei sistemi di ventilazione e dei sistemi di illuminazione artificiale.

Parimenti si continuò a sostenere l'idea di dotare gli edifici di un attestato di certificazione energetica che contenesse il valore, o i valori, calcolati della prestazione energetica dell'edificio.

Venne prevista anche la futura promulgazione di Decreti del Presidente della Repubblica, (entro centoventi giorni dalla data di entrata in vigore del D. Lgs. 192), con i quali indicare metodi di calcolo standardizzati da utilizzare per calcolare gli indicatori sopra citati.

In attesa della definizione di nuovi indicatori e metodi di calcolo, le norme transitorie dell'Art. 11 del D. Lgs. 192 rinnovarono l'obbligo del calcolo del fabbisogno annuo di energia primaria per il solo impianto di climatizzazione invernale secondo le modalità già previste dalla Legge 10/91.

Col D. Lgs. 192 il valore massimo ammesso per il consumo di energia primaria dovuto agli impianti di climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria venne individuato in funzione del numero di gradi-giorno e in funzione del rapporto di forma, S/V, dell'edificio⁷.

Il *secondo* ambito pose l'attenzione sul fabbricato, in particolare:

- Le strutture edilizie che compongono il fabbricato (chiusure verticali/orizzontali esterne, divisori verticali di unità immobiliari confinanti, chiusure verticali trasparenti) avrebbero dovuto avere un valore di trasmittanza termica areica inferiore ai valori presenti dell'Allegato C del D. Lgs. 192.

Quindi, a differenza di quanto prescritto dalla Legge 10/91, col Decreto si considerarono le strutture edilizie singolarmente (Allegato I del D. Lgs. 192);

- Si rese obbligatorio il calcolo della verifica della mancata formazione di condensa superficiale ed interstiziale delle strutture opache (Allegato I del D. Lgs. 192);
- A seguito dell'aumento del consumo di energia primaria negli edifici dovuto alla crescente diffusione di impianti di raffrescamento e impianti di climatizzazione utilizzati nel periodo estivo, limitatamente ad alcune categorie di edifici, l'Allegato I del D. Lgs. 192 impose un limite inferiore alla massa areica delle superfici esterne opache verticali ed orizzontali ed introdusse la verifica della necessità di adottare sistemi di schermatura delle superfici vetrate esterne.

Il *terzo* ambito riguardò il ricorso a fonti rinnovabili per soddisfare i fabbisogni di energia dovuti agli impianti presenti negli edifici. Venne posto l'obbligo agli edifici di nuova costruzione, pubblici e privati, di coprire almeno il 50% del consumo annuo di energia termica richiesta per la produzione di acqua calda sanitaria mediante il ricorso ad impianti solari termici.

Il 25 Giugno 2009 entrò in vigore il Decreto del Presidente della Repubblica 2 Aprile 2009, n. 59 "Regolamento di attuazione dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del Decreto Legislativo 19 Agosto 2005, n. 192, concernente attuazione della Direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia", indicato nel seguito come DPR 59/09.

Le sostanziali novità che vennero introdotte con l'attuazione del DPR 59/09 furono le seguenti:

- Vennero indicati i metodi di calcolo per la valutazione dei consumi di energia primaria per i servizi di riscaldamento invernale e produzione di acqua calda sanitaria. I metodi di calcolo sono contenuti nella norma UNI/TS 11300⁸, parti 1 e 2. Il valore così calcolato avrebbe dovuto risultare inferiore ai limiti superiori riportati nell'Allegato C del

⁶ Si veda la definizione riportata nel D. Lgs. 19 Agosto 2005 n. 192, Art.2, Comma c)

⁷ Allegato C del D. Lgs. 19 Agosto 2005, n. 192

⁸ Alla data di entrata in vigore del D.P.R. 59/09 erano disponibili le seguenti norme tecniche:

UNI/TS 11300-1:2008 Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale;

UNI/TS 11300-2:2008 Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria;

D. Lgs. 192. Si abbandonò il vecchio metodo di calcolo dei fabbisogni di energia primaria dei servizi elencati attraverso le disposizioni della Legge 10/91;

- All'interno dell'Art. 4, Comma 3 vennero indicati i metodi di calcolo per la valutazione del fabbisogno di energia termica per la climatizzazione estiva. I metodi di calcolo sono contenuti nella norma UNI TS 11300⁸. Il valore calcolato avrebbe dovuto risultare inferiore ai limiti superiori specificati nell'Articolo stesso;
- Venne dato anche un riferimento legislativo riguardo la certificazione energetica degli edifici, in particolare il DPR 59/09 rimandò alle Linee guida nazionali che il Ministero dello Sviluppo Economico avrebbe dovuto elaborare.

Due mesi dopo l'entrata in vigore del DPR 59/09 fu emesso il Decreto Ministeriale 26 Giugno 2009 "Ministero dello Sviluppo Economico, Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici", nel seguito indicato come DM 26 Giugno 2009.

Così come previsto anche dall'Art. 6 del D. Lgs. 192 gli edifici di nuova costruzione si sarebbero dovuti dotare dell'attestato di certificazione energetica (nel seguito indicato come ACE). Il Decreto definì un format dell'ACE specificando i dati che il documento avrebbe dovuto includere.

Il principale indicatore contenuto nell'ACE era l'indice di prestazione energetica globale di un edificio, definito come:

$$EP_{GL} = EP_I + EP_{ACS} + EP_E + EP_{ILL} \quad (1-1)$$

Dove:

EP_I : Indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale;

EP_{ACS} : Indice di prestazione energetica per la produzione dell'acqua calda sanitaria;

EP_E : Indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva;

EP_{ILL} : Indice di prestazione energetica per l'illuminazione artificiale;

I termini contenuti nella (1-1) erano misurati:

- In [kWh/m²*anno] per gli edifici di categoria E.1;
- In [kWh/m³*anno] per gli edifici di tutte le altre categorie;

Sulla base del valore dell'indice di prestazione energetica globale furono previste otto classi (dalla classe G alla classe più performante A+) con cui classificare la prestazione globale dell'edificio. Ogni classe era definita da due limiti (inferiore e superiore) di prestazione globale media, così come specificato nell'Allegato 4 del DM 26 Giugno 2009.

Per il calcolo degli indici EP_I ed EP_{ACS} si adottavano i metodi di calcolo contenuti nella norma UNI/TS 11300⁸. Alla data di entrata in vigore del DM 26 Giugno 2009 non erano però disponibili metodi di calcolo normati per il calcolo degli indici EP_E ed EP_{ILL} .

Pertanto dalla (1-1) furono inizialmente esclusi i consumi di energia primaria dovuti ai servizi per la climatizzazione estiva e all'illuminazione artificiale, in attesa della definizione di metodi di calcolo idonei.

Essendo inizialmente esclusi i termini EP_E ed EP_{ILL} , i valori limite per la definizione delle classi di prestazione energetica globale erano determinati come segue:

$$EP_{GL,n} = EP_{I,LIM} * K_{1,n} + EP_{ACS,n} \quad (1-2)$$

Dove:

$EP_{GL,n}$: Indice di prestazione energetica globale, valore limite (superiore o inferiore a seconda del coefficiente $K_{1,n}$) per la delimitazione delle classi energetiche;

$EP_{I,LIM}$: Indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, valore limite in vigore dal 1 Gennaio 2010 in funzione della destinazione d'uso dell'edificio, così come riportato nell'Allegato I del D. Lgs. 311;

$K_{1,n}$: Coefficiente moltiplicativo in funzione del limite superiore o inferiore, che determina la classe di efficienza, valore contenuto nell'Allegato 4 del DM 26 Giugno 2009;

EP_{ACS,n}: Indice di prestazione energetica per la produzione di acqua calda sanitaria, valore variabile in funzione del limite (superiore o inferiore) considerato, così come riportato nell'Allegato I del D. Lgs. 311;

I termini della (1-2) erano espressi con le stesse unità di misura utilizzate nell'equazione (1-3). In attesa di metodi di calcolo per la valutazione dei consumi di energia primaria dovuti ai servizi di climatizzazione estiva ed illuminamento artificiale, per poter comunque tenere conto della presenza degli impianti di climatizzazione estivi l'attestato di certificazione energetica avrebbe dovuto contenere alternativamente:

- L'indice di prestazione termica dell'edificio per il raffrescamento⁹. Sulla base del valore dell'indicatore veniva determinata l'appartenenza ad una tra cinque classi di qualità prestazionale (si trattava di classi che hanno a che fare unicamente con il fabbisogno di energia termica per i servizi di climatizzazione estiva, non avevano nulla a che fare con le classi che riguardavano il fabbisogno di energia primaria globale);
- Il valore calcolato dello sfasamento, S¹⁰, e del fattore di attenuazione, f_a¹⁰. Sulla base dei valori calcolati si determinava l'appartenenza ad una tra cinque classi di qualità prestazionale, le medesime definite al punto sovrastante.

Negli anni seguenti l'evoluzione legislativa portò alla sostituzione dell'attestato di certificazione energetica con l'attestato di prestazione energetica. Il modello dell'ACE non arrivò mai a tenere conto del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva e l'illuminazione artificiale.

1.3 Dalla Direttiva 2010/31/UE ai D.M. 26 Giugno 2015

Il 19 Maggio 2010 la Comunità Europea emanò la Direttiva 2010/31/UE, la quale venne recepita a livello nazionale mediante il Decreto Legge 4 Giugno 2013 n. 63 "Disposizioni urgenti per il recepimento della Direttiva 2010/31/UE del Parlamento europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010, sulla prestazione energetica nell'edilizia per la definizione delle procedure d'infrazione avviate dalla Commissione europea, nonché altre disposizioni in materia di coesione sociale", nel seguito indicato come D. L. 63/13.

Con essi si passa al certificato di prestazione energetica (nel seguito indicato come APE) in sostituzione dell'ACE.

Viene ripreso quanto già precedentemente prescritto dal D. Lgs. 192/05 riguardo al fatto che si devono tenere in considerazione di tutti i consumi dovuti agli impianti di servizio presenti in un edificio.

A seguito del D. L. 63/13 vengono emessi tre Decreti Interministeriali analizzati nel seguito.

Il *primo* Decreto Interministeriale 26 Giugno 2015 – "Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici" si occupa dei seguenti aspetti:

- Imposizione di limiti minimi in termini di prestazioni energetiche richieste all'edificio;
- Prescrizioni richieste ad alcuni parametri riguardanti il solo fabbricato;
- Obblighi riguardanti il ricorso a fonti energetiche rinnovabili.

Riguardo al tema delle prestazioni energetiche dell'edificio l'attenzione viene principalmente rivolta all'indice di prestazione energetica globale dell'edificio, indicato come EP_{GL,TOT}, il quale è definito come il fabbisogno globale di energia primaria annualmente consumata rapportata alla superficie

⁹ Si veda quanto riportato nell'Allegato A nel D.M. 26 Giugno 2009;

¹⁰ Alla data di entrata in vigore del Decreto Ministeriale 26 Giugno 2009 era disponibile la norma UNI EN ISO 13786:2007 la quale forniva le seguenti definizioni:

- Sfasamento: parametro che quantifica l'intervallo temporale che intercorre tra il raggiungimento del picco massimo dell'andamento della temperatura esterna in funzione tempo e il raggiungimento del picco massimo dell'andamento del flusso termico in funzione del tempo. L'unità di misura è l'ora.
- Fattore di attenuazione: rapporto tra il modulo della trasmittanza termica periodica rispetto alla trasmittanza termica in stato stazionario.

utile dell'edificio stesso. Il consumo annuo globale di energia primaria, connesso ad un uso standard dell'edificio, è dovuto ai servizi di climatizzazione invernale, climatizzazione estiva, ventilazione, produzione di acqua calda ad uso sanitario, e limitatamente ad alcune categorie di edifici, per i servizi di illuminazione artificiale e trasporto di persone. Formalmente si ha:

$$EP_{GL,TOT}=EP_H+EP_C+EP_V+EP_W+EP_L+EP_T \quad (1-4)$$

Dove:

EP_H : indice di prestazione energetica per il servizio di climatizzazione invernale;

EP_C : indice di prestazione energetica per il servizio di climatizzazione estiva;

EP_V : indice di prestazione energetica per il servizio di ventilazione;

EP_W : indice di prestazione energetica per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria;

EP_L : indice di prestazione energetica per il servizio di illuminazione artificiale¹¹;

EP_T : indice di prestazione energetica per il servizio di trasporto delle persone¹¹;

Tutti i termini della (1-4) sono misurati in [kWh/m²*Anno].

La metodologia di calcolo da adottare per la determinazione dei parametri contenuti in (1-4) è contenuta nella norma UNI/TS 11300 (analizzata successivamente presente capitolo) che è nata con l'obiettivo di definire una metodologia di calcolo univoca per la determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici.

Si introduce poi il concetto di *edificio di riferimento*. Per edificio di riferimento si intende un edificio fittizio, che presenta¹²:

- Caratteristiche geometriche, orientamento, ubicazione territoriale, destinazione d'uso identici all'edificio reale;
- La presenza degli stessi impianti di servizio contenuti nell'edificio reale;
- Valori di trasmittanza termica, U, dei componenti del fabbricato pari a quelli specificati nell'Appendice A, dell'Allegato 1 del Decreto;
- Efficienze medie dei sottosistemi di utilizzazione, η_u , pari a quelle indicate nell'Appendice A, dell'Allegato 1 del Decreto. I valori delle efficienze medie dei sottosistemi di utilizzazione definiti per l'edificio di riferimento costituiscono anche un limite superiore dei medesimi parametri dell'edificio reale.
- Efficienze medie del sottosistema di generazione, η_{gn} , pari a quelle indicate nell'Appendice A, dell'Allegato 1 del Decreto.

I parametri di trasmittanza termica dei componenti edilizi dell'edificio di riferimento presentano due valori da utilizzare in due distinte fasi temporali.

La prima fase iniziò con la data di entrata in vigore del Decreto. Il suo termine è fissato:

- Il 1 Gennaio 2019 per gli edifici pubblici o ad uso pubblico, data a partire dalla quale entrerà in vigore la seconda fase;
- Il 1 Gennaio 2021 per tutti gli altri edifici, data a partire dalla quale entrerà in vigore anche per essi la seconda fase.

Il calcolo dell'indice $EP_{GL,TOT,LIMITE}$ (indice di prestazione energetica globale calcolato per l'edificio riferimento) viene svolto con metodologia identica rispetto al calcolo dell'indice $EP_{GL,TOT}$, in conformità alla norma UNI/TS 11300.

Per gli edifici di nuova costruzione, il valore di $EP_{GL,TOT}$ calcolato in fase progettuale deve risultare inferiore all'indice di prestazione energetica globale calcolato per l'edificio di riferimento, indicato come $EP_{GL,TOT,LIMITE}$.

¹¹ L'indice di prestazione energetica per il servizio di illuminazione artificiale e l'indice di prestazione energetica per il servizio di trasporto delle persone deve essere calcolato per le seguenti categorie di edifici: Immobili appartenenti alle categorie E.1, limitatamente a collegi, conventi, case di pena e caserme, E.2, E.3, E.4, E.5, E.6, ed E.7.

¹² Elenco non esaustivo. Per brevità di trattazione è stato scelto di riportare solo le principali caratteristiche. Per le specifiche complete rispetto all'edificio di riferimento si consulti l'Appendice A dell'Allegato 1 del D.M. 26 Giugno 2015 "Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici".

Si osserva che il limite imposto all'indice di prestazione energetica globale dell'edificio non è un parametro fisso, uguale per tutti gli edifici. Risulterà che ogni edificio avrà un suo valore massimo ammissibile sul parametro $EP_{GL,TOT}$ col quale confrontarsi.

Il DM 26 Giugno 2015 impone un limite superiore anche per l'indice di prestazione termica utile per il riscaldamento, $EP_{H,nd}$, e per l'indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, $EP_{C,nd}$.

I due precedenti valori si riferiscono al fabbisogno ideale di energia termica necessario per mantenere il controllo della temperatura degli ambienti dell'edificio pari al valore di set point durante i periodi di climatizzazione invernale ed estiva (dipendono quindi dalle sole caratteristiche termofisiche dell'edificio).

Gli indici $EP_{H,nd}$ ed $EP_{C,nd}$ calcolati per l'edificio reale dovranno risultare inferiori agli stessi indici calcolati per l'edificio di riferimento.

Rispetto ai componenti del fabbricato dell'edificio viene specificato quanto segue.

Per le superfici opache che delimitano porzioni di edificio climatizzato dall'ambiente esterno occorre procedere alla verifica dell'assenza di formazione di condensa superficiale ed interstiziale. La procedura di calcolo per svolgere tale verifica è contenuta nella norma UNI EN ISO 13788.

Al fine di contenere la temperatura interna degli ambienti nella stagione estiva e conseguentemente limitare i fabbisogni energetici per i servizi di climatizzazione estiva sono posti i seguenti due obblighi:

- Ad esclusione degli edifici situati in comuni appartenenti alla fascia climatica F, nel caso in cui l'irradianza media mensile sul piano orizzontale, $I_{m,s}$, nel mese di massima insolazione estiva risulti maggiore o uguale a 290 W/m^2 :
 - Per le strutture opache verticali la massa areica, M_s , deve risultare maggiore di 290 kg/m^2 oppure le stesse strutture devono avere un valore di trasmittanza termica periodica, Y_{IE}^{13} , minore di $0.10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$;
 - Le strutture opache esterne orizzontali e inclinate devono avere un valore di valore di trasmittanza termica periodica, Y_{IE}^{13} , minore di $0.18 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.
- L'adozione di materiali ad elevata riflettività solare, ρ , da adoperarsi sulle strutture edilizie formanti la copertura dell'edificio.

In particolare:

- In caso di copertura piana occorre che $\rho \geq 0.65$;
- In caso di copertura a falde occorre che $\rho \geq 0.3$;

Viene posta anche una particolare attenzione ai componenti trasparenti dell'involucro edilizio. Per questo tipo di componenti non è importante solo il valore di trasmittanza termica, U_w , bisogna anche prestare attenzione al coefficiente di trasmissione solare globale.

La radiazione solare incidente sui componenti finestrati viene in parte trasmessa all'interno degli ambienti climatizzati. La radiazione solare entrate costituisce un carico termico sensibile aggiuntivo per gli ambienti interni. Al fine di contenere i carichi termici sensibili derivanti dalla radiazione solare viene imposto un limite massimo (limite dipendente solo dalla destinazione d'uso dell'edificio) all'area solare equivalente estiva per unità di superficie utile, $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$.

Il termine $A_{SOL,EST}$, misurato in $[\text{m}^2]$, è calcolato come:

$$A_{sol, est} = \sum_k F_{sh,ob,k} * g_{gl+sh,k} * (1 - F_{f,k}) * A_{w,k} * F_{sol,est} \quad (1-5)$$

Nella quale la sommatoria è da intendersi estesa a tutti i componenti trasparenti k dell'involucro e dove:

¹³ Trasmittanza termica periodica, Y_{IE} :

Rapporto di quantità complesse. Definita come il rapporto tra il flusso termico trasmesso verso l'ambiente interno per azione di una forzante esterna rispetto alla forzante esterna stessa. Tiene conto di quanto la capacità termica di un componente opaco è in grado di attenuare nel tempo il flusso termico generato da una forzante esterna. Per la definizione esatta si consulti la norma ISO 13786:2007.

$F_{sh,ob,k}$: è il fattore di riduzione per ombreggiatura relativo ad elementi esterni per l'area di captazione solare effettiva della superficie vetrata k , riferito al mese di luglio;

$g_{gl+sh,k}$: è la trasmittanza di energia solare totale della finestra k calcolata nel mese di luglio, quando la schermatura solare è utilizzata;

$F_{f,k}$: è la frazione di area relativa al telaio, rapporto tra l'area proiettata del telaio e l'area proiettata totale del componente finestrato k ;

$A_{w,k}$: è l'area proiettata totale del componente vetrato k , espressa in $[m^2]$;

$F_{sol,est}$: è il fattore di correzione per l'irraggiamento incidente, ricavato come rapporto tra l'irradianza media nel mese di luglio, nella località e sull'esposizione considerata, e l'irradianza media annuale di Roma, sul piano orizzontale.

Le strutture edilizie verticali ed orizzontali che dividono unità immobiliari distinte tra loro adiacenti devono avere un valore di trasmittanza termica, U , inferiore a $0.8 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Lo stesso limite sul valore di trasmittanza è imposto per le strutture edilizie (aventi giacenza qualsiasi) che separano dall'ambiente esterno uno spazio non climatizzato nel caso quest'ultimo sia adiacente ad uno spazio climatizzato dell'edificio.

A differenza di quanto richiesto dal DM 26 Giugno 2009, non sono più imposti valori di trasmittanza termica, U , per i singoli componenti di involucro.

Viene invece imposto un limite superiore al coefficiente di trasmissione medio globale dell'involucro edilizio, H'_T . Il limite imposto varia in funzione della fascia climatica e del rapporto di forma S/V dell'edificio.

Il coefficiente di trasmissione medio globale dell'edificio, misurato in $[\text{W/m}^2\cdot\text{K}]$, è calcolato come:

$$H'_T = \frac{H'_{tr,adj}}{\sum_K A_K} \quad (1-6)$$

Dove:

$H'_{tr,adj}$: è il coefficiente globale di scambio termico. Esso tiene conto degli scambi di potenza termica per trasmissione attraverso i componenti dell'involucro che confinano con l'ambiente esterno, col terreno, con gli ambienti non climatizzati e con altre zone climatizzate a temperatura diversa. E' espresso in $[\text{W/K}]$;

A_K : è l'area del k -esimo componente disperdente dell'involucro edilizio. Misurata in $[m^2]$;

In merito al tema del ricorso a fonti di energia rinnovabile vige l'obbligo dell'integrazione di fonti rinnovabili secondo le disposizioni del Decreto Legislativo 3 Marzo 2011, n. 28 "Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE" (nel seguito indicato come D. Lgs. 28/11).

L'Allegato 3 del D. Lgs. 28/11 specifica, riguardo agli edifici di nuova costruzione, che gli impianti alimentati a fonti rinnovabili devono garantire una copertura minima del fabbisogno annuo di energia termica per la produzione di acqua calda ad uso sanitario pari al 50%, e contemporaneamente fornire una copertura della somma del fabbisogno annuo di energia termica per i servizi di preparazione dell'acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento, in una quota minima pari al 50% quando la richiesta del titolo edilizio è rilasciato dal 1° Gennaio 2017.

Nel decreto viene posto l'obbligo della produzione di energia elettrica per mezzo di fonti di energia rinnovabili. Tale obbligo si traduce nel rispetto di un valore minimo di potenza elettrica di picco, P , da produrre, valore che è determinato come:

$$P = \frac{1}{K} * S \quad (1-7)$$

Nella quale:

S : superficie in pianta dell'edificio al livello del terreno, espressa in $[m^2]$;

K: è un coefficiente, avente valore pari a $50 \text{ m}^2/\text{kW}$, quando la richiesta del pertinente titolo edilizio sarà presentata dal 1° gennaio 2017.

Il secondo Decreto Interministeriale 26 Giugno 2015 – “Adeguamento linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici” definisce le modalità per la redazione degli attestati di prestazione energetica.

Il parametro utilizzato per stabilire la classe energetica dell’edificio è costituito dall’indice di prestazione energetica globale non rinnovabile, $EP_{GL,NREN}$. Tale parametro è ottenuto dall’indice di prestazione energetica globale totale calcolato mediante la (1-4) al quale viene sottratta la quantità di energia primaria rinnovabile.

Sono previste dieci classi di prestazione energetica. La scala della classe è determinata sulla base dell’indice di prestazione energetica globale non rinnovabile calcolato per l’edificio di riferimento (seconda fase, 2019/2021), indicato come $EP_{GL,NREN,RIF,STANDARD (2019/2021)}$

Il suddetto indice viene quindi moltiplicato con coefficienti moltiplicativi stabiliti dal Decreto.

La classe energetica più performante è indicata con la sigla “A4”, mentre la classe energetica caratterizzata dai maggiori consumi di energia primaria non rinnovabile viene indicata con la sigla “G”.

Si fa osservare quindi che ogni edificio ha una sua propria scala di classi con cui andare a confrontarsi. Inoltre le classi energetiche introdotte con il nuovo DM 26 Giugno 2015 non sono confrontabili con le passate, quelle introdotte col DM 26 Giugno 2009.

Altri ulteriori indicatori contenuti nell’attestato di prestazione energetica includono:

- L’indice di prestazione termica utile per il riscaldamento dell’edificio, $EP_{H,nd}$, confrontato con il corrispettivo indice calcolato per l’edificio di riferimento. Viene effettuata una classificazione dell’indice $EP_{H,nd}$ attraverso una scala a tre valori.
- Gli indici di trasmittanza termica periodica e l’area solare equivalente estiva per unità di superficie utile $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$. Anche questi parametri viene classificati in base ad una scala a tre valori.

L’attestato di prestazione energetica dell’edificio ha una validità temporale massima di 10 anni a partire dalla data del suo rilascio e deve essere aggiornato ogni qual volta verranno effettuati interventi di ristrutturazione edilizia o riqualificazione energetica che comportano una variazione della prestazione dell’edificio.

Il terzo Decreto Interministeriale 26 Giugno 2015 – “Schemi e modalità di riferimento per la compilazione della relazione tecnica di progetto” fornisce il nuovo format per la relazione tecnica di progetto.

1.4 Legislazione vigente in Regione Lombardia e nel Comune di Milano

La regione Lombardia è stata la prima regione italiana a scegliere la via del recepimento autonomo pubblicando a partire da Luglio 2007 una serie di norme regionali e procedure di calcolo per l’efficienza e la certificazione energetica degli edifici da adottare sul territorio lombardo.

Alla data attuale, in Lombardia, vige il Decreto della Giunta Regionale n. X/3868 del 17 Luglio 2015¹⁴, al quale viene data diretta applicazione attraverso il Decreto Dirigente delle Unità Organizzative n. 176 del 12 Gennaio 2017¹⁵, nel seguito indicato come D.D.U.O. 176/17.

Il D.D.U.O. 176/17 recepisce a livello lombardo le disposizioni contenute nei Decreti Interministeriali del 26 Giugno 2015, apportando solo due modifiche:

¹⁴ Decreto della Giunta Regionale 17 luglio 2015 - n. X/3868 “Disposizioni in merito alla disciplina per l’efficienza energetica degli edifici ed al relativo attestato di prestazione energetica a seguito dell’approvazione dei decreti ministeriali per l’attuazione del D. Lgs. 192/2005, come modificato con L. 90/2013”

¹⁵ Decreto Dirigente delle Unità Organizzative n. 176 del 12 Gennaio 2017 “Aggiornamento delle disposizioni in merito alla disciplina per l’efficienza energetica degli edifici e al relativo attestato di prestazione energetica, in sostituzione delle disposizioni approvate con i Decreti n° 6480/2015 e n° 224/2016”

- Vengono abbassati i valori di trasmittanza termica, U , utilizzati per la definizione dell'edificio di riferimento. E' presente un solo valore di trasmittanza termica per ogni tipologia di componente edilizio, in funzione della fascia climatica;
- Il valore minimo delle quote di energia termica ed elettrica da produrre attraverso il ricorso a fonti rinnovabili, viene anticipato nel tempo rispetto a quanto previsto dal D. Lgs. 28/11. Per gli edifici di nuova costruzione occorre garantire la copertura, attraverso il ricorso a fonti rinnovabili di energia, della somma del fabbisogno annuo di energia termica per i servizi di preparazione dell'acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento, in una quota minima pari al 50%. Resta invariato l'obbligo della copertura (attraverso l'utilizzo di fonti rinnovabili) del fabbisogno annuo di energia termica per la produzione di acqua calda ad uso sanitario in una quota almeno pari al 50%.

Inoltre la quota minima di potenza elettrica di picco da produrre attraverso impianti alimentati da fonti rinnovabili viene aumentata. Nell'equazione (1-7) il coefficiente K assume valore pari a 50.

Anche il Comune di Milano ha posto in essere la facoltà di legiferare nell'ambito del contenimento dei consumi energetici degli edifici. Ferma restando la validità delle disposizioni di legge in materia definite a livello nazionale e a livello regionale, attraverso il Regolamento edilizio del Comune di Milano, gli edifici di nuova costruzione sono assoggettati ai seguenti ulteriori vincoli:

- Viene imposto un valore limite massimo ammissibile sui valori di trasmittanza termica, U , dei componenti opachi e trasparenti di involucro. Il limite superiore viene assunto pari ai valori di trasmittanza termica, U , definiti per l'edificio di riferimento, i quali sono contenuti nell'Allegato B del D.D.U.O. 176/17. Permane comunque l'obbligo di verificare il rispetto del limite massimo ammissibile del coefficiente di trasmissione medio globale dell'edificio, H_T' , secondo quanto previsto dalla legislazione nazionale e regionale;
- Al fine di limitare i consumi energetici degli impianti di climatizzazione estiva, viene imposto un limite minimo al valore dello sfasamento, S , ed un limite massimo al valore del fattore di attenuazione, f_a , per i componenti opachi dell'involucro edilizio che si trovano nel quadrante geografico che va da Est ad Ovest passando per Sud.
Si fa osservare che permane l'obbligo del rispetto dei limiti imposti dal sistema legislativo nazionale e regionale sui parametri fisici della massa areica superficiale, M_s , e della trasmittanza termica periodica, Y_{IE} , riguardo i componenti opachi di involucro.

1.5 Bonus riconosciuti dall'attuale sistema legislativo

Il sistema legislativo nazionale e regionale prevedono diverse tipologie di *bonus* che possono essere concessi agli edifici di nuova costruzione. I parametri che vengono presi come metro di misura per il raggiungimento di detti bonus tipicamente riguardano i consumi di energia primaria degli edifici, la copertura dei consumi di energia attraverso il ricorso a fonti rinnovabili e i valori di trasmittanza termica dei componenti dell'involucro edilizio. I bonus vengono concessi nel momento in cui il parametro preso in considerazione raggiunge una prestazione migliore rispetto al limite minimo che deve essere obbligatoriamente soddisfatto.

Per gli edifici di nuova costruzione sono previsti tre bonus:

- L'Art. 12 del D. Lgs. 28/11 prevede un bonus volumetrico pari al 5% concesso al momento del rilascio del titolo edilizio se il soddisfacimento dei consumi di energia finale dovuti alla produzione di acqua calda sanitaria, al riscaldamento invernale ed ai servizi di climatizzazione estiva, fosse soddisfatto attraverso il ricorso a fonti rinnovabili in una quota superiore al 30% rispetto al limite minimo imposto. Per l'edificio che sarà oggetto della presente trattazione significa raggiungere una quota di copertura pari al 65%;
- L'Art. 10 della Legge Regionale 10 novembre 2015, n. 38 "Legge di semplificazione 2015, Ambiti economico, sociale e territoriale" permette di effettuare il calcolo della superficie lorda di pavimento, dei volumi e dei rapporti di copertura al netto dei muri perimetrali,

portanti e di tamponamento, nonché dei solai che costituiscono l'involucro esterno degli edifici, nel caso in cui si raggiungano almeno uno tra i seguenti target:

- Una riduzione superiore al 25% dei requisiti di trasmittanza termica, rispetto ai valori massimi consentiti dalla legge regionale;
- Una riduzione superiore al 25% sul valore dell'indice di prestazione energetica espresso in termini di fabbisogno di energia primaria rispetto al valore massimo consentito dalla legge regionale;
- La delibera del Consiglio del Comune di Milano n. 73/07 prevede uno sconto sugli oneri di urbanizzazione. Tale sconto è calcolato in funzione della riduzione percentuale dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale, EP_H , rispetto ai limiti imposti dalla legislazione regionale.

1.6 Norma UNI/TS 11300

I contenuti della norma UNI/TS 11300 vengono indicati dai Decreti Interministeriali del 26 Giugno 2015 come metodi di calcolo preferenziali da utilizzare per effettuare una stima dei fabbisogni di energia primaria di un edificio.

Ai fini della presente trattazione non risulta necessaria un'analisi dettagliata dell'intera normativa. Verranno analizzati i punti che sono coinvolti in maniera diretta nella comprensione della tesi progressivamente esplicitata.

In particolare verrà fatto riferimento alle parti:

- UNI/TS 11300-1:2014 "Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale";
- UNI/TS 11300-4:2016 "Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria".

1.6.1 Norma UNI/TS 11300-1

La norma UNI/TS 11300-1 fornisce le modalità per il calcolo del fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento ed il raffrescamento.

Come precedentemente espresso dall'equazione (1-4), ai consumi di energia primaria concorrono i contributi dovuti agli impianti di climatizzazione invernale ed estiva, rispettivamente EP_H ed EP_C .

Gli indici EP_H ed EP_C , dipendono in primis dai fabbisogni ideali di energia termica per il riscaldamento, $Q_{H,nd}$, e per il raffrescamento, $Q_{C,nd}$.

Il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento, $Q_{H,nd}$, misurato in [MJ], è calcolato come:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} * Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} * (Q_{int} + Q_{sol,w}) \quad (1-8)$$

Nella quale:

$Q_{H,ht}$: Scambio di energia termica totale nel caso di riscaldamento, espressa in [MJ];

Q_{gn} : Apporti totali di energia termica, espressi in [MJ];

$Q_{H,tr}$: Scambio di energia termica per trasmissione nel caso di riscaldamento, espresso in [MJ];

$Q_{H,ve}$: Scambio di energia termica per ventilazione nel caso di riscaldamento, espresso in [MJ];

Q_{int} : Apporti di energia termica dovuti a sorgenti interne, espressi in [MJ];

$Q_{sol,w}$: Apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti vetriati, espressi in [MJ];

$\eta_{H,gn}$: Fattore di utilizzazione degli apporti di energia termica;

Il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento rappresenta la quantità di energia che è necessario fornire al fabbricato per mantenere la temperatura dell'aria degli ambienti di zona pari al valore di set-point in un arco di tempo fissato.

Osservando le equazioni che quantificano i termini contenuti nella (1-8) è possibile riconoscere che il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento è determinato unicamente da variabili proprie del luogo geografico in cui è posto l'edificio (temperatura media mensile dell'aria esterna, irradiazione solare giornaliera media mensile ecc.), e dalle caratteristiche proprie del solo fabbricato (geometria del fabbricato, proprietà termofisiche delle strutture edilizie che formano l'involucro esterno e le partizioni interne, carichi interni ecc.).

Il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento non ha alcuna dipendenza dalle caratteristiche degli impianti di climatizzazione presenti nell'edificio.

Dalla (1-8) si deduce anche che nel periodo di climatizzazione invernale, la quantità di energia scambiata per trasmissione e ventilazione dall'involucro dell'edificio viene compensata dai contributi gratuiti di energia (carichi interni e radiazione solare sui componenti trasparenti).

In modo speculare il fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, $Q_{C,nd}$, misurato in [MJ], è calcolato come:

$$Q_{C,nd} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} * Q_{C,ht} = (Q_{int} + Q_{sol,w}) - \eta_{C,ls} * (Q_{C,tr} + Q_{C,ve}) \quad (1-9)$$

Nella quale:

$Q_{C,ht}$: Scambio di energia termica totale nel caso di raffrescamento, espressa in MJ;

$Q_{C,tr}$: Scambio di energia termica per trasmissione nel caso di raffrescamento, espresso in MJ;

$Q_{C,ve}$: Scambio di energia termica per ventilazione nel caso di raffrescamento, espresso in MJ;

$\eta_{C,ls}$: Fattore di utilizzazione degli apporti di energia termica;

Il significato fisico del fabbisogno ideale di energia per il raffrescamento è il medesimo di quello fornito per il termine $Q_{H,nd}$, con ovvio riferimento al raffrescamento della stagione estiva.

Dalla (1-9) si deduce poi che nel periodo estivo di climatizzazione il fabbisogno ideale di energia termica viene ridotto dal contributo dalle dispersioni di energia per trasmissione e ventilazione, se queste ultime hanno segno positivo.

Verranno trattate in questo capitolo solo le equazioni che permettono di determinare i termini contenuti nelle (1-8) e (1-9). Si specifica che verranno solamente illustrate le formule.

A questo livello si fa solo notare che tutte le successive equazioni, dalla (1-10) alla (1-20), presentano la dipendenza dalla durata temporale del mese che cade nel periodo di riscaldamento o di raffrescamento.

Conseguentemente anche i fabbisogni ideali di energia termica sopra descritti dipenderanno dalla durata temporale dei mesi che ricadono nei periodi di climatizzazione invernale o estiva.

Le durate dei periodi di riscaldamento e di raffrescamento, vengono determinate con le procedure di calcolo contenute nella norma UNI/TS 11330-1:2014 ed UNI EN ISO 13790:2008¹⁶ le quali saranno mostrate nei capitoli successivi.

Gli scambi di energia termica per trasmissione e per ventilazione vengono calcolati come:

- Nel caso di riscaldamento:

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj} * (\theta_{int,set,H} - \theta_e) * t + \left\{ \sum_k F_{r,k} * \Phi_{r,mn,k} \right\} * t + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) F_{r,l} * \Phi_{r,mn,u,l} \right\} * t - Q_{sol,op} \quad (1-10)$$

$$Q_{H,ve} = H_{ve,adj} * (\theta_{int,set,H} - \theta_e) * t \quad (1-11)$$

¹⁶ UNI EN ISO 13790:2008 "Prestazione energetica degli edifici - Calcolo del fabbisogno di energia per il riscaldamento e il raffrescamento"

- Nel caso di raffrescamento:

$$Q_{C,tr} = H_{tr,adj} * (\theta_{int,set,C} - \theta_e) * t + \left\{ \sum_k F_{r,k} * \Phi_{r,mn,k} \right\} * t + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) F_{r,l} * \Phi_{r,mn,u,l} \right\} * t - Q_{sol,op} \quad (1-12)$$

$$Q_{C,ve} = H_{ve,adj} * (\theta_{int,set,C} - \theta_e) * t \quad (1-13)$$

Nelle equazioni dalla (1-10) alla (1-12) si ha:

$H_{tr,adj}$: coefficiente globale di scambio termico per trasmissione della zona considerata, espresso in [W/K];

$H_{ve,adj}$: è il coefficiente globale di scambio termico per ventilazione della zona considerata, espresso in [W/K];

$\theta_{int,set,H}$: è la temperatura interna di regolazione per il riscaldamento della zona considerata, espressa in [°C];

$\theta_{int,set,C}$: è la temperatura interna di regolazione per il raffrescamento della zona considerata, espressa in [°C];

θ_e : è la temperatura esterna media del mese considerato o della frazione di mese definita secondo quanto espressa in [°C];

$F_{r,k}$: è il fattore di forma tra il componente edilizio k-esimo e la volta celeste;

$F_{r,l}$: è il fattore di forma tra il componente edilizio l-esimo dell'ambiente non climatizzato e la volta celeste;

$\Phi_{r,mn,k}$: è l'extra flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio k-esimo, mediato sul tempo, espresso in [W];

$\Phi_{r,mn,u,l}$: è l'extra flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio l-esimo dell'ambiente non climatizzato, mediato sul tempo, espresso in [W];

$b_{tr,l}$: è il fattore di riduzione delle dispersioni per l'ambiente non climatizzato avente il componente l-esimo soggetto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste;

$Q_{sol,op}$: sono gli apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti opachi, espressi in [MJ];

t : è la durata del mese considerato o della frazione di mese, espressa in [Ms];

Gli apporti termici vengono calcolati come:

$$Q_{int} = \left\{ \sum_k \Phi_{int,mn,k} \right\} * t + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) * \Phi_{int,mn,u,l} \right\} * t \quad (1-14)$$

$$Q_{sol,w} = \left\{ \sum_k \Phi_{sol,w,mn,k} \right\} * t + \sum_j Q_{sd,w,j} \quad (1-15)$$

$$Q_{sol,op} = \left\{ \sum_k \Phi_{sol,op,mn,k} \right\} * t + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) * \Phi_{sol,mn,u,l} \right\} * t + \sum_j (Q_{sd,op} + Q_{si})_j \quad (1-16)$$

Nelle quali:

$b_{tr,l}$: è il fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna *l-esima* oppure il flusso termico *l-esimo* di origine solare;

$\Phi_{int,mn,k}$: è il flusso termico prodotto dalla k-esima sorgente di calore interna, mediato sul tempo, espresso in [W];

$\Phi_{int,mn,u,l}$: è il flusso termico prodotto dalla *l-esima* sorgente di calore interna nell'ambiente non climatizzato adiacente u, mediato sul tempo, espresso in [W];

$\Phi_{sol,w,mn,k}$: è il flusso termico *k-esimo* di origine solare, mediato sul tempo, espresso in [W];

$\Phi_{sol,op,mn,u,l}$: è il flusso termico *l-esimo* di origine solare nell'ambiente non climatizzato adiacente u, mediato sul tempo, espresso in [W];

$Q_{sd,w,j}$: sono gli apporti di energia termica diretti attraverso le partizioni trasparenti, dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata dalla serra *j-esima*, espressi in [MJ];

$Q_{sd,op,j}$: sono gli apporti di energia termica diretti attraverso le partizioni opache, dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata dalla serra *j-esima*, espressi in [MJ];

$Q_{si,j}$: sono gli apporti di energia termica indiretti dovuti alla radiazione solare entranti nella zona climatizzata dalla serra *j-esima*, espressi in [MJ];

I fabbisogni di energia termica per umidificazione e deumidificazione vengono calcolati come:

$$Q_{H,hum,nd} = -\min \left[0; Q_{wv,int} - Q_{H,wv,ve} \right] \quad (1-17)$$

$$Q_{H,hum,nd} = \max \left[0; Q_{wv,int} - Q_{C,wv,ve} \right] \quad (1-18)$$

Nelle quali:

$Q_{H,wv,ve}$: è l'entalpia della quantità netta di vapore di acqua introdotta nella zona dagli scambi d'aria con l'ambiente circostante per infiltrazione, aerazione e/o ventilazione nel periodo di riscaldamento, determinata con l'equazione, espressa in [MJ];

$Q_{C,wv,ve}$: è l'entalpia della quantità netta di vapore di acqua introdotta nella zona dagli scambi d'aria con l'ambiente circostante per infiltrazione, aerazione e/o ventilazione nel periodo di raffrescamento, espressa in [MJ];

$Q_{wv,int}$: è l'entalpia del vapore di acqua prodotto all'interno della zona da persone e processi e sorgenti varie (cottura, lavaggi, ecc.) espressa in [MJ];

L'entalpia della quantità di vapore d'acqua introdotta nella zona per infiltrazione e/o ventilazione viene calcolata come:

$$Q_{H/C,wv,ve} = \rho_a * h_{wv} * \left\{ \sum_k q_{ve,k,mn} * (x_{int} - x_k) \right\} * t \quad (1-19)$$

Nella quale:

ρ_a : densità dell'aria, assunta pari a 1.2 kg/m³;

h_{wv} : entalpia specifica del vapore di acqua, convenzionalmente posta pari a 2544 J/g;

$q_{ve,k,mn}$: portata mediata sul tempo del flusso d'aria *k*-esimo, dovuta a ventilazione naturale o aerazione o infiltrazione o ventilazione meccanica, espressa in [m³/s];

x_{int} : è l'umidità massica media del mese considerato del flusso d'aria *k*-esimo, espressa in [g_{H2O}/kg_{AS}];

x_k : è l'umidità massica media dell'aria umida uscente con il ricambio d'aria *k*-esimo, che si assume pari al valore dell'umidità prefissata per l'aria della zona termica, espressa in [g_{H2O}/kg_{AS}];

t : è la durata del mese considerato o della frazione di mese, espressa in Ms;

L'entalpia della quantità di vapore d'acqua dovuta a sorgenti interne alla zona viene calcolata come:

$$Q_{wv,int} = h_{wv} * (G_{wv,Oc} + G_{wv,A}) * t / 3600 \quad (1-20)$$

In cui:

$G_{wv,Oc}$: è la portata massica di vapore d'acqua dovuta alla presenza di persone, mediata sul tempo, espressa in [g_{H2O}/h];

$G_{wv,A}$: è la portata massica di vapore d'acqua dovuta alla presenza di apparecchiature, mediata sul tempo, espressa in [g_{H2O}/h];

1.6.2 Norma UNI/TS 11300-4

La norma UNI/TS 11300-4 fornisce la metodologia per il calcolo del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria nel caso in cui si ricorra a sistemi che utilizzano fonti rinnovabili per soddisfare le richieste energetiche dei due servizi sopra citati.

La norma considera fonti rinnovabili di energia le seguenti fonti:

- Per la produzione di energia termica utile:
 - Solare termico;
 - Biomasse;
 - Fonti aerauliche, geotermiche e idrauliche nel caso di pompe di calore per la quota considerata rinnovabile.
- Per la produzione di energia elettrica:
 - Solare fotovoltaico.

Inoltre, l'energia termica prodotta attraverso uno dei seguenti sistemi:

- Sistemi che utilizzano energia termica fornita da reti di teleriscaldamento;
- Impianti per la cogenerazione, ovvero sistemi che utilizzando combustibili fossili consentendo la produzione combinata di energia elettrica ed energia termica.

può essere in parte considerata come proveniente da fonte rinnovabile¹⁷.

Come è possibile notare, la norma UNI/TS 11300-4:2016, ai fini della verifica del soddisfacimento della copertura dei fabbisogni di energia mediante fonte rinnovabile, non permette lo sfruttamento di altre fonti di energia rinnovabile se non quelle sopra elencate.

Questa limitazione pone rilevanti problemi nel caso in cui fosse tecnicamente possibile lo sfruttamento di altre fonti di energia rinnovabile oltre a quelle contemplate dalla normativa.

Nel caso in cui il progettista degli impianti termici avesse la possibilità di ridurre il consumo di energia primaria attraverso soluzioni tecniche che prevedono l'utilizzo fonti rinnovabili non accreditate dalla normativa, queste non possono essere in alcun modo essere tenute in considerazione per il calcolo degli indici di prestazione energetica rinnovabile.

¹⁷ Per ulteriori dettagli si consulti la Norma UNI/TS 11300-4:2016

Capitolo 2 Caratterizzazione del fabbricato e degli impianti meccanici

L'oggetto della presente trattazione riguarda un edificio di nuova costruzione ad uso terziario situato nel comune di Milano.

Nel periodo in cui è stato svolto il lavoro di tesi la progettazione architettonica dell'edificio e la progettazione degli impianti meccanici per la climatizzazione sono state sviluppate solo a livello preliminare.

Salvo qualche breve cenno non verranno analizzati nel dettaglio gli impianti antiincendio, gli impianti elettrici, gli impianti per illuminazione artificiale e per trasporto delle persone.

2.1 Definizione della geometria dell'edificio

L'edificio è formato in totale da ventotto piani di cui venticinque fuori terra, così organizzati:

- I tre livelli interrati ospiteranno parcheggi per autovetture, locali con funzione di archivio/deposito nonché i locali tecnici destinati al contenimento delle apparecchiature facenti parte degli impianti meccanici, elettrici ed antincendio;
- Il piano terra, avente una superficie netta di 2 330 m², sarà essenzialmente occupato da un'ampia lobby di ingresso all'edificio di superficie netta pari a 640 m². La restante superficie disponibile sarà destinata ad ospitare futuri retail. La pianta del piano terra è mostrata in Figura 2.1;
- Il primo piano avrà una superficie netta di 1 640 m². All'interno di esso sarà presente un area destinata ad ospitare uffici open-space, avente superficie netta di 514 m². La restante superficie disponibile sarà destinata ad ospitare futuri retail. La pianta del piano primo è mostrata in Figura 2.2 dalla quale si nota anche la presenza di uno spazio aperto comunicante con la lobby di ingresso del piano terra, nella zona nord-ovest;
- I piani dal secondo al decimo avranno una geometria simile tra loro la quale è ben rappresentata dalla pianta del piano tipico di Figura 2.3. I volumi sono stati organizzati in modo da rendere disponibile un'ampia area destinata ad ospitare uffici open-space. La Figura 2.3 indica anche la presenza di altre due zone. La prima zona è posizionata nel quadrante sud-est e ad essa ci si riferirà d'ora in poi col nome "core High Rise". Nella zona core HR saranno presenti i servizi igienici per gli uffici, gli ascensori per il trasporto delle persone e i cavedi tecnici. Si specifica che gli ascensori appena citati servono i livelli dal piano undicesimo al piano ventiquattresimo. Dalla zona core HR si accederà anche ai vani scale. In caso di incendio le scale costituiranno le vie di fuga protette utilizzate per l'evacuazione delle persone. La seconda zona, denominata "core Low Rise", è posizionata nel quadrante nord-ovest ed è formata da quattro ascensori adibiti al trasporto di persone. Si specifica che questi quattro ascensori servono i livelli dal piano terra al piano decimo;
- I piani dall'undicesimo al ventitreesimo avranno una geometria simile tra loro la quale è ben rappresentata dalla pianta del piano tipico di Figura 2.4. Come i precedenti undici livelli, anche per questi la maggior parte della superficie ospiterà uffici open-space. Nel quadrante sud-est è presente la zona core HR che ha le medesime caratteristiche sopra descritte. Non sarà più presente la zona core LR nel quadrante nord-ovest;
- Il piano ventiquattresimo ospiterà i locali tecnici necessari all'installazione degli impianti meccanici.

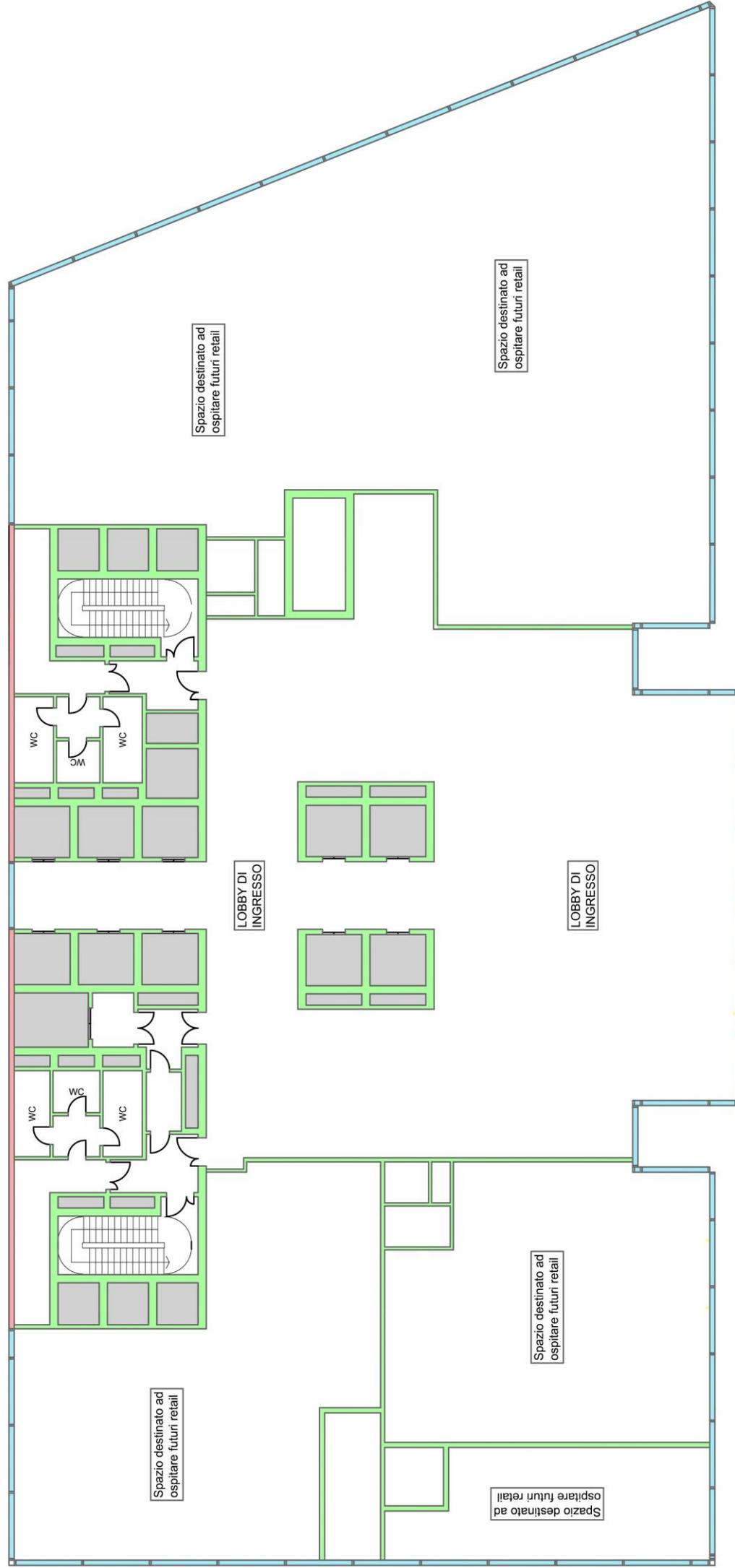
Ai fini del presente lavoro non verranno presi in considerazione i piani interrati, gli spazi destinati ad ospitare i futuri retail ed il piano ventiquattresimo.

Figura 2.1 – Pianta del piano terra, scala 1:250

PIANTA DEL PIANO TERRA

LEGENDA DEI PACCHETTI STRUTTURALI		
Colore	Pacchetto strutturale	Codice identificativo
	Chiusura esterna verticale trasparente	W1
	Tamponamento esterno	M1
	Partizioni verticali interne	M2

Nota: sulla pianta le aree grigie indicano gli spazi occupati dagli ascensori e dai cavedi tecnici



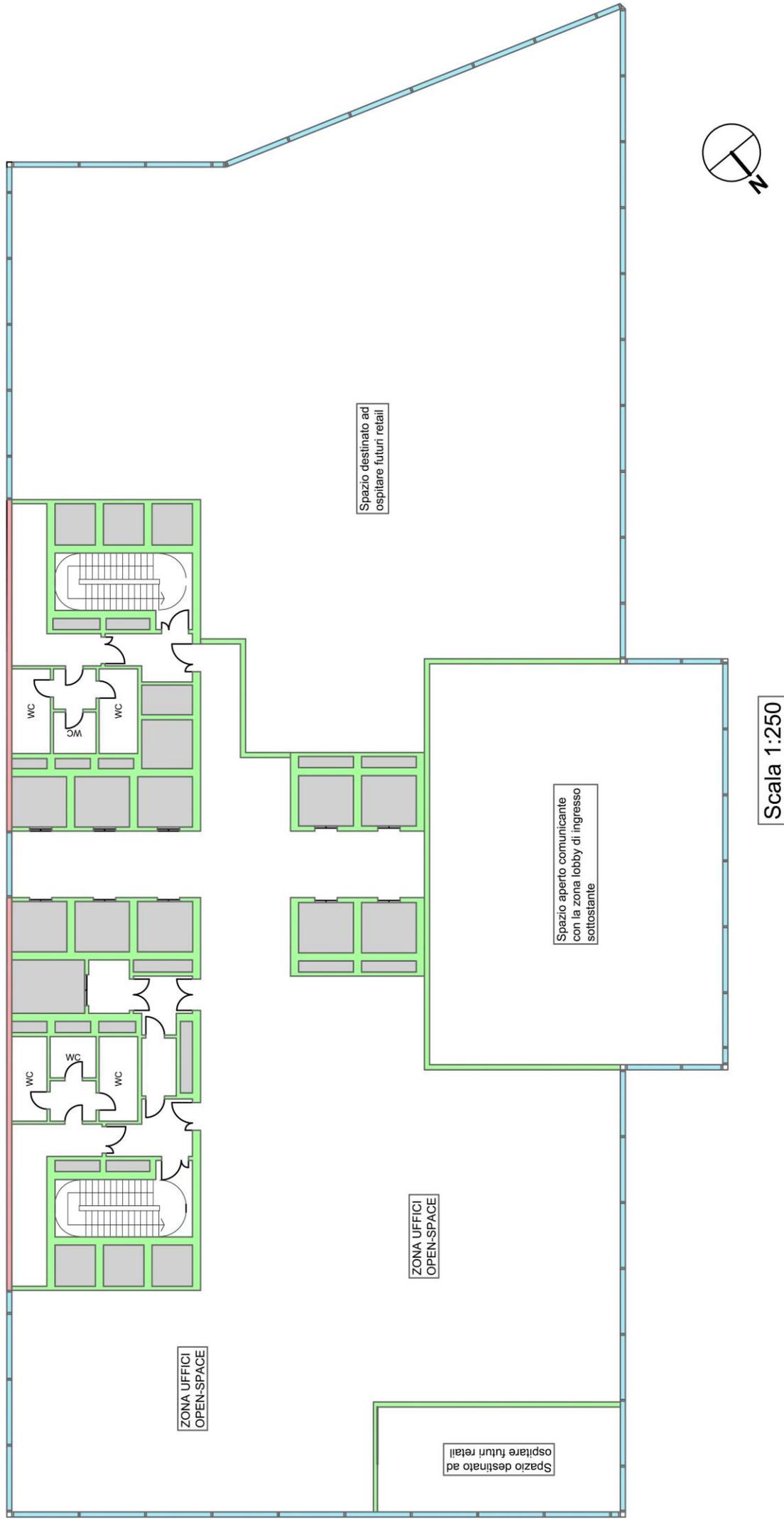
Scala 1:250

Figura 2.2 – Pianta del piano primo, scala 1:250

PIANTA DEL PIANO PRIMO

LEGENDA DEI PACCHETTI STRUTTURALI		
Colore	Pacchetto strutturale	Codice identificativo
	Chiusura esterna verticale trasparente	W1
	Tamponamento esterno	M1
	Partizioni verticali interne	M2

Nota: sulla pianta le aree grigie indicano gli spazi occupati dagli ascensori e dai cavedi tecnici



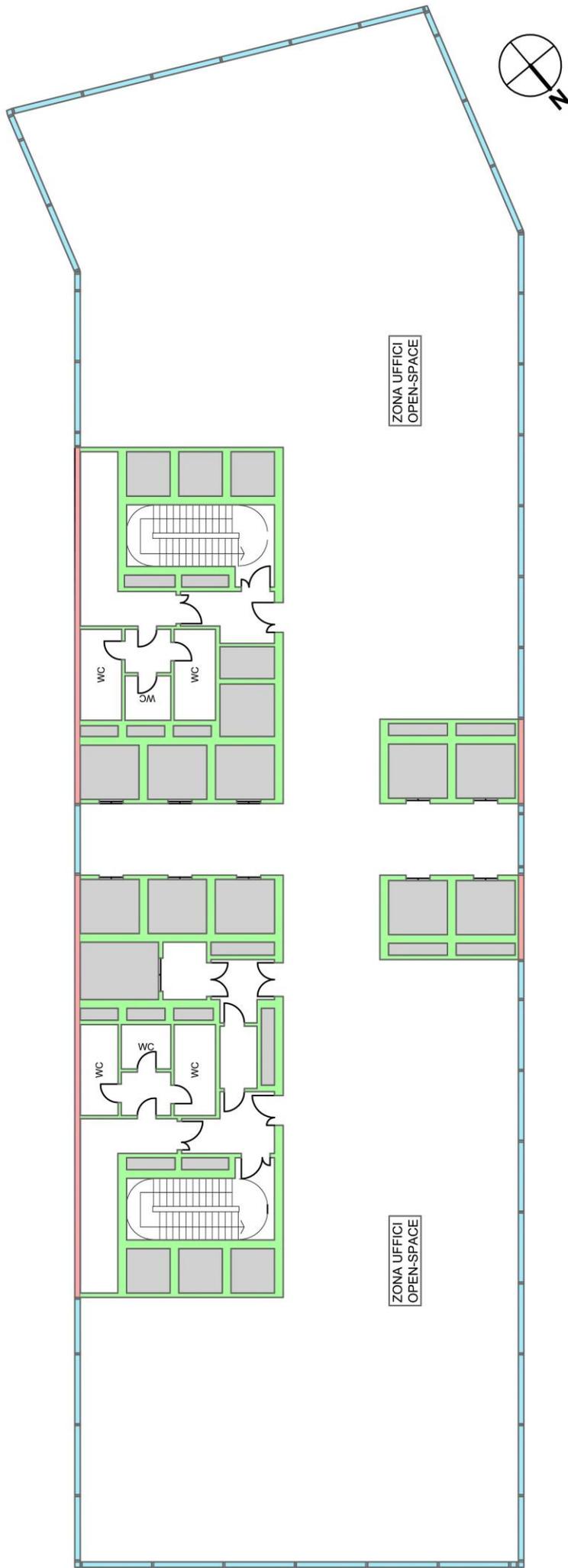
Scala 1:250

Figura 2.3 – Pianta del piano tipico rappresentativo dei livelli dal piano secondo al piano decimo, scala

PIANTA DEL PIANO TIPICO RAPPRESENTATIVO DEI LIVELLI DAL PIANO SECONDO AL PIANO DECIMO

LEGENDA DEI PACCHETTI STRUTTURALI		
Colore	Pacchetto strutturale	Codice identificativo
■	Chiusura esterna verticale trasparente	W1
■	Tamponamento esterno	M1
■	Partizioni verticali interne	M2

Nota: sulla pianta le aree grigie indicano gli spazi occupati dagli ascensori e dai cavedi tecnici



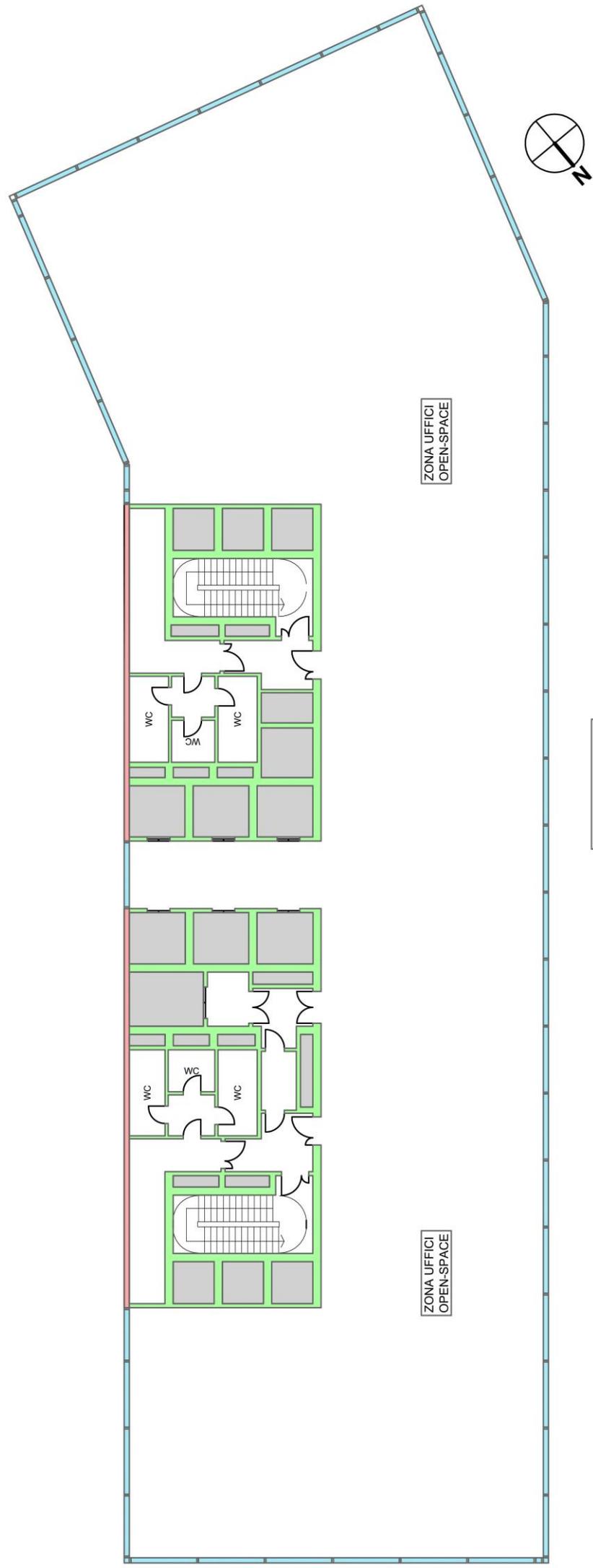
Scala 1:250

Figura 2.4 – Pianta del piano tipico rappresentativo dei livelli dal piano undicesimo al piano ventitreesimo, scala 1:250

PIANTA DEL PIANO TIPOICO RAPPRESENTATIVO DEI LIVELLI DAL PIANO UNDICESIMO AL PIANO VENTITREESIMO

LEGENDA DEI PACCHETTI STRUTTURALI		
Colore	Pacchetto strutturale	Codice identificativo
	Chiusura esterna verticale trasparente	W1
	Tamponamento esterno	M1
	Partizioni verticali interne	M2

Nota: sulla pianta le aree grigie indicano gli spazi occupati dagli ascensori e dai cavedi tecnici



Scala 1:250

La Tabella 2.1 contiene i principali descrittori geometrici dell'edificio.

La Tabella A2.1 riportata nell'Allegato A2 contiene il dettaglio dei valori delle aree nette dei piani fuori terra.

Altezza fuori terra dell'edificio	98 m
Area netta calpestabile del piano tipico rappresentativo dei livelli dal secondo al decimo	891 m ²
Area netta calpestabile del piano tipico rappresentativo dei livelli dall'undicesimo al ventitreesimo	1 008 m ²
Area netta calpestabile dei soli uffici open-space	21 423 m ²
Area netta calpestabile totale climatizzata nel periodo invernale	23 218 m ²
Area netta calpestabile totale climatizzata nel periodo estivo	22 063 m ²
Altezza lorda di un piano tipico (da pavimento a pavimento)	4.10 m
Altezza netta di un piano tipico (dal pavimento al soffitto)	2.70 m

2.2 Definizione dei pacchetti strutturali

In fase di progetto preliminare non si hanno a disposizione pacchetti strutturali con una stratigrafia già determinata. Durante lo studio preliminare sono stati definiti dei pacchetti strutturali in termini di stratigrafie in modo da ottenere delle desiderate prestazioni energetiche dell'edificio e al contempo assicurare le verifiche del rispetto delle prescrizioni di legge riguardo le prestazioni dell'involucro edilizio. Si demanda alle successive fasi progettuali l'esatta caratterizzazione dei pacchetti strutturali in modo tale che essi possano rispecchiare i parametri termofisici con i quali sono state svolte le analisi preliminari.

Per le successive sotto-sezioni i riferimenti normativi riguardo le proprietà termofisiche dei pacchetti strutturali sono indicati nella Tabella 2.2.

Parametro	Simbolo	U.m.	Riferimento
Trasmittanza termica per componenti strutturali opachi	U	W/(m ² *K)	UNI EN ISO 6946:2008
Massa superficiale	M _S	kg/m ²	-
Trasmittanza termica periodica	Y _{IE}	W/(m ² *K)	UNI EN ISO 13786:2008
Fattore di attenuazione	f _a	<i>Adimensionale</i>	
Sfasamento	s	h	
Fattore di trasmittanza totale di energia solare	g	<i>Adimensionale</i>	EN 410:2011
Trasmittanza termica della finestra	U _w	W/(m ² *K)	UNI EN ISO 10077-1:2007
Trasmittanza termica lineica	Ψ _L	W/(m*K)	UNI EN ISO 14683:2008

2.2.1 Stratigrafia degli elementi opachi verticali

Sono state definite due tipologie di pacchetti strutturali opachi verticali.

- Tamponamento esterno opaco (codice identificativo M1).
Le proprietà termofisiche del pacchetto strutturale M1 sono riportate in Tabella 2.3.

Codice componente	Spessore [mm]	U [W/(m ² *K)]	Ms [kg/m ²]	Y _{IE} [W/(m ² *K)]	s [h]	f _a [-]
M1	319	0.235	298	0.051	-11.19	0.216

Il pacchetto strutturale M1 è utilizzato (vedasi Figura 2.1, Figura 2.2, Figura 2.3 e Figura 2.4):

- Nel quadrante sud-est come tamponatura che separa la zona di core HR dall'ambiente esterno, nei livelli dal piano terra al piano ventitreesimo;
- Nel quadrante nord-ovest come tamponatura esterna che separa la zona di core LR dall'ambiente esterno, nei livelli dal piano terra al piano decimo;

Per ulteriori informazioni si consulti l'Allegato A2, sezione A2.2.

- Partizioni verticali interne all'edificio (codice identificativo M2)
Le proprietà termofisiche del pacchetto strutturale M2 sono riportate in Tabella 2.4.

Codice componente	Spessore [mm]	U [W/(m ² *K)]	Ms [kg/m ²]
M2	225	0.275	247

Così come mostrato in Figura 2.1, Figura 2.2, Figura 2.3 e Figura 2.4 il pacchetto strutturale M2 è utilizzato nei livelli dal piano terra al piano ventitreesimo come tramezzo:

- Per la separazione tra ambienti riscaldati;
- Per la separazione di un ambiente riscaldato da un ambiente non riscaldato;
- Per la separazione tra gli ambienti riscaldati oggetto di analisi rispetto agli ambienti per i quali non è definita la destinazione d'uso.

Per ulteriori informazioni si consulti l'Allegato A2, sezione A2.2.

2.2.2 Stratigrafia degli elementi opachi orizzontali

Sono state definite tre tipologie di pacchetti strutturali opachi orizzontali.

- Soletta di copertura del piano ventitreesimo (codice identificativo P1)
Le proprietà termofisiche del pacchetto strutturale P1 sono riportate in Tabella 2.5.

Codice componente	Spessore [mm]	U [W/(m ² *K)]	Ms [kg/m ²]
P1	300	0.146	254

Il pacchetto strutturale P1 è utilizzato come solaio di separazione tra il piano ventitreesimo ed il piano ventiquattresimo, quest'ultimo considerato ambiente non riscaldato. Per ulteriori informazioni si consulti l'Allegato A2, sezione A2.2.

- Soletta di separazione tra la lobby di ingresso ed il primo piano interrato (codice identificativo P2).

Le proprietà termofisiche del pacchetto strutturale P2 sono riportate in Tabella 2.6.

Codice componente	Spessore [mm]	U [W/(m ² *K)]	Ms [kg/m ²]
P2	500	0.249	447

Il pacchetto strutturale P2 è utilizzato come solaio di separazione tra la lobby di ingresso ed il primo piano interrato, quest'ultimo considerato ambiente non riscaldato. Per ulteriori informazioni si consulti l'Allegato A2, sezione A2.2.

- Soletta di separazione interna (codice identificativo P3)

Le proprietà fisiche del pacchetto strutturale P3 sono riportate in Tabella 2.7.

Codice componente	Spessore [mm]	U [W/(m ² *K)]	Ms [kg/m ²]
P3	330	0.301	127

Il pacchetto strutturale P3 è utilizzato come solaio di separazione tra ambienti riscaldati, dal piano terra al piano ventitreesimo. Per ulteriori informazioni si consulti l'Allegato A2, sezione A2.2.

2.2.3 Chiusura verticale esterna trasparente

Si può osservare in Figura 2.1, Figura 2.2, Figura 2.3 ed Figura 2.4 che la maggior parte dell'involucro esterno dell'edificio sarà costituito da chiusure verticali trasparenti (codice identificativo W1).

In Figura 2.5 è mostrata una parte di sezione di un piano tipico. Le chiusure verticali esterne trasparenti saranno formate dall'insieme di una superficie vetrata (componente trasparente) e da uno spandrel (componente opaco) sul quale la superficie vetrata appoggerà, andando a formare una facciata esterna continua.

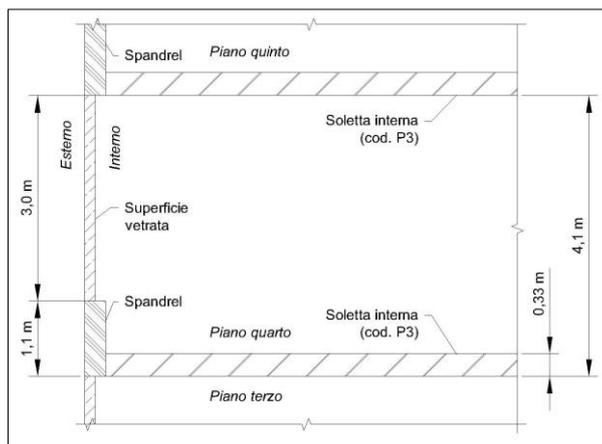


Figura 2.5 - Sezione di un piano tipico (particolare non in scala)

Si ritiene opportuno fare la seguente precisazione. Ai sensi del D.D.U.O. 176/17¹⁸ la chiusura tecnica trasparente è data dall'insieme dell'elemento finestrato e dello spandrel. Di conseguenza, benché lo spandrel sia un pacchetto strutturale opaco che separa ambienti climatizzati dall'ambiente esterno, esso non sarà soggetto all'obbligo del rispetto dei requisiti espressi in termini di massa superficiale, trasmittanza termica periodica, sfasamento e fattore di attenuazione imposti dalla legislazione regionale e dal regolamento edilizio comunale previsti per le strutture opache verticali rivolte verso l'esterno. Per lo spandrel è stato quindi ipotizzato il valore di trasmittanza termica desiderato, pari a 0.250 W/(m²*K).

La superficie vetrata sarà costituita da moduli finestrati trasparenti affiancati tra loro. Il singolo modulo, delle dimensioni di 150 x 300 cm, sarà del tipo a triplo vetro e doppia camera.

Riguardo il singolo modulo trasparente si richiederà che esso abbia un fattore di trasmittanza totale di energia solare, g, pari a 0.23 ed una trasmittanza termica, U_w, pari a 1.300 W/(m²*K).

¹⁸ Decreto Dirigente delle Unità Organizzative n. 176 del 12 Gennaio 2017. Per maggiori informazioni si rimanda al Capitolo 1, sezione 1.4.

Sentito un fornitore specializzato nella realizzazione di facciate esterne per edifici esso dichiara che è possibile ottenere per la chiusura tecnica trasparente sopra descritta una trasmittanza termica¹⁹ pari a 1.100 W/(m²*K).

I motivi per i quali è richiesto un valore di trasmittanza termica del modulo finestrato U_w pari a 1.300 W/(K*m²) ed un valore del fattore di trasmittanza totale di energia solare pari a 0.23 sono connessi al rispetto dei limiti di legge imposti all'indice di prestazione termica utile per il riscaldamento, $EP_{H,nd}$, ed al rapporto tra l'area solare equivalente estiva dell'edificio rispetto all'area della superficie utile dell'edificio, $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$. Si rimanda al Capitolo 4, sotto-sezione 4.1.2 per le giustificazioni di tali scelte.

2.2.4 Ponti termici

In fase di studio preliminare è stata considerata l'esistenza del solo ponte termico (codice identificativo Z1) che origina dall'intersezione tra le solette di separazione dei piani ed il tamponamento esterno verticale. Per esso si stima un valore di trasmittanza termica lineica, Ψ_L , pari a 0.173 W/(m*K).

Per maggiori riguardanti il ponte termico Z1 si rimanda all'Allegato A2, sezione A2.2.

2.3 Parametri progettuali

Il comune di Milano avendo un numero di gradi-giorno pari a 2 404 appartiene alla fascia climatica E.

Sono state costituite le seguenti zone termiche:

- Tutti gli uffici open space contenuti nei livelli dal piano primo al piano ventitreesimo sono raccolti in un'unica zona termica. Questa zona termica verrà nel seguito indicata come “zona uffici”;
- Una seconda zona termica conterrà unicamente la lobby di ingresso al piano terra. Ad essa ci si riferirà in seguito come “zona lobby”;
- La terza zona termica raccoglierà tutti i servizi igienici dal piano terra al piano ventitreesimo. Ad essa ci si riferirà in seguito come “zona bagni”;
- Verrà istituita una quarta zona termica che comprenderà tutti i volumi non climatizzati dell'edificio, ovvero i tre livelli interrati, il piano ventiquattresimo, i cavei tecnici, i vani scala e i vani ascensore. Ad essa ci si riferirà in seguito come “zona non climatizzata”.

In accordo col D.P.R. 412/93 gli ambienti considerati²⁰ sono classificati di categoria E.2.

La Tabella 2.8 mostra le condizioni termoigrometriche esterne di progetto per il comune di Milano

<i>Tabella 2.8 – Condizioni termoigrometriche esterne di progetto</i>			
	T_{BS,E} [°C]	U_{RE} [%]	Riferimento: UNI 10349-2:2016
Condizioni di progetto invernali	-5.0	80	
Condizioni di progetto estive	31.9	48	

La Tabella 2.9 mostra le condizioni termoigrometriche interne di progetto adottate per le zone climatizzate.

¹⁹ Il valore di trasmittanza termica risultante, pari a 1.100 W/(m²*K) è comprensivo di tutti i ponti termici presenti nella chiusura verticale trasparente.

²⁰ Sono esclusi da questa classificazione gli spazi al piano terra ed al piano primo destinati ad ospitare futuri retail.

Tabella 2.9 – Condizioni termoigrometriche interne di progetto					
Zona termica	Condizioni invernali		Condizioni estive		Riferimento: D.P.R. 16 Aprile 2016, n.74
	T _{BS,I} [°C]	UR _I [%]	T _{BS,I} [°C]	UR _I [%]	
Zona lobby	20.0	n.c.	26.0	50	
Zona uffici	20.0	n.c.	26.0	50	
Zona bagni	20.0	n.c.	n.c.	n.c.	
n.c.: non controllata					

Nei livelli al piano terra ed al piano primo, per gli ambienti destinati ad ospitare i futuri retail, si ipotizza che essi abbiano temperatura ed umidità relativa eguale ai locali climatizzati confinanti oggetto della trattazione.

I carichi interni stimati in fase di progetto preliminare sono mostrati in Tabella 2.10.

Tabella 2.10 – Carichi interni di progetto				
Zona termica	Natura del carico termico	Fonte del carico termico	Valore	U.m.
Zona lobby	Sensibile	Illuminazione artificiale ed forza motrice	25	W/m ²
		Persone	64	W/persona
	Latente	Persone	70	W/persona
Zona uffici	Sensibile	Illuminazione artificiale (LED)	10	W/m ²
		Forza motrice	35	W/m ²
		Persone	64	W/persona
	Latente	Persone	70	W/persona

I parametri riguardanti affollamento e ventilazione valutati in fase di progetto preliminare sono raccolti nella Tabella 2.11.

Tabella 2.11 – Affollamento e ventilazione, parametri progettuali			
Zona termica	Affollamento [persone/m ²]	Ventilazione	Riferimenti
Zona lobby	-	1 vol/h di sovrappressione	-
Zona uffici	0.125	40 m ³ /(h*persona)	Su specifica richiesta del committente
Zona bagni	-	6 vol/h in estrazione continua	Regolamento locale d'igiene del comune di Milano

2.4 Descrizione degli impianti HVAC a servizio delle zone termiche climatizzate

2.4.1 Impianto HVAC a servizio della zona uffici

La zona uffici sarà servita da un impianto di climatizzazione di tipo misto aria-acqua.

All'impianto ad aria sono affidate le seguenti funzioni:

- Garantire il corretto apporto di aria esterna di rinnovo negli ambienti della zona termica al fine di ottenere un'adeguata qualità dell'aria interna;
- Soddisfare il carico termico latente della zona termica durante il periodo di climatizzazione estivo;
- Come effetto secondario, a seconda della temperatura dell'aria primaria in mandata dalle unità di trattamento aria verso gli ambienti della zona termica l'impianto ad aria potrebbe soddisfare una parte del carico termico sensibile degli ambienti di zona;

L'impianto ad aria, del tipo a *portata d'aria costante*, sarà costituito da quattro unità di trattamento aria (in seguito indicate come "UTA");

- Due UTA (codici identificativi AHU-1 e AHU-2) posizionate al terzo livello interrato serviranno gli ambienti di zona dal livello primo al livello decimo;
- Due UTA (codici identificativi AHU-3 e AHU-4) posizionate al piano ventiquattresimo serviranno gli ambienti di zona dal livello undicesimo al livello ventitreesimo.

Ciascuna UTA sarà essenzialmente costituita da:

- Recuperatore entalpico rotativo, completo di serranda di by-pass e filtro per particolato aerotrasportato di classe G4 posto sulla sezione di aspirazione, a monte del recuperatore entalpico.
- Sezione di mandata, la quale comprenderà:
 - Filtro per particolato aerotrasportato di classe F8;
 - Batteria di riscaldamento;
 - Batteria di pre-raffreddamento;
 - Batteria di raffreddamento e deumidificazione;
 - Predisposizione per sezione di umidificazione;
 - Predisposizione per batteria di post-riscaldamento;
 - Ventilatore di mandata del tipo plug-fan azionato ad inverter;
- Sulla sezione di espulsione:
 - Filtro per particolato aerotrasportato di classe F6;
 - Ventilatore di ripresa del tipo plug-fan azionato ad inverter.

Il motivo per il quale ciascuna UTA sarà dotata di una batteria di pre-raffreddamento verrà chiarito nella sotto-sezione 2.5.2.

In Tabella 2.12 sono riassunti alcuni principali parametri tecnici delle UTA a servizio della zona uffici.

<i>Tabella 2.12 – Principali parametri tecnici delle UTA a servizio della zona uffici</i>		
Portata di aria primaria richiesta dalla zona uffici: 107 133 m ³ /h		
Condizioni di alimentazione delle batterie di trattamento delle unità di trattamento aria AHU-1 ed AHU-2	T_{w,IN} [°C]	T_{w,OUT} [°C]
Batterie di riscaldamento	41.0	35.0
Batterie di pre-raffreddamento	17.5	23.5
Batterie di raffreddamento e deumidificazione	9.0	15.0
Batterie di post-riscaldamento – solo predisposizione	n.d.	n.d.
Condizioni di alimentazione delle batterie di trattamento delle unità di trattamento aria AHU-3 ed AHU-4	T_{w,IN} [°C]	T_{w,OUT} [°C]
Batterie di riscaldamento	40.0	34.0
Batterie di pre-raffreddamento	17.5	23.5
Batterie di raffreddamento e deumidificazione	10.0	16.0
Batterie di post-riscaldamento – solo predisposizione	n.d.	n.d.
Parametri termoigrometrici dell'aria in mandata dalle UTA	T_{BS,M} [°C]	X_M [gV/kgAS]
In condizioni di progetto invernali	20.0	5.2
In condizioni di progetto estive	16.0	8.4
n.d.: Non definito		

Per le potenze termiche delle batterie di trattamento aria, per il calcolo della portata d'aria primaria richiesta e per i dettagli sui cicli di trattamento svolti dalle macchine si veda l'Allegato A2.

I terminali ambiente saranno travi fredde attive, che avranno la funzione di:

- Immettere negli ambienti l'aria esterna di rinnovo proveniente dalle UTA;
- Soddisfare il carico termico sensibile residuo degli ambienti di zona.

Ciascuna trave fredda avrà una lunghezza di 240 cm e sarà dotata di una sola batteria di scambio termico alimentata da un circuito idronico a quattro tubi.

La Tabella 2.13 contiene i principali dati tecnici dei terminali ambiente. Si precisa che i valori di resa termica sensibile totale sono stati forniti da un produttore contattato durante lo sviluppo del progetto preliminare.

<i>Tabella 2.13 – Principali dati tecnici delle travi fredde attive</i>		
Condizione di progetto:	Estiva	Invernale
Temperatura dell'acqua in ingresso alla batteria di scambio [°C]	17.0	40.0
Temperatura dell'acqua in uscita dalla batteria di scambio [°C]	20.0	35.0
Temperatura dell'aria primaria di alimento della trave fredda attiva [°C]	16.0	20.0
Resa termica sensibile della batteria di scambio termico [W]	543	400
Resa termica sensibile totale* della trave fredda attiva [W]	728	383
* La resa termica totale si intende comprensiva della somma del contributo termico sensibile dall'aria primaria di alimento e del contributo termico sensibile della batteria di scambio termico. Calcolo effettuato considerando una portata d'aria primaria di alimento pari a 14.0 lt/s		

2.4.2 Impianto HVAC a servizio della zona lobby

La zona lobby sarà servita da un impianto di climatizzazione di tipo misto aria-acqua.

All'impianto ad aria della zona lobby sono assegnate le seguenti funzioni:

- Mantenere la lobby di ingresso in sovrappressione rispetto all'ambiente esterno;
- Soddisfare il carico termico latente di zona durante il periodo di climatizzazione estivo;
- Integrazione con l'impianto ad acqua per il controllo del carico sensibile di zona;

L'UTA a servizio della zona lobby (codice identificativo AHU-5), posizionata al terzo livello interrato, sarà simile in termini di componentistica rispetto alle UTA a servizio della zona uffici. L'unica differenza sta nel fatto che l'UTA a servizio della zona lobby non sarà dotata di recuperatore di calore e avrà solo il ventilatore di mandata. I terminali ambiente dell'impianto ad aria non sono stati definiti in fase di progetto preliminare.

In Tabella 2.14 sono riassunti alcuni principali parametri tecnici dell'UTA a servizio della zona lobby.

<i>Tabella 2.14 – Principali parametri tecnici dell'UTA a servizio della zona lobby</i>		
Portata di aria elaborata dall'UTA AHU-5: 14 440 m ³ /h		
Condizioni di alimentazione delle batterie di trattamento	T_{W,IN} [°C]	T_{W,OUT} [°C]
Batteria di riscaldamento	41.0	35.0
Batteria di raffreddamento e deumidificazione	9.0	15.0
Batteria di post-riscaldamento	41.0	35.0
Parametri termoigrometrici dell'aria in mandata dall'UTA	T_{BS,M} [°C]	X_M [gV/kgAS]
In condizioni di progetto invernali	24.0	6.8
In condizioni di progetto estive	21.0	10.0

Per le potenze termiche delle batterie di trattamento aria, per il calcolo delle portate d'aria primaria richiesta ed elaborata dalla macchina e per i dettagli sui cicli di trattamento svolti si veda l'Allegato A2.

I terminali ambiente del circuito idronico saranno pannelli radianti a pavimento. Per essi, in fase preliminare, è stata ipotizzata una resa termica sensibile invernale di 80 W/m² ed una resa termica sensibile estiva di 25 W/m².

2.4.3 Impianto di riscaldamento ed espulsione forzata dell'aria a servizio della zona bagni

La zona bagni sarà dotata di un impianto di estrazione aria, con funzionamento continuo, che garantirà una portata di estrazione di 6 vol/h per ogni WC. La zona bagni sarà dotata di un impianto di riscaldamento invernale costituito da radiatori.

2.5 Centrale termo-frigorifera

Tutte le batterie di trattamento termico di ciascuna UTA e tutti i terminali ambiente delle tre zone termiche climatizzate saranno serviti da un'unica centrale termo-frigorifera posizionata al terzo livello interrato.

Si è scelto di soddisfare le richieste di energia termica e frigorifera attraverso l'uso di macchine a compressione di vapore del tipo polivalente²¹ con sorgente ad acqua, le quali permettono una produzione simultanea ed indipendente di energia termica e frigorifera.

La scelta di adottare macchine polivalenti è giustificata dalla seguente motivazione.

Durante le stagioni intermedie (primavera e autunno) può accadere che alcuni ambienti degli uffici open space aventi esposizione nord ovest debbano essere riscaldati nelle prime ore della giornata, mentre gli ambienti esposti a nord est debbano essere contemporaneamente raffrescati essendo questi ultimi i primi a essere colpiti dalla radiazione solare. Le unità polivalenti sono quindi in grado, mediante impianto a quattro tubi, di alimentare contemporaneamente i terminali ambiente con acqua calda o refrigerata secondo necessità.

Nel sito di costruzione dell'edificio vi è disponibilità di acqua di falda. Le macchine polivalenti sfrutteranno l'acqua di falda come sorgente termica. Un'indagine geologica preventivamente svolta garantisce che l'acqua di falda può essere considerata disponibile tutto l'anno in quantità²² idonee al funzionamento delle macchine polivalenti ed alla temperatura di:

- 14°C nei periodi invernali;
- 16°C nei periodi estivi.

Per far fronte all'eventualità in cui l'acqua di falda venisse a mancare, è prevista l'installazione torri evaporative e caldaie a condensazione alimentante a gas. Se non vi fosse disponibilità di acqua di falda la presenza delle torri evaporative consentirebbe alle unità polivalenti di funzionare come macchine frigorifere per soddisfare la produzione di acqua refrigerata mentre le caldaie consentirebbero invece la produzione di energia termica.

In questa trattazione verrà fatto il confronto tra due diverse soluzioni impiantistiche nel seguito illustrate.

2.5.1 Centrale termo-frigorifera, caso base

Un design impiantistico tradizionale affiderebbe alle macchine polivalenti l'intera produzione di acqua calda e refrigerata richiesta dalle utenze.

A questa configurazione impiantistica ci si riferirà d'ora in poi col termine "caso base".

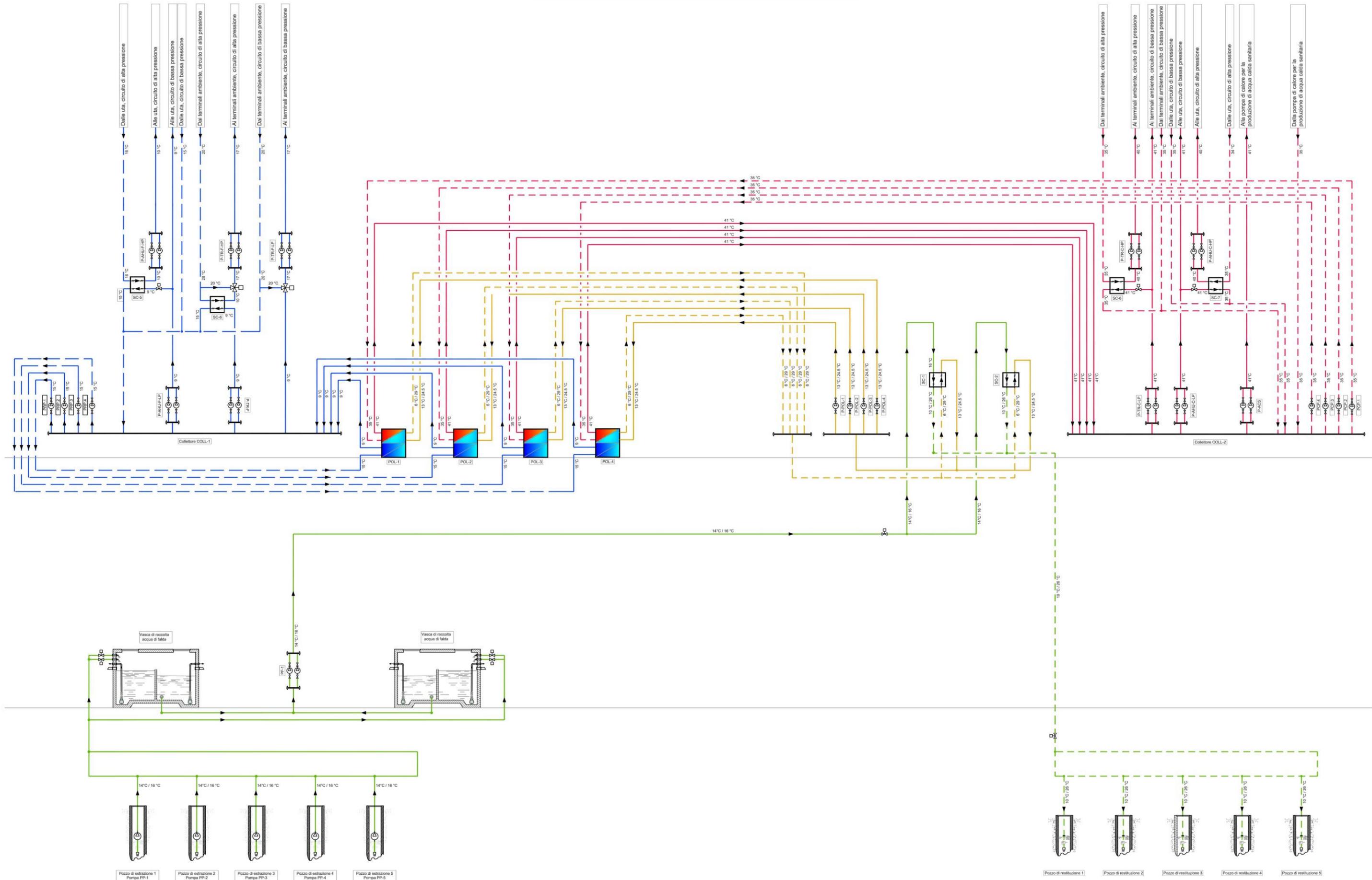
La Figura 2.6 mostra lo schema funzionale della centrale termo-frigorifera del caso base.

L'acqua di falda è estratta dai pozzi di prelievo mediante le cinque elettropompe PP1, PP2, PP3, PP4 e PP5. Essa verrà poi accumulata in due vasche di raccolta e decantazione posizionate al terzo livello interrato.

²¹ Per maggiori informazioni riguardo il funzionamento di una macchina a compressione di vapore polivalente si rimanda a: "Handbook of air conditioning and refrigeration", Autore: Shan K. Wang – Seconda edizione

²² Per il calcolo della portata di acqua di falda necessaria nelle varie condizioni di funzionamento si veda l'Allegato A2, sezione A2.3.

Figura 2.6 – Schema funzionale in centrale termica, caso base.



Le elettropompe PF-1 prelevano l'acqua di falda dalle vasche di accumulo e la inviano ai circuiti primari degli scambiatori di calore a contatto indiretto SC-1 ed SC-2.

Sui circuiti secondari degli scambiatori SC-1 ed SC-2 circola acqua proveniente dalle macchine polivalenti POL-1, POL-2, POL-3 e POL-4. Quest'ultimo circuito idraulico permette di interfacciare le macchine polivalenti con la sorgente termica.

L'acqua di falda in uscita dal circuito primario degli scambiatori SC-1 ed SC-2 viene scaricata nel Naviglio della Martesana o in 5 pozzi di restituzione.

L'acqua refrigerata prodotta dalle macchine polivalenti viene inviata al collettore COLL-1, collettore dal quale originano tutti i circuiti secondari che alimentano le utenze con acqua refrigerata.

La Tabella 2.15 mostra le suddivisioni dei circuiti idronici freddi e il tipo di utenze servite nel caso base.

Tabella 2.15 – Utenze acqua refrigerata, caso base		
Utenze acqua refrigerata	Circuiti di bassa pressione	Travi fredde attive degli ambienti della zona uffici, dal livello primo al livello decimo e pannelli radianti a pavimento della zona lobby.
		Batterie di raffreddamento e deumidificazione delle UTA AHU-1, AHU-2 ed AHU-5.
	Circuiti di alta pressione	Travi fredde attive degli ambienti della zona uffici, dal livello undicesimo al livello ventitreesimo.
		Batterie di raffreddamento e deumidificazione delle UTA AHU-3 ed AHU-4.

Osservando la Tabella 2.15, si vede che, contrariamente a quanto detto nelle sotto-sezioni 2.4.1 ed 2.4.2, nel caso base ciascuna UTA è dotata di una sola batteria fredda alimentate ad acqua refrigerata, che compie il trattamento di raffreddamento e deumidificazione sull'aria primaria.

L'acqua calda prodotta dalle macchine polivalenti viene inviata al collettore COLL-2, collettore dal quale originano tutti i circuiti secondari che alimentano le utenze con acqua calda. La Tabella 2.16 mostra le suddivisioni dei circuiti idronici caldi e il tipo di utenze servite nel caso base.

Tabella 2.16 – Utenze acqua calda, caso base		
Utenze acqua calda	Circuiti di bassa pressione	Travi fredde attive degli ambienti della zona uffici, dal livello primo al livello decimo.
		Batterie di riscaldamento delle UTA AHU-1, AHU-2 ed AHU-5.
		Pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria
	Circuiti di alta pressione	Travi fredde attive degli ambienti della zona uffici, dal livello undicesimo al livello ventitreesimo.
		Batterie di riscaldamento delle UTA AHU-3 e AHU-4.

Nel caso base si rende necessario installare quattro unità polivalenti. Verrebbero scelte macchine polivalenti marca *Climaveneta*, modello *ERACS2-WQ*, taglie 3202 e 1502.

La Tabella 2.17 riporta i principali parametri di funzionamento dei circuiti idronici ed i dati di targa delle macchine polivalenti. Per i dettagli sui calcoli dei carichi termici di progetto nel caso base e per il calcolo delle portate d'acqua sugli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 si rimanda all'Allegato A2, sezione A2.3.

Tabella 2.17 – Principali parametri tecnici dei circuiti idronici, caso base

Carichi termici di progetto			
Carico termico di progetto estivo ^a		3 094	kW
Carico termico di progetto invernale		1 872	kW
Macchine polivalenti			
Temperature dell'acqua sui circuiti che fanno capo delle macchine polivalenti:		T_{w,OUT} [°C]	T_{w,IN} [°C]
Lato mandata alle utenze	Acqua refrigerata prodotta, condizioni di progetto	9.0	15.0
	Acqua calda prodotta, condizioni di progetto	41.0	35.0
Lato sorgente termica	Funzionamento in solo* raffreddamento	29.0	24.5
	Funzionamento in solo* riscaldamento	6.0	13.0
Dati di targa (forniti dal costruttore) per le taglie di macchina:		3202	1502
Numero previsto di unità che verrebbero installate		3	1
La macchina funziona in solo ^a raffrescamento	Potenza frigorifera nominale [kW]	879	367
	EER in condizioni nominali	5.54	5.37
	Potenza elettrica nominale [kW]	159	68
La macchina funziona in solo ^a riscaldamento	Potenza termica nominale [kW]	933	390
	COP in condizioni nominali	4.81	4.73
	Potenza elettrica nominale [kW]	194	82
La macchina lavora in refrigerazione con recupero termico	Potenza frigorifera assorbita [kW]	879	324
	Potenza termica erogata [kW]	962	402
	Potenza elettrica assorbita [kW]	196	83.2
	TER per la data condizione di carico	8.90	8.73
Scambiatori di calore SC-1 ed SC-2			
Temperature dell'acqua sui circuiti degli scambiatori di calore:		T_{w,IN} [°C]	T_{w,OUT} [°C]
Le macchine polivalenti funzionano in solo ^a raffreddamento	Circuito primario - lato acqua di falda	16.0	26.0
	Circuito secondario - lato macchine polivalenti	29.0	24.5
Potenza termica scambiata	3 398	kW	
Le macchine polivalenti funzionano in solo ^a riscaldamento	Circuito primario - lato acqua di falda	14.0	7.0
	Circuito secondario - lato macchine polivalenti	6.0	13.0
Potenza termica scambiata	1 478	kW	
^a Si intende che la macchina polivalente funzioni esclusivamente come chiller o pompa di calore, in condizioni di carico nominali			

2.5.2 Centrale termo-frigorifera, caso di progetto

Uno dei principali obiettivi perseguiti durante la fase di progettazione preliminare del sistema edificio-impianto è stato quello di ottenere un basso consumo di energia primaria globale non rinnovabile.

L'acqua di falda costituirà un importante mezzo per raggiungere il fine desiderato.

Avendo a disposizione un fluido a bassa temperatura per tutto l'anno, l'idea innovativa che ha guidato l'intero processo di design della centrale termo-frigorifera e dei circuiti idronici a servizio delle utenze alimentate ad acqua refrigerata quella di usare l'acqua di falda per realizzare il pre-raffreddamento dell'aria primaria e dell'acqua refrigerata di ritorno dai terminali dei circuiti idronici.

Per questo motivo ciascuna UTA sarà dotata di due batterie fredde, in accordo a quanto espresso nelle sotto-sezioni 2.4.1 e 2.4.2:

- La prima batteria, di pre-raffreddamento, servirà a pre-raffreddare l'aria esterna;
- La seconda batteria completerà il trattamento di raffreddamento e deumidificazione sull'aria esterna.

La configurazione impiantistica nata dal concetto sopra esposto verrà nel seguito indicata col termine di "caso di progetto". La Figura 2.7 mostra lo schema funzionale della centrale termo-frigorifera del caso di progetto. Si precisa che il caso di progetto è stato approvato in fase preliminare e verrà sviluppato nelle successive fasi della progettazione.

Si ponga l'attenzione ai circuiti che alimentano le utenze con acqua refrigerata mostrati in Figura 2.7. La Tabella 2.18 illustra quali sono le utenze alimentate ad acqua refrigerata nel caso di progetto.

Utenze acqua refrigerata	Circuiti di bassa pressione	Travi fredde attive degli ambienti della zona uffici, dal livello primo al livello decimo e pannelli radianti a pavimento della zona lobby.
		Batterie di raffreddamento e deumidificazione delle UTA AHU-1, AHU-2 ed AHU-5.
	Circuiti di alta pressione	Travi fredde attive degli ambienti della zona uffici, dal livello undicesimo al livello ventitreesimo.
		Batterie di raffreddamento e deumidificazione delle UTA AHU-3 ed AHU-4.

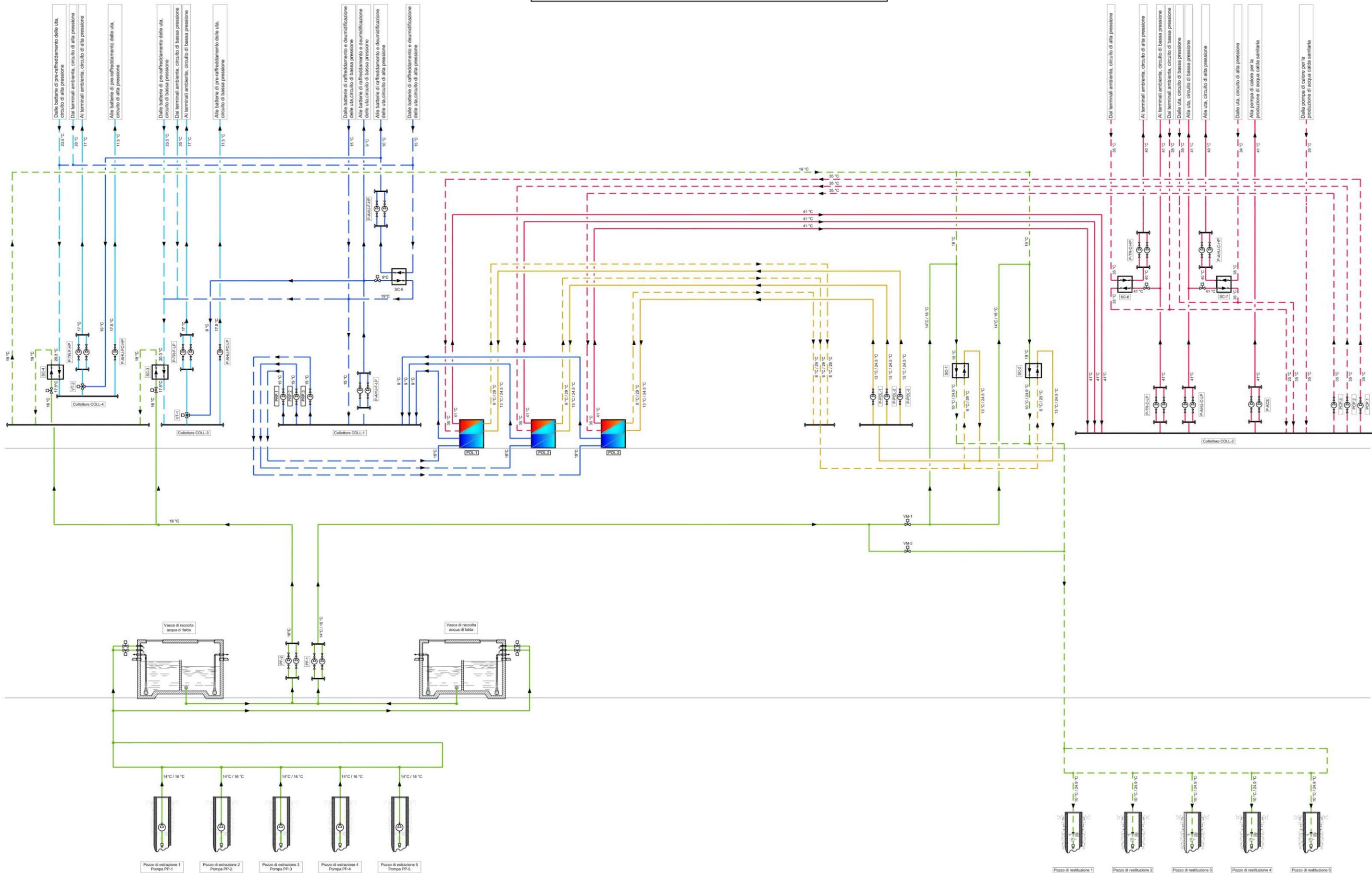
Lo schema funzionale di Figura 2.7 mostra che il circuito idronico di bassa pressione che serve le batterie di pre-raffreddamento delle UTA HAU-1, AHU-2, AHU-5 e le travi fredde degli ambienti dal livello primo al livello decimo della zona uffici origina dal collettore COLL-3. L'acqua di ritorno da queste due utenze, prima di tornare al collettore COLL-3 passa attraverso il circuito primario dello scambiatore di calore a contatto indiretto SC-3.

Lo scambiatore di calore SC-3 riceve sul circuito secondario l'acqua di falda, la quale è prelevata dalle vasche di accumulo mediante le elettropompe PF-2.

In questo modo all'acqua di falda cede la potenza termica del circuito idronico di bassa pressione che serve le batterie di pre-raffreddamento e le travi fredde sopra citate. Questa soluzione impiantistica permette di ridurre il carico frigorifero sulle macchine polivalenti, la cui diretta conseguenza è una riduzione del consumo di energia elettrica delle stesse.

Il medesimo design impiantistico è applicato al circuito di alta pressione che serve le batterie di pre-raffreddamento delle UTA AHU-3, AHU-4 e le travi fredde degli ambienti dal livello undicesimo al livello ventitreesimo della zona uffici. Questo origina dal collettore COLL-4 e l'acqua di falda è inviata al circuito secondario dallo scambiatore SC-4.

Figura 2.7 – Schema funzionale in centrale termica, caso di progetto



L'acqua refrigerata prodotta dalle macchine polivalenti è inviata al collettore COLL-1. Questa verrà utilizzata per:

- Alimentare le batterie di raffreddamento e deumidificazione delle UTA;
- Integrazione ai circuiti di alimento delle travi fredde della zona uffici, se necessario, attraverso le valvole a tre vie VT-1 e VT-2;

Nel caso di progetto il tipo di utenze alimentate ad acqua calde e la configurazione impiantistica adottata per servirle non cambia rispetto al caso base.

L'acqua di falda nel caso di progetto continua ad essere usata dalle macchine polivalenti come terza sorgente termica pertanto saranno ancora presenti le elettropompe PF-1 e gli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2. In questa condizione tuttavia al circuito primario degli scambiatori SC-1 e SC-2 giunge l'acqua di falda proveniente dal circuito secondario degli scambiatori di calore SC-3 ed SC-4 miscelata, se necessario, con acqua di falda prelevata dalle vasche di accumulo mediante le elettropompe PF-1.

L'acqua di falda in uscita dai circuiti primari degli scambiatori di calore SC-1 e SC-2 viene poi smaltita con modalità identica al caso base.

Nel caso di progetto si prevede l'installazione di tre unità polivalenti.

Verranno scelte macchine polivalenti marca *Climaveneta*, modello *ERACS2-WQ*, taglie *3202* e *1502*. La Tabella 2.19 riporta i principali parametri di funzionamento dei circuiti idronici ed i dati di targa delle macchine polivalenti. Per i dettagli sui calcoli dei carichi termici di progetto nel caso base e per il calcolo delle portate d'acqua sugli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 si rimanda all'Allegato A2, sezione A2.3.

<i>Tabella 2.19 – Principali parametri tecnici dei circuiti idronici, caso di progetto</i>			
Carichi termici di progetto			
Carico termico di progetto estivo ^a		1 837	kW
Carico termico di progetto invernale		1 872	kW
Macchine polivalenti			
Temperature dell'acqua sui circuiti che fanno capo delle macchine polivalenti:		T_{w,OUT} [°C]	T_{w,IN} [°C]
Lato mandata alle utenze	Acqua refrigerata prodotta, condizioni di progetto	9.0	15.0
	Acqua calda prodotta, condizioni di progetto	41.0	35.0
Lato terza sorgente termica	Funzionamento in solo* raffreddamento	29.0	24.5
	Funzionamento in solo* riscaldamento	6.0	13.0
Dati di targa (<i>forniti dal costruttore</i>) per le taglie di macchina:		3202	1502
Numero previsto di unità installate		2	1
La macchina funziona in solo ^b raffrescamento	Potenza frigorifera nominale [kW]	879	367
	EER in condizioni nominali	5.54	5.37
	Potenza elettrica nominale [kW]	159	68
La macchina funziona in solo ^b riscaldamento	Potenza termica nominale [kW]	933	390
	COP in condizioni nominali	4.81	4.73
	Potenza elettrica nominale [kW]	194	82
La macchina lavora in refrigerazione con recupero termico	Potenza frigorifera assorbita [kW]	879	324
	Potenza termica erogata [kW]	962	402
	Potenza elettrica assorbita [kW]	196	83.2
	TER per la data condizione di carico	8.90	8.73
Scambiatori di calore SC-1 ed SC-2			
Temperature dell'acqua sui circuiti degli scambiatori di calore:		T_{w,IN} [°C]	T_{w,OUT} [°C]
Le macchine polivalenti funzionano in solo ^b raffreddamento	Circuito primario - lato acqua di falda	19.0	24.9
	Circuito secondario - lato macchine polivalenti	29.0	24.5
Potenza termica scambiata	2 213	kW	
Le macchine polivalenti funzionano in solo ^b riscaldamento	Circuito primario - lato acqua di falda	14.0	7.0
	Circuito secondario - lato macchine polivalenti	6.0	13.0
Potenza termica scambiata	1 478	kW	
Scambiatori di calore SC-3 ed SC-4			
Temperature dell'acqua sui circuiti degli scambiatori di calore:		T_{w,IN} [°C]	T_{w,OUT} [°C]
Circuito primario - acqua fredda in arrivo dalle batterie di pre-raffreddamento delle utenze e dalle travi fredde		20.3	17.5
Circuito secondario - acqua di falda in arrivo dalle vasche di accumulo		16.0	19.0
Potenza termica scambiata	1 123	kW	
^a Rispetto al caso base, il carico di progetto estivo si è ridotto di 1 256 kW, grazie al contributo del pre-raffreddamento dell'acqua di falda.			
^b Si intende che la macchina polivalente funzioni esclusivamente come chiller o pompa di calore, in condizioni di carico nominali.			

Capitolo 3 Simulazione in regime dinamico del sistema edificio-impianto

Tramite una simulazione in regime dinamico si è potuta ottenere una stima dei risparmi di energia elettrica da parte delle macchine polivalenti, risparmio derivante dall'utilizzo dell'acqua di falda in free-cooling secondo le modalità illustrate nel Capitolo 2, sotto-sezione 2.5.2 rispetto al caso in cui la stessa fosse utilizzata solamente come sorgente termica dalle macchine polivalenti stesse; Per eseguire la simulazione dinamica è stato utilizzato il software IES Virtual Environment for Engineers, versione 2016.0.0.0, sviluppato e commercializzato dalla società inglese Integrated Environmental Solution.

3.1 Metodo Heat Balance, cenni teorici

Per stimare i consumi di energia elettrica legati ai servizi di climatizzazione invernale ed estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria occorre prima di tutto quantificare i carichi termici (variabili nel tempo) degli ambienti delle zone termiche.

Il software utilizza il metodo Heat Balance (in seguito indicato come "HB"), sviluppato dalla ASHRAE²³, per valutare il carico termico degli ambienti di zona.

Le ipotesi fondamentali che stanno alla base della scrittura delle equazioni previste nel metodo HB sono:

- La temperatura di bulbo secco dell'aria, T_{BS} , è uguale in ogni punto spaziale dell'ambiente considerato (ipotesi di *miscelamento perfetto*). Sotto questa ipotesi la variabile "temperatura dell'aria" perde la dipendenza dalle coordinate spaziali. La stessa ipotesi è estesa anche alla variabile umidità assoluta, X ;
- Ogni parete che delimita un'ambiente ha una temperatura superficiale uniforme;
- La conduzione termica all'interno delle strutture edilizie è monodimensionale (il vettore flusso termico è parallelo al vettore della coordinata spaziale);
- Il campo di radiazione ad onde lunghe ed il campo di radiazione ad onde corte sono supposti uniformi nello spazio;
- Le superfici delle pareti riflettono la radiazione incidente su di esse in maniera diffusa.

Il modello di calcolo HB prevede che, ad ogni passo temporale della simulazione dinamica²⁴, per ciascuna parete delimitante un singolo ambiente di zona, vengano risolti in ordine:

1. Un bilancio di potenza sulla faccia della parete esposta verso l'ambiente esterno;
2. L'equazione che modella la conduzione termica all'interno della parete;
3. Un bilancio di potenza sulla faccia interna della parete considerata;
4. Un bilancio di potenza applicato alla massa d'aria contenuta nell'ambiente.

Verranno qui forniti alcuni cenni riguardo ai quattro bilanci di potenza che devono essere risolti.

²³ Per una trattazione più esaustiva sul metodo Heat Balance si rimanda a: ASHRAE Handbook – Fundamentals, 2013

²⁴ Nello svolgimento delle simulazioni dinamiche è stato impostato un passo temporale pari a 10 minuti.

1) Il primo step prevede la risoluzione del bilancio di potenza sulla facciata esterna della parete esposta verso l'ambiente esterno, il quale è formalmente rappresentato dall'equazione:

$$\dot{q}_{\alpha, \text{sol}}'' + \dot{q}_{\text{LWR}}'' + \dot{q}_{\text{conv}}'' - \dot{q}_{\text{ko}}'' = 0 \quad (3-1)$$

Nella quale i termini che compaiono sono espressi in [W/m²] ed hanno i seguenti significati:

- $\dot{q}_{\alpha, \text{sol}}''$: Assorbimento di radiazione solare (radiazione ad onde corte) diretta e diffusa sulla facciata esterna della parete;
- \dot{q}_{LWR}'' : Scambio netto di potenza termica per irraggiamento dalla facciata esterna della parete con l'ambiente circostante;
- \dot{q}_{conv}'' : Potenza termica scambiata per convezione dalla facciata esterna della parete con l'aria dell'ambiente esterno;
- \dot{q}_{ko}'' : Flusso termico conduttivo attraverso la parete.

2) Il secondo step prevede la risoluzione del problema della conduzione termica all'interno della parete. Il software di simulazione risolve il problema della applicando il metodo delle differenze finite.

In termini differenziali, il fenomeno fisico della diffusione termica (per ipotesi assunta essere monodimensionale) all'interno di un solido è descritta come:

$$\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = a * \nabla^2 T(x, t) \quad (3-2)$$

Nella quale:

T: Temperatura del solido, funzione della coordinata spaziale x, e della coordinata temporale t, espressa in [K];

a: Diffusività termica, proprietà che dipende esclusivamente dal materiale di cui è composto il solido, espressa in [m²/s].

Approssimando gli operatori differenziali della (3-2) con operatori alle differenze finite (operatori algebrici), la (3-2) può essere riscritta come equazione algebrica.

L'introduzione degli operatori alle differenze finite implica una discretizzazione delle variabili temporali e spaziali. La coordinata temporale e quella spaziale sono quindi espresse come:

$$t = \tau * \Delta t, \text{ con } \tau \in \mathbb{N}$$

$$x = i * \Delta x, \text{ con } i \in \mathbb{N}$$

dove il termine Δt rappresenta il passo della discretizzazione temporale e il termine Δx rappresenta il passo della discretizzazione spaziale.

Nella (3-2) il laplaciano della temperatura è approssimato col metodo della differenza finita centrale, mentre la derivata della temperatura rispetto al tempo:

- Se approssimata col metodo della differenza finita in avanti porta ad ottenere dalla (3-2) il metodo delle differenze finite completamente esplicito. Infatti si arriva ad ottenere un set di equazioni del tipo:

$$\underline{\underline{T}}^{\tau+1} = \underline{\underline{A}} * \underline{\underline{T}}^{\tau} \quad (3-3)$$

Le equazioni scritte in forma compatta attraverso la (3-3) permettono di determinare, per ogni *i-esimo* nodo in cui è stato scomposto il solido, la temperatura all'istante temporale $\tau+1$ se è nota la temperatura all'istante temporale τ .

Questa formulazione è detta completamente esplicita in quanto non occorre invertire la matrice $\underline{\underline{A}}$. Si ottiene quindi un set di equazioni disaccoppiate tra loro. Questo metodo è incondizionatamente stabile.

- Se approssimata col metodo della differenza finita indietro porta ad ottenere dalla (3-2) il metodo delle differenze finite completamente implicito. Infatti si arriva ad ottenere un set di equazioni del tipo:

$$\underline{\underline{A}} * \underline{\underline{T}}^{\tau+1} = \underline{\underline{T}}^{\tau} \quad (3-4)$$

Le equazioni scritte in forma compatta attraverso la (3-4) hanno il medesimo significato delle equazioni rappresentate dalla (3-3).

Questa formulazione è detta completamente implicita in quanto occorre invertire la matrice $\underline{\underline{A}}$. Si ottiene quindi un set di equazioni accoppiate tra loro. Questo metodo è condizionatamente stabile (occorre verificare la condizione $F_o < 0.5$, dove F_o è il numero di Fourier);

3) Il terzo step prevede la risoluzione del bilancio di potenza sulla facciata interna della parete esposta verso l'ambiente interno, il quale è formalmente rappresentato dall'equazione:

$$\dot{q}_{LWX}'' + \dot{q}_{SW}'' + \dot{q}_{LWS}'' + \dot{q}_{ki}'' + \dot{q}_{sol}'' + \dot{q}_{conv}'' = 0 \quad (3-5)$$

Nella quale i termini che compaiono sono espressi in $[W/m^2]$ ed hanno i seguenti significati:

- \dot{q}_{LWX}'' : Scambio di potenza termica radiativa netto ad onde lunghe tra la facciata interna della parete e le altre superfici dell'ambiente considerato;
- \dot{q}_{SW}'' : Scambio di potenza termica radiativa netto ad onde corte tra la facciata interna della parete e l'impianto di illuminazione artificiale;
- \dot{q}_{LWS}'' : Scambio di potenza termica radiativa netto ad onde lunghe che intercorre tra la facciata interna della parete e gli elementi presenti dentro l'ambiente considerato;
- \dot{q}_{ki}'' : Flusso termico conduttivo attraverso la parete;
- \dot{q}_{sol}'' : Assorbimento di radiazione solare da parte della facciata interna della parete, radiazione che è trasmessa all'interno dell'ambiente dalle superfici trasparenti;
- \dot{q}_{conv}'' : Potenza termica scambiata per convezione con l'aria interna all'ambiente.

4) Il quarto step prevede la risoluzione del bilancio di potenza applicato alla massa d'aria contenuta nell'ambiente. Questo bilancio di energia serve a determinare la potenza termica scambiata con i terminali dell'impianto HVAC presenti all'interno dell'ambiente considerato.

Il bilancio di potenza scritto per la massa d'aria è rappresentato dall'equazione:

$$\dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{CE} + \dot{Q}_{IV} + \dot{Q}_{sys} = 0 \quad (3-6)$$

Nella quale i termini che compaiono sono espressi in $[W]$ ed hanno i seguenti significati:

- \dot{Q}_{conv} : Potenza termica scambiata per convezione tra la massa d'aria e le superfici con la quale è in contatto;
- \dot{Q}_{CE} : Rappresenta la quota parte della potenza termica scambiata coi carichi interni per via convettiva;
- \dot{Q}_{IV} : Rappresenta la quota parte della potenza termica dovuta alle infiltrazioni, esfiltrazioni e ventilazione naturale;
- \dot{Q}_{sys} : Potenza termica scambiata con i terminali dell'impianto HVAC presenti all'interno dell'ambiente.

La Figura 3.1 mostra lo schema concettuale del procedimento di calcolo alla base del metodo Heat Balance brevemente spiegato.

Dall'applicazione del metodo HB si determinano le richieste di potenza termica e frigorifera da parte dei terminali ambiente degli impianti HVAC, per ogni passo temporale della simulazione dinamica. Sulla base di queste informazioni si possono quindi calcolare consumi energetici delle centrali di produzione.

Il procedimento di calcolo dei consumi energetici sarà mostrato in dettaglio nelle sezioni 3.2 ed 3.3.

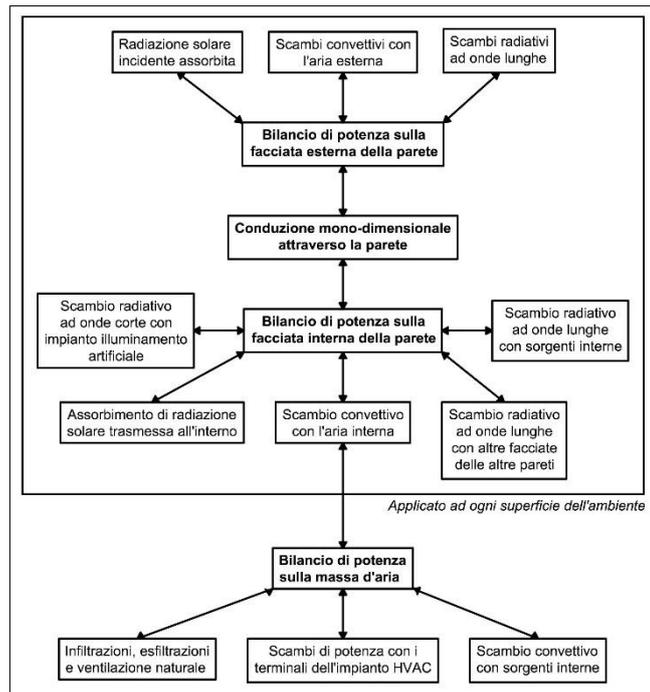


Figura 3.1 – Metodo Heat Balance, schema concettuale

3.2 Implementazione del modello edificio-impianto nel software di simulazione dinamica

Il sistema edificio-impianto è stato implementato nel software sulla base delle informazioni e dei dati esposti nel Capitolo 2.

Il modello è stato inserito nel software attraverso un procedimento articolato in cinque fasi:

- Modellizzazione geometrica dell'edificio;
- Assegnazione delle zone termiche;
- Modellizzazione degli impianti HVAC a servizio delle zone termiche;
- Modellizzazione della centrale termo-frigorifera prevista nel caso base;
- Modellizzazione della centrale termo-frigorifera prevista nel caso di progetto.

La modellizzazione del sistema edificio-impianto all'interno di un software di calcolo implica spesso l'introduzione di ipotesi semplificative. Nelle successive sotto-sezioni verrà analizzata ciascuna delle cinque fasi sopra elencate per mostrare le semplificazioni adottate. Non verrà trattato l'aspetto operativo riguardante l'utilizzo del software in quanto questo esula dagli scopi della presente trattazione.

3.2.1 Modellizzazione geometrica del fabbricato

Sulla base delle piante architettoniche disponibili in fase di progetto preliminare è stato creato il modello geometrico tridimensionale della struttura, comprensivo dei pacchetti strutturali descritti al Capitolo 2, sezione 2.2. Questa prima fase non ha richiesto l'introduzione di ipotesi semplificative.

3.2.2 Assegnazione delle zone termiche

Le quattro zone termiche previste (descritte al Capitolo 2) sono state inserite nel software. Per ciascuna zona termica i dati di input sono:

- Il valore di affollamento previsto a progetto (il quale è contenuto nella Tabella 2.11, sezione 2.3) ed il profilo temporale che regola l'andamento dell'affollamento negli ambienti delle zone termiche in funzione del tempo;
- Il carico interno agli ambienti dovuto al funzionamento dell'impianto di illuminazione artificiale, in termini di potenza sensibile, (il cui valore di progetto è contenuto nella Tabella 2.11, sezione 2.3) ed il profilo temporale che modula l'entità del carico stesso in funzione del tempo;
- Il carico interno agli ambienti (in termini di potenza sensibile) attribuito alla presenza di apparecchiature elettriche (il cui valore di progetto è contenuto nella Tabella 2.10, sezione 2.3) ed il profilo temporale che regola l'entità del carico stesso in funzione del tempo;
- Il consumo di acqua calda sanitaria ed il profilo temporale di utilizzo della stessa.
Il consumo di acqua calda sanitaria è stato assegnato interamente alla zona bagni. Il valore del fabbisogno giornaliero di acqua calda sanitaria è stato calcolato in accordo alla norma UNI/TS 11300-2:2014.

Tutti i profili temporali inseriti nel software sono stati tratti dallo "Standard 90.1 User's Manual" pubblicato dall'ASHRAE al quale si rimanda per eventuali approfondimenti²⁵.

3.2.3 Modellizzazione degli impianti HVAC a servizio delle zone termiche

I terminali ambiente della zona uffici sono travi fredde attive, le cui caratteristiche tecniche²⁶ sono riportate nella Tabella 2.13 del Capitolo 2, sotto-sezione 2.4.1. Benché il software renda disponibili un gran numero di modelli pre-configurati per varie tipologie di terminali ambiente, le travi fredde attive non sono presenti. Si è reso quindi necessario modellizzare manualmente questo tipo di terminale.

Come precedentemente spiegato nella sezione 2.4, le unità di trattamento aria AHU-1 ed AHU-2 inviano l'aria primaria trattata alle travi fredde attive degli uffici open space dei piani dal primo al dodicesimo.

La Figura 3.2 mostra lo schema altimetrico dell'impianto di distribuzione dell'aria primaria a servizio della zona uffici.

La Tabella A3.1 dell'Allegato A3 mostra il numero di travi fredde attive presenti negli ambienti della zona uffici previste in fase di progetto preliminare, ripartite in base all'UTA dalla quale esse ricevono l'aria primaria di alimento.

²⁵ "Standard 90.1 User's Manual" – pubblicazione ASHRAE, 2007. Il testo costituisce una guida per l'applicazione dello ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2007 – Energy Standard for buildings except low-rise residential buildings.

²⁶ Dati tecnici forniti dal costruttore

Figura 3.2 – Schema almetrico dell'impianto di distribuzione dell'aria primaria a servizio della zona uffici.



Legenda	
	Rete di mandata dell'aria primaria negli ambienti di zona
	Rete di ripresa dell'aria dagli ambienti di zona

Portata d'aria elaborate dalle UTA della zona uffici		
Unità di trattamento aria	Portata d'aria in mandata [m³/h]	Portata d'aria in ripresa [m³/h]
AHU-1	24 670	17 401
AHU-2	25 315	18 046
AHU-3	24 276	18 218
AHU-4	30 319	24 262

La Figura 3.3 mostra lo schema funzionale del modello costruito all'interno del software per simulare le travi fredde attive dal punto di vista degli scambi di energia con ciascun ambiente servito. È stato preso come esempio l'ufficio open space del terzo piano.

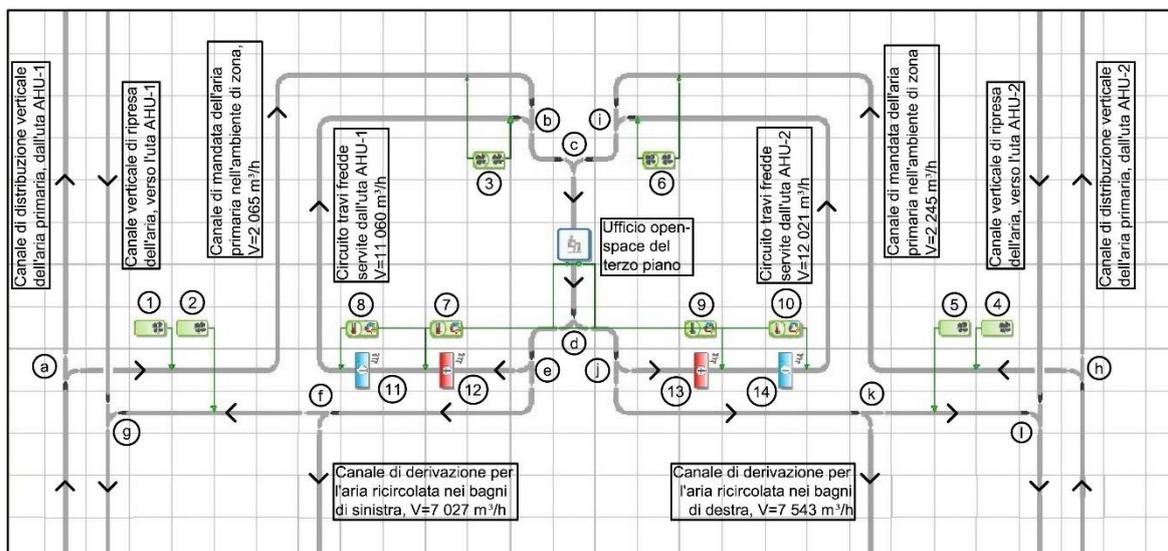


Figura 3.3 – Impianto HVAC a servizio di un ufficio open space modellato nel software IESVE

Ai margini del lato sinistro vi è la rappresentazione dei canali di mandata dell'aria primaria e dei canali di ripresa che ventilatori capo all'UTA AHU-1. Al nodo *a* origina la derivazione del canale che porta l'aria primaria all'ambiente servito. La quantità di aria che transita nella derivazione è imposta dal regolatore *1*.

In maniera speculare sul lato destro si trovano i canali di mandata dell'aria primaria e i canali di ripresa che ventilatori capo all'UTA AHU-2. L'aria primaria in mandata dall'AHU-2 è inviata all'ambiente di zona attraverso il canale che origina al nodo *h*.

Per giustificare la modellizzazione adottata per le travi fredde mostrata in Figura 3.3 è opportuno fare la seguente puntualizzazione. Ad ogni passo temporale della simulazione, ai fini dell'interazione tra l'impianto HVAC e l'ambiente di zona servito, il software calcola il bilancio di potenza assumendo come volume di controllo l'intero ambiente della zona termica.

Pertanto è sufficiente conoscere la quantità di aria primaria inviata ad ogni ambiente di zona e la potenza termica nominale che le batterie di scambio dei terminali ambiente sono complessivamente in grado erogare.

Noto il numero di travi fredde attive installate in ciascun ambiente della zona uffici e la resa termica sensibile di una singola batteria, si determina la potenza termica nominale massima che deriva dal solo contributo delle batterie di scambio. I risultati sono mostrati nella Tabella A3.1 dell'Allegato A3.

Nell'esempio mostrato in Figura 3.3, alla batteria fredda numero 11 è stata assegnata una potenza sensibile pari a 25.0 kW e alla batteria calda numero 12 è stata assegnata una potenza sensibile pari a 18.4 kW

I valori di portata d'aria primaria in arrivo dalle UTA, distribuite alle travi fredde attive, sono riportati in Tabella A3.1 dell'Allegato A3.

Per calcolare la portata di aria indotta dalle travi fredde attive si è proceduto con la modalità di seguito illustrata (si faccia riferimento anche alla Figura 3.4).

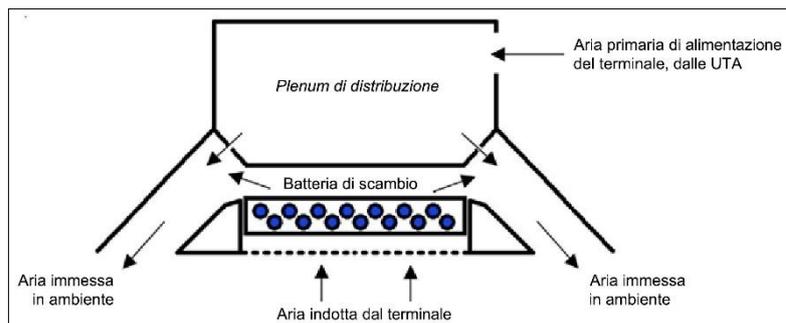


Figura 3.4 – Rappresentazione schematica di massima di una trave fredda attiva

Per il singolo terminale è nota la resa termica sensibile della batteria di scambio in condizioni di progetto estive (543 W), in corrispondenza di una portata di aria primaria di alimento, \dot{V}_{PR} , pari a 14.0 lt/s. È stata ipotizzata una temperatura di bulbo secco della portata d'aria indotta, \dot{V}_{IND} , dopo che quest'ultima ha attraversato la batteria di scambio del terminale ambiente. Col valore di temperatura ipotizzato è stata calcolata la portata d'aria indotta tramite un bilancio di potenza sulla batteria di scambio termico. Dal valore di portata d'aria indotta così calcolato è stato ricavato il rapporto di induzione, R, calcolato come:

$$R = \frac{\dot{V}_{IND}}{\dot{V}_{PR}} \quad (3-7)$$

In cui:

\dot{V}_{IND} : portata di aria indotta dalla trave fredda attiva, espresso in [m³/h];

\dot{V}_{PR} : portata di aria primaria con cui è alimentato il terminale ambiente, espresso in [m³/h];

I risultati di questo procedimento di calcolo sono riportati in Tabella 3.1.

Considerando valido²⁷ il valore del rapporto di induzione pari a 5.4 si è quindi assunto che ciascuna trave fredda movimentata all'interno dell'ambiente servito una portata di aria indotta pari a 75.0 lt/s. Noto il numero di travi fredde attive presenti in ciascun ambiente è stata calcolata la portata d'aria complessivamente indotta dai terminali ambiente. Nell'esempio di Figura 3.3 le travi fredde servite dall'UTA AHU-1 sono modellate dal circuito aeraulico compreso tra i nodi *e* ed *b* (nel quale transita una portata d'aria indotta pari a 11 060 m³/h) e le travi fredde servite dall'UTA AHU-2 sono modellate dal circuito aeraulico compreso tra i nodi *j* ed *i* (nel quale transita una portata d'aria indotta pari a 12 021 m³/h).

I valori di portate d'aria complessivamente indotte dai terminali ambiente sono riportate nella Tabella A3.2 dell'Allegato A3.

²⁷ La scelta del valore del rapporto di induzione pari a 5.4 è motivata alla luce dei risultati sperimentali riportati nel documento: "Induction ratio of active chilled beams – Measurement methods and influencing parameters"

Autori: Peter Filipsson^{a,b}, Anders Trüschel^a, Jonas Gräslund^{a,c}, Jan-Olof Dalenbäck^a.

^a: Division of Building Services Engineering, Department of Civil and Environmental Engineering, Chalmers University of Technology, 412 96, Gothenburg, Sweden;

^b: CIT Energy Management AB, 412 88, Gothenburg, Sweden;

^c: Skanska Commercial Development Nordic AB, 112 74, Stockholm, Sweden.

<i>Tabella 3.1 – Risultati del calcolo dell'aria primaria indotta da una trave fredda attiva avente lunghezza di 240 cm.</i>			
Q _{EST}	543	W	Nella tabella a fianco i termini hanno i seguenti significati: Q _{EST} : resa termica sensibile della batteria di scambio del terminale ambiente in condizioni di progetto estive; T _{ARIA,AMB} : Temperatura di bulbo secco dell'aria a monte della batteria di scambio termico del terminale ambiente; V _{PR} : portata di aria primaria di alimento della trave fredda attiva in corrispondenza della resa termica sensibile estiva di progetto della batteria di scambio; T _{W,IN} : Temperatura dell'acqua in ingresso alla batteria di scambio del terminale ambiente; T _{W,OUT} : Temperatura dell'acqua in uscita dalla batteria di scambio; T _{IND} : Temperatura di bulbo secco ipotizzata per la portata d'aria indotta, a valle della batteria di scambio; V _{IND} : Portata di aria indotta dalla trave fredda attiva; R: rapporto di induzione.
T _{ARIA,AMB}	26	°C	
V _{PR}	14	lt/s	
T _{W,IN}	17.0	°C	
T _{W,OUT}	20.0	°C	
T _{IND} [°C]	V _{IND} [dm ³ /s]	R	
17.0	50.0	3.6	
17.5	52.9	3.8	
18.0	56.2	4.0	
18.5	60.0	4.3	
19.0	64.3	4.6	
19.5	69.2	4.9	
20.0	75.0	5.4	
20.5	81.8	5.8	
21.0	90.0	6.4	
21.5	100.0	7.1	
22.0	112.5	8.0	
22.5	128.5	9.2	
23.0	149.9	10.7	
23.5	179.9	12.9	
24.0	224.9	16.1	
24.5	299.9	21.4	
25.0	449.8	32.1	
25.5	899.6	64.3	

Il modello illustrato in Figura 3.3 è stato applicato e adattato quindi a tutti gli ambienti della zona uffici, dal piano primo al piano ventitreesimo.

La modellizzazione delle UTA a servizio della zona uffici, l'impianto HVAC a servizio della zona lobby e della zona bagni non ha richiesto particolari accorgimenti.

3.2.4 Modellizzazione della centrale termo-frigorifera prevista per il caso base

Il software di simulazione dinamica non dispone di un modello per-configurato per le macchine a compressione di vapore polivalenti.

Si è inizialmente cercato di creare un modello di macchina polivalente all'interno del software considerando quanto segue:

- Gli obiettivi per i quali è stata svolta la simulazione in regime dinamico del sistema edificio-impianto;
- Le modalità con cui il software svolge i conti per stimare i consumi di energia elettrica da parte delle centrali di produzione di energia termica e frigorifera;
- Le possibilità del software nella modellizzazione delle centrali di produzione.
- Le modalità di funzionamento e le informazioni disponibili riguardo le macchine polivalenti (informazioni riguardo il funzionamento ai carichi parziali delle macchine, in termini di potenze termiche e frigorifere erogate, valori di EER ed COP, assorbimenti elettrici. Tutti questi sono valori dichiarati dal produttore).

L'obiettivo principale della simulazione in regime dinamico è di stimare i fabbisogni di energia elettrica da parte delle macchine polivalenti nel caso base e nel caso di progetto.

Avendo inserito il modello geometrico del fabbricato e gli impianti HVAC a servizio delle zone termiche il software è in grado di calcolare, per ogni passo temporale *n-esimo* della simulazione:

- La potenza frigorifera complessivamente richiesta da tutti i terminali ambiente presenti nelle zone termiche e da tutte le batterie di trattamento²⁸ presenti all'interno delle UTA. Essa verrà indicata come $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n)$, espressa in [kW];
- La potenza termica complessivamente richiesta da tutti i terminali ambiente presenti nelle zone termiche, da tutte le batterie di trattamento presenti all'interno delle UTA e la potenza termica richiesta dalla pompa di calore destinata alla produzione di acqua calda sanitaria. Essa verrà indicata come $\dot{Q}_{T,TOT}(t_n)$, espressa in [kW].

Per chiarire la modellizzazione adottata per le macchine polivalenti all'interno del software di simulazione dinamica è opportuno illustrare brevemente le modalità di funzionamento di una unità polivalente.

Ciascuna unità è formata da due circuiti frigoriferi indipendenti tra loro, ognuno dei quali dotato di compressore a vite semiermetico. Il fluido refrigerante è R134a.

L'unità è poi dotata di tre scambiatori a fascio tubiero:

- Uno scambiatore sul lato utenze fredde;
- Uno scambiatore sul lato utenze calde;
- Uno scambiatore sul lato della sorgente termica;

La singola unità può avere tre condizioni di funzionamento:

- 1) *Macchina polivalente funzionante solo come frigorifero.*

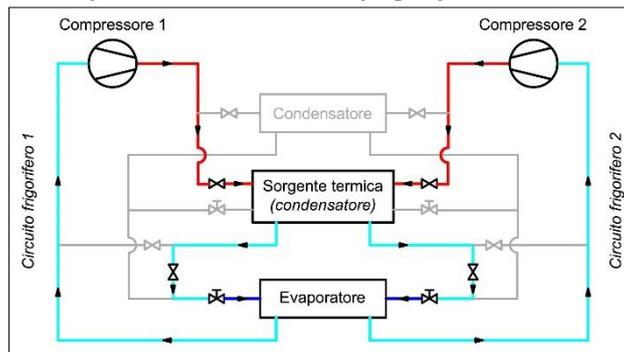


Figura 3.5 – Unità polivalente funzionante solo come chiller, schema concettuale

Questa condizione si verifica se vi è richiesta di acqua refrigerata dalle utenze fredde, mentre le utenze calde non hanno richiesta di acqua calda. In questo caso l'unità polivalente si comporta come un chiller. Il refrigerante evapora nello scambiatore sul lato utenze fredde (assorbendo energia termica dall'acqua in arrivo dalle utenze fredde, generando così l'effetto utile). Lo scambiatore sul lato della sorgente termica funziona da condensatore, trasferendo energia termica dal fluido refrigerante (in condensazione) all'acqua di falda.

²⁸ Si ricorda che nel caso base le UTA sono dotate solo di batteria di raffreddamento e deumidificazione. La Tabella 2.15, Tabella 2.16, Tabella 2.18 del Capitolo 2, sezione 2.5 definiscono con precisione le utenze fredde e le utenze calde.

2) *Macchina polivalente funzionante solo come pompa di calore.*

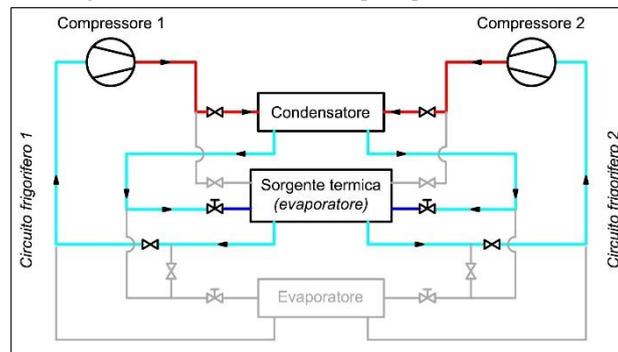


Figura 3.6 – Unità polivalente funzionante solo come pompa di calore, schema concettuale

Questa condizione si verifica se vi è richiesta di acqua calda da parte delle utenze calde, mentre le utenze fredde non hanno richiesta di acqua refrigerata. In questo caso l'unità polivalente si comporta come una pompa di calore. Il refrigerante condensa nello scambiatore sul lato utenze calde (cedendo energia termica all'acqua in arrivo dalle utenze calde, generando così l'effetto utile). Lo scambiatore sul lato della sorgente termica funziona da evaporatore, trasferendo energia termica dall'acqua di falda al fluido refrigerante (in evaporazione).

3) *Macchina polivalente funzionante in modalità combinata per la produzione di acqua calda e refrigerata.*

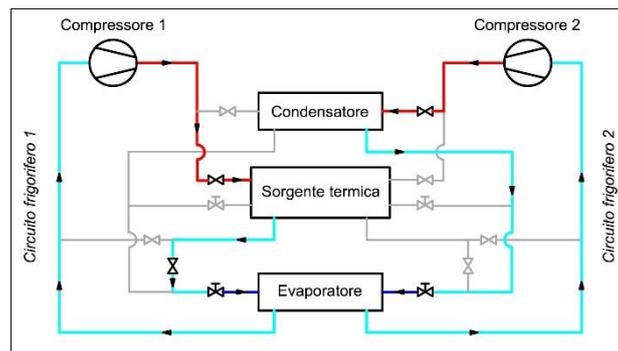


Figura 3.7 – Unità polivalente in funzionamento combinato, schema concettuale

I fabbisogni di acqua calda e refrigerata delle utenze vengono soddisfatti dal gruppo polivalente. La macchina funzionerà in modo tale da soddisfare le richieste dell'utenza più critica (acqua calda o refrigerata). Il surplus di calore sarà ceduto/assorbito dall'acqua di falda.

Alla luce di quanto appena detto, per modellare la centrale termo-frigorifera del caso base costituita dalle quattro unità polivalenti, si è inizialmente pensato di creare all'interno del software:

- Una centrale frigorifera fittizia, costituita da quattro "macchine frigorifere" a servizio delle utenze fredde;
- Una centrale termica fittizia, costituita da quattro "pompe di calore" a servizio delle utenze calde.

Le due centrali fittizie, combinate tra loro, risulteranno equivalenti alle quattro unità polivalenti.

Ciascuna "macchina frigorifera" è vista dal programma di simulazione come una funzione lineare tra l'EER e la potenza frigorifera che la macchina deve fornire ad ogni passo temporale della simulazione dinamica, quest'ultima indicata come $\dot{Q}_{F,Mi}(t_n)$, ed espressa in [kW]. Formalmente, all'interno del software, la "macchina frigorifera" è rappresentata dalla funzione:

$$EER_{Mi}(t_n) = f_{LIN}(\dot{Q}_{F,Mi}(t_n)) \quad (3-8)$$

Similmente, ciascuna “pompa di calore” è vista dal programma di simulazione come una funzione lineare tra il COP e la potenza termica che la “pompa di calore” deve erogare ad ogni passo temporale della simulazione dinamica, quest’ultima indicata come $\dot{Q}_{T,Mi}(t_n)$, ed espressa in [kW]. Formalmente, all’interno del software, la “pompa di calore” è rappresentata dalla funzione:

$$COP_{Mi}(t_n) = f_{LIN}(\dot{Q}_{T,M}(t_n)) \quad (3-9)$$

All’interno del software è possibile impostare l’ordine di intervento delle macchine fittizie in funzione dei carichi frigoriferi, $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n)$, e termici, $\dot{Q}_{T,TOT}(t_n)$, richiesti rispettivamente dalle utenze fredde e dalle utenze calde. In questo modo viene determinato il carico su ciascuna macchina frigorifera o pompa di calore fittizia, rispettivamente $\dot{Q}_{F,Mi}(t_n)$ ed $\dot{Q}_{T,M}(t_n)$.

Dopo aver valutato gli indici di prestazione energetica attraverso le equazioni (3-8) e (3-9) il software di simulazione è in grado di calcolare, ad ogni passo della simulazione temporale, gli assorbimenti di potenza elettrica di ciascuna macchina fittizia attraverso le equazioni:

$$\dot{W}_{e,F,Mi}(t_n) = \frac{\dot{Q}_{F,Mi}(t_n)}{EER_{Mi}(t_n)} \quad (3-10)$$

$$\dot{W}_{e,T,Mi}(t_n) = \frac{\dot{Q}_{T,Mi}(t_n)}{COP_{Mi}(t_n)} \quad (3-11)$$

Nelle quali:

$\dot{W}_{e,F,Mi}(t_n)$: Potenza elettrica assorbita dalla macchina frigorifera fittizia *i-esima*, al passo temporale t_n , espressa in [kW];

$\dot{W}_{e,T,Mi}(t_n)$: Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore fittizia *i-esima*, al passo temporale t_n , espressa in [kW];

Il software calcola inoltre, ad ogni passo temporale della simulazione dinamica:

- La potenza termica che ciascuna macchina frigorifera fittizia *i-esima* deve smaltire al condensatore, $\dot{Q}_{COND,Mi}(t_n)$, espressa in [kW], secondo l’equazione:

$$\dot{Q}_{COND,Mi}(t_n) = \dot{Q}_{F,Mi}(t_n) + \dot{W}_{e,F,Mi}(t_n) \quad (3-12)$$

- La potenza termica che ciascuna pompa di calore fittizia *i-esima* deve assorbire all’evaporatore, $\dot{Q}_{SORG,Mi}(t_n)$, espressa in [kW], secondo l’equazione:

$$\dot{Q}_{SORG,Mi}(t_n) = \dot{Q}_{T,Mi}(t_n) - \dot{W}_{e,T,Mi}(t_n) \quad (3-13)$$

Sommando i valori di potenza elettrica calcolati ad ogni passo temporale della simulazione attraverso le equazioni (3-10) e (3-11) il software fornisce il consumo di energia elettrica delle macchine.

Si ponga ora l’attenzione sui termini $\dot{Q}_{COND,Mi}(t_n)$ e $\dot{Q}_{SORG,Mi}(t_n)$ calcolati attraverso le equazioni (3-12) e (3-13).

E’ possibile implementare il software di simulazione in modo tale che esso consideri recuperata la potenza termica $\dot{Q}_{COND,Mi}(t_n)$ smaltita sui condensatori delle macchine frigorifere fittizie. Con questa istruzione la potenza termica che le pompe di calore fittizie devono erogare è calcolata sulla base della potenza termica complessivamente richiesta dalle utenze calde, $\dot{Q}_{T,TOT}(t_n)$, al netto della potenza termica recuperata dai condensatori delle macchine polivalenti, ovvero:

$$\dot{Q}_{T,NETTA}(t_n) = \dot{Q}_{T,TOT}(t_n) - \sum_{i=1}^4 \dot{Q}_{COND,Mi}(t_n) \quad (3-14)$$

Nella quale:

$\dot{Q}_{T,NETTA}(t_n)$: Potenza termica netta che la centrale termica fittizia deve produrre, espressa in [kW].

Al limite si ha $\dot{Q}_{T,NETTA}(t_n) = 0$ kW

Non è però possibile dare istruzioni al software affinché quest’ultimo faccia in modo che le pompe di calore fittizie prelevino la potenza termica $\dot{Q}_{SORG,Mi}(t_n)$ dal circuito delle utenze fredde nel momento in cui vi è richiesta di produzione di acqua refrigerata. Una simulazione così condotta

porterebbe ad una stima non corretta dei consumi di energia elettrica, in quanto il carico frigorifero complessivamente richiesto dalle utenze fredde non verrebbe mai ridotto della potenza termica assorbita dalle pompe di calore nei momenti in cui queste ultime sarebbero in funzione. Formalmente, il carico netto sulla centrale frigorifera fittizia dovrebbe essere calcolato come:

$$\dot{Q}_{F,NETTA}(t_n) = \dot{Q}_{F,TOT}(t_n) - \sum_{i=1}^4 \dot{Q}_{SORG,Mi}(t_n) \quad (3-15)$$

Nella quale:

$\dot{Q}_{F,NETTA}(t_n)$: Potenza frigorifera netta a carico della centrale frigorifera fittizia, espressa in [kW].

Al limite si ha $\dot{Q}_{F,NETTA}(t_n) = 0$ kW.

Il software di simulazione non permette di inserire la condizione espressa dall'equazione (3-15). Senza questa possibilità il modello costruito nel software non è rappresentativo del reale funzionamento delle macchine polivalenti che costituiscono la centrale termo-frigorifera del caso base.

Vista la semplicità delle equazioni utilizzate dal software di simulazione dinamica è possibile implementare un procedimento di calcolo su un foglio elettronico per determinare la stima dei consumi di energia elettrica da parte delle macchine polivalenti per il caso base, così come spiegato nella successiva sezione 3.3.

3.2.5 Modellizzazione della centrale termo-frigorifera pervista per il caso di progetto

Il software di simulazione non permette di simulare l'utilizzo dell'acqua di falda secondo le modalità illustrate nel Capitolo 2, sotto-sezione 2.5.2.

Un vincolo presente all'interno del software consiste nel fatto che qualsiasi batteria fredda deve essere obbligatoriamente collegata ad un circuito idronico a cui fanno capo una o più macchine frigorifere.

Il modello di centrale termo-frigorifera rappresentativo del caso di progetto che si è inizialmente pensato di implementare nel software prevede:

- Di creare una prima centrale frigorifera fittizia la quale alimenta le batterie di raffreddamento e deumidificazione delle UTA;
 - Di creare una seconda centrale frigorifera fittizia la quale alimenta le batterie di pre-raffreddamento delle UTA e i terminali ambiente di tutte le zone termiche;
- Questa seconda centrale frigorifera fittizia ha il compito di simulare l'effetto dell'acqua di falda.

Nel caso di progetto le macchine polivalenti servono ad alimentare con acqua refrigerata le batterie di raffreddamento e deumidificazione delle UTA. L'energia termica assorbita dalle batterie di pre-raffreddamento delle UTA e dai terminali è trasferita all'acqua di falda. Quindi nel modello che verrebbe implementato all'interno del software occorrerebbe tenere conto dei consumi di energia elettrica e di energia termica smaltita sui condensatori della prima centrale frigorifera fittizia.

La seconda centrale frigorifera fittizia è inserita solo a causa del vincolo imposto dal software di simulazione. Di questa centrale frigorifera fittizia non verrebbero presi in considerazione né gli assorbimenti elettrici né l'energia termica smaltita sui condensatori delle macchine.

Rispetto a quanto scritto nella sotto-sezione 3.2.4, nel caso di progetto solo la potenza termica assorbita dalle batterie di raffreddamento e deumidificazione delle UTA contribuirebbe a determinare il carico sulla centrale frigorifera fittizia, $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n)$.

Dato che il tipo ed il numero di utenze calde servite dalla centrale termo-frigorifera non cambiano tra il caso base ed il caso di progetto, si modellizzerebbe una centrale termica fittizia costituita da pompe di calore. Il carico termico che questa centrale termica fittizia dovrebbe soddisfare, $\dot{Q}_{T,TOT}(t_n)$, è numericamente uguale alla medesima variabile del caso base, ad ogni passo temporale della simulazione.

In ogni caso, visti i limiti del software spiegati alla sotto-sezione 3.2.4, anche per il caso di progetto è stato implementato di calcolo su un foglio elettronico per determinare la stima dei consumi di energia elettrica da parte delle macchine polivalenti.

3.3 Calcolo dei consumi di energia elettrica

3.3.1 Calcolo dei consumi di energia elettrica, caso base

Si mantiene valida l'idea che sta alla base del modello inizialmente costruito all'interno del software per simulare il funzionamento delle quattro macchine polivalenti previste nel caso base (illustrato nella sotto-sezione 3.2.4).

Il software di simulazione dinamica è stato utilizzato per calcolare il carico termico da parte delle utenze calde e fredde ad ogni passo temporale della simulazione.

Il set di dati di ingresso al procedimento di calcolo implementato manualmente è quindi costituito dai valori numerici delle variabili $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n)$ ed $\dot{Q}_{T,TOT}(t_n)$, ottenuti come output²⁹ dal software di simulazione.

Per ogni taglia di macchina polivalente sono disponibili:

- I valori di potenza frigorifera ed EER ai carichi parziali della macchina polivalente quanto questa funziona esclusivamente come frigorifero;
- I valori di potenza termica e COP ai carichi parziali della macchina polivalente quanto questa funziona esclusivamente come pompa di calore.

Ogni macchina polivalente della centrale termo-frigorifera verrà quindi rappresentata da una macchina frigorifera fittizia e da una pompa di calore fittizia. Quindi le quattro unità polivalenti del caso base verranno modellizzate in modo che:

- Tre macchine frigorifere fittizie (a cui ci si riferirà coi nomi F1, F2 ed F3) avranno le medesime prestazioni (in termini di potenza frigorifera ed EER) delle macchine polivalenti taglia 3202 quando queste ultime funzionano solamente come frigoriferi;
- Una macchina frigorifera fittizia (a cui ci si riferirà col nome F4) avrà le medesime prestazioni (in termini di potenza frigorifera ed EER) della macchina polivalente taglia 1502 quando quest'ultima funzionerà solamente come frigorifero;
- Tre pompe di calore fittizie (a cui ci si riferirà coi nomi PdC1, PdC2 ed PdC3) avranno le medesime prestazioni (in termini di potenza termica e COP) delle macchine polivalenti taglia 3202 quando queste ultime funzionano solamente come pompe di calore;
- Una pompa di calore fittizia (a cui ci si riferirà col nome PdC4) avrà le medesime prestazioni (in termini di potenza termica e COP) della macchina polivalente taglia 1502 quando quest'ultima funzionerà solamente come pompa di calore;

Ai fini dello svolgimento dei calcoli l'ordine di intervento delle macchine frigorifere fittizie e la ripartizione del carico $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n)$ sulle stesse è stato stabilito dopo aver osservato l'andamento dell'EER ai carichi parziali delle macchine polivalenti funzionanti solo come frigoriferi, riportato in Figura 3.8.

Dal grafico si osserva che la macchina polivalente taglia 1502 presenta un EER maggiore per carichi frigoriferi inferiori a 250 kW rispetto alla macchina polivalente taglia 3202.

La macchina polivalente taglia 3202 presenta un valore di EER massimo (pari a 5.61) per un carico frigorifero pari 730 kW.

Sulla base di questa considerazione si è deciso l'ordine di intervento delle macchine frigorifere fittizie in funzione del carico frigorifero richiesto dalle utenze fredde:

- Se $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n) \leq 250$ kW sarà in funzione la macchina frigorifera F4;
- Se 250 kW $< \dot{Q}_{F,TOT}(t_n) \leq 500$ kW sarà in funzione la macchina frigorifera F1;

²⁹ Il software di simulazione riporta i dati in output con passo temporale di 60 minuti.

- Se $500 \text{ kW} < \dot{Q}_{F,TOT}(t_n) \leq 750 \text{ kW}$ saranno in funzione le macchine frigorifere F1 ed F2;
- Se $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n) > 750 \text{ kW}$ saranno in funzione le macchine frigorifere F1, F2, F3 ed eventualmente anche la macchina F4;

Se due o più macchine frigorifere sono contemporaneamente in funzione il carico su di esse verrà ripartito in maniera eguale (le macchine avranno lo stesso carico parziale).

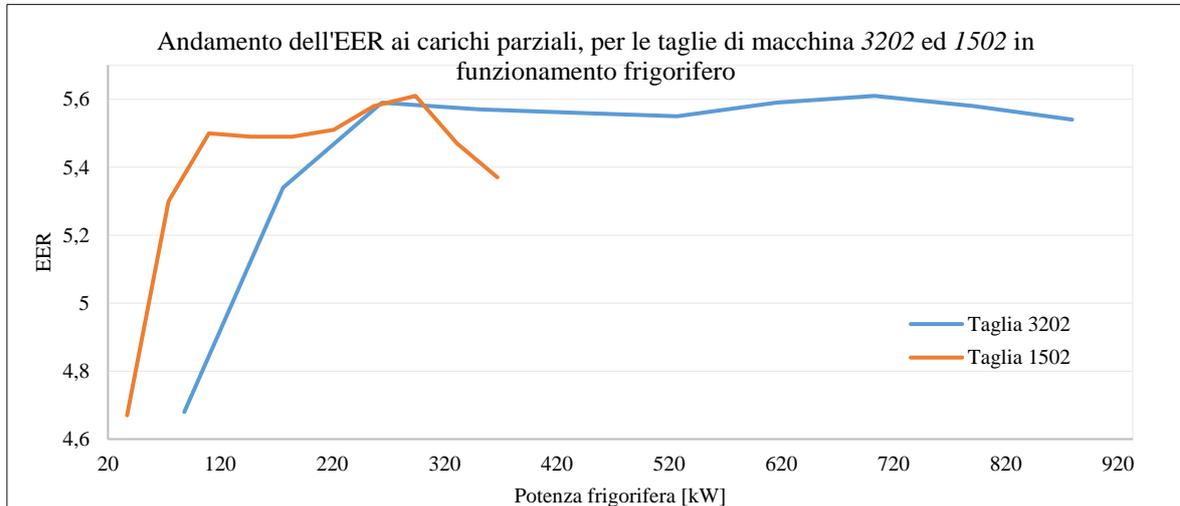


Figura 3.8 - Andamento dell'EER ai carichi parziali, per le taglie di macchina 3202 ed 1502 in funzionamento frigorifero

Similmente l'ordine di intervento delle pompe di calore fittizie e la ripartizione del carico $\dot{Q}_{T,TOT}(t_n)$ sulle stesse è stato stabilito dopo aver osservato l'andamento del COP ai carichi parziali delle macchine polivalenti funzionanti solo come pompe di calore, riportato in Figura 3.9.

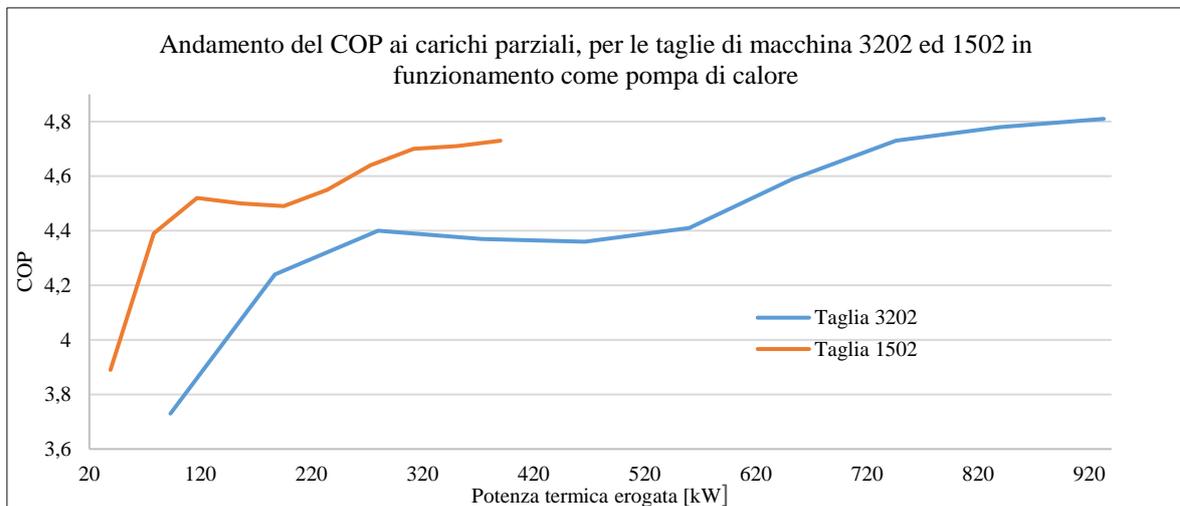


Figura 3.9 - Andamento del COP ai carichi parziali, per le taglie di macchina 3202 ed 1502 in funzionamento come pompa di calore

Dal grafico di Figura 3.9 si osserva che la macchina polivalente taglia 1502 presenta un COP maggiore della macchina polivalente taglia 3202 in tutto il suo campo di funzionamento (da 39 kW a 390 kW). Inoltre si osserva che per entrambe le taglie di macchina il COP si può considerare crescente in funzione del carico termico.

L'ordine di intervento per le pompe di calore è:

- Se $\dot{Q}_{T,TOT}(t_n) \leq 390$ kW sarà in funzione la pompa di calore PdC4;
- Se 390 kW $< \dot{Q}_{T,TOT}(t_n) \leq 933$ kW sarà in funzione la pompa di calore PdC1;
- Se 933 kW $< \dot{Q}_{T,TOT}(t_n) \leq 1323$ kW saranno in funzione le pompe di calore PdC1 e PdC4. La pompa di calore PdC1 funzionerà con carico pari al 100%. Il restante carico termico sarà coperto dalla pompa di calore PdC4;

La logica si ripete uguale all'aumentare del carico. Le pompe di calore PdC2 e PdC3 intervengono solo se ad esse può essere assegnato un carico termico compreso tra i 390 kW ed i 933 kW. Diversamente interverrà la pompa di calore PdC4.

Avendo stabilito le regole per determinazione dei carichi frigoriferi e termici (rispettivamente $\dot{Q}_{F,Mi}(t_n)$ e $\dot{Q}_{T,Mi}(t_n)$) su ciascuna macchina, per ogni passo temporale della simulazione, t_n , è stato applicato uno procedimento di calcolo iterativo, procedimento che utilizza le equazioni dalla (3-8) alla (3-15):

1. Noto il carico frigorifero derivante dalle utenze fredde, $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n)$, esso viene ripartito sui frigoriferi fittizi secondo la logica precedentemente spiegata;
2. Si calcolano gli indici di prestazione energetica³⁰ per le macchine frigorifere fittizie che si trovano in funzione mediante l'equazione:

$$EER_{Mi}(t_n) = f_{LIN}(\dot{Q}_{F,Mi}(t_n)) \quad (3-8)$$

3. Si calcolato le potenze elettriche assorbite dalle macchine frigorifere fittizie funzionanti con l'equazione:

$$\dot{W}_{e,F,Mi}(t_n) = \frac{\dot{Q}_{F,Mi}(t_n)}{EER_{Mi}(t_n)} \quad (3-10)$$

4. Si calcola la potenza termica smaltita ai condensatori di ogni macchina frigorifera fittizia in funzione mediante l'equazione:

$$\dot{Q}_{COND,Mi}(t_n) = \dot{Q}_{F,Mi}(t_n) + \dot{W}_{e,F,Mi}(t_n) \quad (3-12)$$

5. Viene calcolato il carico termico netto sulla centrale termica fittizia attraverso l'equazione:

$$\dot{Q}_{T,NETTA}(t_n) = \dot{Q}_{T,TOT}(t_n) - \sum_{i=1}^4 \dot{Q}_{COND,Mi}(t_n) \quad (3-14)$$

6. Noto il carico termico che le pompe di calore devono soddisfare esso viene ripartito sulle macchine fittizie secondo la logica precedentemente spiegata;
7. Si calcolano gli indici di prestazione energetica³⁰ per le pompe di calore fittizie in funzione mediante l'equazione:

$$COP_{Mi}(t_n) = f_{LIN}(\dot{Q}_{T,Mi}(t_n)) \quad (3-9)$$

8. Si calcolato le potenze elettriche assorbite dalle pompe di calore fittizie in funzione con l'equazione:

$$\dot{W}_{e,T,Mi}(t_n) = \frac{\dot{Q}_{T,Mi}(t_n)}{COP_{Mi}(t_n)} \quad (3-11)$$

9. Viene calcolata la potenza termica assorbita da ciascuna pompa di calore in funzione mediante l'equazione:

$$\dot{Q}_{SORG,Mi}(t_n) = \dot{Q}_{T,Mi}(t_n) - \dot{W}_{e,T,Mi}(t_n) \quad (3-13)$$

10. Si calcola la potenza frigorifera $\dot{Q}_{F,NETTA}(t_n)$ mediante l'equazione:

³⁰ Il processo per il calcolo dei coefficienti angolari e i valori di intercetta, nonché i risultati numerici dei due parametri citati utilizzati nelle funzioni (3-8) e (3-9) sono riportati nell'AllegatoA3, sezione A3.2.

$$\dot{Q}_{F,NETTA}(t_n) = \dot{Q}_{F,TOT}(t_n) - \sum_{i=1}^4 \dot{Q}_{SORG,Mi}(t_n) \quad (3-15)$$

11. Si itera il procedimento illustrato ripartendo dal passo 1, dove il termine $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n)$ viene sostituito dalla potenza frigorifera netta, $\dot{Q}_{F,NETTA}(t_n)$, calcolata con la (3-15), fino a giungere a convergenza³¹.

Infine la somma degli assorbimenti elettrici istantanei calcolati mediante le (3-10) ed (3-11) porta alla stima dei consumi di energia elettrica dovuti al funzionamento delle macchine polivalenti.

3.3.2 Calcolo dei consumi di energia elettrica, caso di progetto

Per calcolare i consumi di energia elettrica da parte delle macchine polivalenti nel caso di progetto è stato utilizzato lo stesso schema di calcolo³² spiegato nella sotto-sezione 3.3.1.

Il set di dati di ingresso al procedimento di calcolo implementano manualmente è sempre costituito dai valori numerici delle variabili $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n)$ ed $\dot{Q}_{T,TOT}(t_n)$, valori calcolati dal software di simulazione per ogni ora dell'anno. Tuttavia ora nel termine $\dot{Q}_{F,TOT}(t_n)$ si hanno solo i contributi dovuti alle batterie raffreddamento e deumidificazione presenti nelle UTA.

Le macchine polivalenti sono state modellizzate esattamente come illustrato nella sotto-sezione 3.3.1.

Nel caso di progetto essendo presenti in centrale termo-frigorifera tre macchine polivalenti la macchina frigorifera fittizia F3 e la pompa di calore fittizia PdC3 sono state eliminate.

La logica di intervento delle macchine e la logica di ripartizione dei carichi sulle stesse restano invariate.

3.4 Analisi dei risultati

Si riportano in questa sezione i risultati derivanti dalle simulazioni in regime dinamico svolte per il caso base ed il caso di progetto.

Tenendo presente l'obiettivo per il quale le simulazioni sono state svolte, verranno presi in considerazione i seguenti parametri:

- Energia frigorifera a carico dei gruppi frigoriferi fittizi;
- Energia elettrica assorbita dai gruppi frigoriferi fittizi;
- Energia termica a carico delle pompe di calore fittizie;
- Energia elettrica assorbita dalle pompe di calore fittizie;
- Assorbimento elettrico dei ventilatori di mandata presenti all'interno delle unità di trattamento aria.

Si fa presente che:

- I valori dei parametri sopra elencati sono riferiti ad un periodo di simulazione pari ad 1 anno;
- L'energia termica a carico della centrale termica fittizia è comprensiva della richiesta di energia termica da parte della pompa di calore dedicata alla produzione di acqua calda sanitaria;

Non verranno riportati i valori degli assorbimenti elettrici della pompa di calore dedicata alla produzione di acqua calda sanitaria, gli assorbimenti elettrici dei ventilatori di ripresa delle cinque UTA e gli assorbimenti elettrici dei ventilatori di estrazione dell'aria dagli ambienti della zona WC. Questi tre assorbimenti sono invariati tra il caso base ed il caso di progetto.

³¹ E' stato necessario iterare il procedimento di calcolo quattro volte per giungere a convergenza.

³² E' stato necessario iterare il procedimento di calcolo cinque volte per giungere a convergenza.

3.4.1 Risultati della simulazione in regime dinamico per il caso base

La Tabella 3.2 riporta i valori numerici dei parametri oggetto di analisi per il caso base:

<i>Tabella 3.2 – Risultati della simulazione in regime dinamico per il caso base</i>			
Sulla centrale frigorifera fittizia	Energia frigorifera a carico dei gruppi frigoriferi fittizi	3 878.70	MWh/anno
	Energia elettrica assorbita dai gruppi frigoriferi fittizi	695.98	MWh/anno
Sulla centrale termica fittizia	Energia termica a carico delle pompe di calore fittizie	291.13	MWh/anno
	Energia elettrica assorbita dalle pompe di calore fittizie	60.27	MWh/anno
<i>Considerata valida la modellizzazione delle unità polivalenti secondo quanto illustrato nella sotto-sezione 3.3.1 è stato calcolato:</i>			
Assorbimento elettrico delle macchine polivalenti		756.26	MWh/anno
<i>Valutato poi:</i>			
Assorbimento elettrico dei ventilatori di mandata presenti all'interno delle UTA		292.02	MWh/anno
<i>Risulta:</i>			
Assorbimento elettrico complessivo dovuto al funzionamento delle macchine polivalenti e dei ventilatori di mandata delle unità di trattamento aria		1 048.28	MWh/anno

3.4.2 Risultati della simulazione in regime dinamico per il caso di progetto

La Tabella 3.3 riporta i valori numerici dei parametri oggetto di analisi per il caso di progetto:

<i>Tabella 3.3 – Risultati della simulazione in regime dinamico per il caso di progetto</i>			
Sulla centrale frigorifera fittizia	Energia frigorifera a carico dei gruppi frigoriferi fittizi	804.46	MWh/anno
	Energia elettrica assorbita dai gruppi frigoriferi fittizi	144.60	MWh/anno
Sulla centrale termica fittizia	Energia termica a carico delle pompe di calore fittizie	685.83	MWh/anno
	Energia elettrica assorbita dalle pompe di calore fittizie	145.80	MWh/anno
<i>Considerata valida la modellizzazione delle unità polivalenti secondo quanto illustrato nella sotto-sezione 3.3.2 è stato calcolato:</i>			
Assorbimento elettrico delle macchine polivalenti		290.39	MWh/anno
<i>Valutato poi:</i>			
Assorbimento elettrico dei ventilatori di mandata presenti all'interno delle UTA		343.10	MWh/anno
<i>Risulta:</i>			
Assorbimento elettrico complessivo dovuto al funzionamento delle macchine polivalenti e dei ventilatori di mandata delle unità di trattamento aria		633.49	MWh/anno

3.4.3 Confronto tra il caso base e il caso di progetto

Si esegue un'analisi differenziale dei risultati delle simulazioni in regime dinamico ottenuti per il caso base ed il caso di progetto.

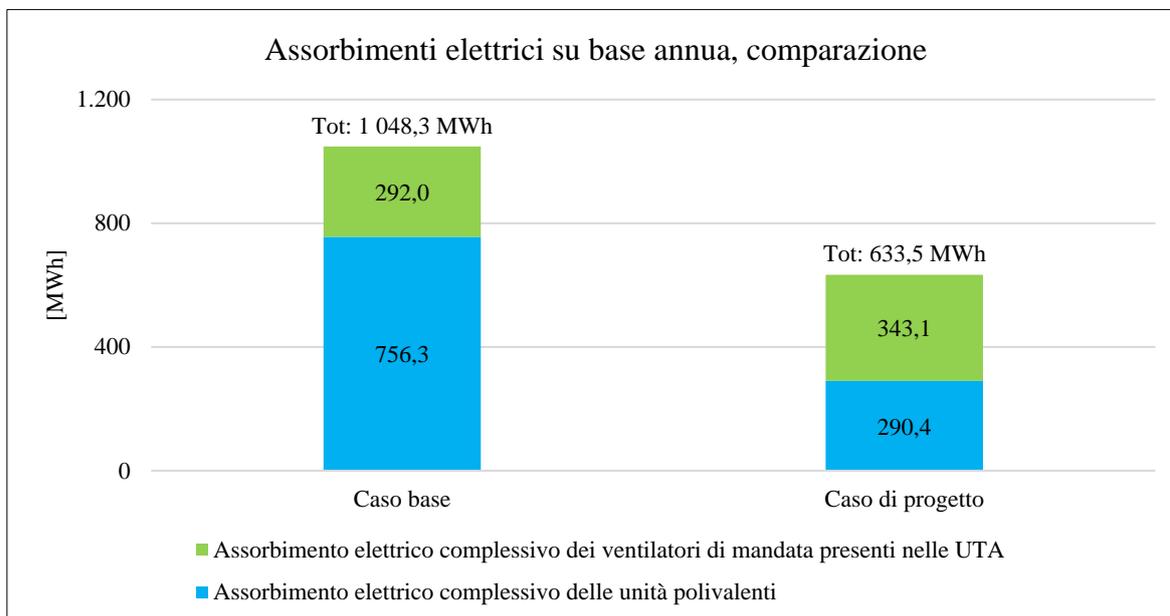


Figura 3.10 - Assorbimenti elettrici su base annua, comparazione

La differenza dei consumi di energia elettrica delle unità polivalenti tra il caso base ed il caso di progetto è mostrata in Tabella 3.4.

Parametro:	Caso base	Caso di progetto	Differenza assoluta [MWh/anno]	Differenza percentuale
Energia elettrica assorbita dai gruppi frigoriferi fittizi [MWh/anno]	695.98	144.60	-551.38	-79.2
Energia elettrica assorbita dalle pompe di calore fittizie [MWh/anno]	60.27	145.80	+85.52	+141.9
<i>Da cui risulta</i>				
Assorbimento elettrico delle macchine polivalenti [MWh/anno]	756.26	290.39	-465.86	-61.6

La diminuzione del consumo di energia elettrica da parte della centrale frigorifera fittizia è dovuto al fatto che nel caso di progetto le utenze fredde che sono alimentate ad acqua refrigerata prodotta dalle macchine polivalenti sono le batterie di raffreddamento e deumidificazione delle cinque unità di trattamento aria. Infatti nel caso base l'energia frigorifera netta a carico delle macchine polivalenti ammonta a 3 878.70 MWh/anno mentre nel caso di progetto si riduce a 804.46 MWh/anno (i due valori sono riportati in Tabella 3.5).

Questo fatto giustifica anche l'aumento dell'energia elettrica assorbita dalle pompe di calore fittizie che è correlato alla minore quantità di energia termica recuperata dai condensatori delle macchine frigorifere fittizie tra il caso base ed il caso di progetto.

Nel periodo invernale generalmente non vi è esigenza di compiere trattamenti di deumidificazione sull'aria primaria immessa negli ambienti della zona uffici. Nel caso di progetto l'eventuale carico di zona³³ assorbito dai terminali ambiente e l'energia termica assorbita dalle batterie di pre-raffreddamento sono trasferiti all'acqua di falda.

³³ Carico di zona, vedasi Allegato A2, sotto-sezione A2.3.5.

Se il carico frigorifero non è nullo l'unità polivalente funziona come refrigeratore ed effettua il recupero termico dal fluido refrigerante in condensazione per soddisfare in parte le richieste delle utenze calde. A parità di assorbimento elettrico si generano due effetti utili. Ma senza richiesta di produzione di acqua refrigerata l'unità polivalente funziona esclusivamente come pompa di calore.

Tra caso base e caso di progetto, a seguito della riduzione del carico freddo sulle macchine polivalenti la riduzione di energia termica recuperata dal fluido refrigerante in condensazione diminuisce del 51.2 % (valore assoluto pari a 394.70 MWh/anno, i due dati riportati in Tabella 3.5).

Parametro:	Caso base	Caso di progetto	Differenza assoluta [MWh/anno]	Differenza percentuale
Energia termica recuperata dai condensatori delle macchine frigorifere fittizie, utilizzata per la produzione di acqua calda a 41°C [MWh/anno]	771.25	376.55	-394.70	-51.2
Carico frigorifero netto sulla centrale frigorifera fittizia [MWh/anno]	3 878.70	804.46	-3 074.24	-79.3

La differenza del consumo di energia elettrica (mostrato in Tabella 3.6) dovuta ai ventilatori di mandata delle unità di trattamento aria è dovuta alle maggiori perdite di carico lato aria causate dalla presenza della batteria di pre-raffreddamento di cui sono dotate le UTA nel caso di progetto.

Parametro:	Caso base	Caso di progetto	Differenza assoluta [MWh/anno]	Differenza percentuale
Assorbimento elettrico dei ventilatori di mandata presenti all'interno delle UTA [MWh/anno]	292.02	343.10	+51.07	+17.5

La Tabella 3.7 e la Figura 3.10 mostrano i valori complessivi di assorbimento elettrico dovuti alle macchine polivalenti ed ai ventilatori di mandata delle UTA.

Parametro:	Caso base	Caso di progetto	Differenza assoluta [MWh/anno]	Differenza percentuale
Assorbimento elettrico complessivo, dovuto al funzionamento delle macchine polivalenti e dei ventilatori di mandata delle unità di trattamento aria [MWh/anno]	1 048.28	633.49	-414.79	-39.6

Dai risultati ottenuti, l'utilizzo dell'acqua di falda per smaltire il carico di zona e per pre-raffreddare l'aria trattata dalle UTA consente un risparmio di 414.8 MWh/anno di energia elettrica rispetto al caso base. Considerando un fattore di conversione³⁴ pari a $0.187 \cdot 10^{-3}$ tep/kWh_e tra energia primaria ed energia elettrica, nel caso di progetto si ottiene un risparmio pari a 77.6 tep di energia primaria rispetto al caso base.

Si ricorda il valore differenziale stimato di 414.8 MWh/anno non è comprensivo dei consumi elettrici delle elettropompe presenti nei circuiti idraulici, a seguito dell'impossibilità dell'inserimento delle stesse all'interno del software di simulazione dinamica.

Interessante notare il peso relativo dei consumi di energia elettrica dei ventilatori di mandata delle UTA e delle macchine polivalenti rispetto al totale. Nel caso base le macchine polivalenti sono responsabili del 72.1% dei consumi di energia elettrica, mentre nel caso di progetto del 45.8%.

³⁴ Il valore numerico del fattore di conversione è contenuto all'interno della Delibera EEN 3/08 emessa il 28 Marzo 2008 dall'Autorità per l'energia elettrica, il gas e il sistema idrico.

Capitolo 4 Verifica dei limiti di Legge

Come già illustrato nel Capitolo 1, sezioni 1.3 e 1.4, sulla base del recepimento regionale dei D.M. 26 Giugno 2015 da parte del D.D.U.O. 176/17³⁵, al fine di ottenere il permesso di costruire per un edificio di nuova costruzione occorre verificare il rispetto dei vincoli imposti su alcuni parametri, i quali possono essere suddivisi in due categorie.

In fase di progettazione preliminare si è quindi proceduto a:

- Verificare i vincoli imposti a quegli indici che dipendono unicamente dalle caratteristiche termo-fisiche del solo fabbricato e che non coinvolgono alcun tipo di fabbisogno di energia (sia essa ideale, effettiva o primaria). Per questa categoria di indici è stato considerato il coefficiente medio globale di scambio termico per trasmissione, H'_T , e il rapporto tra l'area solare equivalente estiva dell'edificio rispetto all'area della superficie utile dell'edificio, indicato come $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$;
- Verificare il rispetto dei requisiti per quegli indici che sono determinati sulla base dei fabbisogni energetici del sistema edificio-impianto. Per questa categoria sono stati analizzati:
 - L'indice di prestazione termica utile per il riscaldamento, $EP_{H,nd}$;
 - L'indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, $EP_{C,nd}$;
 - Il soddisfacimento dei requisiti imposti dal D Lgs 28/11.

Si precisa che Il D.D.U.O. 176/17 impone la verifica del rispetto di ulteriori vincoli i quali non sono stati presi in considerazione nella presente trattazione.

Si fa poi osservare che il Regolamento Edilizio del comune di Milano in merito ai sovrastanti parametri non richiede nessuna modifica rispetto ai requisiti minimi imposti D.D.U.O. 176/17.

Le operazioni computazionali sono state svolte tramite diversi software (EC 700, EC 709 ed EC 713) sviluppati e commercializzati dalla società Edilclima, software che sono certificati dal CTI (Comitato termotecnico italiano).

³⁵ Decreto Dirigente delle Unità Organizzative n. 176 del 12 Gennaio 2017. Per maggiori informazioni si rimanda al Capitolo 1, sezione 1.4

4.1 Verifiche di legge su parametri che non dipendono da fabbisogni energetici

In questa sezione si verifica il rispetto dei limiti di legge per quegli indici che non dipendono da fabbisogni di energia.

4.1.1 Coefficiente medio globale di scambio termico per trasmissione, H'_T

Il coefficiente medio globale di scambio termico per trasmissione, H'_T , misurato in $[W/(m^2 \cdot K)]$, è definito³⁶ come:

$$H'_T = \frac{H'_{tr,adj}}{\sum_K A_K} \quad (4-1)$$

Nella quale:

$H'_{tr,adj}$: è il coefficiente globale di scambio termico. Tiene conto degli scambi di potenza termica per trasmissione attraverso i componenti dell'involucro che confinano con l'ambiente esterno, col terreno, con gli ambienti non climatizzati e con altre zone climatizzate a temperatura diversa. È espresso in $[W/K]$;

$\sum_K A_K$: Sommatoria estesa a tutte le aree k dei componenti strutturali (tamponamenti esterne, partizioni interne, solette, chiusure tecniche trasparenti ecc.) che sono causa di dispersioni di energia termica. Ciascuna area A_K viene espressa in $[m^2]$;

La norma³⁷ UNI/TS 11300-1:2014 definisce le procedure per il calcolo dei termini che compaiono nella (4-1).

Il termine $H'_{tr,adj}$ viene calcolato come:

$$H'_{tr,adj} = H_D + H_G + H_U + H_A \quad (4-2)$$

Nella quale tutti i termini sono espressi in $[W/K]$ ed hanno i seguenti significati:

H_D : Coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'ambiente esterno;

H_G : Coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso il terreno;

H_U : Coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati;

H_A : Coefficiente di scambio termico per trasmissione verso altre zone climatizzate a temperatura diversa;

Tutti i coefficienti di scambio termico che compaiono nella (4-2) sono calcolati come prodotto tra la trasmittanza termica, U , espressa in $[W/(m^2 \cdot K)]$ e l'area di ciascuna struttura disperdente, espressa in $[m^2]$.

Le proprietà termofisiche delle strutture edilizie considerate in fase preliminare sono riportate al Capitolo 2, sezione 2.2.

Il valore del coefficiente medio globale di scambio termico per trasmissione calcolato per l'edificio oggetto di trattazione risulta essere pari a $0.49 W/(m^2 \cdot K)$. Il limite superiore per il coefficiente H'_T fissato dal D.D.U.O. 176/17 per gli edifici posti in fascia climatica E risulta essere pari $0.75 W/(m^2 \cdot K)$.

³⁶ Equazione riportata al Capitolo 1, sezione 1.3.

³⁷ UNI/TS 11300-1:2014 "Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale"

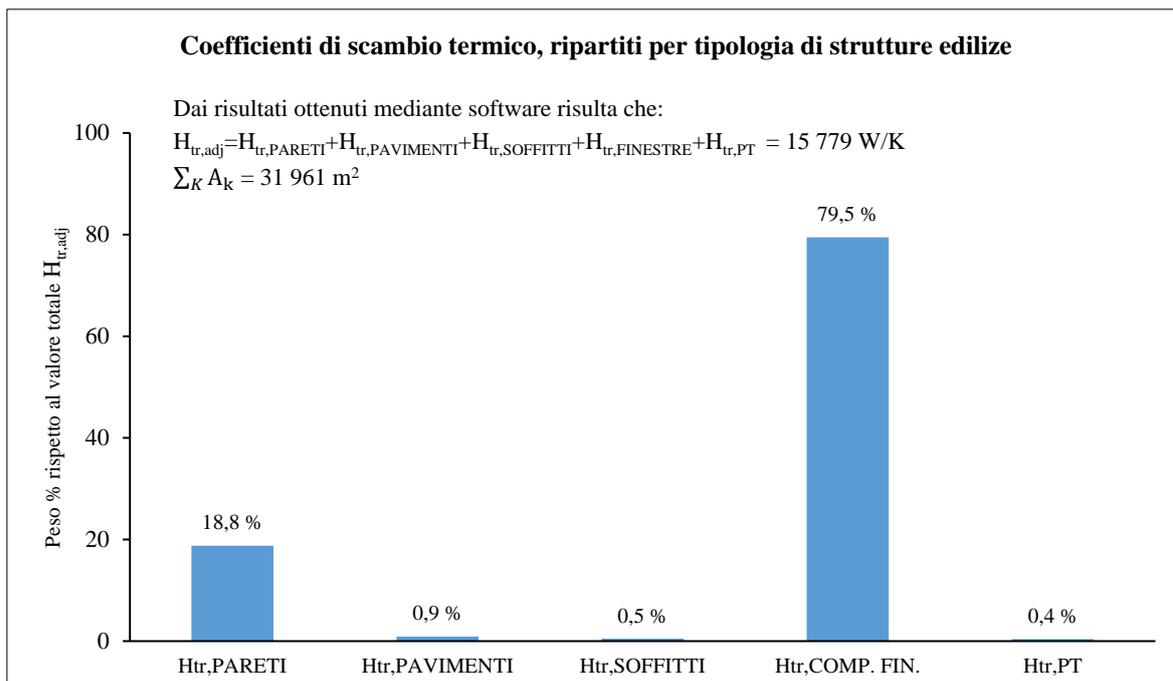


Figura 4.1 – Coefficienti di scambio termico ripartiti per tipologia di strutture edilizie, peso percentuale.

Dal grafico di Figura 4.1 si osserva che a differenza di quanto mostrato dall'equazione (4-2), i coefficienti di scambio termico sono ripartiti in base alle tipologie di strutture edilizie che danno dispersione termiche. Si specifica che:

- Al calcolo del coefficiente di scambio termico delle pareti, $H_{tr,PARETI}$, contribuiscono tutti gli elementi opachi verticali, ovvero il tamponamento esterno opaco e le partizioni verticali interne all'edificio più lo spandrel (nonostante lo spandrel sia considerato dal D.D.U.O. 176/17 come chiusura tecnica opaca. Per maggior chiarezza si vedano le sotto-sezioni 2.2.1 e 2.2.3 del Capitolo 2);
- Al calcolo del coefficiente di scambio termico dei pavimenti, $H_{tr,PAVIMENTI}$, contribuiscono la soletta di separazione tra la lobby di ingresso ed il primo piano interrato e le solette di separazione verso ambienti non riscaldati (si veda il Capitolo 2, sotto-sezione 2.2.2);
- Al calcolo del coefficiente di scambio termico del soffitto, $H_{tr,SOFFITTO}$, contribuiscono la soletta di copertura della lobby di ingresso, quella del piano primo e la soletta di copertura del piano ventitreesimo (si veda il Capitolo 2, sotto-sezione 2.2.2);
- Al calcolo del coefficiente di scambio termico delle finestre, $H_{tr,COMP. FIN.}$, contribuiscono le chiusure tecniche trasparenti (ovvero i moduli finestrati 300 x 150 cm, si veda il Capitolo 2, sotto-sezione 2.2.3);
- Il parametro $H_{tr,PT}$ rappresenta il coefficiente di scambio termico dei ponti termici considerati in fase di progettazione preliminare (si veda il Capitolo 2, sotto-sezione 2.2.4);

Dal grafico emerge che le chiusure tecniche trasparenti danno un contributo determinante al calcolo del coefficiente $H_{tr,adj}$, con un peso percentuale del 79.5%. A seguire poi si ha il contributo degli elementi opachi verticali e dello spandrel. Le restanti tipologie di strutture edilizie ed il ponte termico considerato hanno un contributo trascurabile.

Si osservi la Tabella 4.1.

Tabella 4.1 – Coefficienti di scambio termico per pareti e moduli finestrati						
Pacchetto strutturale k	Tipologia	Area A_k , [m ²]	U_k [W/(K*m ²)]	$b_{tr,U}$	$H_{tr,k}=A_k*U_k$ in [W/K]	Peso % sul totale
Tamponamento opaco	Opaco	3 164	0.235	-	743	25.1
Spandrel		3 408	0.250	-	852	28.7
Partizioni interne		12 445	0.275	0.4	1 369	46.2
<i>Totale</i>					2 964	
Finestre	Trasparente	9 645	1.300	-	12 538	100.0

In base ai valori riportati in Tabella 4.1 è possibile definire un valore di U^* comprensivo dello spandrel e delle finestre, mediante la formula:

$$U^* = \frac{U_F * A_F + U_{sp} * A_{sp}}{A_F + A_{sp}} \quad (4-3)$$

Dalla (4-3) si ottiene che $U^*=1.026$ W/(m²*K), valore che risulta del 6.73% inferiore rispetto al valore di 1.100 W/(m²*K) dichiarato ottenibile³⁸ dal fornitore di facciate esterne.

Sempre dalla (4-3), fissando il valore di U^* pari a 1.100 W/(m²*K) è possibile ricavare un valore massimo ammissibile di U_F .

Si ottiene che $U_F=1.400$ W/(m²*K), valore maggiore di quello richiesto ai moduli finestrati (fissato in 1.300 W/(m²*K)).

Tuttavia si rende necessario adottare moduli finestrati con trasmittanza termica pari a 1.300 W/(m²*K) altrimenti (come si vedrà più avanti nella sotto-sezione 4.3.3) non si possono rispettare i limiti di legge imposti all'indice di prestazione termica utile per il riscaldamento, $EP_{H,nd}$.

4.1.2 Rapporto tra l'area solare equivalente estiva dell'edificio rispetto all'area della superficie utile dell'edificio, $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$

L'area solare equivalente estiva $A_{sol,est}$, espressa in [m²] è definita³⁹ come:

$$A_{sol,est} = \sum_k F_{sh,ob,k} * g_{gl+sh,k} * (1-F_{f,k}) * A_{w,k} * F_{sol,est} \quad (4-4)$$

Nella quale la sommatoria è da intendersi estesa a tutti i componenti trasparenti k dell'involucro e dove:

$F_{sh,ob,k}$: è il fattore di riduzione per ombreggiatura relativo ad elementi esterni riferiti all'area di captazione solare effettiva della superficie vetrata k , riferito al mese di luglio;

$g_{gl+sh,k}$: è la trasmittanza di energia solare totale della finestra k calcolata nel mese di luglio, quando la schermatura solare è utilizzata;

$F_{f,k}$: è la frazione di area relativa al telaio, rapporto tra l'area proiettata del telaio e l'area proiettata totale del componente finestrato k ;

$A_{w,k}$: è l'area proiettata totale del componente vetrato k , espressa in [m²];

$F_{sol,est}$: è il fattore di correzione per l'irraggiamento incidente, ricavato come rapporto tra l'irradianza media nel mese di luglio, nella località e sull'esposizione considerata, e l'irradianza media annuale di Roma, sul piano orizzontale. Viene determinato in base ai valori di irradianza solare che sono contenuti nella norma UNI 10349-1:2016;

³⁸ Si veda il Capitolo 2, sotto-sezione 2.2.3

³⁹ Equazione riportata al Capitolo 1, sezione 1.3.

Si precisa che, per lo svolgimento dei calcoli al fattore di riduzione $F_{sh,ob,k}$, è stato assegnato valore unitario in quanto non saranno presenti aggetti verticali e/o orizzontali. Inoltre non è stata considerata⁴⁰ la presenza di ostruzioni esterne;

Il parametro $A_{sup,utile}$ indica la superficie in pianta netta, pari a 22 063 m².

Sotto questa ipotesi appena citata il valore calcolato del rapporto $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$ risulta essere pari a 0.038. Il limite superiore per il rapporto $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$ fissato dal D.D.U.O. 176/17 è pari a 0.040 per tutte le fasce climatiche.

Analizzando i termini della (4-4) è possibile affermare che, riguardo la chiusura verticale esterna trasparente, una volta fissate le dimensioni e la geometria dei moduli finestrati, al calcolo dell'area solare equivalente estiva è determinante la trasmittanza di energia solare totale della finestra calcolata nel mese di luglio, g_{gl+sh} , la quale è calcolata, in accordo alla norma UNI/TS 11300-1:2014 secondo le equazioni:

$$g_{gl+sh} = g_{gl} * F_C \quad (4-5)$$

$$g_{gl} = g_{gl,n} * F_W \quad (4-6)$$

Nelle quali tutti i termini sono parametri adimensionali e hanno i seguenti significati:

F_C : Fattore di riduzione dovuto alla presenza di tende applicate nel lato interno od esterno, assunto unitario in quanto non è prevista la presenza di tendaggi.

$g_{gl,n}$: Fattore di trasmittanza totale di energia solare. Questo è un parametro proprio del modulo finestrato.

F_W : Fattore di esposizione, i cui valori sono contenuti nella norma UNI/TS 11300-1:2014;

Come già detto nel Capitolo 2, sotto-sezione 2.2.3, in fase preliminare è stato stabilito che i moduli finestrati dovranno avere un fattore di trasmissione totale di energia solare, $g_{gl,n}$, pari a 0.23. Questo valore richiesto si basa sul fatto che se il fattore $g_{gl,n}$ fosse stato pari a 0.25 il limite $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$ non sarebbe stato rispettato, così come mostrato dai risultati di calcolo contenuti in Tabella 4.2.

Anche un valore $g_{gl,n}$ pari a 0.24 porterebbe alla verifica del suddetto rapporto, ma a favore di sicurezza si definisce un fattore di trasmissione totale di energia solare pari a 0.23.

<i>Tabella 4.2 – Rapporto $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$, risultati di calcolo</i>					
$g_{gl,n}=0.23$			$g_{gl,n}=0.25$		
$A_{sol,eq}$ [m ²]	$A_{sup,utile}$ [m ²]	$A_{sol,eq}/A_{sup,utile}$	$A_{sol,eq}$ [m ²]	$A_{sup,utile}$ [m ²]	$A_{sol,eq}/A_{sup,utile}$
834	22 063	0.038	905	22 063	0.041
<i>$A_{sol,eq}/A_{sup,utile}$ limite</i>		<i>0.040</i>	<i>$A_{sol,eq}/A_{sup,utile}$ limite</i>		<i>0.040</i>

⁴⁰ In funzione del luogo di costruzione dell'edificio è stato stabilito che non vi sono altri edifici circostanti che generano ombre proiettate di rilevante effetto.

4.2 Dal fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento al fabbisogno di energia primaria per il servizio di climatizzazione estiva

Nella successiva sezione 4.3 si verificherà il rispetto dei limiti di legge per quegli indici che dipendono da fabbisogni di energia.

Nel Capitolo 1 e nell'introduzione al Capitolo 4 si è parlato di *fabbisogno ideale di energia termica* e *fabbisogno di energia primaria*. Prima di mostrare i risultati dei calcoli svolti si ritiene opportuno spiegare il significato fisico di queste quantità ed illustrare brevemente il modello di calcolo adottato per la determinazione dei parametri stessi.

Il modello di calcolo che viene adottato deriva da una scelta vincolata, imposta per Legge. Nel Capitolo 1, sezione 1.3 si è detto che i D.M. 26 Giugno 2015 indicano⁴¹ la UNI/TS 11300 quale norma atta a fornire le metodologie standardizzate per il calcolo del fabbisogno di energia primaria per un edificio.

Richiamando l'equazione (1-1) (Capitolo 1, sezione 1.3) si osserva che l'indice di prestazione energetica globale dell'edificio, $EP_{gl,tot}$, è calcolato come:

$$EP_{gl,tot}=EP_H+EP_C+EP_V+EP_W+EP_L+EP_T \quad (1-1)$$

Per determinare l'indice $EP_{gl,tot}$, occorre calcolare gli indici di prestazione energetica per i servizi di climatizzazione invernale ed estiva, ventilazione, produzione di acqua calda sanitaria, illuminazione e trasporto di persone, i quali dipendono a loro volta dai rispettivi fabbisogni di energia primaria.

Verrà mostrato il procedimento adottato per il calcolo del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva. I concetti che stanno alla base di questo procedimento si estendono similmente anche al calcolo dei fabbisogni energetici dei restanti servizi sopra elencati.

Le procedure di calcolo per la stima del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva sono fornite dalla norma⁴² UNI/TS 11300-3:2010. All'interno di questa sezione col termine "norma" si farà sempre riferimento alla UNI/TS 11300-3:2010, salvo ove diversamente specificato.

4.2.1 Introduzione

Ai fini di una migliore comprensione della seguente trattazione si forniscono le definizioni di quei termini che verranno nominati con ricorrenza nel seguito (peraltro alcune già indicate nel Capitolo 1 e qui richiamate per chiarezza):

- *Fabbricato*: Insieme costituito dalle strutture edilizie esterne (tamponamenti esterni, chiusure tecniche trasparenti rivolte verso l'esterno ecc.) che delimitano uno spazio di volume definito, e dalle strutture edilizie interne (tramezzi ecc.) che ripartiscono detto volume;
- *Edificio* (a volte indicato anche come *sistema edificio-impianto*): Insieme costituito dal fabbricato e dagli impianti tecnologici che risiedono stabilmente all'interno del fabbricato;
- *Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento*, $Q_{C,nc}$: quantità di energia che è necessario fornire al fabbricato per mantenere la temperatura dell'aria degli ambienti di zona pari al valore di set-point in un arco di tempo fissato. Il fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento è determinato unicamente da variabili proprie del luogo geografico in cui è posto l'edificio (temperatura media mensile dell'aria esterna, irradiazione solare giornaliera media mensile ecc.), e dalle caratteristiche proprie del solo fabbricato (geometria del fabbricato, proprietà termofisiche delle strutture edilizie che formano l'involucro esterno e le partizioni interne, carichi interni ecc.). Lo stesso concetto vale per il fabbisogno ideale

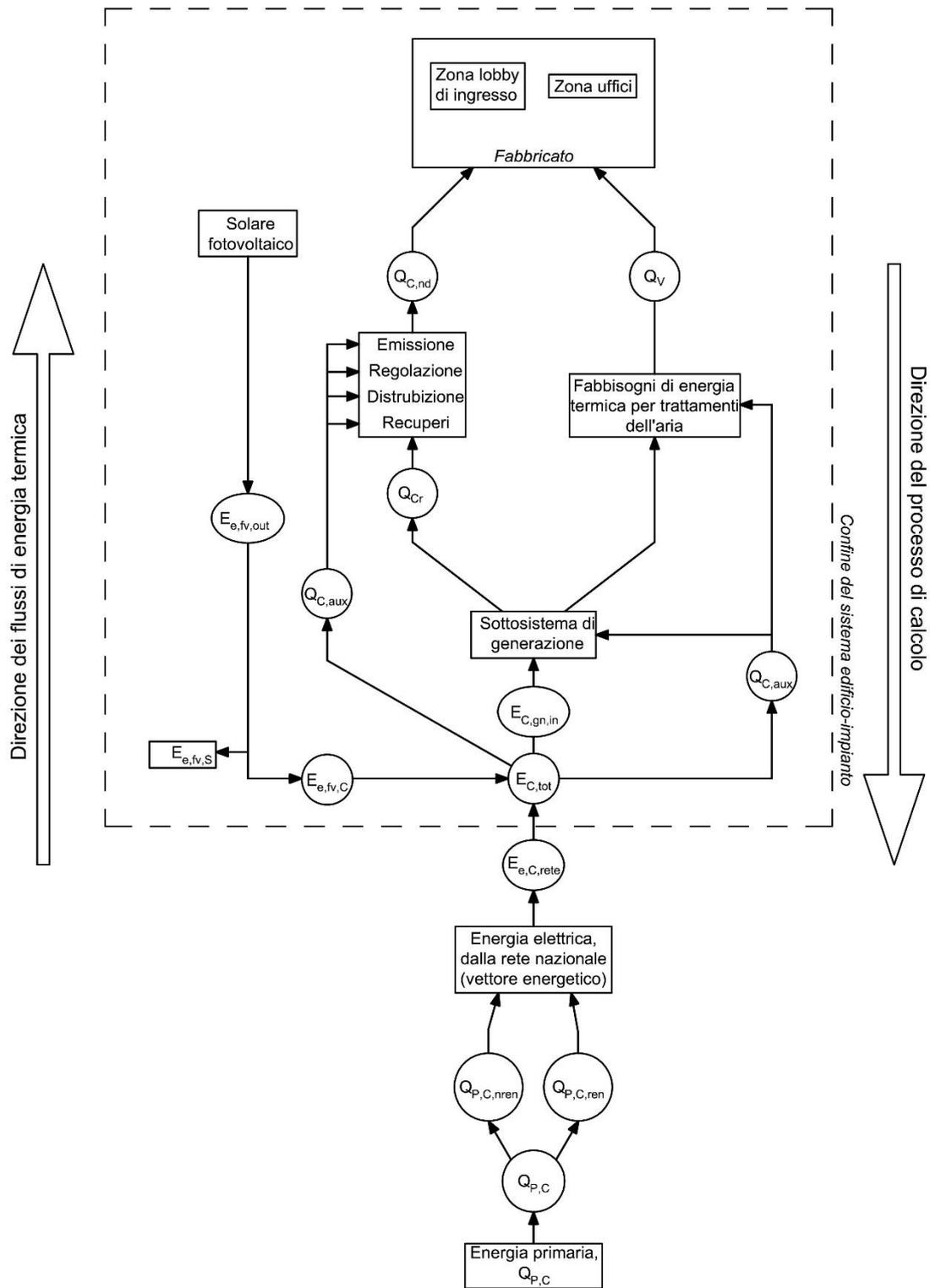
⁴¹ Art. 3, Comma 1 del Decreto Interministeriale 26 Giugno 2015 "Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici"

⁴² UNI/TS 11300-3:2010 "Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva"

- di energia termica per il riscaldamento, $Q_{H,nc}$, con ovvio riferimento al periodo di climatizzazione invernale;
- *Energia primaria*: Con questo termine si fa riferimento alla quantità di energia associata a fonti energetiche effettivamente utilizzabili presenti in natura, prima che venga compiuta una qualsiasi trasformazione su di esse. All'atto pratico l'energia primaria è per esempio l'energia associata alla massa di petrolio contenuto in un giacimento, prima ancora che detto petrolio sia estratto e raffinato;
 - *Sottosistema di generazione*: Si intende un sistema formato da una o più macchine termiche (caldaie per la generazione di calore, macchine frigorifere per la produzione del freddo ecc.) atte alla trasformazione dell'energia contenuta nei vettori energetici (energia elettrica o gas metano forniti dalle reti di distribuzione) in energia termica.

Alla luce delle definizioni sopra riportate si faccia riferimento alla Figura 4.2.

Figura 4.2 – Dal fabbisogno di energia ideale al fabbisogno di energia primaria nella stagione estiva. Schema concettuale.



In figura i termini indicano delle quantità di energia espresse in [kWh] ed hanno i seguenti significati:

- $Q_{C,nd}$: Fabbisogno ideale annuo di energia termica per il raffrescamento;
- Q_{Cr} : Fabbisogno effettivo annuo di energia termica dell'edificio per il raffrescamento;
- Q_v : Fabbisogno annuo di energia termica dell'edificio per trattamenti dell'aria;
- $Q_{C,aux}$: Fabbisogno annuo di energia elettrica per gli ausiliari degli impianti di climatizzazione estiva;
- $E_{C,gn,in}$: Fabbisogno di energia elettrica del sottosistema di generazione;
- $E_{C,tot}$: Energia elettrica globalmente richiesta per il servizio di climatizzazione estiva;
- $E_{e,fv,out}$: Energia elettrica totale prodotta dall'impianto fotovoltaico;
- $E_{e,fv,C}$: Energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico e destinata al servizio di climatizzazione estiva;
- $E_{e,fv,S}$: Energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico e destinata ad altri servizi;
- $E_{e,C,rete}$: Energia elettrica prelevata dalla rete elettrica per il servizio di climatizzazione estiva, al netto della quantità $E_{e,fv,C}$;
- $Q_{p,C}$: Fabbisogno annuo di energia primaria per la climatizzazione estiva;
- $Q_{p,C,nren}$: Fabbisogno annuo di energia primaria da fonte non rinnovabile per la climatizzazione estiva;
- $Q_{p,C,ren}$: Fabbisogno annuo di energia primaria da fonte rinnovabile per la climatizzazione estiva;

Con riferimento all'edificio oggetto di trattazione, in Figura 4.2 il sottosistema di generazione rappresenta la centrale termo-frigorifera nella quale sono presenti le unità polivalenti. Essendo le unità polivalenti alimentate ad energia elettrica l'unico vettore energetico indicato⁴³ è rappresentato dalla rete di distribuzione dell'energia elettrica stessa.

Sono poi rappresentate solo la zona lobby e la zona uffici in quanto sono le due zone dotate⁴⁴ di impianti per la climatizzazione estiva.

In Figura 4.2 i flussi di energia termica hanno verso ascendente, mentre il procedimento di calcolo ha verso discendente. La base di partenza è rappresentata dal fabbisogno ideale di energia primaria per la climatizzazione estiva, $Q_{C,nd}$. Il termine ultimo ad essere calcolato è fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva, $Q_{P,C}$.

4.2.2 Ipotesi alla base del metodo di calcolo adottato dalla norma

Vi sono sostanzialmente tre principali ipotesi sulle quali si basa il metodo di calcolo definito dalla norma:

- Il metodo è detto *quasi stazionario*. Il calcolo dei bilanci termici sono svolti su base temporale mensile. Significa che tutte le quantità di energia sono calcolate per un periodo di tempo lungo un mese. Nel seguito della sezione le quantità di energia (siano esse ideali, effettive o primarie) che presentano pedice k sono calcolate su un arco di tempo lungo un mese. Se le quantità di energia non sono indicate con pedice k allora esse sono calcolate su base annua, come somma delle quantità di energia mensili.

Per tenere conto degli effetti dinamici nei metodi quasi stazionari si utilizzano dei fattori di utilizzazione degli apporti e/o dispersioni (il cui significato sarà definito nelle sotto-sezioni 4.3.1 ed 4.3.3) i quali sono ricavati da correlazioni di natura empirica.

- Essendo un metodo di calcolo quasi stazionario le variabili proprie dell'ambiente esterno (temperatura dell'aria esterna, irradiazione solare ecc.) sono assunte costanti nell'intero mese k . I valori numerici delle variabili climatiche coinvolte nei metodi quasi stazionari sono valori giornalieri medi mensili e sono forniti dalla norma⁴⁵ UNI 10349:2016.
- Nei casi in cui occorre verificare il rispetto di regolamenti espressi in termini di obiettivi energetici per l'ottenimento del permesso di costruire, la norma UNI/TS 11300 prevede che le valutazioni dei parametri energetici siano svolte sull'edificio di progetto con riferimento ad un uso *standard* dello stesso.

Questo comporta che la temperatura e l'umidità relativa dell'aria degli ambienti di zona, ai fini dello svolgimento dei calcoli, sono mantenute costanti pari al valore di set point 24 ore al giorno ininterrottamente. Il valore di set point è stabilito in base alla destinazione d'uso delle zone termiche. Per le zone termiche dell'edificio oggetto di trattazione si ha un valore di temperatura di set point pari a 20 °C nel periodo invernale e 26 °C nel periodo estivo. L'umidità relativa è fissata al 50%.

⁴³ Si precisa che la norma UNI/TS 11300-3:2010 considera macchine a compressione di vapore i cui compressori possono essere azionati tramite motori elettrici o per mezzo di motori endotermici. Quest'ultima categoria di macchine non è presente, pertanto l'unico vettore energetico è la corrente elettrica consegnata dalla rete.

⁴⁴ Si veda Capitolo 2, sezione 2.3.

⁴⁵ UNI 10349:2016 "Riscaldamento e raffrescamento degli edifici - Dati climatici." Parti 1, 2 e 3.

4.2.3 Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, $Q_{C,nd}$

Per ogni mese k facente parte della stagione di raffrescamento il fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, $Q_{C,nd,k}$, è calcolato come:

$$Q_{C,nd,k} = Q_{gn,k} - \eta_{C,ls,k} * Q_{C,ht,k} = (Q_{int,k} + Q_{sol,w,k}) - \eta_{C,ls,k} * (Q_{C,tr,k} + Q_{C,ve,k}) \quad (4-7)$$

Nella quale tutti i termini sono espressi in [kWh] e dove:

$Q_{gn,k}$: Apporti totali di energia termica;

$Q_{C,ht,k}$: Scambio di energia termica totale nel caso di raffrescamento;

$\eta_{C,ls,k}$: Fattore di utilizzazione delle dispersioni di energia termica;

$Q_{int,k}$: Apporti di energia termica dovuti a sorgenti interne;

$Q_{sol,w,k}$: Apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti vetrati;

$Q_{C,tr,k}$: Scambio di energia termica per trasmissione nel caso di raffrescamento;

$Q_{C,ve,k}$: Scambio di energia termica per ventilazione nel caso di raffrescamento;

Si osservi lo schema concettuale di Figura 4.3.

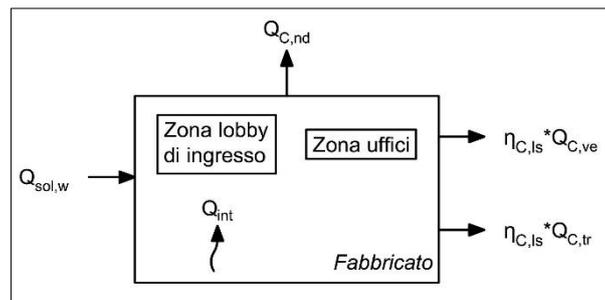


Figura 4.3 – Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento. Schema concettuale

Il termine $Q_{C,nd,k}$ rappresenta la quantità di energia che dovrebbe essere sottratta agli ambienti di zona per mantenere negli stessi la temperatura dell'aria pari al valore di set point. Il fabbisogno ideale di energia viene calcolato sulla base degli apporti totale di energia termica, $Q_{gn,k}$, ridotto dalla quantità di energia scambiata per trasmissione e ventilazione, $Q_{C,ht,k}$, quest'ultima ridotta dal fattore di utilizzazione $\eta_{C,ls,k}$ (fattore che è sempre compreso tra 0 ed 1).

Il fattore di utilizzazione $\eta_{C,ls,k}$ tiene in considerazione il fatto che solo una parte degli scambi totali di energia termica, $Q_{C,ht,k}$, sono utilizzati per ridurre i fabbisogni di raffrescamento. Dalla (4-7) si vede in maniera esplicita come il termine $Q_{C,ht,k}$ contribuisca alla riduzione dei fabbisogni ideali di energia termica per il raffrescamento estivo.

4.2.4 Fabbisogno effettivo di energia termica dell'edificio per il raffrescamento, $Q_{C,r}$

Per ogni mese k facente parte della stagione di raffrescamento noto il fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, $Q_{C,nd,k}$, viene calcolato il fabbisogno effettivo di energia termica dell'edificio per il raffrescamento, $Q_{C,r,k}$, mediante l'equazione:

$$Q_{C,r,k} = Q_{C,nd,k} + Q_{l,e,k} + Q_{l,rg,k} + Q_{l,d,k} + Q_{l,d,s,k} - Q_{rr,k} \quad (4-8)$$

Nella quale tutti i termini sono espressi in [kWh], sono riferiti al mese k facente parte della stagione di raffrescamento e rappresentano:

$Q_{l,e,k}$: Perdite totali di emissione;

$Q_{l,rg,k}$: Perdite totali di regolazione;

$Q_{l,d,k}$: Perdite totali di distribuzione;

$Q_{l,d,s,k}$: Perdite totali dei serbatoi di accumulo inerziale;

$Q_{rr,k}$: Energia termica recuperata da eventuali recuperatori di calore entalpici.

Il fabbisogno ideale di energia termica dipende unicamente dalle condizioni climatiche e dalle caratteristiche del fabbricato. Di contro il fabbisogno effettivo di energia termica dipende, oltre che dal fabbricato, anche dalle caratteristiche tecniche degli impianti HVAC a servizio delle zone termiche.

Si ritiene opportuno illustrare brevemente il significato fisico dei termini che compaiono della (4-8).

La tipologia di terminali ambiente adottati, il loro posizionamento all'interno degli ambienti e le caratteristiche geometriche degli ambienti di zona serviti dall'impianto di climatizzazione estiva comportano un aumento della richiesta di energia termica per il raffrescamento rispetto al solo fabbisogno ideale di energia $Q_{C,nd,k}$.

Le perdite totali del sistema di emissione, $Q_{l,e,k}$, dovute alle caratteristiche dei terminali ambiente sono quantificate sulla base del fabbisogno ideale, $Q_{C,nd,k}$, mediante l'equazione:

$$Q_{l,e,k} = Q_{C,nd,k} * \frac{1 - \eta_e}{\eta_e} \quad (4-9)$$

Nella quale il parametro η_e è detto rendimento di emissione del terminale di erogazione ed i cui valori sono forniti dalla norma (parametro adimensionale, con $0 < \eta_e < 1$).

In aggiunta alle perdite totali di emissione la norma tiene conto del fatto che qualsiasi sistema di regolazione non è in grado di mantenere la temperatura dell'aria degli ambienti di zona costantemente pari al valore di set-point impostato. La temperatura dell'aria degli ambienti oscilla nel tempo in un intorno del valore di set-point. Nel periodo di climatizzazione estiva se la temperatura dell'ambiente di zona scende sotto il valore di set point significa che all'ambiente di zona è stata sottratta energia termica in quantità maggiore del necessario, con evidente ed inutile aumento del carico termico sul sottosistema di generazione.

Le perdite totali del sistema di regolazione, $Q_{l,rg,k}$, vengono quantificate dalla norma mediante l'equazione:

$$Q_{l,rg,k} = (Q_{C,nd,k} + Q_{l,e,k}) * \frac{1 - \eta_{rg}}{\eta_{rg}} \quad (4-10)$$

Nella quale il parametro η_{rg} è detto rendimento di regolazione ed i cui valori sono forniti dalla norma stessa (parametro adimensionale, con $0 < \eta_{rg} < 1$).

Il significato fisico delle perdite totali di distribuzione, $Q_{l,d,k}$, e quello delle perdite totali dei serbatoi di accumulo inerziale, $Q_{l,d,s,k}$, è facilmente intuibile. L'acqua refrigerata assorbe inevitabilmente energia termica nel passaggio attraverso le reti di distribuzione e durante il periodo di stoccaggio dentro i serbatoi di accumulo inerziali. Questo comporta un ulteriore carico addizionale sul sottosistema di generazione rispetto al solo fabbisogno di energia termica ideale, $Q_{C,nd,k}$. La norma fornisce le correlazioni per il calcolo delle due perdite appena citate.

Come mostrato nella (4-8) la norma considera che il fabbisogno effettivo di energia termica, $Q_{C,r,k}$, può essere ridotto dalla eventuale presenza di recuperatori di calore entalpici. Il procedimento di

calcolo per stimare l'energia termica recuperata, $Q_{rr,k}$, è specificato nella norma UNI EN ISO 13790:2008 alla quale si rimanda per ulteriori informazioni.

4.2.5 Fabbisogno di energia termica dell'edificio per trattamenti dell'aria, Q_v

Nei casi in cui a servizio delle zone termiche oltre ad un impianto di raffrescamento è presente un impianto di ventilazione meccanica il quale compie sull'aria trattamenti termici di raffrescamento e/o deumidificazione, il fabbisogno di energia termica per la climatizzazione estiva dell'edificio è dato dalla somma del fabbisogno effettivo di energia termica per il raffrescamento, $Q_{C,r}$, e del fabbisogno di energia termica per trattamenti dell'aria, Q_v .

Per il calcolo del fabbisogno di energia termica per i trattamenti dell'aria, $Q_{v,k}$, si ipotizza che una certa portata d'aria, q , sia prelevata dall'ambiente esterno e portata alle condizioni igrometriche di temperatura di bulbo secco pari a 26°C e umidità relativa pari al 50%.

Per ogni mese k facente parte della stagione di climatizzazione estiva la norma quantifica il fabbisogno di energia termica per trattamenti dell'aria, $Q_{v,k}$, con l'equazione:

$$Q_{v,k} = (Q_{v,m,h})_k * q * h_k \quad (4-11)$$

Nella quale:

$(Q_{v,m,h})_k$: Fabbisogno di energia termica per trattamento dell'aria, valore specifico orario riferito al mese k , espresso in [kJ/kg];

q : Portata d'aria di ventilazione, espresso in [kg/s], il cui valore è definito dalla norma UNI/TS 11300-1:2014;

h_k : numero di ore del mese k , espresse in [h].

Nella (4-11) il termine $(Q_{v,m,h})_k$ viene calcolato secondo l'equazione:

$$(Q_{v,m,h})_k = 1.361 * H_k - 58.54 \quad (4-12)$$

Nella quale:

H_k : Entalpia dell'aria esterna, calcolata per il mese k , espressa in [kJ/kg]. Per il calcolo di H_k i valori giornalieri medi mensili di temperatura di bulbo secco ed umidità relativa dell'aria esterna sono forniti dalla norma UNI 10349-1:2016.

4.2.6 Efficienza di generazione, η_{mm} . Consumi degli ausiliari, Q_{aux} .

La somma del fabbisogno effettivo di energia termica dell'edificio per raffrescamento, $Q_{C,r,k}$, e del fabbisogno di energia termica dell'edificio per i trattamenti dell'aria, $Q_{v,k}$, rappresentano il carico termico sul sottosistema di generazione.

Sulla base delle due variabili appena citate la norma definisce un metodo di calcolo per ottenere la stima dei consumi di energia elettrica da parte del sottosistema di generazione.

Basandosi sul concetto che, per una qualsiasi macchina frigorifera, il consumo di energia dovuto ai compressori è dato dal rapporto tra l'energia frigorifera assorbita dalla macchina, Q_F , e l'indice di efficienza energetica della macchina stessa, EER, la norma impone che il consumo di energia elettrica da parte del sottosistema di generazione nel mese k , $E_{C,gn,in,k}$, espresso in [kWh] venga calcolato come:

$$E_{C,gn,in,k} = \frac{Q_{C,r,k} + Q_{v,k}}{\eta_{mm,k}} \quad (4-13)$$

Nella quale

$Q_{C,r,k}$: Fabbisogno effettivo di energia termica dell'edificio per raffrescamento, per il mese k ;

$Q_{V,k}$: Fabbisogno di energia termica dell'edificio per trattamenti dell'aria, per il mese k ;
 $\eta_{mm,k}$: Coefficiente di prestazione medio mensile del sottosistema di generazione per il mese k ;

Il coefficiente di prestazione medio mensile del sottosistema di generazione mensile, $\eta_{mm,k}$, viene calcolato come prodotto tra l'EER di ciascuna macchina frigorifera che costituisce il sottosistema di generazione con diversi coefficienti correttivi⁴⁶. Sostanzialmente il coefficiente di prestazione medio mensile, $\eta_{mm,k}$, dipende in primis dall'indice di efficienza energetica delle macchine a compressione di vapore, EER, indice che viene considerato variabile per ogni mese k .

E' infatti importante tenere in considerazione che per una qualsiasi macchina a compressione di vapore, l'EER, oltre a dipendere dai livelli termici operativi, dipende anche dal carico frigorifero sulla macchina stessa nelle diverse condizioni di funzionamento. Per rendere conto di quanto appena detto si rimanda al grafico di Figura 3.8 (Capitolo 3, sotto-sezione 3.3.1) in cui è mostrato chiaramente l'andamento dell'EER in funzione del carico frigorifero.

La norma fornisce un metodo di calcolo per considerare la variabilità dell'EER in funzione della condizione di carico sulle macchine. Si rimanda alla norma⁴⁷ stessa per avere informazioni dettagliate sul procedimento di calcolo.

Oltre ai consumi di energia elettrica da parte delle macchine a compressione di vapore del sottosistema di generazione occorre tenere conto anche dei consumi di energia elettrica degli ausiliari.

Questi sono associati:

- Agli ausiliari dei sistemi di emissione (consumi energetici dovuti ai terminali ambiente, se questi ultimi per il loro funzionamento necessitano di essere alimentati con energia elettrica);
- Agli ausiliari dei sistemi di regolazione (consumi di energia elettrica dovuti ai componenti elettronici dei sistemi di regolazione);
- Agli ausiliari dei sistemi di distribuzione (consumi di energia elettrica delle pompe presenti nei circuiti idronici e dei ventilatori presenti nelle reti aerauliche);
- Agli ausiliari dei sottosistemi di generazione (consumi di energia elettrica dovuti agli ausiliari a bordo macchina e agli ausiliari necessari al funzionamento delle macchine di produzione).

La norma fornisce tutte le correlazioni per il calcolo di detti consumi elettrici, alla quale si rimanda⁴⁸ per ulteriori dettagli sull'argomento.

Considerando anche i consumi degli ausiliari, $E_{C,aux,in,k}$, l'assorbimento elettrico per il servizio di climatizzazione estiva per ogni mese k , $E_{C,tot,k}$, espresso in [kWh], è quindi calcolato come:

$$E_{C,tot,k} = E_{C,gn,in,k} + E_{C,aux,in,k} \quad (4-14)$$

4.2.7 Fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva, $Q_{P,C}$. Rendimento globale medio stagionale, η_C

Noti i consumi di energia elettrica complessivi (calcolati mediante la (4-14)) è possibile determinare il fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva su base annua⁴⁹, $Q_{P,C}$:

$$Q_{P,C} = \sum_k (E_{C,gn,in,k} + E_{C,aux,in,k}) * f_{P,rete,tot} \quad (4-15)$$

⁴⁶ I coefficienti correttivi tengono conto di vari fattori quali ad esempio livelli termici operativi, numero di giri dei ventilatori in funzione della condizione di carico sulla macchina, percentuale di glicole nell'acqua dei circuiti idronici ecc. Si rimanda al paragrafo 5.5.2 della norma UNI/TS 11300-5:2010 per dettagli sulla formula di calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile.

⁴⁷ Norma UNI/TS 11300-5:2010, paragrafo 5.5.

⁴⁸ Norma UNI/TS 11300-5:2010, paragrafo 5.4.

⁴⁹ Si rimanda alla UNI/TS 11300-5:2010, paragrafo 5.1 per vedere come si modifica la (4-15) nel caso in cui sono presenti vettori energetici in aggiunta o diversi dall'energia elettrica.

Nel caso in cui fossero presenti impianti alimentati tramite fonti rinnovabili per la produzione di energia elettrica, nella (4-15) l'argomento della sommatoria dovrebbe essere calcolato al netto della quantità di energia elettrica prodotta da tali impianti e destinata al servizio di climatizzazione estiva (così come mostrato nello schema concettuale di Figura 4.2).

La sommatoria è estesa a tutti i mesi k facenti parte della stagione di climatizzazione estiva e dove il termine $f_{p,rete,tot}$ indica il fattore di conversione totale dell'energia elettrica da rete in energia primaria, il cui valore è contenuto all'interno dei Decreti Interministeriali del 26 Giugno 2015⁵⁰.

Il fattore di conversione totale dell'energia elettrica da rete in energia primaria è un numero che quantifica quanta energia primaria è stata consumata dal parco elettrico nazionale⁵¹ per produrre 1 kWh di energia elettrica.

Il fattore di conversione totale dell'energia elettrica da rete, $f_{p,rete,tot}$, è diviso in parte non-rinnovabile e parte rinnovabile secondo l'equazione:

$$f_{p,rete,tot} = f_{p,rete,nren} + f_{p,rete,ren} \quad (4-16)$$

Nella quale:

- $f_{p,el,nren}$: fattore di conversione dell'energia elettrica da rete in energia primaria non rinnovabile. Si ha $f_{p,rete,nren} = 1.95$. Il parco elettrico nazionale per produrre 1 kWh di energia elettrica consuma 2.42 kWh di energia primaria. Dei 2.42 kWh di energia primaria, 1.95 kWh sono riconducibili a fonti non rinnovabili;
- $f_{p,el,ren}$: fattore di conversione dell'energia elettrica da rete in energia primaria rinnovabile. Si ha $f_{p,rete,ren} = 0.47$. Il parco elettrico nazionale per produrre 1 kWh di energia elettrica consuma 2.42 kWh di energia primaria. Dei 2.42 kWh di energia primaria, 0.47 kWh sono riconducibili a fonti rinnovabili.

Sostituendo la (4-16) nella (4-15) si scompone il fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva su annuo, $Q_{P,C}$, in quota parte non rinnovabile e quota parte rinnovabile. Si ha che:

$$Q_{P,C} = \sum_k (E_{C,gn,in,k} + E_{C,aux,in,k}) * (f_{p,rete,nren} + f_{p,rete,ren}) \quad (4-17)$$

Da cui risulta

$$Q_{P,C} = Q_{P,C,nren} + Q_{P,C,ren} \quad (4-18)$$

Nella quale tutti i termini sono espressi in [kWh] ed hanno i seguenti significati⁵²:

$Q_{P,C,nren}$: Fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva annuo da fonte non rinnovabile;

$Q_{P,C,ren}$: Fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva annuo da fonte rinnovabile;

Infine l'efficienza media stagionale dell'impianto di climatizzazione estiva, η_C , è definita come:

$$\eta_C = \frac{\sum_k (Q_{Cr,k} + Q_{V,k})}{Q_{P,C}} \quad (4-19)$$

Ricordando il significato dei termini che compaiono nella (4-19), il rendimento globale medio stagionale del sistema edificio impianto tiene conto dell'efficienza complessiva del sottosistema di generazione, efficienza che è però espressa in termini di energia primaria e che quindi considera, sotto l'ipotesi di avere macchine a compressione di vapore elettriche, anche l'efficienza di conversione del parco elettrico nazionale.

⁵⁰ Decreto Interministeriale 26 Giugno 2015 "Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici"

⁵¹ Col termine parco elettrico nazionale si intende sostanzialmente il sistema composto dalle centrali di produzione di energia elettrica presenti sul territorio italiano.

⁵² Indicati in Figura 4.2

A livello concettuale il procedimento di calcolo illustrato è estendibile anche alla stagione di climatizzazione invernale. Come mostrato in Figura 4.4 la logica è la medesima.

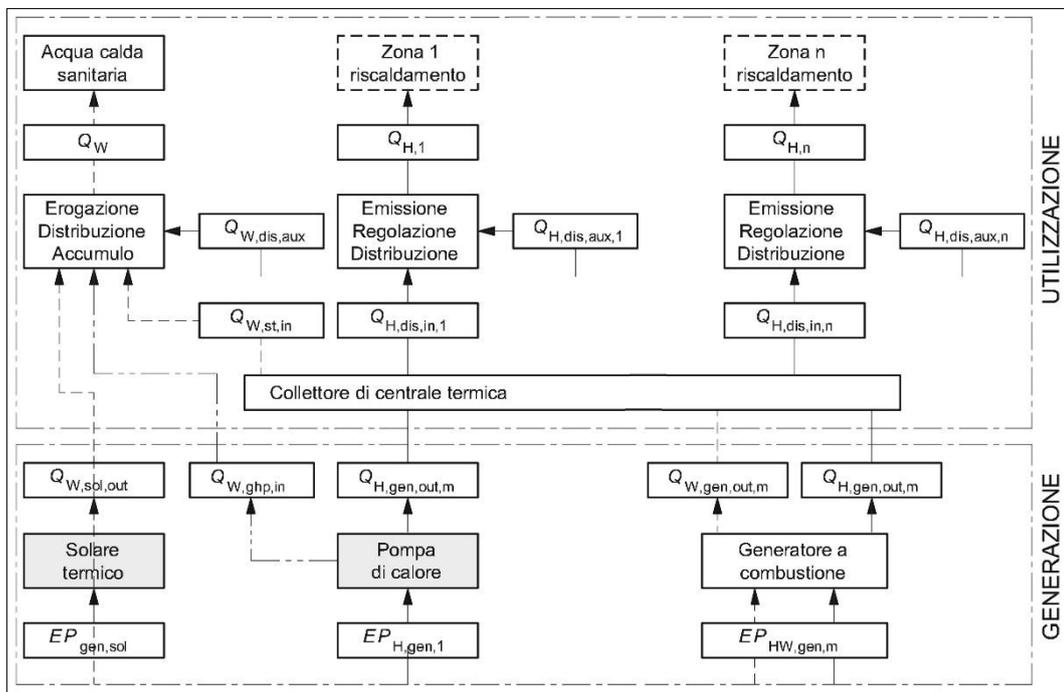


Figura 4.4 – Dal fabbisogno di energia ideale al fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, schema concettuale.

Noto il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento $Q_{H,nd}$, si giunge al fabbisogno effettivo, $Q_{H,r}$, per poi risalire all'energia primaria $Q_{P,H}$ calcolata in funzione delle caratteristiche del sottosistema di generazione e dei vettori energetici utilizzati. I significati fisici dei tre termini elencati sono i medesimi di quelli che compaiono nelle equazioni (4-7), (4-8) e (4-15), con ovvio riferimento al periodo di climatizzazione invernale. Occorre poi tenere in considerazione il servizio di produzione dell'acqua calda sanitaria.

Cambiano le equazioni per quantificarli, ma i significati fisici dei parametri coinvolti restano invariati. Per il procedimento di calcolo dettagliato indicato in Figura 4.4 si consulti la norma³⁷ UNI/TS 11300-2:2014.

4.3 Verifiche di legge su parametri che dipendono da fabbisogni energetici

In questa sezione si verifica il rispetto dei limiti di legge per quegli indici che dipendono da fabbisogni di energia elencati nell'introduzione al Capitolo 4.

4.3.1 Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, caso base

L'indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, $EP_{C,nd}$, è calcolato, in accordo a quanto prescritto dal D.D.U.O. 176/17, come:

$$EP_{C,nd} = \frac{Q_{C,nd}}{S_u} \quad (4-20)$$

Nella quale:

$Q_{C,nd}$: Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, espressa in [kWh];

S_u : Superficie in pianta netta, espressa in [m²].

Per il caso base i risultati calcolati mediante software Edilclima sono riportati su base annua in Tabella 4.3.

Tabella 4.3 - Fabbisogno di energia termica ideale per il raffrescamento, caso base		
Stagione di raffrescamento estesa a tutto l'anno, dal 1 Gennaio al 31 Dicembre		
Fabbisogno di energia termica ideale per il raffrescamento, $Q_{C,nd}$	769	MWh
Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento ^a , $EP_{C,nd}$	34.85	kWh/m ²
Indice $EP_{C,nd,limite}$ calcolato per l'edificio di riferimento	48.27	kWh/m ²
^a Considerando una superficie netta di 22 063 m ² .		

Il valore di $EP_{C,nd,limite}$ calcolato per l'edificio di riferimento è pari a 48.27 kWh/m², superiore rispetto a quello calcolato per l'edificio oggetto di trattazione.

Nel caso base risulta quindi rispettato il vincolo imposto al parametro $EP_{C,nd}$.

Il grafico di Figura 4.5 riassume i principali indicatori nel caso base, scorporati mese per mese. I risultati numerici dettagliati ottenuti in output dal software Edilclima nel caso base alla sezione A4.1 dell'Allegato A4.

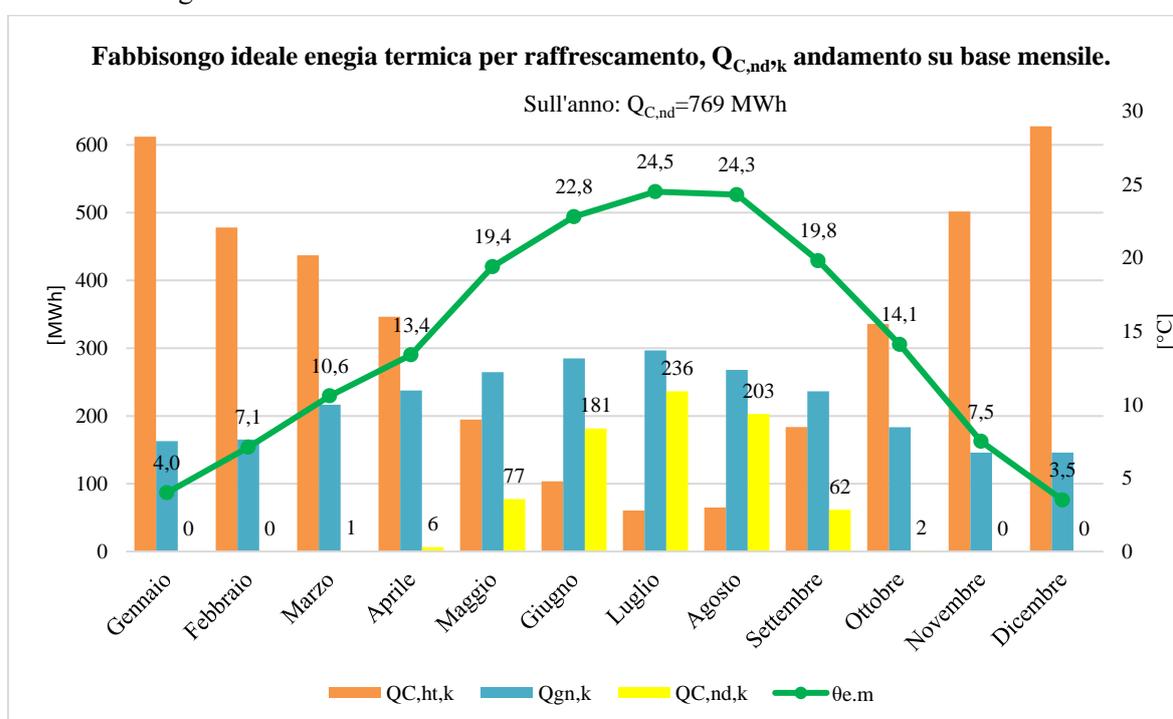


Figura 4.5 – Fabbisogno ideale energia termica per raffrescamento, andamento annuale

L'andamento della temperatura dell'aria esterna (valori giornalieri medi mensili) in funzione dei mesi dell'anno, $\theta_{e,m}$, rende conto dell'andamento su base mensile delle dispersioni di energia termica totali, $Q_{c,ht,k}$. Ricordando che nel periodo di climatizzazione estiva la temperatura degli ambienti viene considerata pari a 26°C, osservando che i valori medi mensili della temperatura dell'aria esterna sono sempre inferiori a 26°C gli scambi di energia termica totale non si annullano mai.

4.3.2 Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, caso di progetto

Si calcola l'indice $EP_{C,nd}$ nel caso di progetto, caso in cui si prevede l'utilizzo dell'acqua di falda in modalità free-cooling secondo quanto illustrato nel Capitolo 2, sotto-sezione 2.5.2.

La norma tecnica UNI/TS 11300 non contempla⁵³ l'utilizzo dell'acqua di falda quando questa è utilizzata in modalità free-cooling. Non esiste pertanto un metodo di calcolo standardizzato da poter applicare all'edificio oggetto di trattazione.

Nella fase di progettazione preliminare si è reso necessario sviluppare un procedimento di calcolo per tenere conto, dal punto di vista normativo, del contributo del pre-raffreddamento dell'acqua di falda.

All'interno del software Edilclima il metodo più corretto e semplice per rendere considerare l'utilizzo dell'acqua di falda in free-cooling consiste nel ridurre la durata della stagione di climatizzazione estiva rispetto al caso base.

Alla sotto-sezione 4.2.1 la definizione di fabbisogno ideale di energia termica pone l'accento sul fatto che tale quantità non dipende dalle caratteristiche tecniche degli impianti tecnologici installati nel fabbricato. Tuttavia agire sul parametro $Q_{C,nd}$ per tenere conto, dal punto di vista normativo, degli effetti della configurazione impiantistica del caso di progetto rappresenta l'unica possibilità facilmente percorribile.

Una riduzione del valore di $Q_{C,nd}$ è stata ottenuta impostando manualmente la durata del periodo di raffrescamento. Specificando le date di inizio e fine all'interno del software infatti è possibile definire la durata della stagione di raffrescamento.

La durata ridotta del periodo di raffrescamento per tenere conto del contributo pre-raffreddamento dell'acqua di falda è stata individuata sulla base di un ragionamento proposto all'Ufficio U.C.R.Edil⁵⁴ del comune di Milano e da questo ente accettato.

Si richiama per chiarezza l'equazione utilizzata per il calcolo del fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento.

$$Q_{C,nd,k} = Q_{gn,k} - \eta_{C,ls,k} * Q_{C,ht,k} = (Q_{int,k} + Q_{sol,w,k}) - \eta_{C,ls,k} * (Q_{C,tr,k} + Q_{C,ve,k}) \quad (4-7)$$

Si consideri ora il rapporto di bilancio termico per la modalità di raffrescamento, $\gamma_{C,k}$, definito dalla norma UNI/TS 11300-1:2014 come:

$$\gamma_{C,k} = \frac{Q_{gn,k}}{Q_{C,ht,k}} = \frac{Q_{int,k} + Q_{sol,w,k}}{Q_{C,tr,k} + Q_{C,ve,k}} \quad (4-21)$$

Con riferimento alla (4-21), ricordando il significato dei termini che in essa compaiono, è possibile affermare che:

- Se risulta $\gamma_{C,k} > 1$ significa che nel mese k gli apporti totali di energia termica, $Q_{gn,k}$, sono maggiori della quantità di energia termica scambiata per trasmissione e ventilazione verso l'ambiente esterno, $Q_{C,ht,k}$. La differenza ($Q_{gn,k} - Q_{C,ht,k}$) rappresenta la quantità di energia termica immagazzinata dall'edificio. Per mantenere la temperatura degli ambienti di zona al valore di set point si rende necessario attivare l'intervento dell'impianto di climatizzazione;
- Se risulta $\gamma_{C,k} < 1$ significa che le dispersioni di energia termica per trasmissione e ventilazione eccedono gli apporti totali di energia termica.

⁵³ Vedasi Capitolo 1, sotto-sezione 1.

⁵⁴ L'Ufficio U.C.R.Edil (Via Bernina, 12 - 20158 Milano) gestisce l'istruttoria e il rilascio dei pareri in merito alla normativa sull'efficienza energetica degli edifici (ai sensi della L. 10/91, L.R. 24/06 e s.m.i., d.g.r. 5018/07 e s.m.i., D.Lgs 28/11 DGR 3868/15 e normativa correlata) relativamente ad opere ricadenti nel campo di applicazione ad essa correlati. Per maggiori informazioni si rimanda al sito web: http://www.comune.milano.it/wps/portal/ist/it/servizi/territorio/sportello_unico_edilizia/sportellounicoedilizia_ucredil

Con riferimento a quanto scritto sopra, per includere l'effetto del free-cooling dell'acqua di falda, si definisce la seguente metodologia di calcolo:

- Si selezionano tutti quei mesi per i quali risulta $\gamma_{C,k} > 1$;
- Per i soli mesi dell'anno in cui si ha $\gamma_{C,k} > 1$ viene ricalcolato il valore del rapporto adimensionale di raffrescamento, $\gamma'_{C,k}$, definito come:

$$\gamma'_{C,k} = \frac{Q_{gn,k}}{Q_{C,ht,k}} = \frac{Q_{sol,w,k}}{Q_{C,tr,k} + Q_{C,ve,k}} \quad (4-22)$$

- Se per il mese in esame risulta che $\gamma'_{C,k} > 1$, significa che i soli apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti vetrati eccedono la quantità di energia termica scambiata per trasmissione e ventilazione. Allora per il mese in esame l'energia termica sensibile dovuta alla sorgenti interne, $Q_{int,k}$, la si considera interamente neutralizzata dai terminali ambienti e quindi associata all'effetto di raffreddamento dovuto all'acqua di falda.
- Se per il mese k in esame dovesse verificarsi la condizione $\gamma'_{C,k} < 1$, la differenza $Q_{sol,w,k} - (Q_{gn,k} + Q_{C,ht,k})$ avrebbe segno negativo. In questo caso non è possibile determinare in modo univoco il contributo dell'acqua di falda per lo smaltimento degli apporti di energia termica sensibile dovuti a sorgenti interne. Poiché gli intervalli temporali di calcolo utilizzati dalla norma UNI/TS 11300 sono mensili, per i mesi k in cui si dovesse verificare la condizione $\gamma'_{C,k} < 1$ il contributo dell'acqua di falda non sarà, cautelativamente, tenuto in considerazione.
- Per i mesi in cui sono contemporaneamente soddisfatte le condizioni $\gamma_{C,k} > 1$ e $\gamma'_{C,k} > 1$ il nuovo fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, $Q_{C,nd}$, sarà calcolato⁵⁵ mediante la seguente equazione:

$$Q_{C,nd,k} = Q_{gn,k} - \eta'_{C,ls,k} * Q_{C,ht,k} = Q_{sol,w,k} - \eta'_{C,ls,k} * (Q_{C,tr,k} + Q_{C,ve,k}) \quad (4-23)$$

- Per i mesi in cui non sono contemporaneamente soddisfatte le condizioni $\gamma_{C,k} > 1$ e $\gamma'_{C,k} > 1$ il fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento sarà calcolato secondo l'equazione (4-7) e il contributo dell'acqua di falda non sarà tenuto in considerazione.

Sommando i termini $Q_{C,nd,k}$ calcolati secondo la modalità appena illustrata attraverso le equazioni (4-7) e (4-23) si ottiene il fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento estivo annuo nella condizione in cui si sfrutta il contributo in free-cooling dell'acqua di falda.

Con il valore numerico del fabbisogno ideale $Q_{C,nd}$ così determinato si imposta manualmente una durata fittizia della stagione di raffrescamento all'interno del software Edilclima in modo tale che il valore di $Q_{C,nd}$ calcolato dal software risulti circa pari a quello ricavato col metodo di calcolo sviluppato appositamente.

I risultati numerici dettagliati derivanti dall'applicazione manuale del procedimento di calcolo spiegato sono riportati alla sezione A4.2 dell'Allegato A4.

Nel grafico di figura sono mostrati i valori del rapporto $\gamma_{C,k}$ calcolato mediante la (4-21) e del rapporto $\gamma'_{C,k}$ calcolato secondo la (4-22) per la sola zona uffici⁵⁶.

⁵⁵ Per il mese considerato il termine $Q_{C,nd}$ viene calcolato manualmente sulla base dei valori $Q_{C,tr}$, $Q_{sol,w}$, Q_{int} e $Q_{sol,w}$ i quali sono ottenuti in output dal software Edilclima. Il fattore di utilizzazione delle dispersioni di energia termica, $\eta_{C,ls}$ viene calcolato in accordo alla norma UNI/TS 11300-1:2014 a partire dai valori del rapporto di bilancio termico per la modalità di raffrescamento, γ'_C .

⁵⁶ Per la zona lobby le variazioni sono modeste, pertanto non si riportano gli andamenti grafici. I risultati di calcolo sono comunque riportati nell'Allegato A4.

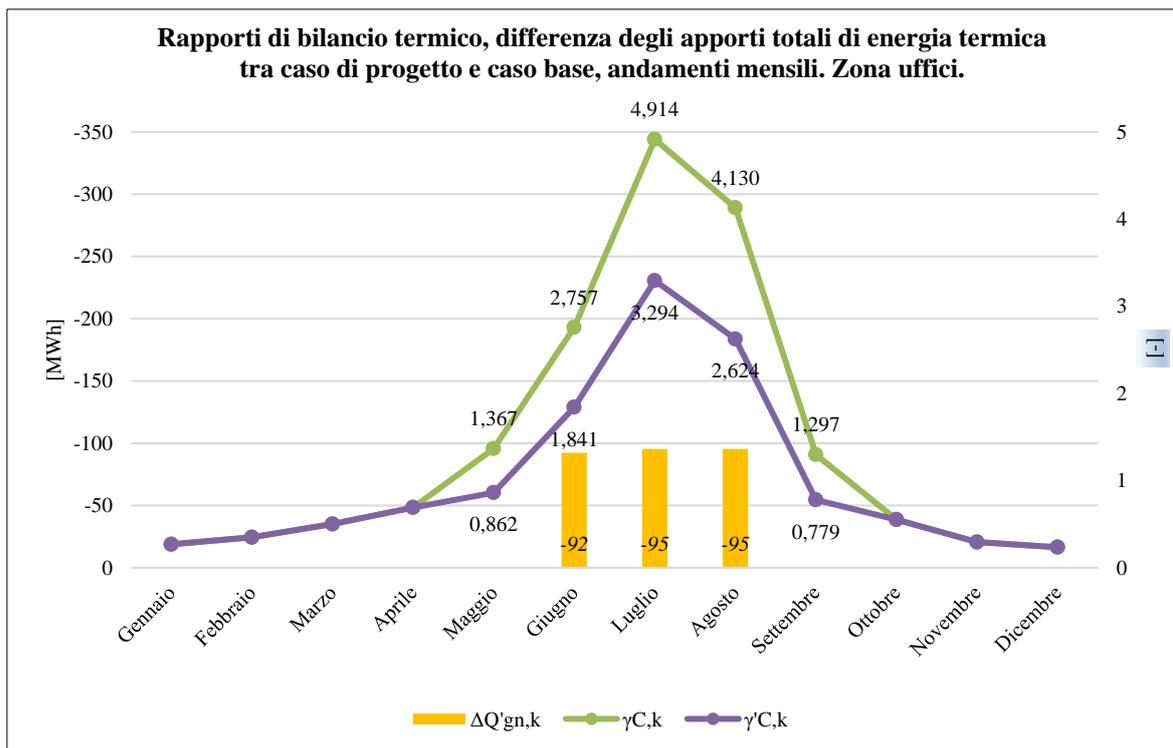


Figura 4.6 – Rapporti adimensionale di bilancio termico, differenza degli apporti totali di energia termica. Zona uffici.

Si osserva che per la zona uffici solo nei mesi compresi tra giugno e agosto si verifica la condizione $Q_{sol,w,k} > (Q_{C,tr,k} + Q_{C,ve,k})$. Le differenze assolute degli apporti totali di energia termica indicate nel grafico corrispondono (in modulo) agli apporti di energia termica dovuti a sorgenti interne (affollamento, carichi elettrici ecc.), apporti che nei mesi di giugno luglio ed agosto si considerano trasferiti direttamente all'acqua di falda e che quindi non daranno contributo al calcolo del $Q_{C,nd,k}$.

Applicando, a seconda dei casi, le equazioni (4-7) e (4-23), si è determinato manualmente il fabbisogno di energia termica ideale $Q_{C,nd}$ necessario a quantificare la riduzione della durata della stagione di raffrescamento. E' stato ottenuto un valore pari a 454 MWh (nel caso base il valore era pari a 769 MWh, con una variazione percentuale del -41.0 % su base annua).

Col valore calcolato di $Q_{C,nd}$, si è impostata, all'interno del software Edilclima, una durata fittizia della stagione di raffrescamento che va dal 31 Maggio al 5 Agosto. Per questo periodo di tempo i valori numerici del fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento ed il corrispondente indice di prestazione termica utile sono riportati Tabella 4.4.

<i>Tabella 4.4 - Fabbisogno di energia termica ideale per il raffrescamento, caso di progetto</i>		
Stagione di raffrescamento estesa dal 30 Maggio al 5 Agosto		
Fabbisogno di energia termica ideale per il raffrescamento, $Q_{C,nd}$	458	MWh
Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento ^a , $EP_{C,nd}$	20.90	kWh/m ²
Indice $EP_{C,nd,limite}$ calcolato per l'edificio di riferimento	27.58	kWh/m ²
^a Considerando una superficie netta di 22 063 m ²		

La Tabella 4.5 riassume i valori degli indici calcolati mediante software Edilclima per il caso base e per il caso di progetto avente durata della stagione di climatizzazione estiva ridotta.

<i>Tabella 4.5 – Indici $Q_{C,nd}$ ed $EP_{C,nd}$, tra caso base e caso di progetto, confronti</i>				
Condizione	Durata della stagione di raffrescamento [giorni]	$Q_{C,nd}$ [MWh]	$EP_{C,nd}$ [kWh/m ²]	$EP_{C,nd,limite}$ [kWh/m ²]
Caso base, valori calcolati mediante software Edilclima	365	769	34.85	48.27
Caso di progetto, valori calcolati mediante software Edilclima	68	458	20.78	27.58

Dai valori contenuti in Tabella 4.5 si osserva come tra caso base e caso di progetto il fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento si riduce di 311 MWh all'anno (cui corrisponde una variazione percentuale pari al -40.4% su base annua).

Si sottolinea ancora una volta come il fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, per come formulata (equazione (4-7)) dipenda unicamente dal luogo di costruzione dell'edificio e dalle caratteristiche geometriche e strutturali del fabbricato. Nonostante ciò, a causa dei limiti presentanti dalla norma UNI/TS 11300-4, per tenere conto del contributo di pre-raffreddamento dell'acqua di falda occorre agire sul parametro $Q_{C,nd}$.

4.3.3 Indice di prestazione di energia termica utile per il riscaldamento

L'indice di prestazione termica utile per il riscaldamento, $EP_{H,nd}$, è calcolata, in accordo a quanto prescritto dal D.D.U.O. 176/17, come:

$$EP_{H,nd} = \frac{Q_{H,nd}}{S_u} \quad (4-24)$$

Nella quale:

$Q_{H,nd}$: Fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento, espressa in [kWh];

S_u : Superficie in pianta netta, espressa in [m²].

Il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento, $Q_{H,nd}$, espresso in [kWh], è definito (similmente a $Q_{C,nd}$) dall'equazione:

$$Q_{H,nd,k} = Q_{H,ht,k} - \eta_{H,gn,k} * Q_{gn,k} = (Q_{H,tr,k} + Q_{H,ve,k}) - \eta_{H,gn,k} * (Q_{int,k} + Q_{sol,w,k}) \quad (4-25)$$

Nella quale tutti i termini sono espressi in [kWh], sono riferiti al mese k , ed hanno i seguenti significati:

$Q_{H,ht,k}$: Scambio di energia termica totale nel caso di riscaldamento;

$Q_{gn,k}$: Apporti totali di energia termica;

$Q_{H,tr,k}$: Scambio di energia termica per trasmissione nel caso di riscaldamento;

$Q_{H,ve,k}$: Scambio di energia termica per ventilazione nel caso di riscaldamento;

$Q_{int,k}$: Apporti di energia termica dovuti a sorgenti interne;

$Q_{sol,w,k}$: Apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti vetriati;

$\eta_{H,gn,k}$: Fattore di utilizzazione degli apporti di energia termica.

Il significato fisico delle quantità di energia sopra riportate è il medesimo di quelle che compaiono nella (4-7) con ovvio riferimento al periodo di climatizzazione invernale.

Nella stagione di riscaldamento il fattore $\eta_{H,gn,k}$ tiene in considerazione il fatto che solo una parte degli apporti totali di energia termica è utilizzata per ridurre il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento.

La durata della stagione di riscaldamento, per tutte le categorie di edifici, è imposta D.P.R. 412/93 e s.m.i. in funzione delle fasce climatiche rispetto alle quali è diviso il territorio nazionale.

I risultati di calcolo ottenuti mediante software Edilclima sono riportati in Tabella 4.6.

<i>Tabella 4.6 – Fabbisogno di energia termica ideale per il riscaldamento, caso di progetto</i>		
Stagione di riscaldamento estesa dal 15 Ottobre al 15 Aprile (fascia climatica E)		
Fabbisogno di energia termica ideale per il riscaldamento $Q_{H,nd}$	1 082	MWh
Indice di prestazione termica utile per il riscaldamento ^a , $EP_{H,nd}$	49.07	kWh/m ²
Indice $EP_{H,nd,limite}$ calcolato per l'edificio di riferimento	51.68	kWh/m ²
^a Considerando una superficie netta di 22 063 m ²		

Il valore di $EP_{C,nd,limite}$ calcolato per l'edificio di riferimento è pari a 51.68 kWh/m², maggiore rispetto all'indice calcolato per l'edificio oggetto di trattazione.

Il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento è invariante tra il caso base ed il caso di progetto.

I risultati numerici dettagliati ottenuti in output dal software Edilclima nel caso base sono riportati nella sezione A4.4 dell'Allegato A4.

Si precisa che i valori riportati in Tabella 4.6 sono stati calcolati considerando che la chiusura verticale esterna trasparente sia formata da moduli finestrati aventi $U_w=1.300 \text{ W}/(\text{K}^*\text{m}^2)$.

Come detto nella sotto-sezione 4.1.1 si potrebbero adottare moduli finestrati aventi una trasmittanza termica pari a $1.400 \text{ W}/(\text{K}^*\text{m}^2)$ con i quali risulterebbe verificato il limite di legge imposto al coefficiente medio globale di scambio termico per trasmissione H'_T . Ma nel caso in cui si adottassero moduli finestrati aventi trasmittanza termica pari ad $1.400 \text{ W}/(\text{K}^*\text{m}^2)$, l'indice $EP_{H,nd}$ calcolato per l'edificio oggetto di trattazione risulterebbe maggiore del valore limite calcolato per l'edificio di riferimento, $EP_{H,nd,limite}$. La Tabella 4.7 mette a confronto i valori numerici degli indici H'_T ed $EP_{H,nd}$ in funzione della trasmittanza termica dei moduli finestrati.

<i>Tabella 4.7 – Indici H'_T ed $EP_{H,nd}$ in funzione della trasmittanza termica dei moduli finestrati</i>		
	Modulo finestrato 300 x 150 cm	
Parametri:	$U_w= 1.300 \text{ W}/(\text{K}^*\text{m}^2)$	$U_w= 1.400 \text{ W}/(\text{K}^*\text{m}^2)$
$H'_T \text{ [W}/(\text{K}^*\text{m}^2)]$	0.49	0.53
H'_T massimo ammissibile $\text{ [W}/(\text{K}^*\text{m}^2)]$	0.75	
$Q_{H,tr}$	848	900
$EP_{H,nd} \text{ [kWh}/\text{m}^2]$	49.36	51.83
$EP_{H,nd,limite} \text{ [kWh}/\text{m}^2]$	51.68	51.68

L'aumento dell'indice $EP_{H,nd}$ è correlato ad un aumento degli scambi di energia termica totale, $Q_{H,ht,k}$.

4.3.4 Requisiti espressi in termini di copertura di energia da fonte rinnovabile imposti dal D. Lgs. 28/11. Generalità.

In termini di requisiti di copertura di energia da fonte rinnovabile il D.D.U.O. 176/17 richiede il rispetto dei limiti minimi imposti dal Decreto Legislativo 28/11⁵⁷.

⁵⁷ Decreto Legislativo n. 28 del 3 Marzo 2011 "Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE."

Come già illustrato al Capitolo 1, sezioni 1.3 ed 1.4, per un edificio di nuova costruzione l'Allegato 3 del D. Lgs. 28/11 impone che siano verificate contemporaneamente le seguenti tre condizioni:

1. Il 50% dei consumi di energia primaria (su base annua) per il servizio di produzione di acqua calda sanitaria deve essere coperto tramite il ricorso a fonti di energia rinnovabile;
2. Il 50% dei consumi di energia primaria (su base annua) per i servizi di climatizzazione invernale ed estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria devono essere coperti tramite il ricorso a fonti di energia rinnovabile;
3. Occorre disporre di un impianto alimentato a fonti rinnovabili, installato all'interno del confine del sistema edificio-impianto, il quale sia in grado di produrre una potenza elettrica di picco non inferiore a P, dove P è una potenza elettrica espressa in [kW] determinata dalla relazione:

$$P = \frac{1}{50} * S \quad (4-26)$$

Nella quale S è la superficie intesa come proiezione dell'edificio in pianta, espressa in [m²];

Come già spiegato al Capitolo 1, sezione 1.5, il D. Lgs. 28/11 prevede inoltre la concessione di un bonus⁵⁸ volumetrico del 5% in sede di rilascio del titolo edilizio se in un edificio di nuova costruzione i consumi di energia primaria rinnovabile (su base annua) per i servizi di climatizzazione invernale ed estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria sono coperti in quota superiore al 30% rispetto ai requisiti minimi obbligatori enunciati al punto 2.

Per l'edificio oggetto di trattazione ai fini del raggiungimento del bonus volumetrico del 5% occorre quindi garantire una copertura, tramite fonti rinnovabili, dei fabbisogni energetici per i servizi di climatizzazione invernale ed estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria in una quota minima del 65%.

E' possibile raggiungere la quota del 65% di copertura dei fabbisogni di energia primaria da fonte rinnovabile grazie a:

- L'utilizzo della pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria, la quale permette anche di soddisfare anche il requisito minimo I;
- L'utilizzo dell'acqua di falda in modalità di free-cooling;
- L'utilizzo delle macchine polivalenti funzionanti in pompa di calore per la produzione di energia termica nel periodo di climatizzazione invernale;
- L'utilizzo di un impianto fotovoltaico per la produzione di energia elettrica.

Riguardo il calcolo della quantità di energia termica erogata da una pompa di calore riconosciuta come proveniente da fonte rinnovabile, E_{res}, espressa in [kWh], il D. Lgs. 28/11 fornisce la seguente relazione di calcolo:

$$E_{res} = Q_{usable} * \left(1 - \frac{1}{SPF}\right) \quad (4-27)$$

Nella quale:

Q_{usable}: Energia termica totale prodotta dalla pompa di calore [kWh];

SPF: Fattore di rendimento stagionale medio della pompa di calore, parametro adimensionale. E' calcolato come rapporto tra l'energia termica fornita dalla pompa di calore durante la stagione di riscaldamento e l'energia elettrica consumata dalla macchina nello stesso periodo di tempo considerato.

Il D. Lgs. 28/11 riconosce come derivante da fonte rinnovabile la quota parte di energia termica prodotta, E_{res}, solo per quelle pompe di calore che presentano un valore di SPF maggiore⁵⁹ di 2.875.

⁵⁸ Art. 12, Comma 1 del D. Lgs. 28/11. Per le varie tipologie di bonus previste dalla legislazione nazionale e regionale si veda il Capitolo 1, sezione 1.5.

⁵⁹ Il valore 2.875 è calcolato in accordo a quanto previsto dalla Direttiva Europea 2009/28/CE. Si rimanda all'Allegato 1, Comma 4 del D. Lgs. 28/11 per informazioni dettagliate su tale valore numerico.

In merito alla stima dei consumi annuali di energia primaria per il servizio di produzione dell'acqua calda sanitaria si adotta il procedimento di calcolo definito dalla norma UNI/TS 11300-2:2014.

Riguardo all'impianto fotovoltaico citato, dal dimensionamento preliminare di tale impianto si prevede l'installazione di tre tipologie di moduli fotovoltaici, le cui principali caratteristiche tecniche, fornite da un'azienda specializzata, sono riportate in Tabella 4.8.

Codice identificativo del modulo fotovoltaico	Dimensioni del modulo, base x altezza [m]	N° di celle fotovoltaiche per singolo modulo	Tipologia di cella fotovoltaica del modulo	Potenza di picco del singolo modulo, W_{pv} [W]
FV1	1.07 x 1.47	48	Cella in silicio monocristallino, 156 x 156 mm	218
FV2	2.97 x 1.47	144		653
FV3	2.97 x 1.47	112		508

Le informazioni riguardo posizione ed esposizione dei moduli fotovoltaici nonché il loro numero sono contenute nella Tabella 4.9.

Posizione di installazione	Tipologia di modulo	Esposizione	N° moduli	Potenza elettrica di picco, in [kW]
Spandrel	FV1	Est	154	33.6
		Sud - est	860	187.5
		Sud	286	62.3
		Ovest	214	46.7
Facciate esterne della zona di core High Rise	FV2	Est	14	9.1
		Sud - est	561	366.3
		Sud	13	8.5
		Ovest	20	13.1
Locale tecnico al piano ventiquattresimo	FV3	Est	14	7.1
		Sud - est	31	15.7
		Sud	13	6.6
		Ovest	21	10.7
Potenza di picco totale, in [kW]:				767.2
<i>Potenza elettrica di picco^a, requisito minimo imposto dal D. Lgs. 28/11 di cui al punto 3 della sotto-sezione 4.3.4, in [kW]</i>				46.7

^a Valore calcolato considerando una superficie in pianta pari a 2 330 m²

Come si osserva dalla Tabella 4.9, la potenza elettrica totale di picco calcolata in funzione del numero di moduli ripartiti per esposizione geografica, pari a 767.2 kW, è di circa 16 volte superiore rispetto al valore minimo imposto dal D. Lgs. 28/11 tramite l'equazione (4-26).

La scelta del dimensionamento dell'impianto fotovoltaico è basata sulla volontà del raggiungimento dei requisiti necessari all'ottenimento del bonus volumetrico del 5% previsto dal decreto stesso.

Nella presente trattazione, ai fini della verifica del rispetto dei requisiti richiesti per l'ottenimento del bonus volumetrico del 5% previsto dal D. Lgs. 28/11 di cui alla sotto-sezione 4.3.4, per il calcolo della quantità di energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico viene seguito il procedimento di calcolo definito dalla norma⁶⁰ UNI/TS 11300-4:2016.

Per ogni mese dell'anno k , l'energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico, $E_{el,pv,out,k}$, espressa in [kWh] è quantificata dall'equazione:

⁶⁰ UNI/TS 11300-4:2016 "Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria"

$$E_{el,pv,out,k} = \frac{E_{pv} * W_{pv} * f_{pv}}{I_{ref}} \quad (4-28)$$

Nella quale:

E_{pv} : Irradiazione solare media mensile incidente sull'impianto fotovoltaico, espressa in [kWh/m²];

W_{pv} : Potenza elettrica di picco dell'impianto fotovoltaico, espresso in [kW];

f_{pv} : Fattore di efficienza dell'impianto fotovoltaico, parametro adimensionale, i cui valori sono forniti dalla norma UNI/TS 11300-4:2016;

I_{ref} : Irradianza solare di riferimento, pari ad 1 kW/m²;

I risultati numerici della quantità di energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico, ottenuti da software Edilclima tramite l'applicazione del metodo di calcolo sopra mostrato sono contenuti in Tabella 4.10.

<i>Tabella 4.10 - Energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico, risultati mensili</i>	
Mese	$E_{el,pv,out,k}$ [MWh]
Gennaio	37.6
Febbraio	42.1
Marzo	62.5
Aprile	68.8
Maggio	74.8
Giugno	82.5
Luglio	88.9
Agosto	81.0
Settembre	74.1
Ottobre	46.6
Novembre	27.9
Dicembre	27.7
<i>Totale, in [MWh]:</i>	<i>714.4</i>

4.3.5 Requisiti espressi in termini di copertura di energia da fonte rinnovabile imposti dal D. Lgs. 28/11. Risultati di calcolo.

Si considerino le quantità di energia primaria totale $Q_{P,S}$, energia primaria non rinnovabile, $Q_{P,S,nren}$ ed energia primaria rinnovabile, $Q_{P,S,ren}$. Le tre quantità di energia sono espresse in [MWh] ed il pedice S può riferirsi ai seguenti servizi:

- Riscaldamento, per il quale il pedice S diventa R ;
- Acqua calda sanitaria, per il quale il pedice S diventa W ;
- Raffrescamento, per il quale il pedice S diventa C ;

Nel grafico riportato in Figura 4.7 si mostrano i risultati dei calcoli delle tre quantità di energia per i servizi sopra elencati nel *caso base*.

Caso base, consumi annui di energia primaria rinnovabile e non rinnovabile per i servizi di climatizzazione invernale, estiva e produzione di acqua calda sanitaria.

Consumi totali di energia primaria ripartiti per servizio:

- Riscaldamento: $Q_{p,H}=741$ MWh
- Acqua calda sanitaria: $Q_{p,W}=73$ MWh
- Raffrescamento: $Q_{p,C}=666$ MWh

Da cui risulta una copertura da fonte rinnovabile pari al 57.8 %

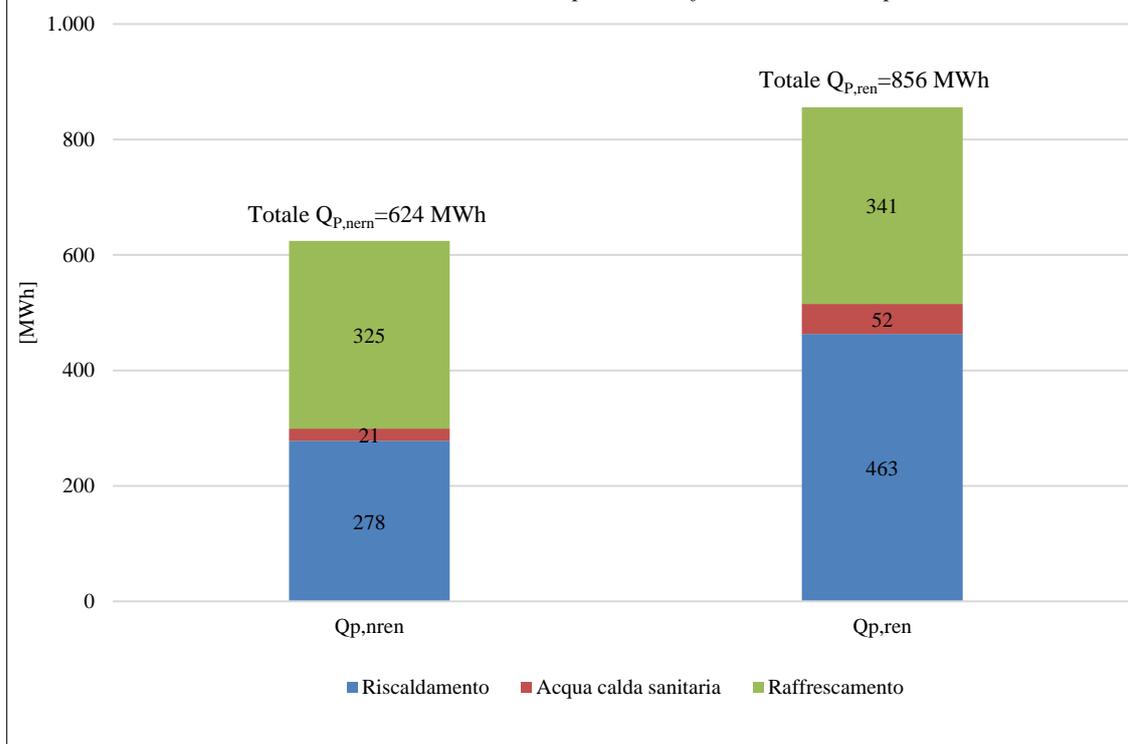


Figura 4.7 - Caso base, consumi annui di energia primaria rinnovabile e non rinnovabile per i servizi di climatizzazione invernale, estiva e produzione di acqua calda sanitaria.

Alla luce dei dati mostrati in Figura 4.7 è possibile affermare che, riguardo ai requisiti minimi imposti dal D. Lgs. 28/11 mostrati alla sotto-sezione 4.3.4:

- Si rispetta il vincolo di copertura dei fabbisogni di energia primaria da fonte rinnovabile per la produzione di acqua calda sanitaria. Per detto servizio la percentuale di energia primaria da fonte rinnovabile è del 71.2% sul totale $Q_{p,W}$;
- Si rispetta il vincolo di copertura dei fabbisogni di energia primaria da fonte rinnovabile per i servizi di climatizzazione invernale, estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria. Per detti servizi la percentuale di energia primaria da fonte rinnovabile è del 57.8% sul totale dato dalla somma dei termini $Q_{p,H}$, $Q_{p,W}$ ed $Q_{p,C}$;

E' grazie all'utilizzo combinato delle unità polivalenti per la produzione di energia termica richiesta dai servizi di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria e dell'impianto fotovoltaico che si ottiene una copertura di energia primaria da fonte rinnovabile del 57.8% su un totale di 1480 MWh di energia primaria complessivamente richiesti dai tre servizi presi in considerazione.

Infatti, si osservino la Figura 4.8 e la Figura 4.9.

In Figura 4.8, con riferimento al servizio di climatizzazione estiva, viene riportato a livello concettuale il procedimento di calcolo che permette di passare dai consumi di energia elettrica del sottosistema di generazione ai consumi di energia primaria rinnovabile e non rinnovabile.

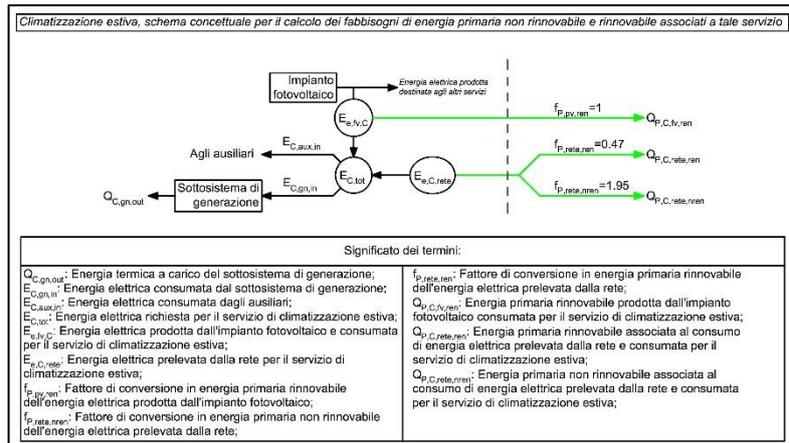


Figura 4.8 – Climatizzazione estiva, dai consumi di energia elettrica del sottosistema di generazione ai consumi di energia primaria

Le quantità di energia primaria da fonte non rinnovabile, $Q_{P,C,nren}$, e da fonte rinnovabile, $Q_{P,C,ren}$ associate all'energia elettrica prelevata dalla rete sono calcolate mediante la (4-17).

La quantità di energia primaria associata all'energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico e consumata dall'impianto di climatizzazione estiva è calcolata come:

$$Q_{P,C,fv,ren} = E_{e,fv,C} * f_{P,fv,ren} \quad (4-29)$$

I valori numerici dei fattori di conversione sono riportati nella successiva Tabella 4.11.

Per il caso base, nella sotto-sezione A4.5.1 dell'Allegato A4, sono riportati i valori delle quantità di energia elettrica complessivamente prelevate dalla rete e le quantità di energia elettrica prodotte dall'impianto fotovoltaico che sono ripartite tra i tre servizi considerati.

In Figura 4.9 viene riportato a livello concettuale il procedimento di calcolo che permette di passare dai consumi di energia elettrica del sottosistema di generazione ai consumi di energia primaria rinnovabile e non rinnovabile, applicato al servizio di climatizzazione invernale ed al servizio di produzione di acqua calda sanitaria.

Rispetto allo schema concettuale di Figura 4.8, si aggiunge la quantità di energia primaria rinnovabile associata all'energia termica erogata dalle macchine a compressione di vapore.

La quantità di energia $E_{S,ren}$ (pedice S riferito al servizio di climatizzazione invernale R oppure al servizio di produzione di acqua calda sanitaria, W) è calcolato mediante la (4-27), mentre la quota di energia primaria rinnovabile associata alla medesima quantità viene calcolato come:

$$Q_{P,S,pdC,ren} = E_{S,res} * f_{P,pdC,ren} \quad (4-30)$$

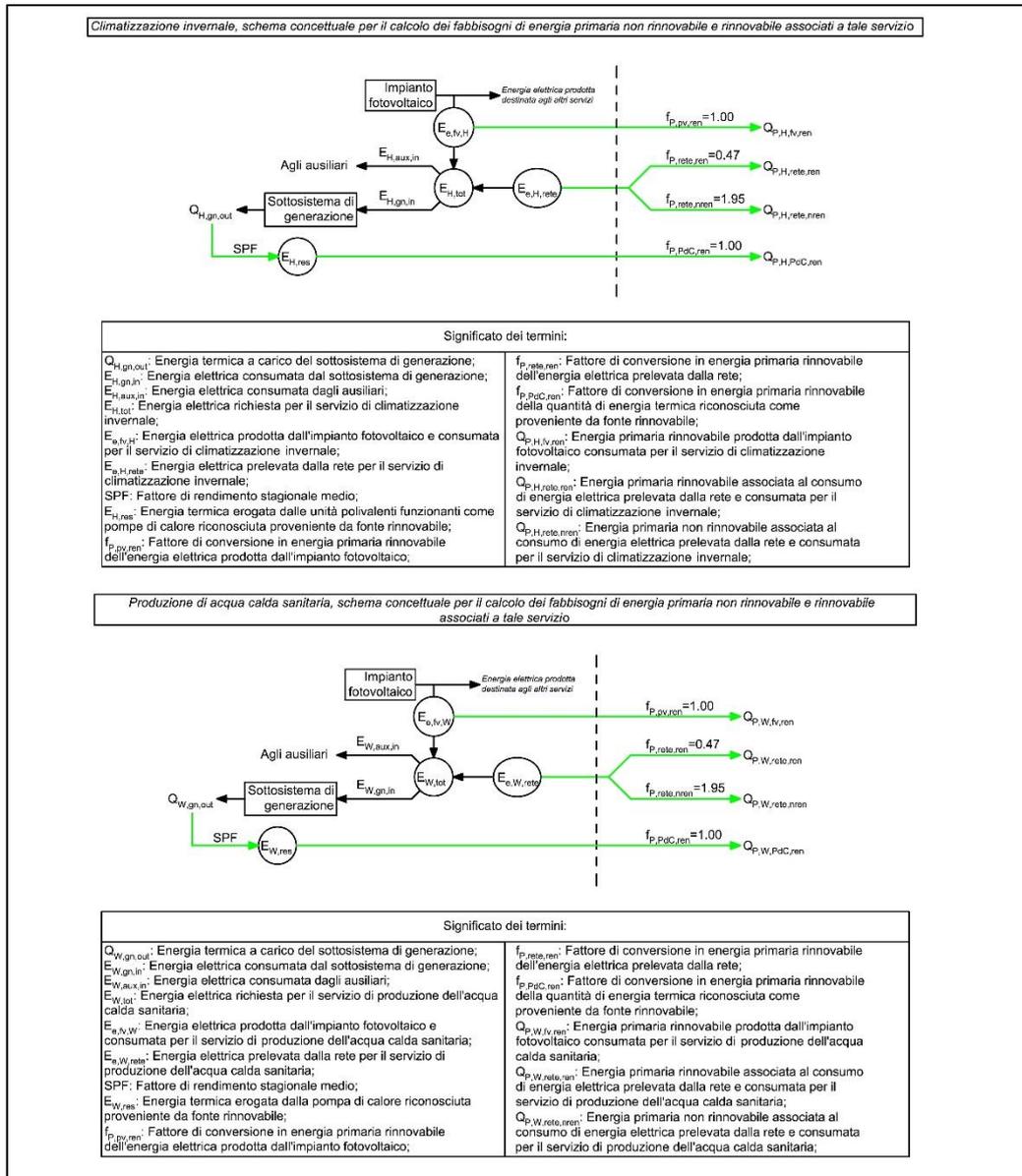


Figura 4.9 – Climatizzazione invernale e produzione di acqua calda sanitaria, dai consumi di energia elettrica del sottosistema di generazione ai consumi di energia primaria

I valori dei fattori di conversione utilizzati sono mostrati in Tabella 4.1.

Tabella 4.11 – Fattori di conversione

Valori tratti dal Decreto Interministeriale 26 Giugno 2015 “Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici”			
Vettore energetico	$f_{p,nren}$	$f_{p,ren}$	$f_{p,tot}$
Energia elettrica da rete	1.95	0.47	2.42
Energia elettrica prodotta da fotovoltaico, mini-eolico e mini-idraulico	0	1.00	1.00
Energia termica dall’ambiente esterno – pompa di calore	0	1.00	1.00

I risultati numerici delle grandezze rappresentate nella Figura 4.8 ed in Figura 4.9 sono contenuti nella Tabella 4.12. I significati delle quantità che compaiono in Tabella 4.12 sono i medesimi di quelli di Figura 4.8 e di Figura 4.9.

Tabella 4.12 – Energia primaria rinnovabile in funzione del vettore energetico, caso base								
Servizio di climatizzazione invernale								
Energia termica			Energia elettrica		Energia primaria			
$Q_{H,gn,out}$	422	MWh	<i>Quantità consumate</i>		<i>Rinnovabile</i>			
<i>Dai cui si ottiene, in funzione di $E_{H,tot}$</i>			$E_{H,gn,in}$	96	MWh	$Q_{P,H,fv,ren}$	70	MWh
			$E_{H,aux,in}$	116	MWh	$Q_{P,H,rete,ren}$	67	MWh
SPF_H	4.39		$E_{H,tot}$	213	MWh	$Q_{P,H,PdC,ren}$	326	MWh
$E_{H,res}$	326	MWh	<i>Quantità fornite</i>		<i>Non rinnovabile</i>			
			$E_{e,fv,H}$	70	MWh	$Q_{P,H,rete,nren}$	278	MWh
			$E_{e,H,rete}$	143	MWh	<i>Totale</i>		
					$Q_{P,H}$	742	MWh	
Servizio di produzione di acqua calda sanitaria								
Energia termica			Energia elettrica		Energia primaria			
$Q_{W,gn,out}$	52	MWh	<i>Quantità consumate</i>		<i>Rinnovabile</i>			
<i>Dai cui si ottiene, in funzione di $E_{H,tot}$</i>			$E_{W,gn,in}$	17	MWh	$Q_{P,W,fv,ren}$	12	MWh
			$E_{W,aux,in}$	6	MWh	$Q_{P,W,rete,ren}$	5	MWh
SPF_W	3.11		$E_{W,tot}$	23	MWh	$Q_{P,W,PdC,ren}$	35	MWh
$E_{W,res}$	35	MWh	<i>Quantità fornite</i>		<i>Non rinnovabile</i>			
			$E_{e,fv,W}$	12	MWh	$Q_{P,W,rete,nren}$	21	MWh
			$E_{e,W,rete}$	11	MWh	<i>Totale</i>		
					$Q_{P,W}$	73	MWh	
Servizio di climatizzazione estiva								
Energia termica			Energia elettrica		Energia primaria			
$Q_{C,gn,out}$	1 309	MWh	<i>Quantità consumate</i>		<i>Rinnovabile</i>			
			$E_{c,gn,in}$	226	MWh	$Q_{P,C,fv,ren}$	262	MWh
			$E_{c,aux,in}$	203	MWh	$Q_{P,C,rete,ren}$	78	MWh
			$E_{c,tot}$	429	MWh	<i>Non rinnovabile</i>		
			<i>Quantità fornite</i>		$Q_{P,C,rete,nren}$	325	MWh	
			$E_{e,fv,C}$	262	MWh	<i>Totale</i>		
			$E_{e,C,rete}$	167	MWh	$Q_{P,C}$	666	MWh
<i>Quindi, per la sola energia primaria:</i>								
$Q_{P,ren,PdC}$	361	MWh	<i>in valore percentuale rispetto a Q_P</i>	24.4	%			
$Q_{P,ren,fv}$	344	MWh		23.2	%			
$Q_{P,ren,rete}$	151	MWh		10.2	%			
$Q_{P,nren}$	856	MWh	<i>Totale copertura da FER</i>	57.8	%			
Q_P	1 480	MWh						

Come è possibile osservare dalla Tabella 4.12, l'energia termica per la climatizzazione invernale prodotta dalle macchine polivalenti funzionanti in pompa di calore, $E_{H,res}$, e l'energia termica per la produzione di acqua calda sanitaria prodotta dalla pompa di calore dedicata $E_{W,res}$, riconosciute dal sistema legislativo quali fonti primarie rinnovabili, concorrono per una quota pari al 24.4% sul valore totale del 57.8%.

Se non vi fossero i contributi derivanti dalle quantità $E_{H,res}$ ed $E_{W,res}$ sarebbe impossibile raggiungere il vincolo minimo imposto dal D. Lgs. 28/11 di cui al punto 2 della sotto-sezione 4.3.4 col solo impianto fotovoltaico. Occorrerebbe più che raddoppiare il numero di modulo fotovoltaici installati per compensare la mancanza di energia primaria rinnovabile derivante dall'utilizzo delle macchine a compressione di vapore, ma questo non è possibile in quanto non vi è spazio sufficiente.

Tuttavia nel caso base non sarebbe possibile ottenere il bonus volumetrico del 5% previsto dal sistema legislativo.

Si riportano ora i risultati di calcolo per il *caso di progetto* relativi ai tre servizi analizzati in questa sotto-sezione.

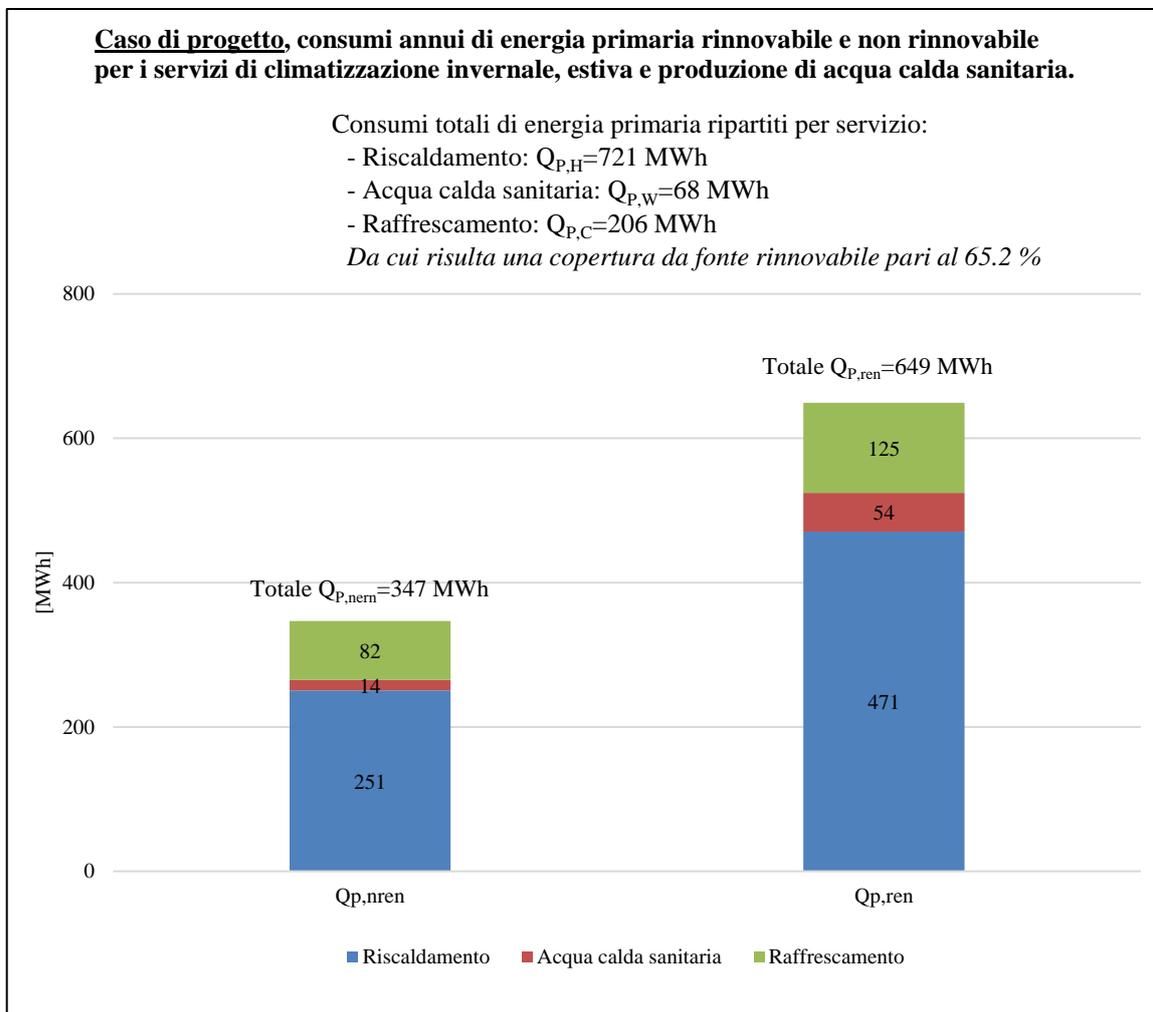


Figura 4.10 - Caso di progetto, consumi annui di energia primaria rinnovabile e non rinnovabile per i servizi di climatizzazione invernale, estiva e produzione di acqua calda sanitaria.

Rispetto ai requisiti minimi imposti dal D. Lgs. 28/11 mostrati alla sotto-sezione 4.3.4, dalla Figura 4.10 si ricava che:

- Si rispetta il vincolo di copertura dei fabbisogni di energia primaria da fonte rinnovabile per la produzione di acqua calda sanitaria. Per detto servizio la percentuale di energia primaria da fonte rinnovabile è del 79.4% sul totale $Q_{P,W}$;
- Si soddisfano i requisiti necessari all'ottenimento del bonus del 5% volumetrico. Per i servizi di climatizzazione invernale, estiva e per la produzione di acqua calda sanitaria la percentuale di copertura tramite energia primaria da fonte rinnovabile è del 65.2% sul totale dato dalla somma di $Q_{P,H}$, $Q_{P,W}$ ed $Q_{P,C}$;

Né il sistema legislativo né il sistema normativo riconoscono l'utilizzo dell'acqua di falda impiegata con funzione di free-cooling. Pertanto nel grafico di Figura 4.10 non è possibile inserire nessuna quantità di energia primaria rinnovabile correlabile ai contributi di free-cooling dati dall'acqua di falda per il fatto che non esiste nessuna formula di calcolo riconosciuta da Decreto o norma che permetta di quantificare questi contributi energetici.

Rispetto al caso base, nel caso di progetto si osserva una notevole diminuzione del fabbisogno di energia primaria per il servizio di climatizzazione estiva.

Infatti la riduzione della durata del periodo di climatizzazione estiva comporta diminuzione del fabbisogno di energia termica per il raffrescamento, $Q_{c,nd}$. La diretta conseguenza è rappresentata dalla riduzione del consumo di energia elettrica da parte del sottosistema di generazione, $E_{c,tot}$.

Quindi il contributo di pre-raffreddamento dell'acqua di falda, ai fini legislativi e normativi, ha l'effetto di ridurre i consumi di energia elettrica da parte del sottosistema di generazione correlato al servizio di climatizzazione estiva.

Nel caso di progetto la percentuale di energia primaria derivante da fonte rinnovabile aumenta in valore percentuale (65.2%) rispetto al caso base (57.8%), perché la quantità di energia primaria da fonte non rinnovabile per il servizio di climatizzazione estiva, $Q_{p,nren}$, si riduce fortemente tra i due casi analizzati (-63.3%, calcolato coi valori numerici riportati in Tabella 4.12 e nella sottostante Tabella 4.13). Si specifica che la quantità di energia primaria rinnovabile correlata al servizio di climatizzazione estiva è solamente riconducibile alla quantità di energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico e dalla quantità di energia elettrica prelevata dalla rete che vengono consumate dalle macchine polivalenti in funzionamento frigorifero, concetto che è mostrato chiaramente nella Figura 4.8.

Tuttavia, ai soli fini normativi, dalla comparazione dei grafici di Figura 4.7 e di Figura 4.10 risulta chiaro che l'utilizzo dell'acqua di falda in modalità free-cooling è fondamentale per il raggiungimento del bonus volumetrico del 5%.

Per il caso di progetto, nella sotto-sezione A4.5.2 dell'Allegato A4, sono riportati i valori delle quantità di energia elettrica complessivamente prelevate dalla rete e le quantità di energia elettrica prodotte dall'impianto fotovoltaico che sono ripartite tra i tre servizi considerati.

La Tabella 4.13 mostra le quantità di energia primaria da fonte rinnovabile ripartite in base ai tre servizi considerati. I significati delle quantità che compaiono in Tabella 4.13 sono i medesimi di quelli di Figura 4.8 e di Figura 4.9.

Tabella 4.13– Energia primaria rinnovabile in funzione del vettore energetico, caso di progetto								
Servizio di climatizzazione invernale								
Energia termica		Energia elettrica		Energia primaria				
$Q_{H,gn,out}$	422	MWh	<i>Quantità consumate</i>		<i>Rinnovabile</i>			
<i>Dai cui si ottiene, in funzione di $E_{H,tot}$</i>			$E_{H,gn,in}$	96	MWh	$Q_{P,H,fv,ren}$	84	MWh
			$E_{H,aux,in}$	116	MWh	$Q_{P,H,rete,ren}$	60	MWh
SPF_H	4.39		$E_{H,tot}$	213	MWh	$Q_{P,H,PdC,ren}$	326	MWh
$E_{H,res}$	326	MWh	<i>Quantità fornite</i>		<i>Non rinnovabile</i>			
			$E_{e,fv,H}$	84	MWh	$Q_{P,H,rete,nren}$	251	MWh
			$E_{e,H,rete}$	129	MWh	<i>Totale</i>		
					$Q_{P,H}$	721	MWh	
Servizio di produzione di acqua calda sanitaria								
Energia termica		Energia elettrica		Energia primaria				
$Q_{W,gn,out}$	52	MWh	<i>Quantità consumate</i>		<i>Rinnovabile</i>			
<i>Dai cui si ottiene, in funzione di $E_{H,tot}$</i>			$E_{W,gn,in}$	17	MWh	$Q_{P,W,fv,ren}$	15	MWh
			$E_{W,aux,in}$	6	MWh	$Q_{P,W,rete,ren}$	3	MWh
SPF_W	3.11		$E_{W,tot}$	23	MWh	$Q_{P,W,PdC,ren}$	35	MWh
$E_{W,res}$	35	MWh	<i>Quantità fornite</i>		<i>Non rinnovabile</i>			
			$E_{e,fv,W}$	15	MWh	$Q_{P,W,rete,nren}$	14	MWh
			$E_{e,W,rete}$	7	MWh	<i>Totale</i>		
					$Q_{P,W}$	68	MWh	
Servizio di climatizzazione estiva								
Energia termica		Energia elettrica		Energia primaria				
$Q_{C,gn,out}$	601	MWh	<i>Quantità consumate</i>		<i>Rinnovabile</i>			
			$E_{c,gn,in}$	104	MWh	$Q_{P,C,fv,ren}$	105	MWh
			$E_{c,aux,in}$	43	MWh	$Q_{P,C,rete,ren}$	20	MWh
			$E_{c,tot}$	147	MWh	<i>Non rinnovabile</i>		
			<i>Quantità fornite</i>		$Q_{P,C,rete,nren}$	82	MWh	
			$E_{e,fv,C}$	105	MWh	<i>Totale</i>		
			$E_{e,C,rete}$	42	MWh	$Q_{P,C}$	206	MWh
<i>Quindi, per la sola energia primaria:</i>								
$Q_{P,ren,PdC}$	361	MWh	<i>in valore percentuale rispetto a Q_P</i>	36.3	%			
$Q_{P,ren,fv}$	204	MWh		20.5	%			
$Q_{P,ren,rete}$	84	MWh		8.4	%			
$Q_{P,nren}$	347	MWh	<i>Totale copertura da FER</i>	65.2	%			
Q_P	996	MWh						

Si osserva come anche nel caso di progetto, ai fini del raggiungimento del bonus volumetrico del 5% si ha un significativo contributo dall'energia termica riconosciuta come proveniente da fonte rinnovabile erogata dalla pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria, $E_{W,res}$, e l'energia termica erogata dalle macchine polivalenti per il servizio di climatizzazione invernale, $E_{H,res}$.

4.3.6 Indici di prestazione energetica globale

Si riportano per completezza gli indici di prestazione energetica per i tre servizi fino ad ora considerati, calcolati come energia primaria complessivamente richiesta per un dato servizio rapportati alla superficie netta in pianta.

<i>Tabella 4.14 – indici di prestazione calcolati sull'energia primaria globale, in funzione del servizio</i>				
Tutti gli indicatori sono espressi in kWh/m ²				
Servizio	Caso base		Caso di progetto	
	EP _s	EP _{s,limite}	EP _s	EP _{s,limite}
Riscaldamento, <i>R</i>	33.61	36.03	32.70	35.73
Acqua calda sanitaria, <i>W</i>	3.31	4.22	3.10	3.83
Raffrescamento, <i>C</i>	30.18	64.75	9.35	29.31
<i>Da cui, considerando anche i servizi di illuminazione artificiale e trasporto di persone si ottiene:</i>				
Globale, <i>G</i>	122.00	152.25	93.51	108.70

Capitolo 5 Conclusioni

Riguardo le simulazioni in regime dinamico svolte emerge che tra caso base e caso di progetto le unità polivalenti riducono l'assorbimento di energia elettrica in quantità pari a 414.8 MWh/anno (sotto-sezione 3.4.3, Capitolo 3).

Nell'ipotesi di acquistare l'energia elettrica dalla rete, ad un prezzo di 0.16 €/kWh, si stima che questo comporterebbe un risparmio economico di 66 368 €/anno. Questo comporta un evidente vantaggio sui costi di esercizio degli impianti che saranno presenti all'interno dell'immobile.

Il software utilizzato per lo svolgimento delle simulazioni in regime dinamico non ha permesso una modellizzazione sufficientemente rappresentativa dei circuiti idronici a servizio delle utenze fredde. Questo non ha permesso di ottenere una comparazione dei consumi di energia elettrica da parte delle elettropompe di circolazione tra il caso base ed il caso di progetto.

Rispetto al caso base, nel caso di progetto sono presenti le elettropompe che prelevano l'acqua di falda e la inviano agli scambiatori di calore per pre-raffreddare l'acqua dei circuiti idronici a servizio delle travi fredde attive e delle batterie di pre-raffreddamento dell'aria all'interno delle UTA (elettropompe PF-2 e scambiatori di calore SC-3 ed SC-4, vedasi schema funzionale di Figura 2.7).

Tuttavia nel caso di progetto c'è una macchina polivalente di grossa taglia in meno (e relativa elettropompa di circolazione) rispetto al caso base.

E' ragionevole aspettarsi che i consumi elettrici aggiuntivi dovuti alle elettropompe PF-2 presenti nel caso di progetto siano compensati dalla mancanza della terza unità polivalente di grossa taglia prevista nel caso base.

In merito al rispetto dei parametri di legge a cui sono attualmente soggetti gli edifici di nuova costruzione, come mostrato al Capitolo 4, sezione 4.3, grazie all'utilizzo dell'acqua di falda in modalità di free-cooling è possibile ottenere una notevole riduzione dei consumi di energia primaria connessi al servizio di climatizzazione estiva, applicando una procedura di calcolo basata su un metodo quasi-stazionario.

Si richiamano i risultati ottenuti nel caso base (senza contributo di free-cooling) e nel caso di progetto (in cui si ha il contributo di free-cooling).

Su base annua:	Caso base	Caso di progetto
$Q_{P,C,nren}$ [MWh]	325.3	81.7
$Q_{P,C,ren}$ [MWh]	340.6	124.7
$Q_{P,C,tot}$ [MWh]	665.9	206.3

Osservando i dati in Tabella 5.1 sembrerebbe che nel caso di progetto i consumi di energia primaria totale, $Q_{P,C,tot}$, per la climatizzazione estiva si riducono fortemente rispetto al caso base.

In realtà non è affatto vero. La riduzione del fabbisogno di energia primaria, $Q_{P,C,tot}$, passa da 665.9 MWh del caso base a 206.3 MWh nel caso di progetto a causa della riduzione forzata della durata del periodo di climatizzazione estiva imposto all'interno del software Edilclima a seguito del procedimento di calcolo adottato per rendere conto del contributo di pre-raffreddamento dell'acqua di falda (Capitolo 4, sotto-sezione 4.3.2).

Nella realtà il carico frigorifero che grava sugli impianti HVAC è il medesimo, perché invariati sono i carichi interni, i carichi per irraggiamento solare ecc, e invariate rimangono le caratteristiche termofisiche del fabbricato.

Nello svolgimento delle simulazioni in regime dinamico svolte con il software IESVE il carico termico sui terminali degli impianti HVAC resta invariato tra caso base e caso di progetto. In queste simulazioni cambiano solo le configurazioni impiantistiche delle centrali termo-frigorifere che servono i terminali.

Se il sistema legislativo riconoscesse come proveniente da fonte primaria rinnovabile il contributo del pre-raffreddamento dell'acqua di falda al pari di come viene fatto per l'energia elettrica prodotta tramite impianti fotovoltaici oppure per la quota parte di energia termica erogata dalle pompe di calore, allora il consumo di energia primaria globale per il servizio di climatizzazione estiva, $Q_{P,C,tot}$, tra caso base e caso di progetto risulterebbe invariato, il che sarebbe coerente con la realtà fisica del problema.

Se così fosse, l'acqua di falda figurerebbe come un fabbisogno di energia primaria da fonte rinnovabile⁶¹ pari a 460 MWh, valore di gran lunga superiore rispetto ai contributi associati all'impianto fotovoltaico ed alle macchine a compressione di vapore funzionanti in pompa di calore. In questa ipotesi la copertura totale da fonte di energia primaria rinnovabile sarebbe pari all'88.9% (avendo $Q_{P,C,tot}$ pari a 1 480 MWh, $Q_{P,C,nem}$ pari a 164 MWh e $Q_{P,C,ren}$ pari a 1 361 MWh).

Oppure, sempre nell'ipotesi di considerare i 460 MWh quale energia primaria da fonte rinnovabile, al fine di ottenere il bonus volumetrico del 5% previsto dal D. Lgs 28/11, si potrebbe ridurre la dimensione dell'impianto fotovoltaico fino al punto di dover soddisfare solamente il requisito minimo dello stesso decreto (requisito 3, sotto-sezione 4.3.4 del Capitolo 4). Essendo la potenza di picco proporzionale al numero di moduli fotovoltaici installati, si potrebbe conseguire una notevole riduzione dei costi di investimento per l'impianto fotovoltaico stesso.

⁶¹ Nell'ipotesi di adottare un fattore di conversione $f_{P,ren}$ unitario, il quale comunque non ha nessun senso fisico.

A2 Allegati al Capitolo 2

A2.1 Affollamenti e portate di aria primaria

La Tabella A2.1 riporta i valori di affollamento e i fabbisogni di aria primaria calcolati per la zona uffici e la zona lobby.

I valori di progetto riguardanti gli indici di affollamento e le portate d'aria primaria richieste per ciascuna zona termica sono riportati nel Capitolo 2, sezione 2.3.

<i>Tabella A2.1 – Affollamento e fabbisogni di aria primaria per la zona lobby e la zona uffici</i>					
Zona termica	Ambiente	Area netta calpestabile [m²]	Affollamento [persone]	Portata di aria primaria di rinnovo [m³/h]	
Zona lobby	Lobby di ingresso al piano terra	640	-	-	
Zona uffici	Ufficio al piano 1	514	64	2 570	
	Ufficio al piano 2	674	84	3 369	
	Ufficio al piano 3	880	110	4 399	
	Ufficio al piano 4	883	110	4 414	
	Ufficio al piano 5	886	111	4 429	
	Ufficio al piano 6	889	111	4 445	
	Ufficio al piano 7	892	112	4 462	
	Ufficio al piano 8	896	112	4 479	
	Ufficio al piano 9	899	112	4 497	
	Ufficio al piano 10	902	113	4 511	
	Ufficio al piano 11	907	113	4 535	
	Ufficio al piano 12	991	124	4 953	
	Ufficio al piano 13	995	124	4 974	
	Ufficio al piano 14	999	125	4 995	
	Ufficio al piano 15	1 003	125	5 017	
	Ufficio al piano 16	1 008	126	5 039	
	Ufficio al piano 17	1 013	127	5 063	
	Ufficio al piano 18	1 017	127	5 087	
	Ufficio al piano 19	1 030	129	5 148	
	Ufficio al piano 20	1 029	129	5 147	
	Ufficio al piano 21	1 034	129	5 170	
	Ufficio al piano 22	1 039	130	5 195	
	Ufficio al piano 23	1 044	131	5 220	
Area netta climatizzata nella zona lobby				640	m ²
Portata di aria totale inviata alla zona lobby				14 440	m ³ /h
Affollamento medio calcolato per la zona uffici				116	persone
Area netta climatizzata nella zona uffici				21 423	m ²
Portata di aria primaria richiesta dalla zona uffici				107 113	m ³ /h

A2.2 Pacchetti strutturali, dettagli

Si riportano in questa sezione alcune informazioni di dettaglio riguardo la stratigrafia dei pacchetti strutturali trattati nel Capitolo 2, sezione 2.2.

Si ricorda che le stratigrafie ipotizzate durante la fase di progetto preliminare sono servite solamente per ottenere delle desiderate prestazioni energetiche dell'edificio, pertanto esse non sono rappresentative della reale composizione delle strutture. L'esatta composizione dei pacchetti strutturali verrà determinata nelle successive fasi progettuali.

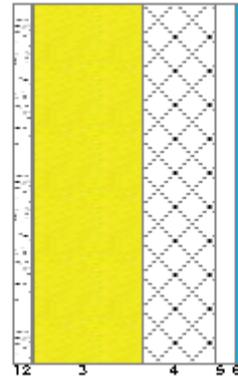
Si precisa che i report delle successive pagine sono stati ottenuti tramite il software Edilclima e per brevità non sono stati inseriti i risultati riguardo la verifica a condensa superficiale ed interstiziale.

CARATTERISTICHE TERMICHE E IGROMETRICHE DEI COMPONENTI OPACHI
secondo UNI EN 12831 - UNI EN ISO 6946 - UNI EN ISO 13370

Descrizione della struttura: *Tamponamento esterno opaco*

Codice: *M1*

Trasmittanza termica	0,235	W/m ² K
Spessore	319	mm
Temperatura esterna (calcolo potenza invernale)	-5,0	°C
Permeanza	1,818	10 ⁻¹² kg/sm ² Pa
Massa superficiale (con intonaci)	320	kg/m ²
Massa superficiale (senza intonaci)	298	kg/m ²
Trasmittanza periodica	0,051	W/m ² K
Fattore attenuazione	0,216	-
Sfasamento onda termica	-11,2	h



Stratigrafia:

N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0,130	-	-	-
1	Cartongesso in lastre	25,00	0,250	-	900	1,00	10
2	Barriera vapore in fogli di P.V.C.	2,00	0,160	-	1390	0,90	50000
3	Pannello in lana di roccia a doppia densità	150,00	0,040	-	165	1,03	1
4	C.I.S. di sabbia e ghiaia (pareti esterne)	100,00	2,150	-	2400	1,00	96
5	Intercapedine debolmente ventilata Av=600 mm ² /m	30,00	-	-	-	-	-
6	Vetro retinato	12,00	1,000	-	2500	0,75	-
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0,040	-	-	-

Legenda simboli

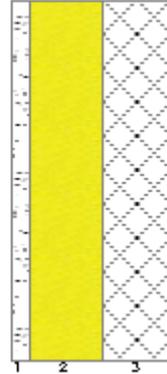
s	Spessore	mm
Cond.	Conduttività termica, comprensiva di eventuali coefficienti correttivi	W/mK
R	Resistenza termica	m ² K/W
M.V.	Massa volumica	kg/m ³
C.T.	Capacità termica specifica	kJ/kgK
R.V.	Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in capo asciutto	-

CARATTERISTICHE TERMICHE E IGROMETRICHE DEI COMPONENTI OPACHI
secondo UNI EN 12831 - UNI EN ISO 6946 - UNI EN ISO 13370

Descrizione della struttura: *Partizioni interne*

Codice: *M2*

Trasmittanza termica	0,275	W/m ² K
Spessore	225	mm
Temperatura esterna (calcolo potenza invernale)	10,0	°C
Permeanza	20,101	10 ⁻¹² kg/sm ² Pa
Massa superficiale (con intonaci)	270	kg/m ²
Massa superficiale (senza intonaci)	247	kg/m ²
Trasmittanza periodica	0,097	W/m ² K
Fattore attenuazione	0,353	-
Sfasamento onda termica	-7,3	h



Stratigrafia:

N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0,130	-	-	-
1	Cartongesso in lastre	25,00	0,250	0,100	900	1,00	10
2	Pannello in lana di vetro	100,00	0,031	3,226	70	1,03	1
3	C.I.S. di sabbia e ghiaia (pareti esterne)	100,00	2,150	0,047	2400	1,00	96
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0,130	-	-	-

Legenda simboli

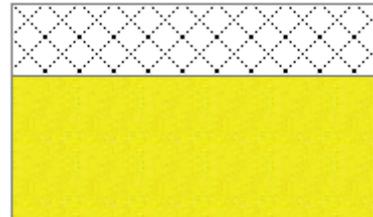
s	Spessore	mm
Cond.	Conduttività termica, comprensiva di eventuali coefficienti correttivi	W/mK
R	Resistenza termica	m ² K/W
M.V.	Massa volumica	kg/m ³
C.T.	Capacità termica specifica	kJ/kgK
R.V.	Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in capo asciutto	-

CARATTERISTICHE TERMICHE E IGROMETRICHE DEI COMPONENTI OPACHI
secondo UNI TS 11300-1 - UNI EN ISO 6946 - UNI EN ISO 13370

Descrizione della struttura: *Soffitto del piano ventitreesimo*

Codice: *P1*

Trasmittanza termica	0,146	W/m ² K
Spessore	300	mm
Temperatura esterna (calcolo potenza invernale)	10,0	°C
Permeanza	20,408	10 ⁻¹² kg/sm ² Pa
Massa superficiale (con intonaci)	254	kg/m ²
Massa superficiale (senza intonaci)	254	kg/m ²
Trasmittanza periodica	0,034	W/m ² K
Fattore attenuazione	0,235	-
Sfasamento onda termica	-9,5	h



Stratigrafia:

N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0,170	-	-	-
1	C.I.S. di sabbia e ghiaia (pareti esterne)	100,00	2,150	0,047	2400	1,00	96
2	Pannello in lana di vetro	200,00	0,031	6,452	70	1,03	1
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0,170	-	-	-

Legenda simboli

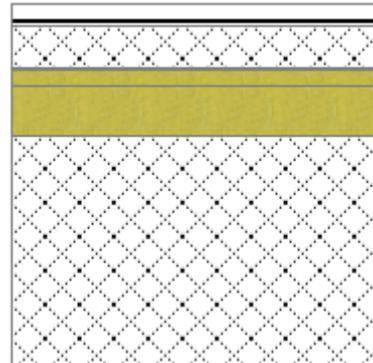
s	Spessore	mm
Cond.	Conduttività termica, comprensiva di eventuali coefficienti correttivi	W/mK
R	Resistenza termica	m ² K/W
M.V.	Massa volumica	kg/m ³
C.T.	Capacità termica specifica	kJ/kgK
R.V.	Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in capo asciutto	-

CARATTERISTICHE TERMICHE E IGROMETRICHE DEI COMPONENTI OPACHI
secondo UNI TS 11300-1 - UNI EN ISO 6946 - UNI EN ISO 13370

Descrizione della struttura: *Pavimento della lobby di ingresso al piano terra*

Codice: *P2*

Trasmittanza termica	0,249	W/m ² K
Spessore	500	mm
Temperatura esterna (calcolo potenza invernale)	-5,0	°C
Permeanza	0,646	10 ⁻¹² kg/sm ² Pa
Massa superficiale (con intonaci)	447	kg/m ²
Massa superficiale (senza intonaci)	447	kg/m ²
Trasmittanza periodica	0,009	W/m ² K
Fattore attenuazione	0,035	-
Sfasamento onda termica	-18,0	h



Stratigrafia:

N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0,170	-	-	-
1	Piastrelle in marmo	30,00	3,000	0,010	2700	1,00	10000
2	Caldana additivata per pannelli	60,00	1,000	0,060	1800	0,88	30
3	Tubo del pannello - H30	0,00	-	-	-	-	-
4	Polistirolo espanso per sistema a secco e TS-14	20,00	0,035	0,571	30	1,25	70
5	Polistirene espanso sinterizzato (EPS 100)	70,00	0,035	2,000	15	1,45	60
6	C.I.S. espanso in fabbrica (pareti est.)	320,00	0,280	1,143	800	1,00	7
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0,065	-	-	-

Legenda simboli

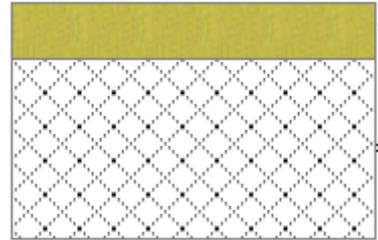
s	Spessore	mm
Cond.	Conduttività termica, comprensiva di eventuali coefficienti correttivi	W/mK
R	Resistenza termica	m ² K/W
M.V.	Massa volumica	kg/m ³
C.T.	Capacità termica specifica	kJ/kgK
R.V.	Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in capo asciutto	-

CARATTERISTICHE TERMICHE E IGROMETRICHE DEI COMPONENTI OPACHI
secondo UNI TS 11300-1 - UNI EN ISO 6946 - UNI EN ISO 13370

Descrizione della struttura: *Soletta di separazione interna*

Codice: *P3*

Trasmittanza termica	0,301	W/m ² K
Spessore	330	mm
Temperatura esterna (calcolo potenza invernale)	-5,0	°C
Permeanza	7,267	10 ⁻¹² kg/sm ² Pa
Massa superficiale (con intonaci)	127	kg/m ²
Massa superficiale (senza intonaci)	127	kg/m ²
Trasmittanza periodica	0,075	W/m ² K
Fattore attenuazione	0,249	-
Sfasamento onda termica	-9,0	h



Stratigrafia:

N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale interna	-	-	<i>0,170</i>	-	-	-
1	Polistirene espanso sint. in lastre (UNI 7819)	<i>80,00</i>	<i>0,041</i>	<i>1,951</i>	<i>20</i>	<i>1,45</i>	<i>44</i>
2	C.l.s. in genere	<i>250,00</i>	<i>0,220</i>	<i>1,136</i>	<i>500</i>	<i>1,00</i>	<i>96</i>
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	<i>0,065</i>	-	-	-

Legenda simboli

s	Spessore	mm
Cond.	Conduttività termica, comprensiva di eventuali coefficienti correttivi	W/mK
R	Resistenza termica	m ² K/W
M.V.	Massa volumica	kg/m ³
C.T.	Capacità termica specifica	kJ/kgK
R.V.	Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in capo asciutto	-

CARATTERISTICHE TERMICHE DEI COMPONENTI FINISTRATI

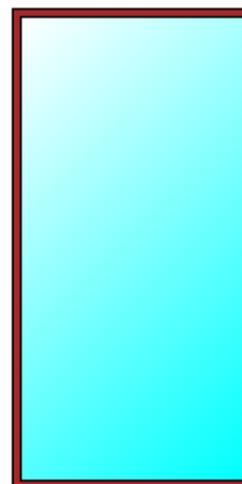
secondo UNI TS 11300-1 - UNI EN ISO 6946 - UNI EN ISO 10077

Descrizione della finestra: *Chiusura tecnica trasparente*

Codice: *W1*

Caratteristiche del serramento

Tipologia di serramento	-		
Classe di permeabilità	Classe 4 secondo Norma UNI EN 12207		
Trasmittanza termica	U_w	1,300	W/m ² K
Trasmittanza solo vetro	U_g	1,300	W/m ² K



Dati per il calcolo degli apporti solari

Emissività	ϵ	0,837	-
Fattore tendaggi (invernale)	$f_{c\ inv}$	1,00	-
Fattore tendaggi (estivo)	$f_{c\ est}$	1,00	-
Fattore di trasmittanza solare	$g_{gl,n}$	0,230	-

Caratteristiche delle chiusure oscuranti

Resistenza termica chiusure		0,00	m ² K/W
f shut		0,6	-

Dimensioni del serramento

Larghezza		150,0	cm
Altezza		300,0	cm

Caratteristiche del telaio

K distanziale	K_d	0,00	W/mK
Area totale	A_w	4,500	m ²
Area vetro	A_g	3,558	m ²
Area telaio	A_f	0,942	m ²
Fattore di forma	F_f	0,90	-
Perimetro vetro	L_g	8,120	m
Perimetro telaio	L_f	9,000	m

Caratteristiche del modulo

Trasmittanza termica del modulo	U	1,300	W/m ² K
---------------------------------	-----	--------------	--------------------

A2.3 Carichi termici di progetto

Il calcolo dei carichi termici di progetto invernali ed estivi è stato effettuato con l'ausilio del software Edilclima, versione 07.01.00. Nelle successive sotto-sezioni A2.3.1 ed A2.3.3 verranno forniti alcuni cenni sui metodi di calcolo adottati dal software.

A2.3.1 Carico termico sensibile invernale di progetto, cenni al metodo di calcolo

Il calcolo del carico termico sensibile di progetto invernale è effettuato in accordo alla norma UNI EN 12831:2006.

Le ipotesi che stanno alla base del metodo di calcolo del carico termico sensibile di progetto invernale sono le seguenti:

- Il modello si sviluppa considerando lo stato quasi stazionario;
- Vengono trascurati gli apporti di energia solare;
- Viene trascurato il contributo dei carichi interni (persone, apparati di illuminazione artificiale ecc.) presenti nei locali riscaldati.
- La temperatura dell'aria viene considerata uguale e costante in tutti i punti dello spazio riscaldato

In generale, il carico termico sensibile invernale di progetto per uno spazio riscaldato, $\Phi_{HL,i}$, misurato in [W] è calcolato come:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{TR,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} \quad (A2-1)$$

dove:

$\Phi_{TR,i}$: Dispersione termica per trasmissione dello spazio riscaldato *i-esimo*, misurato in [W];

$\Phi_{V,i}$: Dispersione termica per ventilazione dello spazio riscaldato *i-esimo*, misurato in [W];

$\Phi_{RH,i}$: Dispersione termica dovuta al funzionamento intermittente dell'impianto di riscaldamento dello spazio riscaldato *i-esimo*, misurato in [W];

Nell'equazione (A2-1) le dispersioni termiche per trasmissione dello spazio riscaldato *i-esimo* sono calcolate come:

$$\Phi_{TR,i} = (H_{TR,E,i} + H_{UC,i} + H_{G,i} + H_{AD,i}) * (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad (A2-2)$$

dove:

$H_{TR,E,i}$: Coefficiente di dispersione termica per trasmissione dallo spazio riscaldato *i-esimo* verso l'ambiente esterno attraverso l'involucro edilizio, misurato in [W];

$H_{UC,i}$: Coefficiente di dispersione termica per trasmissione dallo spazio riscaldato *i-esimo* verso uno spazio non riscaldato, misurato in [W];

$H_{G,i}$: Coefficiente di dispersione termica per trasmissione dallo spazio riscaldato *i-esimo* verso il terreno, misurato in [W];

$H_{AD,i}$: Coefficiente di dispersione termica per trasmissione dallo spazio riscaldato *i-esimo* verso ambienti riscaldati a diversa temperatura, misurato in [W];

$\theta_{int,i}$: temperatura interna di progetto dello spazio riscaldato *i-esimo*, misurata in [°C];

θ_e : temperatura esterna di progetto, misurata in [°C];

Nella (A2-2) il termine $H_{TR,E}$ viene calcolato come:

$$H_{TR,E} = \sum_k A_k * U_k * e_k + \sum_j \Psi_j * l_j * e_j \quad (A2-3)$$

dove:

A_k : Area della *k-esima* superficie dell'involucro edilizio esposta verso l'ambiente esterno, misurata in [m²];

U_k : Trasmittanza termica della *k-esima* superficie dell'involucro edilizio esposta verso l'ambiente esterno, misurata in [W/(m²*K)];

e_k : Fattore di esposizione della k -esima superficie edilizia, parametro adimensionale. I valori del fattore di esposizione sono contenuti nella norma UNI EN 12831:2006;

Ψ_j : trasmittanza termica lineica del ponte termico j -esimo esposto verso l'esterno, misurato in $[W/(m*K)]$;

l_j : lunghezza del j -esimo ponte termico esposto verso l'ambiente esterno, misurato in $[m]$;

e_j : Fattore di esposizione del ponte termico j -esimo. I valori del fattore di esposizione sono contenuti nella norma UNI EN 12831:2006;

Nella (A2-2) il termine H_{UC} viene calcolato come:

$$H_{UC} = \sum_k A_k * U_k * b_u + \sum_j \Psi_j * l_j * b_u \quad (A2-4)$$

dove:

- I termini A_k , U_k , Ψ_j ed l_j hanno il medesimo significato fisico di quelli contenuti nell'equazione (A2-3), ora riferiti alle partizioni interne;
- Il coefficiente b_u , definito fattore di riduzione della temperatura (parametro adimensionale), tiene conto della differenza tra la temperatura del locale non climatizzato e la temperatura di progetto esterna. La norma UNI 12831:2006 fornisce i metodi di calcolo per il fattore b_u .

Non verranno forniti dettagli sui metodi per il calcolo dei coefficienti di dispersione termica per trasmissione verso il terreno e verso i locali climatizzati a diversa temperatura in quanto, per l'edificio oggetto di trattazione:

- Non vi sono locali climatizzati che hanno superfici a contatto col terreno;
- Non vi sono locali climatizzati aventi temperature di progetto interne differenti dalle quelle assegnate agli ambienti appartenenti alle tre zone termiche costituite;

Le dispersioni termiche per ventilazione dello spazio riscaldato i -esimo, $\Phi_{V,i}$, che compaiono nell'equazione (A2-1), vengono calcolate come:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} * (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad (A2-5)$$

dove:

$H_{V,i}$: coefficiente di dispersione termica per ventilazione dello spazio riscaldato i -esimo, misurato in $[W/(m^2*K)]$;

$\theta_{int,i}$: temperatura interna di progetto dello spazio riscaldato i -esimo, misurata in $[°C]$;

θ_e : temperatura esterna di progetto, misurata in $[°C]$;

Nella (A2-5), il termine $H_{V,i}$ è calcolato come:

$$H_{V,i} = \dot{V}_i * \rho_A * c_{pA} \quad (A2-6)$$

in cui

\dot{V}_i : portata d'aria in transito nello spazio riscaldato i -esimo, misurata in $[m^3/s]$;

ρ_A : densità dell'aria, misurata in $[kg/m^3]$;

c_{pA} : calore specifico a pressione costante dell'aria, misurato in $[J/(kg*K)]$;

I transiti d'aria nello spazio i -esimo sono in generale dovuti:

- Alle infiltrazioni d'aria esterna attraverso l'involucro edilizio;
- Ai sistemi di ventilazione naturale di cui potrebbe essere dotato lo spazio riscaldato;
- Alla presenza di un impianto meccanico che immette aria all'interno dello spazio riscaldato;

Nell'edificio oggetto di analisi non sono presenti sistemi di ventilazione naturale. Inoltre gli ambienti appartenenti alle tre zone termiche climatizzate verranno mantenuti in pressione positiva rispetto all'ambiente esterno.

Pertanto il termine \dot{V}_i che compare nella (A2-6) è rappresentato dall'aria primari di rinnovo immessa negli ambienti appartenenti alla zona lobby ed alla zona uffici.

Nel valutare il carico termico per ventilazione non si terrà conto, a favore di sicurezza, della presenza dei recuperatori di calore presenti all'interno di ciascuna UTA.

Le dispersioni termiche per funzionamento intermittente dell'impianto di riscaldamento, $\Phi_{RH,i}$, vengono valutate come:

$$\Phi_{RH,i} = A_i * f_{RH,i} \quad (A2-7)$$

In cui:

A_i : Area netta calpestabile dello spazio riscaldato *i-esimo*;

$f_{RH,i}$: fattore di correzione, che tiene conto della durata dei periodi di interruzione del funzionamento dell'impianto di climatizzazione e del valor medio della massa superficiale degli elementi edilizi dello spazio riscaldato *i-esimo*;

A2.3.2 Produzione di acqua calda sanitaria, potenza termica richiesta

Per conoscere la potenza termica che le macchine polivalenti dovranno erogare in condizioni di progetto è necessario stimare la potenza termica richiesta all'impianto di preparazione dell'acqua calda sanitaria.

La stima è stata effettuata mediante la norma UNI 9182:2010 alla quale si rimanda per approfondimenti. In sono riportati, per brevità, solamente i principali parametri coinvolti nel calcolo.

<i>Tabella A2.2 – Dimensionamento del sistema di produzione di acqua calda sanitaria secondo la norma UNI 9182:2010</i>	
Durata del periodo di preriscaldamento	2 h
Durata del periodo di punta	1 h
Temperatura di utilizzo dell'acqua calda sanitaria	42 °C
Temperatura dell'acqua accumulata	63 °C
Temperatura dell'acqua fredda	12 °C
Consumo di acqua calda sanitaria ipotizzato per ogni punto di utilizzo	40 lt/giorno
N° punti di utilizzo considerati	240
Potenza termica stimata	112 kW

A2.3.3 Carico termico di progetto estivo, cenni al metodo di calcolo

Il software Edilclima esegue il calcolo del carico termico di progetto estivo secondo il Metodo Carrier. Verrà di seguito illustrato brevemente il processo di calcolo sul quale si basa Metodo Carrier⁶².

A differenza del modello di calcolo per la determinazione del carico termico di progetto invernale, in condizioni di progetto estive:

- Non è più possibile considerare il regime di stato quasi stazionario;
- Si tiene conto della presenza degli apporti di energia solare;
- Si tiene in considerazione il contributo dei carichi interni (persone, apparati di illuminazione artificiale ecc.);
- La temperatura dell'aria viene considerata uguale e costante in tutti i punti dello spazio raffrescato.

Il Metodo Carrier valuta il carico termico estivo di progetto quale somma di diversi contributi dovuti a:

- Trasmissione di calore attraverso i tamponamenti verticali e le coperture opache esposte verso l'ambiente esterno;
- Trasmissione di calore attraverso le chiusure esterne trasparenti;
- Trasmissione di radiazione solare attraverso le chiusure esterne trasparenti;

⁶² Per una illustrazione dettagliata del Metodo Carrier e per i valori tabellati dei coefficienti che verranno nominati nel seguito si rimanda a: "Condizionamento dell'aria e refrigerazione" – Autore: Carlo Pizzetti - Terza edizione, 1980

- Carico termico sensibile dovuto ai carichi interni: affollamento, apparecchiature elettriche, illuminazione ecc.;
- Carico termico dovuto alle portate d'aria in transito negli ambienti delle zone termiche raffrescate.

La stima dei carichi termici sopra elencati viene effettuata con scansione oraria per un intervallo di tempo considerato pari a 24 ore.

I valori di irradianza solare e temperatura dell'aria esterna sono contenute nella norma UNI 10349-2:2016.

Il flusso termico sensibile per trasmissione attraverso i tamponamenti e le coperture opache esposte verso l'ambiente esterno tiene conto:

- Della differenza tra la temperatura dell'aria esterna (assunta variabile nelle 24 ore) e la temperatura dell'aria interna (assunta costante nelle 24 ore);
- Della radiazione solare incidente sulle superfici esterne dell'involucro edilizio. La radiazione solare incidente viene in parte assorbita dalla superfici stesse (si ha quindi la conversione di radiazione solare in energia termica). L'energia termica è trasferita in parte verso l'ambiente interno e questa rappresenta un carico termico aggiuntivo rispetto al solo flusso termico dovuto alle differenze di temperatura.

La potenza termica in transito attraverso i tamponamenti e le coperture opache esterne, $\Phi_{\Delta\theta,eq}(t)$, misurato in [W], è calcolata come:

$$\Phi_{\Delta\theta,eq}(t) = \sum_e A_e * U_e * \Delta\theta_{eq,e}(t) \quad (A2-8)$$

Nella (A2-8) la sommatoria è estesa alle diverse esposizioni delle superfici esterne e dove:

A_e : Area della superficie esterna avente esposizione e , misurata in [m²];

U_e : trasmittanza termica areica della superficie esterna avente esposizione e , misurata in [W/(m²*K)];

$\Delta\theta_{eq,e}(t)$: differenza di temperatura equivalente per l'esposizione e , misurata in [°C], calcolata come:

$$\Delta\theta_{eq,e}(t) = \Delta\theta_{\Delta T}(t) + \left[\Delta\theta_{eq,shadowed}(t) + \frac{\tau_{T,sg} * G_{T,eff}^{MAX}}{\tau_{T,sg} * G_{T,rif}^{MAX}} * \frac{\alpha_{act}}{\alpha_{ref}} * \left(\Delta\theta_{eq,e,RIF}(t) + \right. \right. \\ \left. \left. - \Delta\theta_{eq,shadowed}(t) \right) \right] \quad (A2-9)$$

Il termine $\Delta\theta_{eq,E}(t)$ permette di esprimere il flusso termico totale in transito attraverso i tamponamenti e le coperture esterne per i due motivi sopra citati come prodotto tra una differenza di temperatura equivalente, la trasmittanza termica della superficie e l'area dell'elemento considerato.

Il termine $\Delta\theta_{eq,e,RIF}(t)$ contenuto nella (A2-9) rappresenta una differenza di temperatura equivalente ricavata per determinate condizioni al contorno di riferimento (latitudine, assorbanza superficiale della parete, stato del cielo, differenza di temperatura dell'aria tra interno ed esterno, massa areica delle superfici). Mediante la (A2-9) si determina il $\Delta\theta_{eq,e}(t)$ corretto quando le condizioni al contorno cambiano rispetto a quelle di riferimento, permettendo di ricavare una differenza di temperatura equivalente per ogni caso specifico.

I vari termini che compaiono nella (A2-9) sono tratti da apposite tabelle⁶².

Il flusso termico sensibile in transito attraverso i componenti trasparenti dell'involucro edilizio esposti verso l'ambiente esterno è dovuto:

- Alla differenza tra la temperatura dell'aria esterna (assunta variabile nelle 24 ore) e la temperatura dell'aria interna (assunta costante nelle 24 ore);
- Alla radiazione solare che incide sulle superfici vetrate. Una quota parte della radiazione solare incidente è trasmessa dalle superfici vetrate verso gli ambienti interni. La radiazione che giunge all'interno degli ambienti è assorbita dalle superfici interne a seguito delle infinite riflessioni ed assorbimenti cui la radiazione va incontro. La radiazione assorbita dalle

superfici interne viene convertita in energia termica, ed essa costituisce un carico termico sensibile.

Il flusso termico sui componenti trasparenti dovuto alla sola differenza tra la temperatura dell'aria esterna e la temperatura interna di progetto, $\Phi_{\Delta T,W}(t)$, misurato in [W], viene calcolato come:

$$\Phi_{\Delta T,W}(t) = \sum_i A_{W,i} * U_{W,i} * (\theta_E(t) - \theta_I) \quad (A2-10)$$

dove la somma è estesa al numero di elementi trasparenti presenti nella zona considerata e dove:

$A_{W,i}$: area della superficie finestrata, misurata in [m²];

$U_{W,i}$: trasmittanza termica del serramento, misurata in [W/(m²*K)];

$\theta_E(t)$: temperatura dell'aria esterna, variabile nelle 24 ore, misurata in [°C];

θ_I : temperatura di progetto dell'aria interna, misurata in [°C].

Il flusso termico dovuto alla radiazione solare parzialmente trasmessa dalle superfici trasparenti negli ambienti interni, $\dot{Q}_{SI}(t)$, misurato in [W], è calcolato come:

$$\dot{Q}_{SI}(t) = \sum_e A_e * (1 - F_f) * F_{sh,g} * F_{sh,o} * (g_{T,sg} * G_T)_e^{MAX} * SC * FA_e(t) \quad (A2-11)$$

dove la somma è estesa al numero di elementi finestrati aventi esposizione e presenti nella zona considerata e dove:

A_e : area della superficie vetrata avente esposizione e , misurata in [m²];

F_f : frame factor. Rapporto la superficie del telaio e l'area dell'elemento finestrato, adimensionale;

$F_{sh,g}$: fattore di ombreggiamento per la presenza di ostruzioni ed oggetti esterni, adimensionale;

$F_{sh,o}$: fattore di ombreggiamento per la presenza di edifici attorno, adimensionale;

$(g_{T,sg} * G_T)_e^{MAX}$: irradianza globale massima che attraverserebbe una superficie vetrata di riferimento avente esposizione e , misurata in [W/m²];

SC: shading coefficient del pacchetto vetrato formante l'elemento finestrato;

$FA_e(t)$: fattore di attenuazione, adimensionale. La radiazione solare che è assorbita dalle superfici interne non diviene istantaneamente un carico termico sensibile. La radiazione solare assorbita causa dapprima un aumento della temperatura della parete che sta immagazzinando la radiazione solare sotto forma di energia termica. Una volta che la parete ha raggiunto una temperatura maggiore della temperatura interna dell'aria allora cederà in ambiente l'energia termica ricevuta per irraggiamento. Il fattore di attenuazione quindi ha l'effetto di attenuazione e sfasamento temporale.

I fattori di ombreggiamento e il fattore di attenuazione contenuti nella (A2-11) sono tratti da apposite tabelle⁶².

Il carico termico sensibile dovuto all'impianto di illuminazione artificiale, $\dot{Q}_{ILL}(t)$, misurato in [W], è calcolato come:

$$\dot{Q}_{ILL}(t) = N * \dot{Q}_P * FA(t) \quad (A2-12)$$

dove:

N: numero dei punti luce all'interno della zona;

\dot{Q}_P : Potenza termica emessa dal singolo punto luce, misurata in [W];

FA(t): fattore di accumulo, adimensionale. Con analogo significato fisico rispetto fattore di accumulo che compare nella (A2-11), questa volta è riferito alla radiazione luminosa emessa dal punto luce (valori tratti da apposite tabelle).

Il carico termico sensibile dovuto alla presenza di persone ed apparecchiature elettriche, $\dot{Q}_{P\&C}$, misurato in [W], viene considerato costante nelle 24 ore ed è calcolato come:

$$\dot{Q}_{P\&C} = a_P * S \quad (A2-13)$$

dove:

S: superficie netta calpestable dell'ambiente raffrescato, misurata in [m²];

a_P : carico termico sensibile per unità di superficie netta calpestable, misurato in [W/m²];

Il carico termico per ventilazione, $\dot{Q}_{VENT}(t)$, misurato in [W] viene calcolato come:

$$\dot{Q}_{\text{VENT}}(t) = \dot{V}_i * \rho_A * (h_E(t) - h_I) \quad (\text{A2-14})$$

dove:

\dot{V}_i : portata d'aria in transito nella zona raffrescata, misurata in [m³/s];

$h_E(t)$: entalpia dell'aria esterna, con $h_E = h_E(T_{\text{BS,E}}(t); X_E)$;

h_I : entalpia dell'aria interna, con $h_I = h_I(T_{\text{BS,I}}; X_I)$;

ρ_A : densità dell'aria, misurata in [kg/m³];

Così come per il carico del carico invernale di progetto, la portata d'aria in transito \dot{V}_i , rappresenta la portata d'aria esterna di rinnovo immessa negli ambienti della zona termica.

Infine il carico termico di progetto estivo per un ambiente o zona termica climatizzata, Φ_{CL} , misurato in [W], è calcolato come:

$$\Phi_{\text{CL}} = \max_{t=1:24 \text{ h}} \left(\Phi_{\Delta\theta\text{eq}}(t) + \Phi_{\Delta T,W}(t) + \dot{Q}_{\text{SI}}(t) + \dot{Q}_{\text{ILL}}(t) + \dot{Q}_{\text{P\&C}} + \dot{Q}_{\text{VENT}}(t) \right) \quad (\text{A2-15})$$

A2.3.4 Carico termico sensibile invernale di progetto, risultati di calcolo

Vengono riportati i risultati per il calcolo del carico termico sensibile di progetto invernale, contenuti in Tabella A2.3.

<i>Tabella A2.3 – Carico invernale di progetto</i>				
Zona termica	Ambiente	$\Phi_{TR,i}$ [W]	$\Phi_{RH,i}$ [W]	$\Phi_{V,i}$ [W]
Zona lobby	Lobby di ingresso	25 843	5 195	25 754
Zona uffici	Ufficio al piano 1	13 732	4 626	21 545
	Ufficio al piano 2	18 380	6 192	28 243
	Ufficio al piano 3	18 780	8 082	36 878
	Ufficio al piano 4	18 520	8 091	37 000
	Ufficio al piano 5	18 621	8 145	37 130
	Ufficio al piano 6	18 494	8 190	37 264
	Ufficio al piano 7	18 601	8 208	37 402
	Ufficio al piano 8	18 718	8 244	37 549
	Ufficio al piano 9	18 749	8 262	37 700
	Ufficio al piano 10	18 758	8 271	37 817
	Ufficio al piano 11	19 449	9 045	38 014
	Ufficio al piano 12	19 315	9 117	41 518
	Ufficio al piano 13	19 607	9 117	41 695
	Ufficio al piano 14	19 644	9 135	41 871
	Ufficio al piano 15	19 726	9 162	42 055
	Ufficio al piano 16	19 742	9 162	42 244
	Ufficio al piano 17	19 941	9 279	42 441
	Ufficio al piano 18	19 825	9 342	42 642
	Ufficio al piano 19	19 830	9 342	43 157
	Ufficio al piano 20	19 969	9 342	43 145
	Ufficio al piano 21	20 086	9 441	43 342
	Ufficio al piano 22	20 175	9 504	43 551
	Ufficio al piano 23	20 264	9 540	43 761
Carico termico di progetto invernale per la zona lobby [kW]				57
Carico termico di progetto invernale per la zona uffici [kW]				1534
Potenza termica richiesta dall'impianto di preparazione dell'acqua calda sanitaria [kW]				112
<i>risulta</i>				
Carico termico richiesto alla centrale termo-frigorifera in condizioni di progetto invernali [kW]				1 872
Nota: - I termini $\Phi_{TR,i}$ ed $\Phi_{RH,i}$ sono i risultati derivanti dal software Edilclima - Il termine $\Phi_{V,i}$ è stato calcolato manualmente, secondo l'equazione (A2-5) - Il carico termico richiesto alla centrale termo-frigorifera comprende una maggiorazione del 10%				

A2.3.5 Carico termico estivo di progetto, risultati di calcolo

I tre termini contenuti in Tabella A2.4, ottenuti tramite software Edilclima, hanno i seguenti significati:

- \dot{Q}_{IRR} : Carico termico sensibile per irraggiamento attraverso i componenti trasparenti d'involucro, espresso in [W]. Valore calcolato in corrispondenza dell'ora di massimo carico termico di zona. E' calcolato secondo l'equazione (A2-11).

- \dot{Q}_{TR} : Carico termico sensibile per trasmissione attraverso le coperture ed i tamponamenti opachi e trasparenti, espresso in [W]. Il termine \dot{Q}_{TR} viene calcolato come:

$$\dot{Q}_{TR} = \Phi_{\Delta\theta,eq,MAX} + \Phi_{\Delta T,W,MAX} \quad (A2-16) \quad \text{dove:}$$

$\Phi_{\Delta\theta,eq,MAX}$: flusso termico per trasmissione attraverso i tamponamenti opachi e le coperture esposte verso l'ambiente esterno, misurato in [W], calcolato secondo la (A2-8). Valore calcolato in corrispondenza dell'ora di massimo carico termico di zona;

$\Phi_{\Delta T,W,MAX}$: flusso termico attraverso i componenti trasparenti d'involucro per trasmissione, misurato in [W], calcolato secondo la (A2-10). Valore calcolato in corrispondenza dell'ora di massimo carico termico di zona.

- \dot{Q}_C : Carico termico dovuto ai carichi interni. Il termine \dot{Q}_C viene calcolato come:

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_{ILL,MAX} + \dot{Q}_{P\&C} \quad (A2-17) \quad \text{in cui:}$$

$\dot{Q}_{ILL,MAX}$: carico termico sensibile per illuminazione, misurato in [W], calcolato secondo la (A2-12). Valore calcolato in corrispondenza dell'ora di massimo carico termico estivo di zona;

$\dot{Q}_{P\&C}$: carico termico dovuto a persone ed apparecchiature elettriche, misurato in [W], calcolato secondo la (A2-13).

Tabella A2.4 – Carico estivo di progetto, risultati ottenuti dal software Edilclima

Zona termica	Ambiente	Q _{IRR} [W]	Q _{TR} [W]	Q _c [W]
Zona lobby	Lobby di ingresso	12 401	5 876	20 915
Zona uffici	Ufficio al piano 1	11 203	3 575	27 242
	Ufficio al piano 2	14 996	4 785	35 711
	Ufficio al piano 3	14 647	5 152	46 629
	Ufficio al piano 4	14 947	4 943	46 783
	Ufficio al piano 5	15 269	4 971	46 947
	Ufficio al piano 6	15 263	4 943	47 117
	Ufficio al piano 7	15 543	4 971	47 292
	Ufficio al piano 8	15 910	5 003	47 477
	Ufficio al piano 9	16 110	5 013	47 668
	Ufficio al piano 10	16 322	5 019	47 817
	Ufficio al piano 11	17 829	5 090	48 066
	Ufficio al piano 12	17 572	5 064	52 497
	Ufficio al piano 13	18 361	5 134	52 719
	Ufficio al piano 14	18 614	5 146	52 942
	Ufficio al piano 15	18 928	5 170	53 175
	Ufficio al piano 16	19 061	5 175	53 413
	Ufficio al piano 17	19 499	5 226	53 663
	Ufficio al piano 18	19 541	5 201	53 917
	Ufficio al piano 19	19 764	5 205	54 569
	Ufficio al piano 20	20 091	5 241	54 553
	Ufficio al piano 21	20 386	5 272	54 802
	Ufficio al piano 22	20 607	5 295	55 067
	Ufficio al piano 23	21 008	8 114	55 332
<i>Totale</i>		<i>413 872</i>	<i>124 584</i>	<i>1 156 313</i>

Per ciascuna zona termica viene definito il “carico di zona”, \dot{Q}_{ZONA} , misurato in [kW], calcolato come:

$$\dot{Q}_{ZONA} = \sum_i \dot{Q}_{IRR,i} + \dot{Q}_{TR,i} + \dot{Q}_{C,i} \quad (A2-18)$$

Dove la sommatoria è estesa a tutti gli ambienti appartenenti alla data zona termica.

Considerando l'equazione (A2-18), unitamente ai risultati numerici riportati in Tabella A2.5 si ottiene che:

Tabella A2.5 – Carico termico estivo di zona

Zona termica	Carico termico di zona	U.m.
Zona lobby	39	kW
Zona uffici	1 656	kW
<i>Totale</i>	<i>1 695</i>	<i>kW</i>

Il calcolo del carico termico per ventilazione in condizioni di progetto estive è effettuato manualmente.

Nel *caso base* le unità di trattamento aria sarebbero solamente dotate della batteria di raffreddamento e deumidificazione, pertanto non verrebbe effettuato il trattamento di pre-raffreddamento sull'aria elaborata dalle macchine.

Calcolando il carico termico per ventilazione, \dot{Q}_{VENT} , mediante la (A2-14), nella quale si è sostituito h_I con $h_M = h_M(T_{BS} = 16.0 \text{ }^\circ\text{C}; X_M = 8.4 \text{ g}_V/\text{kg}_{AS})$, nel caso base si ottiene che:

Zona termica	Carico termico per ventilazione	U.m.
Zona lobby	67	kW
Zona uffici	1 116	kW
<i>Totale</i>	<i>1 183</i>	<i>kW</i>

Quindi nel *caso base*, visti i risultati numerici riportati in Tabella A2.5 ed in Tabella A2.6, in accordo con l'equazione (A2-15) si ottiene:

Zona termica	Carico termico di progetto estivo	U.m.
Zona lobby	106	kW
Zona uffici	2 771	kW
<i>Totale</i>	<i>2 878</i>	<i>kW</i>

Il carico termico estivo di progetto totale ammonta a 2 878 kW.

La potenza frigorifera di picco cui dovrebbero far fronte le macchine polivalenti nel caso base è calcolata a partire dal carico termico estivo di progetto, quest'ultimo maggiorato del 5%.

Pertanto le macchine polivalenti, nel caso base, dovrebbero soddisfare una richiesta di potenza frigorifera di picco pari a 3 022 kW. Da questo dato deriva la scelta dell'adozione di tre macchine polivalenti taglia 3202 ed una macchina polivalente taglia 1502 in accordo a quanto riportato in Tabella 2.17 del Capitolo 2, sotto-sezione 2.5.1.

Nel caso base, in funzionamento estivo, le macchine polivalenti devono poter cedere 3 398 kW di potenza termica alla sorgente termica. Infatti, le tre unità polivalenti di taglia 3202 erogano una potenza frigorifera massima di 2637 kW assorbendo complessivamente 477 kW di potenza elettrica. L'unità polivalente di taglia 1502 eroga una potenza frigorifera massima pari a 241 kW assorbendo una potenza elettrica pari a 43 kW (per i dati di targa delle macchine si veda la Tabella 2.17 del Capitolo 2, sotto-sezione 2.5.1).

Quindi le quattro unità polivalenti cedono all'acqua di falda una potenza termica complessivamente pari a:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{\text{SORG,TOT}} &= 3 * (\dot{Q}_F + \dot{W}_E)_{3202} + 1 * (\dot{Q}_F + \dot{W}_E)_{1502} = \\
 &= 3 * (879 + 159) + 1 * (241 + 43) = \quad (A2-19) \\
 &= 3 398 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

La Figura A2.1 chiarisce la situazione sugli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 in questa condizione di carico.

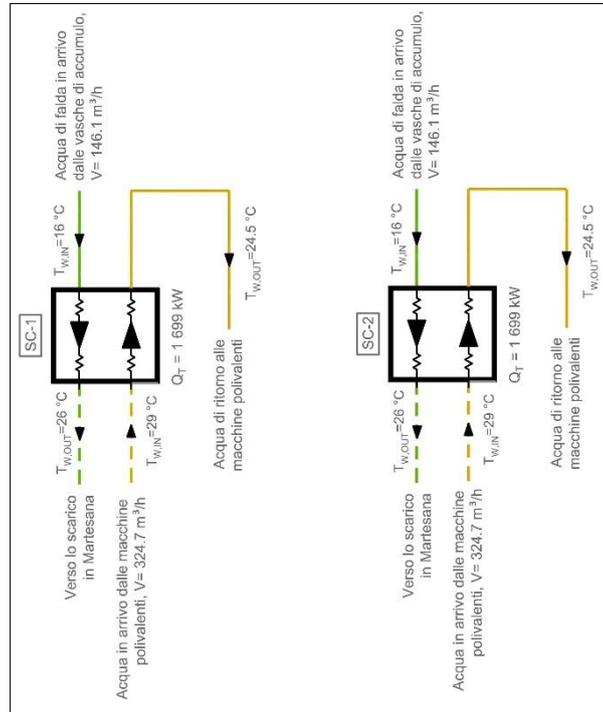


Figura A2.1 – Scambiatori di calore SC-1 ed SC-2.
Condizione di funzionamento estiva nel caso base.

I circuiti secondari degli scambiatori di calore ricevono in ingresso l'acqua proveniente dalle macchine polivalenti, ad una temperatura di 29.0 °C. L'acqua quindi ritorna alle macchine polivalenti ad una temperatura di 24.5 °C. In ciascuno dei due scambiatori di calore l'acqua proveniente dalle macchine polivalenti deve cedere una potenza termica pari a 1 699 kW. Su ciascun circuito secondario risulta quindi circolante una portata d'acqua pari a 324.7 m³/h.

Sui circuiti primari degli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 giunge in ingresso l'acqua di falda prelevata dalle vasche di accumulo ad una temperatura di 16.0 °C. Poiché la temperatura di uscita dell'acqua di falda dai circuiti primari degli scambiatori di calore è stata fissata⁶³ a 26 °C ne risulta una portata pari a 146.1 m³/h.

Nel caso base, in funzionamento invernale, le macchine polivalenti devono poter assorbire 1 478 kW di potenza termica dalla sorgente termica. Infatti, le due unità polivalenti di taglia 3202 erogano una potenza termica massima di 1 866 kW assorbendo complessivamente 388 kW di potenza elettrica (per i dati di targa delle macchine si veda la Tabella 2.17 del Capitolo 2, sotto-sezione 2.5.1). Quindi le due unità polivalenti devono poter assorbire dall'acqua di falda una potenza termica complessivamente pari a:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{SORG,TOT}} &= 2 * (\dot{Q}_T - \dot{W}_E)_{3202} = 2 * (933 - 194) \\ &= 1\,478 \text{ kW} \end{aligned} \quad (\text{A2-20})$$

⁶³ Per vincoli dettati dall'Ente Gestore di falda può essere scaricata nel Naviglio della Martesana ad una temperatura massima di 26.0 °C

La Figura A2.2 chiarisce la situazione sugli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 in questa condizione di carico.

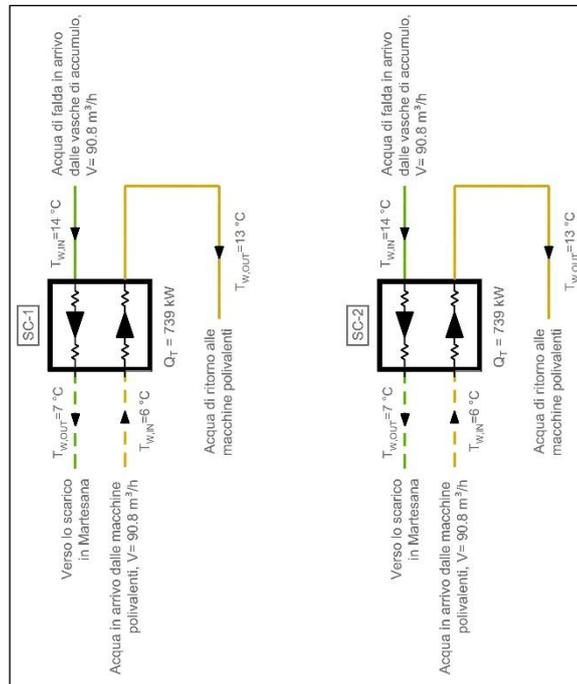


Figura A2.2 – Scambiatori di calore SC-1 ed SC-2.
Condizione di funzionamento invernale nel caso base.

I circuiti secondari degli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 ricevono in ingresso l'acqua proveniente dalle macchine polivalenti, ad una temperatura di 6.0 °C. L'acqua quindi ritorna alle macchine ad una temperatura di 13.0 °C. In ciascuno dei due scambiatori di calore l'acqua proveniente dalle macchine polivalenti deve assorbire una potenza termica pari a 739 kW. Su ciascun circuito secondario risulta quindi circolante una portata d'acqua pari a 90.8 m³/h.

Sui circuiti primari degli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 giunge in ingresso l'acqua di falda prelevata dalle vasche di accumulo ad una temperatura di 14.0 °C. Poiché l'acqua di falda esce dai circuiti primari degli scambiatori ad una temperatura di 7.0 °C ne risulta una portata pari a 90.8 m³/h.

Nel caso di progetto il carico termico estivo di progetto, Φ_{CL} , rimane invariato rispetto al caso base. Pertanto i risultati numerici riportati in Tabella A2.5, Tabella A2.6 e Tabella A2.7 sono validi sia per il caso base sia per il caso di progetto.

Nel caso di progetto tuttavia, grazie allo sfruttamento dell'acqua di falda così come descritto nel Capitolo 2, sotto-sezione 2.5.2 si riduce la potenza frigorifera di picco a carico delle macchine polivalenti.

Nel caso di progetto tutte le unità di trattamento aria sono dotate di batteria di pre-raffreddamento.

Ipotizzando in fase preliminare:

- Di dotare ciascuna UTA di una batteria di pre-raffreddamento a 8 ranghi e passo delle alette di 2.5 mm;
- Una temperatura di bulbo secco dell'aria in uscita dalle batterie di pre-raffreddamento pari a 23.0 °C (valore cautelativo);
- Che l'aria, nel passaggio attraverso la batteria di pre-raffreddamento subisca una trasformazione ad umidità assoluta costante;
- Di alimentare le batterie di pre-raffreddamento con acqua a 17.5 °C e salto termico di 6.0 °C.

Utilizzando l'equazione (A2-14), nella quale $h_M = h_M(T_{BS} = 23.0^\circ\text{C}; X_M = X_E)$, si ottiene che:

- Le batterie di pre-raffreddamento delle UTA AHU-1, AHU-2, ed AHU-5 scambiano con l'aria esterna una potenza termica sensibile complessivamente pari a 176.5 kW. Risulta quindi necessaria una portata d'acqua di alimento pari a 25.3 m³/h;
- La batteria di pre-raffreddamento delle UTA AHU-3 ed AHU-4 scambiano con l'aria esterna una potenza termica sensibile complessivamente pari a 167.5 kW; Risulta quindi necessaria una portata d'acqua di alimento pari a 24.0 m³/h;

Nel caso di progetto si ipotizza che il carico di zona, definito dall'equazione (A2-18), sia totalmente trasferito al circuito idronico che serve i terminali ambiente.

In accordo a quanto contenuto nella Tabella 2.13 del Capitolo 2, sotto-sezione 2.4.1 i terminali ambiente saranno alimentati con acqua a 17.0 °C e salto termico di 3.0 °C.

Il carico di zona totale è pari a 1 695 kW (vedasi equazione (A2-18 e Tabella A2.6), così ripartito:

- Per la lobby al piano terra e gli ambienti della zona uffici, dal piano primo al piano dodicesimo il carico di zona è pari a 824.6 kW. Con 3.0 °C di salto termico subito dall'acqua circolante nei terminali a servizio di questi ambienti risulta una portata d'acqua pari a 236.5 m³/h;
- Per gli ambienti della zona uffici, dal piano tredicesimo al piano ventitreesimo il carico di zona è pari a 870.2 kW. Con 3.0 °C di salto termico subito dall'acqua circolante nei terminali a servizio di questi ambienti risulta una portata d'acqua pari a 249.4 m³/h;

A fronte di quanto appena detto, negli scambiatori di calore SC-3 ed SC-4, in condizioni di progetto estive per il "caso di progetto", si ha la seguente situazione.

Nel circuito primario dello scambiatore di calore SC-3 giunge una portata d'acqua pari a⁶⁴ 261.8 m³/h ad una temperatura di 20.3 °C, acqua proveniente dalle utenze alimentate ad acqua refrigerata dei circuiti di bassa pressione, così come mostrato in Figura A2.3.

Nel circuito primario dello scambiatore di calore SC-4 giunge una portata d'acqua pari a⁶⁵ 273.4 m³/h ad una temperatura di 20.3 °C, acqua proveniente dalle utenze alimentate ad acqua refrigerata dei circuiti di alta pressione, così come mostrato in Figura A2.3.

Gli scambiatori di calore SC-3 ed SC-4 saranno dimensionati per ottenere l'acqua in uscita dai circuiti primari ad una temperatura di 17.5 °C. Tuttavia, cautelativamente, si considererà che l'acqua in uscita dal circuito primario degli scambiatori di calore SC-3 ed SC-4 avrà una temperatura pari a 18.5 °C.

⁶⁴ Provengono 25.3 m³/h dalle batterie di pre-raffreddamento delle UTA AHU-1, AHU-2 ed AHU-5 a cui si aggiungono 236.5 m³/h provenienti dai terminali ambiente che servono la zona lobby e gli ambienti della zona lobby dal piano primo al piano dodicesimo.

⁶⁵ Provengono 24.0 m³/h dalle batterie di pre-raffreddamento delle UTA AHU-3, ed AHU-4 a cui si aggiungono 249.4 m³/h provenienti dai terminali ambiente che servono gli ambienti della zona uffici dal piano tredicesimo al piano ventitreesimo.

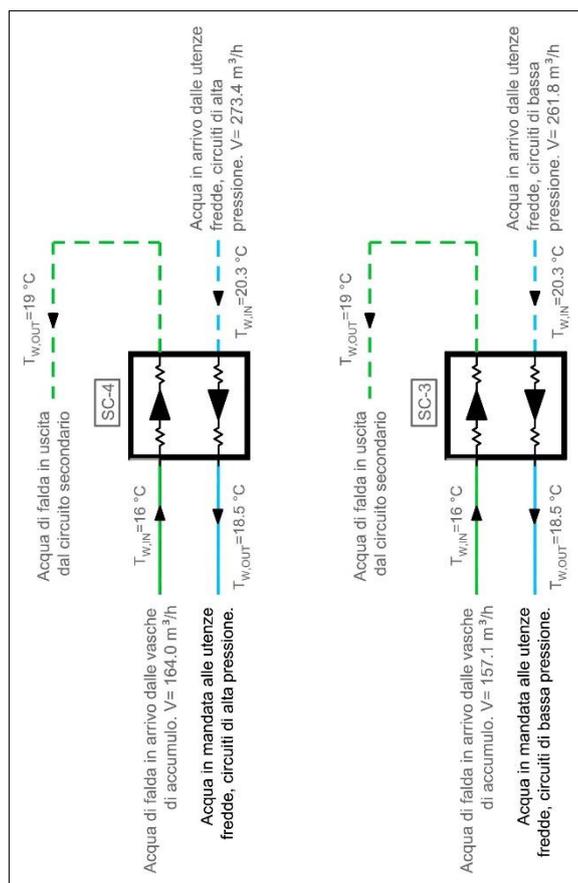


Figura A2.3 – Scambiatori di calore SC-3 ed SC-4.
Funzionamento in condizioni di progetto estive.

Con l'ipotesi cautelativa appena introdotta risulta che:

- Nello scambiatore di calore SC-3 l'acqua proveniente dalle utenze alimentate ad acqua refrigerata dei circuiti di bassa pressione cederà una potenza termica pari a⁶⁶ 548.0 kW;
- Nello scambiatore di calore SC-4 l'acqua proveniente dalle utenze fredde dei circuiti di alta pressione cederà una potenza termica pari a⁶⁷ 575.2 kW;

I circuiti secondari degli scambiatori di calore SC-3 ed SC-4 ricevono in ingresso l'acqua di falda proveniente dalle vasche di accumulo, ad una temperatura di 16 °C.

L'acqua di falda subisce un salto termico di 3 °C durante il passaggio negli scambiatori di calore in condizioni di progetto.

Consegue che:

- Nel circuito secondario dello scambiatore di calore SC-3 circola una portata d'acqua di falda pari a 157.1 m³/h (548.0 kW di potenza termica e salto termico di 3°C subito dall'acqua di falda);
- Nel circuito secondario dello scambiatore di calore SC-4 circola una portata d'acqua di falda pari a 164.0 m³/h (575.2 kW di potenza termica e salto termico di 3°C subito dall'acqua di falda);

⁶⁶ Una portata d'acqua pari a 261.8 m³/h, con salto termico pari a 1.8 °C (temperatura dell'acqua in ingresso pari a 20.3 °C e temperatura dell'acqua in uscita pari a 18.5 °C) cedono una potenza termica pari a 548.0 kW.

⁶⁷ Una portata d'acqua pari a 273.4 m³/h, con salto termico pari a 1.8 °C (temperatura dell'acqua in ingresso pari a 20.3 °C e temperatura dell'acqua in uscita pari a 18.5 °C) cedono una potenza termica pari a 572.2 kW.

La potenza frigorifera di picco cui faranno fronte le macchine polivalenti nel caso di progetto è calcolata sulla base del carico termico estivo di progetto (2 878 kW) al netto della potenza termica ceduta all'acqua di falda negli scambiatori di calore SC-3 ed SC-4 (1 134 kW).

Considerando una maggiorazione del 7.5%, nel caso di progetto la potenza frigorifera di picco è pari a 1 874 kW. Da questo dato deriva la scelta dell'adozione di due macchine polivalenti taglia 3202 ed una macchina polivalente taglia 1502 in accordo a quanto riportato in Tabella 2.19 del Capitolo 2, sotto-sezione 2.5.2.

Nel caso di progetto, in funzionamento estivo, le macchine polivalenti devono poter cedere 2 213 kW di potenza termica alla sorgente termica. Infatti, le due unità polivalenti di taglia 3202 erogano una potenza frigorifera massima di 2637 kW assorbendo complessivamente 477 kW di potenza elettrica. L'unità polivalente di taglia 1502 eroga una potenza frigorifera massima pari a 116 kW assorbendo una potenza elettrica pari a 21 kW (per i dati di targa delle macchine si veda la Tabella 2.19 del Capitolo 2, sotto-sezione 2.5.2).

Quindi le tre unità polivalenti cedono all'acqua di falda una potenza termica complessivamente pari a:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{SORG,TOT}} &= 2 * (\dot{Q}_F + \dot{W}_E)_{3202} + 1 * (\dot{Q}_F + \dot{W}_E)_{1502} = \\ &= 2 * (879 + 159) + 1 * (116 + 21) = \quad (A2-21) \\ &= 2\,213 \text{ kW} \end{aligned}$$

La Figura A2.4 chiarisce la situazione sugli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 in questa condizione di carico.

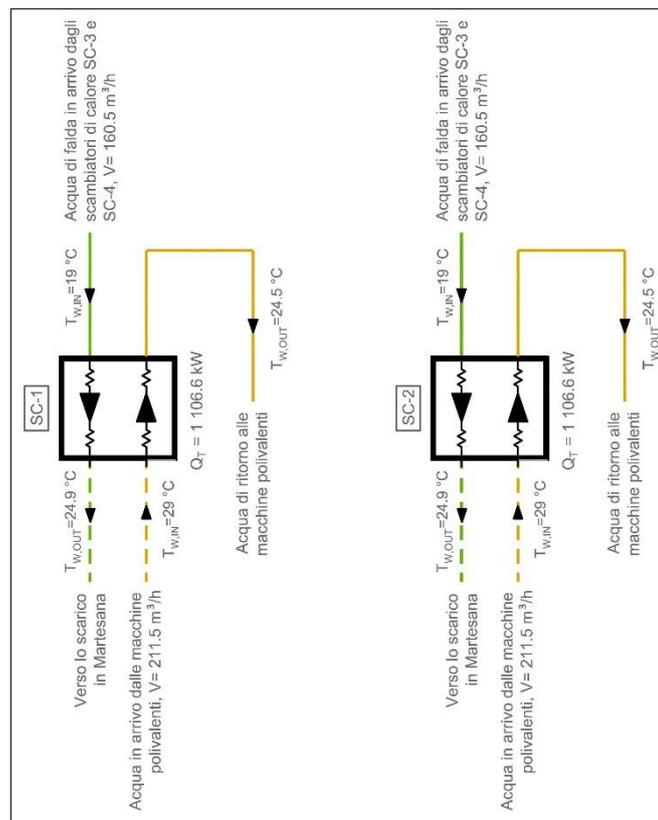


Figura A2.4 – Scambiatori di calore SC-1 ed SC-2.
Condizione di funzionamento estiva nel caso progetto.

I circuiti secondari degli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 ricevono in ingresso l'acqua proveniente dalle macchine polivalenti, ad una temperatura di 29.0 °C. L'acqua quindi ritorna alle macchine ad una temperatura di 24.5 °C. In ciascuno dei due scambiatori di calore l'acqua proveniente dalle

macchine polivalenti deve cedere una potenza termica pari a 1 106.6 kW. Su ciascun circuito secondario risulta quindi circolante una portata d'acqua pari a 211.5 m³/h.

Così come osservabile dalla Figura A2.4 e dallo schema funzionale di Figura 2.7, in ingresso al circuito primario di ognuno dei due scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 giunge una portata di acqua di falda pari a 160.5 m³/h, acqua che proviene dagli scambiatori di calore SC-3 ed SC-4, ad una temperatura di 19.0 °C. In uscita dagli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 la temperatura dell'acqua di falda risulta essere pari a 24.9 °C dopo che ad essa sono stati ceduti 2 213 kW di potenza termica.

Nel caso di progetto, in condizioni di funzionamento invernale, la situazione sugli scambiatori di calore SC-1 ed SC-2 risulta ancora essere quella mostrata in Figura A2.2

A2.4 Unità di trattamento aria a servizio della zona uffici e della zona lobby, caratteristiche tecniche

In questa sezione sono riportate le caratteristiche tecniche delle unità di trattamento aria a servizio della zona uffici e della zona lobby, precedentemente descritte, in termini di componentistica essenziale nel Capitolo 2, sezione 2.4.

Per ciascuna UTA sono qui riportati:

- I cicli di trattamento in termini di proprietà psicrometriche dell'aria, in condizioni di progetto invernali ed estive svolti sull'aria trattata.
- Le potenze termiche e frigorifere richieste alle batterie di trattamento;
- Le caratteristiche principali dei ventilatori di mandata e di ripresa;

Le seguenti Tabella A2.8, Tabella A2.9, Tabella A2.10, Tabella A2.11 e Tabella A2.12 sono riferite alle UTA del caso base (caso per il quale le UTA non sono dotate di batteria di pre-raffreddamento). Le seguenti Tabella A2.13, Tabella A2.14, Tabella A2.15, Tabella A2.16 e Tabella A2.17 sono riferite alle UTA del caso di progetto (caso per il quale UTA sono dotate di batteria di pre-raffreddamento).

Si precisa che le proprietà psicrometriche dell'aria e le caratteristiche tecniche dei ventilatori sono state ricavate tramite un software di calcolo specifico per il dimensionamento di unità di trattamento aria fornito da un'azienda contattata durante lo sviluppo del progetto preliminare.

<i>Tabella A2.8 – Unità di trattamento aria AHU-1, caratteristiche tecniche nel caso base</i>					
Unità di trattamento aria AHU-1					
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici		8.290	kg _{AS} /s		
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto					
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T_{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg_{AS}]	h [kJ/kg_{AS}]
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	11.0	41	3.2	19.1
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	20.0	22	3.2	31.8
Ciclo di trattamento estivo, condizioni di progetto					
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T_{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg_{AS}]	h [kJ/kg_{AS}]
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	28.2	61	14.2	64.6
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	3	14.2	83	8.4	35.5
Batterie di trattamento termico					
Potenza termica richiesta alla batteria di riscaldamento					
Q _{RISC}	100	kW			
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione					
Q _{TOT}	241	kW	<i>di cui:</i>	Q _{SENS}	117 kW
				Q _{LAT}	120 kW
Ventilatore di mandata					
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		24 870	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta		272	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta		1 192	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				12.22	kW
Rendimento totale del ventilatore		81.57	%		
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			14.98	kW	
Ventilatore di ripresa					
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		21 043	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta		165	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta		434	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				3.47	kW
Rendimento totale del ventilatore		74.62	%		
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			4.65	kW	

<i>Tabella A2.9 – Unità di trattamento aria AHU-2, caratteristiche tecniche nel caso base</i>						
Unità di trattamento aria AHU-2						
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici		8.505	kg _{AS} /s			
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	11.0	41	3.2	19.1	
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	20.0	22	3.2	31.8	
Ciclo di trattamento estivo, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	28.2	61	14.2	64.6	
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	3	14.2	83	8.4	35.5	
Batterie di trattamento termico						
Potenza termica richiesta alla batteria di riscaldamento						
Q _{RISC}	103	kW				
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione						
Q _{TOT}	247	kW	di cui:	Q _{SENS}	120	kW
				Q _{LAT}	123	kW
Sezione di umificazione mediante umidificatore a pacco evaporante						
Ventilatore di mandata						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		25 515	m ³ /h		
	Prevalenza statica utile richiesta		274	Pa		
	Prevalenza statica totale richiesta		1212	Pa		
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				12.36	kW	
Rendimento totale del ventilatore		79.18	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			15.61	kW		
Ventilatore di ripresa						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		22 058	m ³ /h		
	Prevalenza statica utile richiesta		169	Pa		
	Prevalenza statica totale richiesta		467	Pa		
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				3.87	kW	
Rendimento totale del ventilatore		76.78	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			5.04	kW		

<i>Tabella A2.10 – Unità di trattamento aria AHU-3, caratteristiche tecniche nel caso base</i>						
Unità di trattamento aria AHU-3						
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici		8.092	kg _{AS} /s			
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	11.0	41	3.2	19.1	
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	20.0	22	3.2	31.8	
Ciclo di trattamento estivo, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	28.2	61	14.2	64.6	
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	3	14.2	83	8.4	35.5	
Batterie di trattamento termico						
Potenza termica richiesta alla batteria di riscaldamento						
Q _{RISC}	98	kW				
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione						
Q _{TOT}	235	kW	di cui:	Q _{SENS}	114	kW
				Q _{LAT}	117	kW
Ventilatore di mandata						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata			24 276	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta			239	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta			1122	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro					10.90	kW
Rendimento totale del ventilatore		79.10	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro				13.78	kW	
Ventilatore di ripresa						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata			21 055	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta			152	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta			426	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro					3.49	kW
Rendimento totale del ventilatore		74.73	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro				4.67	kW	

<i>Tabella A2.11 – Unità di trattamento aria AHU-4, caratteristiche tecniche nel caso base</i>						
Unità di trattamento aria AHU-4						
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici		10.106	kg _{AS} /s			
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	11.0	41	3.2	19.1	
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	20.0	22	3.2	31.8	
Ciclo di trattamento estivo, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	28.2	61	14.2	64.6	
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	3	14.2	83	8.4	35.5	
Batterie di trattamento termico						
Potenza termica richiesta alla batteria di riscaldamento						
Q _{RISC}	122	kW				
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione						
Q _{TOT}	294	kW	di cui:	Q _{SENS}	142	kW
				Q _{LAT}	147	kW
Ventilatore di mandata						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata			30 319	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta			250	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta			1273	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				15.59	kW	
Rendimento totale del ventilatore		83.95	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro				18.57	kW	
Ventilatore di ripresa						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata			26 862	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta			151	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta			479	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				5.29	kW	
Rendimento totale del ventilatore		76.45	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro				6.83	kW	

<i>Tabella A2.12 – Unità di trattamento aria AHU-5, caratteristiche tecniche nel caso base</i>						
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici		4.800		kg _{AS} /s		
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T_{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg_{AS}]	h [kJ/kg_{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1	
A valle del punto di miscela	2	7.4	72	4.6	19.0	
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	24.0	30	4.6	37.2	
Ciclo di trattamento estivo, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T_{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg_{AS}]	h [kJ/kg_{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6	
A valle del punto di miscela	2	29.0	49	12.4	60.8	
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	3	14.0	99	10.0	39.4	
In uscita dalla batteria di post riscaldamento	4	21.2	64	10.0	46.8	
Batterie di trattamento termico						
Potenza termica richiesta alla batteria di riscaldamento						
Q _{RISC}	85	kW				
Potenza termica richiesta alla batteria di post-riscaldamento						
Q _{POST-RISC}	35	kW				
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione						
Q _{TOT}	103	kW	<i>di cui:</i>	Q _{SENS}	72	kW
				Q _{LAT}	28	kW
Ventilatore di mandata						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		14 400		m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta		143		Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta		823		Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				4.37	kW	
Rendimento totale del ventilatore		78.63	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			5.70	kW		

<i>Tabella A2.13 – Unità di trattamento aria AHU-1, caratteristiche tecniche nel caso di progetto</i>					
Unità di trattamento aria AHU-1					
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici		8.290	kg _{AS} /s		
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto					
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T_{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg_{AS}]	h [kJ/kg_{AS}]
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	11.0	41	3.2	19.1
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	20.0	22	3.2	31.8
Ciclo di trattamento estivo, condizioni di progetto					
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T_{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg_{AS}]	h [kJ/kg_{AS}]
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	28.2	61	14.2	64.6
In uscita dalla batteria pre-raffreddamento	3	20.0	98	14.1	55.9
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	4	14.2	83	8.4	35.5
Batterie di trattamento termico					
Potenza termica richiesta alla batteria di riscaldamento					
Q _{RISC}	100	kW			
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di pre-raffreddamento					
Q _{TOT}	72	kW	<i>di cui:</i>	Q _{SENS}	68 kW
				Q _{LAT}	2 kW
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione					
Q _{TOT}	169	kW	<i>di cui:</i>	Q _{SENS}	48 kW
				Q _{LAT}	118 kW
Ventilatore di mandata					
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		24 870	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta		272	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta		1230	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				12.23	kW
Rendimento totale del ventilatore		81.01	%		
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			15.46	kW	
Ventilatore di ripresa					
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		21 043	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta		165	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta		434	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				3.47	kW
Rendimento totale del ventilatore		74.62	%		
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			4.65	kW	

<i>Tabella A2.14 – Unità di trattamento aria AHU-2, caratteristiche tecniche nel caso di progetto</i>					
Unità di trattamento aria AHU-2					
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici		8.505	kg _{AS} /s		
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto					
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	11.0	41	3.2	19.1
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	20.0	22	3.2	31.8
Ciclo di trattamento estivo, condizioni di progetto					
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	28.2	61	14.2	64.6
In uscita dalla batteria pre-raffreddamento	3	20.1	99	14.1	56.0
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	4	14.2	83	8.4	35.5
Batterie di trattamento termico					
Potenza termica richiesta alla batteria di riscaldamento					
Q _{RISC}	103	kW			
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di pre-raffreddamento					
Q _{TOT}	73	kW	di cui:	Q _{SENS}	69 kW
				Q _{LAT}	2 kW
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione					
Q _{TOT}	175	kW	di cui:	Q _{SENS}	51 kW
				Q _{LAT}	121 kW
Ventilatore di mandata					
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		25 515	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta		274	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta		1410	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				12.91	kW
Rendimento totale del ventilatore		82.74	%		
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			15.78	kW	
Ventilatore di ripresa					
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		22 058	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta		169	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta		467	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				3.87	kW
Rendimento totale del ventilatore		76.78	%		
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			5.04	kW	

<i>Tabella A2.15 – Unità di trattamento aria AHU-3, caratteristiche tecniche nel caso di progetto</i>						
Unità di trattamento aria AHU-3						
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici		8.092	kg _{AS} /s			
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	11.0	41	3.2	19.1	
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	20.0	22	3.2	31.8	
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	28.7	61	14.2	64.6	
In uscita dalla batteria pre-raffreddamento	3	19.9	98	14.2	56.1	
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	4	14.2	83	8.4	35.5	
Batterie di trattamento termico						
Q _{RISC}	98	kW				
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di pre-raffreddamento						
Q _{TOT}	69	kW	di cui:	Q _{SENS}	71	kW
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione						
Q _{TOT}	167	kW	di cui:	Q _{SENS}	47	kW
				Q _{LAT}	117	kW
Ventilatore di mandata						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata			24 276	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta			239	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta			1145	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				11.21	kW	
Rendimento totale del ventilatore		80.70	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro				13.89	kW	
Ventilatore di ripresa						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata			21 055	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta			152	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta			426	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				3.49	kW	
Rendimento totale del ventilatore		74.73	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro				4.67	kW	

<i>Tabella A2.16 – Unità di trattamento aria AHU-4, caratteristiche tecniche nel caso di progetto</i>						
Unità di trattamento aria AHU-4						
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici		10.106 kg _{AS} /s				
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	11.0	41	3.2	19.1	
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	20.0	22	3.2	31.8	
Ciclo di trattamento estivo, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T _{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg _{AS}]	h [kJ/kg _{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6	
In uscita dal recuperatore entalpico rotativo	2	29.0	61	14.2	64.6	
In uscita dalla batteria pre-raffreddamento	3	20.2	98	14.2	56.3	
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	4	14.2	83	8.4	35.5	
Batterie di trattamento termico						
Potenza termica richiesta alla batteria di riscaldamento						
Q _{RISC}	122	kW				
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di pre-raffreddamento						
Q _{TOT}	84	kW	di cui:	Q _{SENS}	90	kW
				Q _{LAT}	0	kW
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione						
Q _{TOT}	210	kW	di cui:	Q _{SENS}	61	kW
				Q _{LAT}	147	kW
Ventilatore di mandata						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		30 319	m ³ /h		
	Prevalenza statica utile richiesta		250	Pa		
	Prevalenza statica totale richiesta		1302	Pa		
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				14.04	kW	
Rendimento totale del ventilatore		80.53	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			17.22	kW		
Ventilatore di ripresa						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata		26 862	m ³ /h		
	Prevalenza statica utile richiesta		151	Pa		
	Prevalenza statica totale richiesta		479	Pa		
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				5.29	kW	
Rendimento totale del ventilatore		76.45	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			6.83	kW		

<i>Tabella A2.17 – Unità di trattamento aria AHU-5, caratteristiche tecniche nel caso di progetto</i>						
Portata massica di aria sottoposta a trattamenti termici			4.800 kg _{AS} /s			
Ciclo di trattamento invernale, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T_{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg_{AS}]	h [kJ/kg_{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'uta	1	-5.0	80	2.0	-0.1	
A valle del punto di miscela	2	7.4	72	4.6	19.0	
In uscita dalla batteria di riscaldamento	3	24.0	30	4.6	37.2	
Ciclo di trattamento estivo, condizioni di progetto						
Punti della trasformazione all'interno dell'uta	Punto	T_{DB} [°C]	RH [%]	X [gv/kg_{AS}]	h [kJ/kg_{AS}]	
Aria esterna in ingresso all'UTA	1	31.9	48	14.3	68.6	
A valle del punto di miscela	2	29.0	49	12.4	60.8	
In uscita dalla batteria pre-raffreddamento	5	19.4	91	12.8	52.0	
In uscita dalla batteria di raffreddamento e deumidificazione	3	14.0	99	10.0	39.4	
In uscita dalla batteria di post riscaldamento	4	21.2	64	10.0	46.8	
Batterie di trattamento termico						
Potenza termica richiesta alla batteria di riscaldamento						
Q _{RISC}	85	kW				
Potenza termica richiesta alla batteria di post-riscaldamento						
Q _{POST-RISC}	35	kW				
Potenza frigorifera richiesta alla batteria di raffreddamento e deumidificazione						
Q _{TOT}	60	kW	<i>di cui:</i>	Q _{SENS}	26	kW
				Q _{LAT}	33	kW
Ventilatore di mandata						
Punto di lavoro	Portata d'aria elaborata			14 400	m ³ /h	
	Prevalenza statica utile richiesta			143	Pa	
	Prevalenza statica totale richiesta			960	Pa	
Potenza meccanica richiesta all'albero della girante nel punto di lavoro				5.14	kW	
Rendimento totale del ventilatore		77.51	%			
Potenza elettrica assorbita dal motore elettrico nel punto di lavoro			6.63	kW		

A3 Allegati al capitolo 3

A3.1 Modellizzazione delle travi fredde attive all'interno del software IESVE, informazioni aggiuntive

La Tabella A3.1 mostra il numero di travi fredde attive presenti negli ambienti della zona uffici previste in fase di progetto preliminare, ripartite in base alle UTA dalle quali esse ricevono l'aria primaria di alimento. È riportato inoltre il valore complessivo della potenza termica sensibile delle batterie di scambio in condizioni di funzionamento invernale ed estiva.

<i>Tabella A3.1 – Travi fredde attive, portate d'aria primaria di alimento e potenze delle batterie di scambio</i>								
Travi fredde attive servite dall'AHU-1					Travi fredde attive servite dall'AHU-2			
Ambiente	N	V _{PR,TOT} [m ³ /h]	Q _{EST} [kW]	Q _{INV} [kW]	N	V _{PR,TOT} [m ³ /h]	Q _{EST} [kW]	Q _{INV} [kW]
Ufficio al piano 1	72	2 467	39.1	28.8	0	0	0.0	0.0
Ufficio al piano 2	42	1 508	22.8	16.8	50	1 795	27.2	20.0
Ufficio al piano 3	46	2 065	25.0	18.4	50	2 245	27.2	20.0
Ufficio al piano 4	46	2 068	25.0	18.4	50	2 248	27.2	20.0
Ufficio al piano 5	46	2 082	25.0	18.4	50	2 263	27.2	20.0
Ufficio al piano 6	46	2 050	25.0	18.4	52	2 318	28.2	20.8
Ufficio al piano 7	46	2 055	25.0	18.4	52	2 323	28.2	20.8
Ufficio al piano 8	46	2 023	25.0	18.4	54	2 374	29.3	21.6
Ufficio al piano 9	46	2 027	25.0	18.4	54	2 379	29.3	21.6
Ufficio al piano 10	46	2 029	25.0	18.4	54	2 382	29.3	21.6
Ufficio al piano 11	52	2 140	28.2	20.8	60	2 184	32.6	24.0
Ufficio al piano 12	52	2 158	28.2	20.8	60	2 105	32.6	24.0
Travi fredde attive servite dall'AHU-3					Travi fredde attive servite dall'AHU-4			
Ambiente	N	V _{PR,TOT} [m ³ /h]	Q _{EST} [kW]	Q _{INV} [kW]	N	V _{PR,TOT} [m ³ /h]	Q _{EST} [kW]	Q _{INV} [kW]
Ufficio al piano 13	54	2 264	29.3	21.6	62	2 599	33.7	24.8
Ufficio al piano 14	54	2 192	29.3	21.6	66	2 680	35.8	26.4
Ufficio al piano 15	54	2 199	29.3	21.6	66	2 688	35.8	26.4
Ufficio al piano 16	54	2 163	29.3	21.6	68	2 724	36.9	27.2
Ufficio al piano 17	54	2 190	29.3	21.6	68	2 758	36.9	27.2
Ufficio al piano 18	54	2 205	29.3	21.6	68	2 777	36.9	27.2
Ufficio al piano 19	54	2 205	29.3	21.6	68	2 777	36.9	27.2
Ufficio al piano 20	54	2 205	29.3	21.6	68	2 777	36.9	27.2
Ufficio al piano 21	54	2 229	29.3	21.6	68	2 807	36.9	27.2
Ufficio al piano 22	54	2 207	29.3	21.6	70	2 861	38.0	28.0
Ufficio al piano 23	54	2 216	29.3	21.6	70	2 872	38.0	28.0

Nella tabella i termini hanno i seguenti significati:
 N: Numero di terminali ambiente serviti dall'unità di trattamento aria
 V_{PR,TOT}: Portata di aria primaria complessivamente inviata alle travi fredde attive servite dall'unità di trattamento aria
 Q_{EST}: potenza termica delle batterie di scambio termico in condizioni estive. E' calcolata come il prodotto tra il numero di travi fredde attive servite dall'unità di trattamento aria e la resa termica sensibile di una singola batteria di scambio.
 Q_{INV}: potenza termica delle batterie di scambio termico in condizioni invernali. E' calcolata come il prodotto tra il numero di travi fredde attive servite dall'unità di trattamento aria e la resa termica sensibile di una singola batteria di scambio.

La Tabella A3.2 mostra i valori di portate d'aria complessivamente indotte dai terminali ambiente calcolate secondo la procedura di calcolo illustrata nel Capitolo 3, sotto-sezione 3.2.3.

<i>Tabella A3.2 – portate d'aria complessivamente indotte dai terminali ambiente</i>						
	Travi fredde attive servite dall'AHU-1			Travi fredde attive servite dall'AHU-2		
Ambiente	N	V _{PR,TOT} [m ³ /h]	V _{IND,TOT} [m ³ /h]	N	V _{PR,TOT} [m ³ /h]	V _{IND,TOT} [m ³ /h]
Ufficio al piano 1	72	2 467	13 211	0	0	0
Ufficio al piano 2	42	1 508	8 073	50	1 795	9 611
Ufficio al piano 3	46	2 065	11 060	50	2 245	12 021
Ufficio al piano 4	46	2 068	11 072	50	2 248	12 035
Ufficio al piano 5	46	2 082	11 146	50	2 263	12 115
Ufficio al piano 6	46	2 050	10 979	52	2 318	12 411
Ufficio al piano 7	46	2 055	11 003	52	2 323	12 438
Ufficio al piano 8	46	2 023	10 830	54	2 374	12 714
Ufficio al piano 9	46	2 027	10 854	54	2 379	12 741
Ufficio al piano 10	46	2 029	10 866	54	2 382	12 755
Ufficio al piano 11	52	2 240	11 993	60	2 584	13 838
Ufficio al piano 12	52	2 258	12 089	60	2 605	13 948
	Travi fredde attive servite dall'AHU-3			Travi fredde attive servite dall'AHU-4		
Ambiente	N	V _{PR,TOT} [m ³ /h]	V _{IND,TOT} [m ³ /h]	N	V _{PR,TOT} [m ³ /h]	V _{IND,TOT} [m ³ /h]
Ufficio al piano 13	54	2 264	12 121	62	2 599	13 916
Ufficio al piano 14	54	2 192	11 740	66	2 680	14 349
Ufficio al piano 15	54	2 199	11 775	66	2 688	14 391
Ufficio al piano 16	54	2 163	11 581	68	2 724	14 584
Ufficio al piano 17	54	2 190	11 729	68	2 758	14 770
Ufficio al piano 18	54	2 205	11 809	68	2 777	14 871
Ufficio al piano 19	54	2 205	11 809	68	2 777	14 871
Ufficio al piano 20	54	2 205	11 809	68	2 777	14 871
Ufficio al piano 21	54	2 229	11 934	68	2 807	15 028
Ufficio al piano 22	54	2 207	11 820	70	2 861	15 322
Ufficio al piano 23	54	2 216	11 865	70	2 872	15 380

Nella tabella i termini hanno i seguenti significati:
N: Numero di terminali ambiente serviti dall'unità di trattamento aria
V_{PR,TOT}: Portata di aria primaria complessivamente inviata alle travi fredde attive servite dalle unità di trattamento aria
V_{IND,TOT}: Portata di aria complessivamente indotta dalle travi fredde attive, avendo assunto un rapporto di induzione pari a 5.4

A3.2 Indici di prestazione energetica delle macchine, funzioni interpolanti

Nella Figura 3.8 e nella Figura 3.9 (riportate alla sotto-sezione 3.3.1 del Capitolo 3) sono mostrati gli andamenti degli indici di prestazione energetica in funzione del carico sulle macchine di taglia 3202 ed 1502.

Per ciascuna taglia di macchina è stato approssimato l'andamento degli indici di prestazione energetica tramite funzioni lineari definite a tratti⁶⁸. I coefficienti angolari ed i valori di intercetta delle rette sono stati calcolati per interpolazione lineare sulla base dei valori di COP ed EER ai carichi parziali, valori forniti dal produttore delle macchine.

La Tabella A3.3 e la Tabella A3.4 riportano i parametri delle funzioni definite a tratti utilizzate per il calcolo degli indici di prestazione energetica in funzione del carico sulla macchina fittizia, calcolo eseguito con le equazioni (3-8) ed (3-9) mostrate al Capitolo 3, sotto-sezione 3.3.1.

<i>Tabella A3.3 – Macchine polivalenti funzionanti solo come frigoriferi, rette di interpolazione per gli indici di prestazione energetica ai carichi parziali</i>			
Carico frigorifero sulla taglia di macchina 1502		Rette di interpolazione per l'EER	
Da [kW]	a [kW]	Coefficiente angolare, m , [kW ⁻¹]	Intercetta, q
37	110	$1.14 \cdot 10^{-2}$	4.317
110	221	$8.11 \cdot 10^{-5}$	5.484
221	257	$1.94 \cdot 10^{-3}$	5.080
Carico frigorifero sulla taglia di macchina 3202		Rette di interpolazione per l'EER	
Da [kW]	a [kW]	Coefficiente angolare, m , [kW ⁻¹]	Intercetta, q
257	527	$-1.48 \cdot 10^{-4}$	5.626
527	703	$3.41 \cdot 10^{-4}$	5.374
703	879	$-3.98 \cdot 10^{-4}$	5.891

<i>Tabella A3.4 – Macchine polivalenti funzionanti solo come pompe di calore, rette di interpolazione per gli indici di prestazione energetica ai carichi parziali</i>			
Carico termico sulla taglia di macchina 1502		Rette di interpolazione per il COP	
Da [kW]	a [kW]	Coefficiente angolare, m , [kW ⁻¹]	Intercetta, q
39	78	$1.28 \cdot 10^{-2}$	3.390
78	117	$3.33 \cdot 10^{-3}$	4.130
117	195	$-3.85 \cdot 10^{-4}$	4.563
195	312	$1.85 \cdot 10^{-3}$	4.127
312	390	$3.85 \cdot 10^{-4}$	4.578
Carico termico sulla taglia di macchina 3202		Rette di interpolazione per il COP	
Da [kW]	a [kW]	Coefficiente angolare, m , [kW ⁻¹]	Intercetta, q
390	560	$2.14 \cdot 10^{-4}$	4.280
560	746	$1.72 \cdot 10^{-3}$	3.453
746	933	$4.28 \cdot 10^{-4}$	4.414

⁶⁸ La funzione definita a tratti è stata creata solo per il campo di funzionamento di interesse di ciascuna macchina. Si rimanda al Capitolo 3, sotto-sezione Capitolo 5 per il campo di funzionamento entro cui le macchine sono chiamate a funzionare

A4 Allegati al Capitolo 4

A4.1 Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, caso base. Risultati di calcolo

In Tabella A4.1 sono riportati i risultati di calcolo per la determinazione dell'indice $Q_{C,nd}$ per il caso base, ottenuti tramite software Edilclima.

<i>Tabella A4.1 – Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, caso base</i>								
Zona uffici								
Mese	$Q_{int,k}$ [kWh]	$Q_{sol,w,k}$ [kWh]	$Q_{C,tr,k}$ [kWh]	$Q_{C,ve,k}$ [kWh]	$Q_{gn,k}$ [kWh]	$Q_{C,ht,k}$ [kWh]	$\eta_{C,ls,k}$	$Q_{C,nd}$ [kWh]
Gennaio	95 338	64 294	260 020	332 635	159 631	592 655	0,269	18
Febbraio	86 111	75 645	204 720	258 109	161 756	462 830	0,349	92
Marzo	95 338	116 616	190 550	232 845	211 954	423 395	0,498	1 032
Aprile	92 262	139 627	151 333	184 364	231 889	335 698	0,672	6 385
Maggio	95 338	162 643	88 987	99 791	257 980	188 778	0,964	76 073
Giugno	92 262	185 397	53 900	46 823	277 659	100 723	0,999	177 008
Luglio	95 338	193 863	36 172	22 680	289 201	58 852	1,000	230 349
Agosto	95 338	166 098	37 604	25 704	261 435	63 308	1,000	198 131
Settembre	92 262	138 768	87 418	90 719	231 030	178 137	0,954	61 156
Ottobre	95 338	84 208	145 219	179 925	179 546	325 144	0,548	1 521
Novembre	92 262	50 651	215 028	270 693	142 913	485 720	0,294	28
Dicembre	95 338	47 556	267 224	340 195	142 894	607 420	0,235	7
<i>Totale:</i>	<i>1 122 525</i>	<i>1 425 366</i>	<i>1 738 175</i>	<i>2 084 483</i>	<i>2 547 888</i>	<i>3 822 660</i>	-	<i>751 800</i>
Zona lobby								
Mese	$Q_{int,k}$ [kWh]	$Q_{sol,w,k}$ [kWh]	$Q_{C,tr,k}$ [kWh]	$Q_{C,ve,k}$ [kWh]	$Q_{gn,k}$ [kWh]	$Q_{C,ht,k}$ [kWh]	$\eta_{C,ls,k}$	$Q_{C,nd}$ [kWh]
Gennaio	2577	707	14952	4495	3284	19447	0,169	0
Febbraio	2327	1090	11647	3488	3417	15134	0,226	0
Marzo	2577	2128	10590	3146	4705	13737	0,342	2
Aprile	2494	3131	8287	2491	5624	10778	0,519	28
Maggio	2577	4063	4517	1348	6639	5865	0,922	1229
Giugno	2494	4862	2262	633	7355	2895	0,999	4462
Luglio	2577	5031	1191	306	7608	1498	1	6110
Agosto	2577	3929	1383	347	6505	1731	1	4775
Settembre	2494	2764	4375	1226	5257	5602	0,846	520
Ottobre	2577	1353	8146	2431	3930	10577	0,371	2
Novembre	2494	651	12265	3658	3144	15923	0,197	0
Dicembre	2577	549	15345	4597	3125	19942	0,157	0
<i>Totale:</i>	<i>30 342</i>	<i>30 258</i>	<i>94 960</i>	<i>28 166</i>	<i>60 593</i>	<i>123 129</i>	-	<i>17 128</i>
<i>Da cui risulta per le due zone termiche:</i>								
$Q_{C,nd}$	769	MWh						

A4.2 Calcolo del periodo di raffrescamento ridotto, risultati.

Si riportano i risultati numerici ottenuti per la determinazione della durata del periodo ridotto per la climatizzazione estiva. Il procedimento di calcolo è spiegato nella sotto-sezione 4.3.2 del Capitolo 4.

<i>Tabella A4.2 – Calcolo del parametro $Q_{C,nd}$ per la determinazione della durata del periodo di raffrescamento ridotta</i>					
Zona uffici					
Mese	$\gamma_{C,k}$	$\gamma'_{C,k}$	$Q_{gn,k}$ [kWh]	$\eta_{C,ls,k}$	$Q_{C,nd}$ [kWh]
Gennaio	0.269	0.269	159 631	0.269	0
Febbraio	0.349	0.349	161 756	0.349	0
Marzo	0.501	0.501	211 954	0.501	1
Aprile	0.691	0.691	231 889	0.690	105
Maggio	1.367	0.862	257 980	0.999	69 407
Giugno	2.757	1.841	185 397	1.000	84 675
Luglio	4.914	3.294	193 863	1.000	135 011
Agosto	4.130	2.624	166 098	1.000	102 790
Settembre	1.297	0.779	231 030	0.998	53 311
Ottobre	0.552	0.552	179 546	0.552	2
Novembre	0.294	0.294	142 913	0.294	0
Dicembre	0.235	0.235	142 894	0.235	0
Totale:			2 264 951		445 302
Zona lobby					
Mese	$\gamma_{C,k}$	$\gamma'_{C,k}$	$Q_{gn,k}$ [kWh]	$\eta_{C,ls,k}$	$Q_{C,nd}$ [kWh]
Gennaio	0.169	0.169	3 284	0.169	0
Febbraio	0.226	0.226	3 417	0.226	0
Marzo	0.342	0.342	4 705	0.343	0
Aprile	0.522	0.522	5 624	0.522	0
Maggio	1.132	0.693	6 639	0.985	859
Giugno	2.540	1.679	4 862	1.000	1 967
Luglio	5.079	3.358	5 031	1.000	3 533
Agosto	3.758	2.270	3 929	1.000	2 198
Settembre	0.939	0.939	5 257	0.911	152
Ottobre	0.372	0.372	3 930	0.372	0
Novembre	0.197	0.197	3 144	0.197	0
Dicembre	0.157	0.157	3 125	0.157	0
Totale:			52 947		8 709
<i>Da cui risulta per le due zone termiche:</i>					
$Q_{C,nd}$	454	MWh			

<i>Tabella A4.3 – Parametri utilizzati per il calcolo del fattore di utilizzo delle dispersioni di energia termica totali</i>				
Calcolo effettuato in accordo alla norma UNI/TS 11300-2:2014				
	Zona uffici		Zona lobby	
$a_{c,0}$	8.1		8.1	
$\tau_{c,0}$	17	h	17	h
k	13		17	
A_w	9 288	m ²	537	m ²
A_f	21 486	m ²	577	m ²
τ	66.8		105	
a_c	17.6		30.1	
$(1/\gamma_c)_{LIM}$	1.1		1.0	

A4.3 Indice di prestazione termica utile per il raffrescamento, caso di progetto. Risultati di calcolo

In Tabella A4.4 sono riportati i risultati di calcolo per la determinazione dell'indice $Q_{C,nd}$ per il caso di progetto, ottenuti tramite software Edilclima avendo impostato la durata della stagione di climatizzazione ridotta, sulla base del fabbisogno di energia termica ideale riportato in Tabella A4.2.

<i>Tabella A4.4 – Fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento, caso di progetto</i>								
Zona uffici								
Mese	$Q_{int,k}$ [kWh]	$Q_{sol,w,k}$ [kWh]	$Q_{C,tr,k}$ [kWh]	$Q_{C,ve,k}$ [kWh]	$Q_{gn,k}$ [kWh]	$Q_{C,ht,k}$ [kWh]	$\eta_{C,ls,k}$	$Q_{C,nd}$ [kWh]
Maggio	6 151	10 493	4 705	4 780	16 644	9 485	0,990	7 254
Giugno	92 262	185 397	53 900	46 823	277 659	100 723	0,999	177 008
Luglio	95 338	193 863	36 172	22 680	289 201	58 852	1,000	230 349
Agosto	15 377	26 790	5 948	3 957	42 167	9 905	1,000	32 262
<i>Totale:</i>	<i>209 128</i>	<i>416 543</i>	<i>100 725</i>	<i>78 240</i>	<i>625 671</i>	<i>178 965</i>	-	<i>446 873</i>
Zona lobby								
Mese	$Q_{int,k}$ [kWh]	$Q_{sol,w,k}$ [kWh]	$Q_{C,tr,k}$ [kWh]	$Q_{C,ve,k}$ [kWh]	$Q_{gn,k}$ [kWh]	$Q_{C,ht,k}$ [kWh]	$\eta_{C,ls,k}$	$Q_{C,nd}$ [kWh]
Maggio	166	262	225	65	428	289	0,978	145
Giugno	2 494	4 862	2 262	633	7 355	2 895	0,999	4 462
Luglio	2 577	5 031	1 191	306	7 608	1 498	1,000	6 110
Agosto	416	634	216	53	1 049	269	1,000	780
<i>Totale:</i>	<i>5 653</i>	<i>10 789</i>	<i>3 894</i>	<i>1 057</i>	<i>16 440</i>	<i>4 951</i>	-	<i>11 497</i>
<i>Da cui risulta per le due zone termiche:</i>								
$Q_{C,nd}$	458	MWh						

A4.4 Indice di prestazione termica utile per il riscaldamento. Risultati di calcolo

In Tabella A4.5 sono riportati i risultati di calcolo per la determinazione dell'indice $Q_{H,nd}$, ottenuti tramite software Edilclima.

Intero edificio							
Mese	$Q_{int,k}$ [kWh]	$Q_{sol,w,k}$ [kWh]	$Q_{H,tr,k}$ [kWh]	$Q_{H,ve,k}$ [kWh]	$Q_{gn,k}$ [kWh]	$Q_{C,ht,k}$ [kWh]	$Q_{H,nd}$ [kWh]
Ottobre	53 695	46 921	54 640	63 894	100 616	118 534	27 570
Novembre	94 756	51 301	158 526	185 372	146 057	343 898	198 653
Dicembre	97 914	48 105	211 510	252 848	146 019	464 358	318 527
Gennaio	97 914	65 001	203 912	245 186	162 915	449 098	286 610
Febbraio	88 439	76 734	152 185	178 551	165 173	330 735	167 514
Marzo	97 914	118 744	130 082	144 047	216 658	274 128	73 796
Aprile	47 378	71 379	48 541	53 626	118 757	102 168	10 087
<i>Totale:</i>	<i>578 010</i>	<i>478 185</i>	<i>959 396</i>	<i>1 123 524</i>	<i>1 056 195</i>	<i>2 082 919</i>	<i>1 082 757</i>

A4.5 Energia elettrica complessivamente prelevata dalla rete. Ripartizione dell'energia elettrica tra i servizi di climatizzazione invernale ed estiva e produzione di acqua calda sanitaria

Nelle successive Tabella A4.6 e Tabella A4.7 sono riportati i valori delle quantità di energia elettrica complessivamente prelevate dalla rete e le quantità di energia elettrica prodotte dall'impianto fotovoltaico che sono ripartite tra i tre servizi considerati.

A4.5.1 Caso base

Mese	$E_{e,rete,tot,k}$ [kWh]	$E_{e,fv,k}$ [kWh]	$E_{C,tot,k}$ [kWh]	$E_{H,tot,k}$ [kWh]	$E_{W,tot,k}$ [kWh]
Gennaio	96 719	37 592	4 383	14 005	539
Febbraio	58 814	42 138	6 067	11 821	725
Marzo	41 498	62 522	12 840	13 101	1 157
Aprile	29 775	68 788	21 898	6 325	1 300
Maggio	34 519	74 821	34 113	0	1 317
Giugno	37 308	82 453	42 694	0	1 282
Luglio	41 493	88 853	48 302	0	1 312
Agosto	44 070	80 982	42 441	0	1 246
Settembre	28 765	74 122	31 691	0	1 342
Ottobre	50 166	46 571	11 068	5 075	926
Novembre	87 556	27 865	3 668	8 441	450
Dicembre	115 898	27 663	3 012	11 165	371

In tabella i termini hanno i seguenti significati:
 $E_{e,rete,tot,k}$: Energia elettrica complessivamente prelevata dalla rete;
 $E_{e,fv,k}$: Energia elettrica complessivamente prodotta dall'impianto fotovoltaico;
 $E_{C,tot,k}$: Energia elettrica globalmente richiesta per il servizio di climatizzazione estiva;
 $E_{H,tot,k}$: Energia elettrica globalmente richiesta per il servizio di climatizzazione invernale;
 $E_{W,tot,k}$: Energia elettrica globalmente richiesta per il servizio di produzione dell'acqua calda sanitaria;

A4.5.2 Caso di progetto

Mese	$E_{e,rete,tot,k}$ [kWh]	$E_{e,fv,k}$ [kWh]	$E_{C,tot,k}$ [kWh]	$E_{H,tot,k}$ [kWh]	$E_{W,tot,k}$ [kWh]
Gennaio	81 060	37 592	0	15 854	610
Febbraio	44 280	42 138	0	13 809	847
Marzo	20 135	62 522	0	16 487	1 456
Aprile	0	68 788	0	9 063	1 862
Maggio	0	74 821	3 424	0	1 924
Giugno	37 308	82 453	42 694	0	1 282
Luglio	41 493	88 853	48 302	0	1 312
Agosto	0	80 982	10 594	0	1 924
Settembre	0	74 122	0	0	1 862
Ottobre	27 176	46 571	0	6 657	1 215
Novembre	72 365	27 865	0	9 721	518
Dicembre	100 266	27 663	0	12 529	416

In tabella i termini hanno i seguenti significati;
 $E_{e,rete,tot,k}$: Energia elettrica complessivamente prelevata dalla rete;
 $E_{e,fv,k}$: Energia elettrica complessivamente prodotta dall'impianto fotovoltaico;
 $E_{C,tot,k}$: Energia elettrica globalmente richiesta per il servizio di climatizzazione estiva;
 $E_{H,tot,k}$: Energia elettrica globalmente richiesta per il servizio di climatizzazione invernale;
 $E_{W,tot,k}$: Energia elettrica globalmente richiesta per il servizio di produzione dell'acqua calda sanitaria;

Bibliografia

- “Condizionamento dell’aria e refrigerazione” – Autore: Carlo Pizzetti. Terza edizione, 1980;
- “Induction ratio of active chilled beams - Measurement methods and influencing parameters”. Autori: Peter Filipsson, Anders Trüschel, Jonas Gräslund, Jan-Olof Dalenbäck.
- “Standard 90.1 User’s Manual” – pubblicazione ASHARAE, 2007;
- ASHRAE Handbook - Fundamentals – 2013;
- Decreto del Presidente della Repubblica 16 aprile 2013, n. 74 “Regolamento recante definizione dei criteri generali in materia di esercizio, conduzione, controllo, manutenzione e ispezione degli impianti termici per la climatizzazione invernale ed estiva degli edifici e per la preparazione dell’acqua calda per usi igienici sanitari, a norma dell’articolo 4, comma 1, lettere a) e c), del Decreto Legislativo 19 agosto 2005, n. 192.”;
- Decreto del Presidente della Repubblica 2 aprile 2009, n. 59 “Regolamento di attuazione dell’articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del Decreto Legislativo 19 agosto 2005, n. 192, concernente attuazione della Direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia.”;
- Decreto del Presidente della Repubblica 21 Dicembre 1999, n. 551 “Regolamento recante modifiche al decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412, in materia di progettazione, installazione, esercizio e manutenzione degli impianti termici degli edifici, ai fini del contenimento dei consumi di energia.”;
- Decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412 “Regolamento recante norme per la progettazione, l’installazione, l’esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell’art. 4, comma 4, della Legge 9 gennaio 1991, n. 10.”;
- Decreto del Presidente della Repubblica 28 giugno 1977, n. 1052 "Regolamento di esecuzione alla Legge 30 aprile 1976, n. 373, relativa al consumo energetico per usi termici negli edifici.";
- Decreto della Giunta Regionale 17 luglio 2015 - n. X/3868 “Disposizioni in merito alla disciplina per l’efficienza energetica degli edifici ed al relativo attestato di prestazione energetica a seguito dell’approvazione dei Decreti Ministeriali per l’attuazione del D. Lgs. 192/2005, come modificato con L. 90/2013”;
- Decreto Dirigente Unità Organizzative n. 224 del 18 gennaio 2016 “Integrazione delle disposizioni in merito alla disciplina per l’efficienza energetica degli edifici approvate con Decreto 6480 del 30.7.2015”;
- Decreto Interministeriale 26 giugno 2015 “Adeguamento linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici”;
- Decreto Interministeriale 26 giugno 2015 “Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici”;
- Decreto Interministeriale 26 giugno 2015 “Schemi e modalità di riferimento per la compilazione della relazione tecnica di progetto”;
- Decreto Legge 4 giugno 2013, n. 63 “Disposizioni urgenti per il recepimento della Direttiva 2010/31/UE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010, sulla prestazione energetica nell’edilizia per la definizione delle procedure d’infrazione avviate dalla Commissione europea, nonché altre disposizioni in materia di coesione sociale.”;
- Decreto Legislativo 19 agosto 2005, n. 192 “Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell’edilizia.”;

- Decreto Legislativo 29 dicembre 2006, n. 311 “Disposizioni correttive ed integrative al Decreto Legislativo 19 agosto 2005, n. 192, recante attuazione della Direttiva 2002/91/CE, relativa al rendimento energetico nell'edilizia.”;
- Decreto Ministeriale 26 giugno 2009 – Ministero dello Sviluppo Economico “Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici”;
- Direttiva 2002/91/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 16 dicembre 2002 sul rendimento energetico nell'edilizia;
- Direttiva 2010/31/UE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010 sulla prestazione energetica nell'edilizia (rifusione);
- EN ISO 13786:2007 “Thermal performance of building components - Dynamic thermal characteristics - Calculation methods”;
- Guida ANIT di approfondimento tecnico “Regione Lombardia. Regole per l'efficienza energetica degli edifici. Febbraio 2017”;
- Legge 9 gennaio 1991, n. 10 "Norme per l'attuazione del Piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia.";
- Legge Ordinaria del Parlamento 07 giugno 1973, n. 373 "Norme per il contenimento del consumo energetico per usi termici negli edifici.";
- Legge Regionale del 10 novembre 2015, n. 38 “Legge di semplificazione 2015 - Ambiti economico, sociale e territoriale”;
- Legge Regionale del 28 novembre 2014, n. 31 “Disposizioni per la riduzione del consumo di suolo e per la riqualificazione del suolo degradato”;
- Regolamento Edilizio del Comune di Milano approvato con Deliberazione n.27 - Seduta Consiliare del 2.10.2014;
- Regolamento locale d'igiene del comune di Milano - Approvato con deliberazione del Consiglio Comunale n. 172 del 9 maggio 1994 e successive modificazioni ed integrazioni;
- UNI 10339:1995 “Impianti aeraulici al fini di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura.”;
- UNI/TS 11300-1:2014 “Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale”;
- UNI/TS 11300-2:2014 “Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l'illuminazione in edifici non residenziali”;
- UNI/TS 11300-3:2010 “Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva”;
- UNI/TS 11300-4:2016 “Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria”;
- UNI/TS 11300-5:2016 “Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 5: Calcolo dell'energia primaria e della quota di energia da fonti rinnovabili”;

