

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Edile - Architettura

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria dei Sistemi Edilizi



MODELLAZIONE E OTTIMIZZAZIONE DEL SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO PER UN *NEARLY ZERO ENERGY BUILDING*

Relatore: Dott. Alessandro DAMA, Politecnico di Milano

Correlatore: Dott.ssa Adriana ANGELOTTI, Politecnico di Milano

Tesi di Laurea di:

Davide PENSO, Matricola 780834

Anno Accademico 2012-2013

Indice

Abstract	12
Abstract – English version	13
1 Introduzione	14
1.1 Le problematiche energetiche	14
1.2 Normative e richieste energetiche	17
1.3 Zero Energy Building.....	19
2 Impianti di climatizzazione (HVAC System)	26
2.1.1 Componenti di trattamento aria.....	28
2.1.2 Componenti del circuito acqua.....	30
3 Caso studio e metodologia.....	37
3.1 Introduzione.....	37
3.2 Sito.....	39
3.3 Edificio	41
3.3.1 Descrizione architettonica e dei locali.....	42
3.3.2 Componenti di involucro.....	44
3.3.3 Carichi interni.....	45
3.4 Impianto trattamento aria.....	48
3.4.1 Portata di aria esterna	49
3.4.2 Funzionamento impianto.....	50
3.4.3 Unità trattamento aria.....	55
3.5 Varianti impiantistiche	65
4 Modellazione dell’impianto in EnergyPlus	74
4.1 Energy Plus	75
4.2 Definizione del modello di Impianto in EnergyPlus.....	76
4.3 Logica di Controllo.....	99
4.3.1 Controllo della ventilazione naturale	99
4.3.2 Controllo dell’impianto lato aria	102
4.3.3 Controllo dell’impianto lato acqua.....	110
5 Analisi dei risultati	113
5.1 Verifica delle condizioni di comfort interne.....	118
5.2 Analisi energetica	122
5.2.1 Analisi 1: edificio e impianto base	122
5.2.2 Analisi 2	134
5.2.3 Analisi 3	138
5.2.4 Analisi 4	152
6 Sistema fotovoltaico	156
7 Conclusioni.....	159
Bibliografia.....	161

Indice delle figure

<i>Figura 1-</i> Incidenza sul consumo energetico nel tempo dei diversi settori in Europa ..	14
<i>Figura 2-</i> Trend di consumo di energia elettrica nel tempo in Europa	15
<i>Figura 3-</i> Quota rinnovabile relativa al consumo finale di energia per differenti paesi europei relativa al 2005 (blu) e relativa al 2020 (rosa).....	15
<i>Figura 4-</i> Prospetto energetico delle diverse fonti rinnovabili nel tempo.....	16
<i>Figura 5-</i> Procedimento di classificazione Zero Energy Building.....	22
<i>Figura 6-</i> Mappa relativa al sito di intervento.....	39
<i>Figura 7-</i> Temperatura di bulbo secco dell'aria esterna	40
<i>Figura 8-</i> Umidità assoluta aria esterna	41
<i>Figura 9-</i> Planimetria dei piani. 1) piazza; 2) VELUXIlan; 3) alberi esistenti; 4) cavea; 5) entrata; 6) foyer; 7) auditorium; 8) bar; 9) aule; 10) NanoLab; 11) Uffici; 12) Electric Lab; 13) Giardino dei bamboo; 14) Solar Lab.	43
<i>Figura 10-</i> Grafico dell'occupazione giornaliera uffici, aule e laboratori	46
<i>Figura 11-</i> Grafico di funzionamento giornaliero delle apparecchiature elettriche.....	47
<i>Figura 12-</i> Grafico giornaliero del funzionamento delle luci	47
<i>Figura 13-</i> Schema unità trattamento aria.....	48
<i>Figura 14-</i> Tabella B.1 della UNI EN 15251 [31]	49
<i>Figura 15-</i> Ricambi di ventilazione dovuti alle emissioni dell'edificio	50
<i>Figura 16-</i> Diagramma psicometrico relativo al trattamento aria invernale	52
<i>Figura 17-</i> Diagramma psicometrico relativo al trattamento aria estiva.....	55
<i>Figura 18-</i> Unità trattamento aria: 1) ventilatore 2) recuperatore sensibile 3) filtro 4) gruppo batterie e umidificatore 5) ventilatore	56
<i>Figura 19-</i> Recuperatore di calore.....	57
<i>Figura 20-</i> Sistema di miscelazione dell'aria.....	59
<i>Figura 21-</i> Schema di serpentino di raffreddamento o riscaldamento ad acqua.....	60
<i>Figura 22-</i> Serpentino di post-riscaldamento e serranda di zona.....	64

<i>Figura 23-</i> Schema impianto: soluzione tradizionale	65
<i>Figura 24-</i> Schema impianto: soluzione a basso consumo energetico.....	66
<i>Figura 25-</i> Schema sonda geotermica	71
<i>Figura 26-</i> Scambiatore geotermico a sonde verticali: pianta e prospetto	88
<i>Figura 27-</i> Rappresentazione della potenza scambiata come impulsi a gradino	90
<i>Figura 28-</i> Variazione delle g function in funzione della conducibilità del terreno	93
<i>Figura 29-</i> Variazione delle g function in funzione della distanza tra le sonde.....	94
<i>Figura 30-</i> Confronto g function con due diverse resistenze	95
<i>Figura 31-</i> Zoom della Figura 31	95
<i>Figura 32-</i> Confronto grafici g function di due scambiatori con differenti portate	97
<i>Figura 33-</i> Variazione delle g function in funzione della profondità e del numero delle sonde.....	98
<i>Figura 34-</i> Schema dei flussi interni di ventilazione naturale.....	100
<i>Figura 35-</i> Variazione della temperatura operativa di setpoint in funzione della temperatura dell'aria esterna.	103
<i>Figura 36-</i> Temperatura di mandata minima in raffrescamento zona uffici	105
<i>Figura 37-</i> Temperatura di mandata in riscaldamento zona uffici.....	106
<i>Figura 38-</i> Interazione tra i controlli dell'aria.....	107
<i>Figura 39-</i> Temperatura di setpoint del chiller al variare della temperatura esterna. ...	111
<i>Figura 40-</i> Passaggi seguiti nell'analisi	117
<i>Figura 41-</i> Temperatura operante invernale: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche	118
<i>Figura 42-</i> Temperatura operante primaverile: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche	118
<i>Figura 43-</i> Temperatura operante estiva: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche	119
<i>Figura 44-</i> Temperatura operante autunnale: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche	119

<i>Figura 45-</i> Umidità relativa invernale: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche.....	120
<i>Figura 46-</i> Umidità relativa primaverile: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche.....	120
<i>Figura 47-</i> Umidità relativa estiva: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche	121
<i>Figura 48-</i> Umidità relativa autunnale: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche.....	121
<i>Figura 49-</i> Caso base: fabbisogni termici per riscaldamento e raffrescamento, consumi elettrici annui in kWh/m ² suddivisi per zone con stessa destinazione d'uso	123
<i>Figura 50-</i> Potenze di funzionamento della caldaia: in blu la potenza termica, in nero la potenza sviluppata dalla combustione	123
<i>Figura 51-</i> Caso base: energia termica e prodotta dalla combustione dalla caldaia in kWh/m ²	124
<i>Figura 52-</i> Caso base: ripartizione mensile per destinazione d'uso dell'energia termica prodotta dalla caldaia.....	125
<i>Figura 53-</i> Caso base: ripartizione annua per destinazione d'uso dell'energia termica prodotta dalla caldaia.....	125
<i>Figura 54-</i> Potenze di funzionamento del chiller: in nero la potenza scambiata al condensatore, in blu la potenza scambiata all'evaporatore e in ciano la potenza elettrica	126
<i>Figura 55-</i> Caso base: energia frigorifera scambiata all'evaporata, energia scambiata al condensatore e energia elettrica in kWh/m ² del gruppo frigorifero	127
<i>Figura 56-</i> Caso base: ripartizione mensile per destinazione d'uso dell'energia frigorifera prodotta dal chiller.....	128
<i>Figura 57-</i> Caso base: ripartizione annua per destinazione d'uso dell'energia frigorifera prodotta dal chiller.....	128
<i>Figura 58-</i> Caso base: consumo elettrico mensile dei ventilatori diviso per le tre destinazioni d'uso in kWh/m ²	130
<i>Figura 59-</i> Caso base: ripartizione percentuale annua del consumo elettrico annuo dei ventilatori per destinazione d'uso.....	130
<i>Figura 60-</i> Caso base: consumo elettrico delle pompe in kWh/m ²	131
<i>Figura 61-</i> Caso base: energia termica e primaria per riscaldamento e raffrescamento in kWh/m ² /anno.....	132

<i>Figura 62-</i> Caso base: consumi annui di energia elettrica e primaria dei componenti impiantistici in kWh/m ²	132
<i>Figura 63-</i> Caso base: ripartizione percentuale dei consumi elettrici annui per i vari componenti impiantistici	133
<i>Figura 64-</i> Caso base: ripartizione percentuale dei consumi di energia primaria annua per i vari componenti impiantistici	133
<i>Figura 65-</i> Uffici:energia termica per riscaldamento e raffrescamento ed energia elettrica consumata dai ventilatori nelle differenti configurazioni di ventilazione V1, V2, V3, V4	136
<i>Figura 66-</i> Fabbisogno per raffrescamento annuo nelle soluzioni V4R1L1G1F1, V4R2L1G1F1 e 4R2L2G1F1, suddiviso per destinazione d'uso in kWh/m ²	137
<i>Figura 67-</i> Fabbisogno per riscaldamento annuo delle soluzioni V4R1L1G1F1, V4R2L1G1F1 e V4R2L2G1F1, suddiviso per destinazione d'uso in kWh/m ²	137
<i>Figura 68-</i> Energia termica (ET) per riscaldamento e raffrescamento, consumi elettrici e di energia dovuti alla combustione del gas naturale e primaria (EP) nei due casi V4R2L2G1F1 e V4R2L2G2F1; in G1 si ha la configurazione impiantistica tradizionale, mentre in G2 quella del sistema a elevata efficienza energetica. Risultati in kWh/m ² di superficie utile di edificio	139
<i>Figura 69-</i> Ripartizione annua dei consumi elettrici nel caso V4R2L2G2F1.....	140
<i>Figura 70-</i> Setpoint di temperatura dell'acqua refrigerata nel caso con free cooling V4R2L2G2F2	141
<i>Figura 71-</i> Energia frigorifera, consumo elettrico e di energia primaria nelle due varianti con e senza free cooling V4R2L2G2F1 e V4R2L2G2F2. Dati in kWh/m ² di superficie utile dell'edificio.....	141
<i>Figura 72-</i> Caso ottimizzato: fabbisogni termici per riscaldamento e raffrescamento e consumi elettrici annui in kWh/m ² suddivisi per zone con stessa destinazione d'uso.	142
<i>Figura 73-</i> Caso ottimizzato: energia termica, scambiata all'evaporatore, al condensatore e consumo elettrico della pompa di calore in kWh/m ²	143
<i>Figura 74-</i> Caso ottimizzato: ripartizione mensile per destinazione d'uso dell'energia termica per riscaldamento prodotta dalla pompa di calore.....	143
<i>Figura 75-</i> Caso ottimizzato: ripartizione percentuale annua per destinazione d'uso dell'energia termica prodotta dalla pompa di calore	144
<i>Figura 76-</i> Caso ottimizzato: energia frigorifera scambiata all'evaporata, energia scambiata al condensatore e energia elettrica in kWh/m ² del gruppo frigorifero	145

<i>Figura 77-</i> Caso ottimizzato: ripartizione mensile per destinazione d'uso dell'energia frigorifera prodotta dal chiller	146
<i>Figura 78-</i> Caso ottimizzato: ripartizione percentuale annua per destinazione d'uso dell'energia frigorifera prodotta dal chiller	146
<i>Figura 79-</i> Caso ottimizzato: consumo elettrico mensile dei ventilatori diviso per le tre destinazioni d'uso in kWh/m ²	148
<i>Figura 80-</i> Caso ottimizzato: ripartizione percentuale del consumo elettrico annuo dei ventilatori per destinazione d'uso.....	148
<i>Figura 81-</i> Caso ottimizzato: consumo elettrico delle pompe in kWh/m ²	149
<i>Figura 82-</i> Caso ottimizzato: energia termica ed energia primaria per riscaldamento e raffrescamento in kWh/m ² /anno.....	150
<i>Figura 83-</i> Caso ottimizzato: consumi annui di energia elettrica e primaria dei componenti impiantistici in kWh/m ²	150
<i>Figura 84-</i> Caso ottimizzato: ripartizione percentuale dei consumi elettrici annui per i vari componenti impiantistici	151
<i>Figura 85-</i> Temperatura operante zona uffici (3_AlaEst_uffici02): in blu caso V4R2L2G2F1C2, in nero caso V4R2L2G2F1C3	152
<i>Figura 86-</i> Umidità relativa zona uffici: in blu caso V4R2L2G2F1C2, in nero caso V4R2L2G2F1C3	153
<i>Figura 87-</i> Umidità assoluta zona uffici: in nero caso V4R2L2G2F1C1, in blu caso V4R2L2G2F1C2	153
<i>Figura 88-</i> Umidità assoluta aula didattica: in nero casi V4R2L2G2F1C1, in blu caso V4R2L2G2F1C2	154
<i>Figura 89-</i> Confronto per le tre soluzioni di temperatura e umidità ambientale (C1, C2, C3) dell'energia termica per raffrescamento e del consumo elettrico e di energia primaria	155
<i>Figura 90-</i> Calcolo della distanza minima tra i pannelli fotovoltaici	156
<i>Figura 91-</i> Energia elettrica prodotta dal sistema fotovoltaico.....	156
<i>Figura 92-</i> Analisi dei dati elettrici mensili in kWh/m ² di superficie utile di edificio	158

Indice degli schemi

<i>Schema 1</i> - Componenti dell'unità di trattamento aria che concorrono al riscaldamento e all'umidificazione invernale	51
<i>Schema 2</i> - Componenti dell'unità di trattamento aria che concorrono al raffrescamento e all'umidificazione invernale	53
<i>Schema 3</i> - Schema di funzionamento del chiller.....	68
<i>Schema 4</i> - Circuito acqua calda e geotermico.....	77
<i>Schema 5</i> - Schema di input e gli output per il funzionamento della Pompa di Calore acqua-acqua all'interno di EnergyPlus	81
<i>Schema 6</i> - Logica di controllo della ventilazione naturale.....	101
<i>Schema 7</i> - Logica di controllo e modulazione della portata esterna e funzionamento del recuperatore di calore (R1).....	109
<i>Schema 8</i> - Schema tipico di controllo per una batteria di raffreddamento	110
<i>Schema 9</i> - Schema di controllo dello spegnimento del chiller in funzione della temperatura dell'aria esterna	112

Indice delle tabelle

<i>Tabella 1-</i> Esempi di Zero Energy Building, Fonte "Zero Energy Building Database", US Department of Energy	24
<i>Tabella 2-</i> Esempi Zero Energy Building	25
<i>Tabella 3-</i> Valori di trasmittanze per elementi opachi	44
<i>Tabella 4.</i> Valori di trasmittanze per elementi trasparenti	45
<i>Tabella 5-</i> Portata massima di dimensionamento unità di trattamento aria	56
<i>Tabella 6-</i> Dimensioni unità trattamento aria (L3 è la lunghezza aggiuntiva necessaria per il sistema di miscelazione e bypass)	56
<i>Tabella 7-</i> Parametri di dimensionamento del recuperatore.....	58
<i>Tabella 8-</i> Portata acqua nebulizzata.....	59
<i>Tabella 9-</i> Temperature operative batteria di raffreddamento.....	60
<i>Tabella 10-</i> Temperature operative batterie di pre riscaldamento.....	61
<i>Tabella 11-</i> Perdite di carico elementi UTA	62
<i>Tabella 12-</i> Perdite di carico terminali di emissione.....	62
<i>Tabella 13-</i> Prevalenza ventilatori in Pa	62
<i>Tabella 14-</i> Portata ventilatori in m ³ /h	63
<i>Tabella 15-</i> Rendimenti ventilatori	63
<i>Tabella 16-</i> Temperature di dimensionamento del serpentino di post riscaldamento....	64
<i>Tabella 17-</i> Salti termici d di dimensionamento del gruppo frigorifero.....	68
<i>Tabella 18-</i> Potenza di picco all'evaporatore e coefficiente di prestazione del gruppo frigorifero.....	68
<i>Tabella 19-</i> Salti termici agli scambiatori della pompa di calore.....	69
<i>Tabella 20-</i> Potenza e coefficiente di prestazione della pompa di calore	69
<i>Tabella 21-</i> Potenza e rendimento caldaia.....	69
<i>Tabella 22-</i> Prevalenza pompe	70

<i>Tabella 23-</i> Norme tedesche VDI 4640 e rese delle sonde geotermiche a doppio U (Fonte: Caleffi).....	71
<i>Tabella 24-</i> Caratteristiche sonde geotermiche	73
<i>Tabella 25-</i> Dati di catalogo per la pompe di calore	82
<i>Tabella 26-</i> Coefficienti prestazionali C1, C2, C3, C4, C5 e D1, D2, D3, D4, D5 calcolati secondo la tecnica della regressione polinomiale.....	83
<i>Tabella 27-</i> Errore relativo alle diverse condizioni operative	84
<i>Tabella 28-</i> Varianti dell'analisi parametrica: *portata massima di mandata pari alla portata minima dell'aria di rinnovo richiesta	113
<i>Tabella 29-</i> Differenti condizioni di temperatura e umidità interne a parità di comfort	114
<i>Tabella 30-</i> Casi di simulazione parametrica	117
<i>Tabella 31-</i> Caso base: caratteristiche energetiche della caldaia in kWh/m ²	124
<i>Tabella 32-</i> Caso base: caratteristiche energetiche del gruppo frigorifero.....	127
<i>Tabella 33-</i> Caso base: consumo elettrico dei ventilatori di mandata e ripresa divisi per le tre destinazioni d'uso in kWh/m ²	129
<i>Tabella 34-</i> Caso base: consumo elettrico delle pompe in kWh/m ²	131
<i>Tabella 35-</i> Differenti condizioni dell'aria di mandata: casi V1, V2, V3, V4.....	135
<i>Tabella 36-</i> Caso ottimizzato: caratteristiche energetiche della pompa di calore in kWh/m ²	142
<i>Tabella 37-</i> Caso ottimizzato: caratteristiche energetiche del gruppo frigorifero.....	145
<i>Tabella 38-</i> Caso ottimizzato: consumo elettrico dei ventilatori di mandata e ripresa divisi per le tre destinazioni d'uso in kWh/m ²	147
<i>Tabella 39-</i> Caso ottimizzato: consumo elettrico delle pompe in kWh/m ²	149
<i>Tabella 40-</i> Differenti soluzioni di temperatura e umidità ambientali a parità di comfort interno.....	152
<i>Tabella 41-</i> Riepilogo dei risultati dell'analisi parametrica	155
<i>Tabella 42-</i> Energia elettrica prodotta dal sistema fotovoltaico.....	157
<i>Tabella 43-</i> Analisi dati elettrici totali in kWh/m ² di superficie calpestabile di edificio	157

Abstract

Il risparmio energetico rappresenta una tematica sempre più rilevante e attuale considerando le odierne esigenze normative e la sempre crescente volontà e necessità di salvaguardare l'ambientale, senza contare la presente situazione economica. All'interno dell'Unione Europea gli edifici consumano il 40% di energia totale e l'Italia risulta essere il sedicesimo paese al mondo per emissione di CO₂ derivante da fonte fossile secondo la classifica stilata dal Carbon Dioxide Information Analysis Center (CDIAC) nel 2010. Di conseguenza risulta evidente come questo contesto necessiti di analisi approfondite sulla costruzione e organizzazione degli edifici in modo da poterli rendere meno energivori, riducendo le emissioni di CO₂ e i costi che gli utenti finali devono sostenere durante la vita utile dell'immobile.

Il presente lavoro di tesi ha come oggetto di studio un nuovo edificio universitario del Politecnico di Milano, destinato anche ad uso uffici, che verrà realizzato nel Campus Bovisa della medesima università.

Questo elaborato consiste in uno studio preliminare di fattibilità del sistema edificio-impianto con l'obiettivo principale di soddisfare quei requisiti energetici di “*nearly zero-energy building*” imposti dalla Direttiva Europea 2010/31/UE illustrati e prefissati all'inizio del lavoro.

Al fine di ottenere il miglior rapporto tra comfort e risparmio energetico, il sistema edificio-impianto è stato analizzato come un singolo elemento in cui tutte le sue parti interagiscono. Per raggiungere tale obiettivo sono state eseguite delle analisi termico-energetiche in regime dinamico utilizzando il programma di simulazione Energy Plus.

Il lavoro svolto ha previsto un continuo processo di ottimizzazione di differenti configurazioni impiantistiche per giungere alla miglior soluzione che consente sia un risparmio energetico che un comfort interno ottimale.

Abstract – English version

The increasing need of energy saving requirements imposed by international directives, environmental sustainability and costs saving lead to a thorough analysis of the energy consumption, CO₂ emissions and costs of buildings and plant system. In the European Union the 40% of energy consumption is attributed to the buildings; moreover, Italy is 16th in the ranking of the world's country total CO₂ emissions from fossil fuel (Carbon Dioxide Information Analysis Center, 2010).

The topic of this thesis work is the energetic analysis of a new building. This building is a new department of Politecnico di Milano with offices, laboratories and classrooms.

The goal of this work is to satisfy the requirements of 2010/31/EU European Directive and reach the “*nearly zero-energy building*” concept. The building-plant system has been analyzed as a single component in which all parts interact. In order to obtain the best value for comfort-energy saving, dynamic simulations have been performed using EnergyPlus. The project work starts from the analysis of an initial plant configuration and continues through an optimization process made with control strategies evaluation and different plant system configuration analysis.

1 Introduzione

1.1 Le problematiche energetiche

Il consumo energetico e la produzione di CO₂ è una problematica su cui si è focalizzato l'interesse dell'Unione Europea negli ultimi anni. All'interno dell'euro zona, il consumo energetico degli edifici è pari al 40% del consumo totale di energia ed è in crescita dell'1 % annuo dal 1990 per quanto riguarda l'energia totale e del 2,4 % per il consumo elettrico.

I dati presenti in questo capitolo sono tratti da un'indagine eseguita a livello europeo in Odyssee, cioè un progetto europeo che ha lo scopo di raccogliere i dati relativi ai consumi energetici dalle differenti agenzie nazionali della comunità europea.

Il primo grafico che si riporta mostra come l'incidenza sul consumo energetico degli edifici abitativi e del settore terziario sia molto significativa rispetto al consumo dei trasporti e dell'industria (Figura 1).

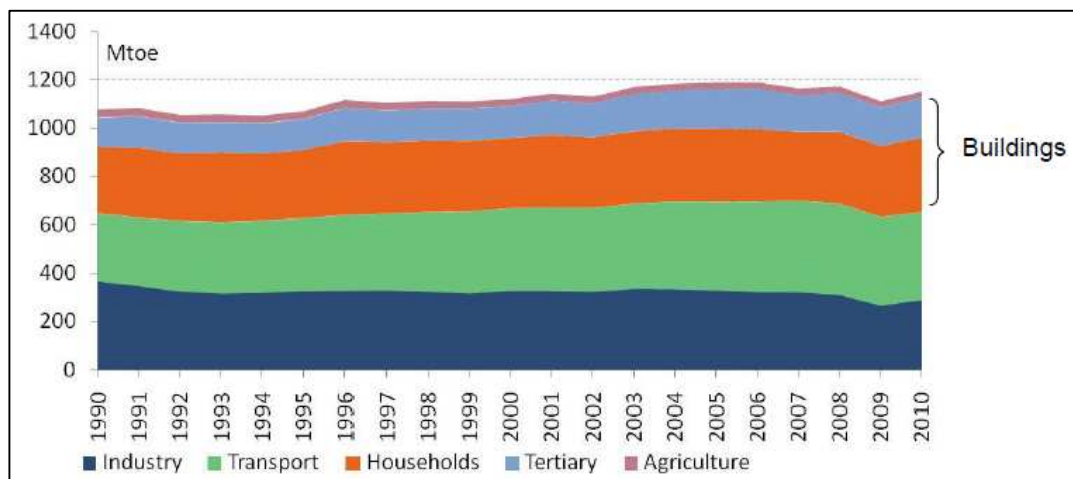


Figura 1- Incidenza sul consumo energetico nel tempo dei diversi settori in Europa

Oltre al consumo sopra evidenziato, si riporta un grafico relativo al trend di consumo di energia elettrica che è in grande crescita a partire dagli anni '90 (Figura 2).

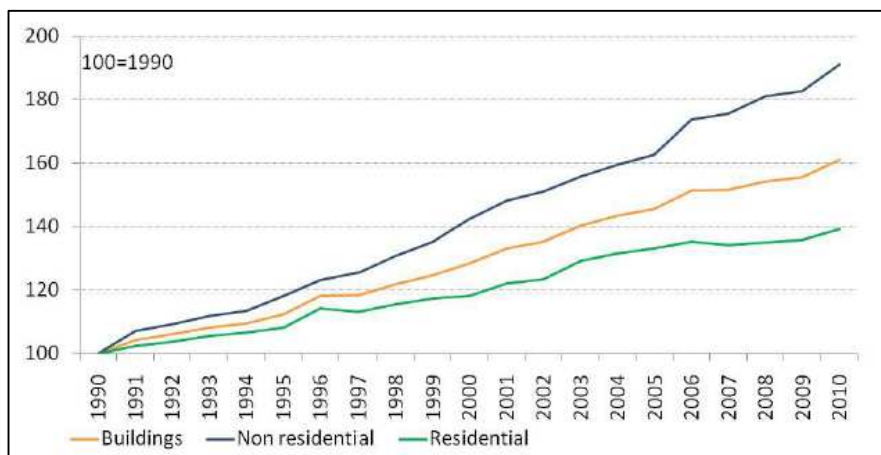


Figura 2- Trend di consumo di energia elettrica nel tempo in Europa

Con questi due semplici grafici si è mostrato come il trend del consumo energetico sia in crescita e come il settore edilizio abbia una grande incidenza. Per questi motivi l'Unione Europea ha fissato nella Strategia Europea 20/20/20 tre obiettivi da raggiungere: rispetto ai livelli del 1990, la riduzione del 20 per cento delle emissioni di gas a effetto serra; il raggiungimento della quota di fonti rinnovabili del 20 per cento rispetto al consumo finale lordo di energia; il miglioramento dell'efficienza degli usi finali dell'energia del 20%. Per l'Italia, tale strategia si è tradotta in un duplice obiettivo vincolante per il 2020: la riduzione dei gas serra del 14% rispetto al 2005 e il raggiungimento di una quota di energia rinnovabile pari al 17% del consumo finale lordo (nel 2005 tale quota era del 5,2%). Si riporta un grafico che esprime la quota rinnovabile relativa al consumo finale di energia per differenti paesi europei relativa al 2005 come dato di fatto e relativa al 2020 come obiettivo (Figura 3).

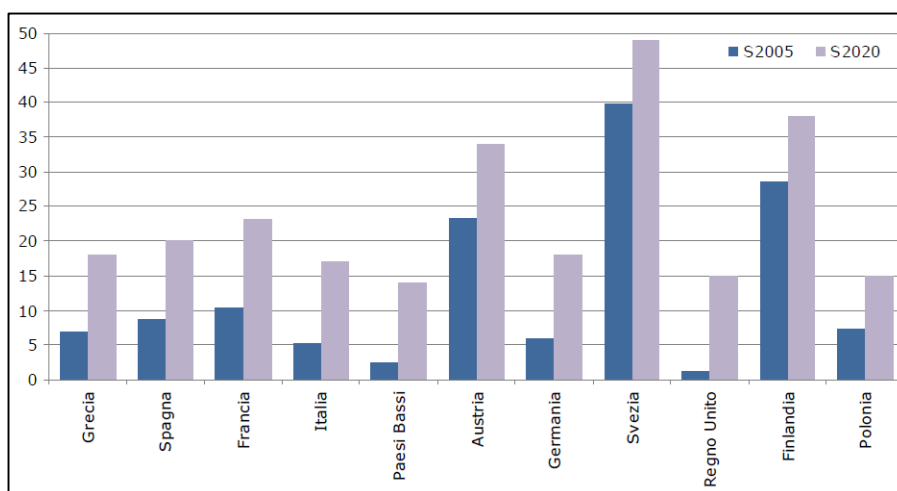


Figura 3- Quota rinnovabile relativa al consumo finale di energia per differenti paesi europei relativa al 2005 (blu) e relativa al 2020 (rosa)

L'obiettivo del 17 % per il 2020 da fonte rinnovabile non sarà facilmente realizzabile, anche se, come dato riportato dall'Eurostat, in Italia la quota di energia da fonti rinnovabili è cresciuta dal 9,8 % nel 2010 all'11,5 % nel 2013. Il seguente prospetto mostra la variazione di produzione di energia rinnovabile nel nostro paese negli anni e come l'utilizzo di energia fotovoltaica sia solamente agli inizi anche se il progetto nazionale per il suo sviluppo prevede un piano di incentivazione ben organizzato (Figura 4).

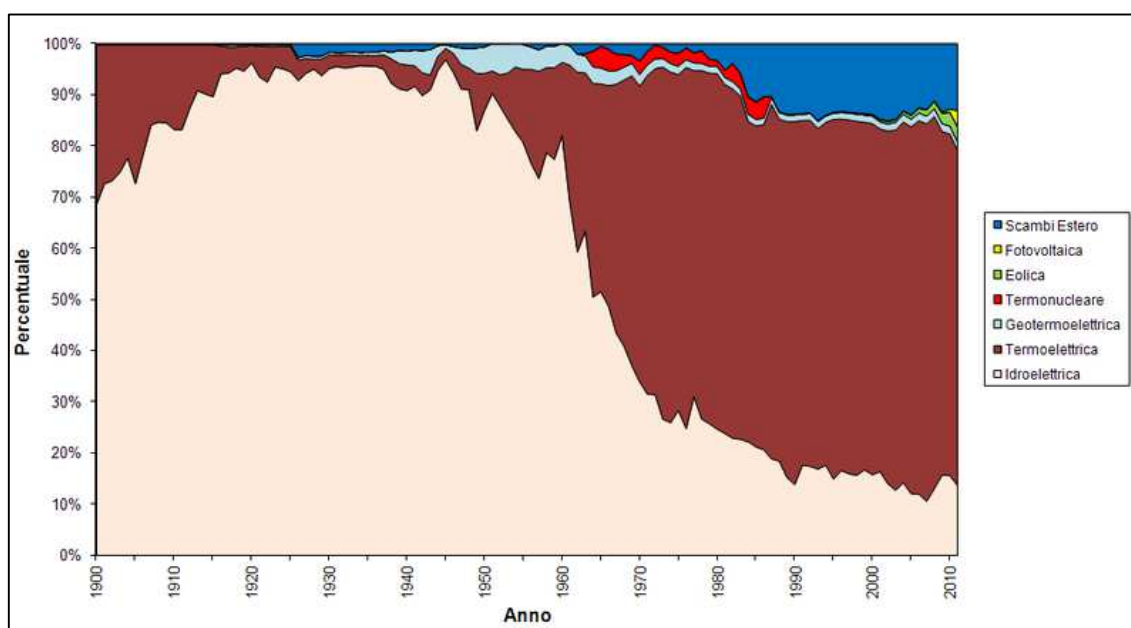


Figura 4- Prospetto energetico delle diverse fonti rinnovabili nel tempo

Il crescente aumento di consumi energetici nel settore civile e l'interesse sviluppatosi per questo settore comporta la necessità di una analisi a livello preliminare dei consumi del sistema edificio impianto, sia con scopo di ridurli, sia per poter fare una valutazione del costo di gestione dell'intero sistema (Life Cycle Cost).

Per rispettare gli obiettivi del 2020 è necessario utilizzare fonti rinnovabili per la produzione di energia termica e frigorifera per il riscaldamento e raffrescamento degli edifici, ma allo stesso tempo è necessario valutarne la convenienza energetica dal punto di vista economico visti i costi più elevati di tali soluzioni. Ciò significa che non è più sufficiente rispettare il solo aspetto prescrittivo per il campo energetico ma bisogna valutare l'aspetto economico prestazionale dell'intero intervento.

1.2 Normative e richieste energetiche

Le normative sviluppatesi in ambito energetico sono molte; si riportano alcuni riferimenti in caso ne sia necessaria la consultazione.

La prima legge in Italia riguardante la riduzione del fabbisogno per riscaldamento degli edifici è stata la n. 373 del 30 aprile 1976, e riguardava il contenimento dei consumi degli impianti di riscaldamento, di produzione di acqua calda sanitaria e introduceva il concetto di isolamento termico degli edifici. Questa legge rimase in vigore fino al 1991 anno in cui venne redatta la legge n. 10 del 9 gennaio 1991 “*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*”. Da questa legge quadro sono state recepite molte norme UNI come le UNI 10344, 10345, 10346 e 10347 sul riscaldamento e raffrescamento degli edifici con indicazione del calcolo del fabbisogno di energia, della trasmittanza termica dei componenti edilizi finestrati, degli scambi di energia termica tra terreno ed edificio e tra tubazioni ed ambiente; la UNI 10348 sui rendimenti dei sistemi di riscaldamento con relativo metodo di calcolo; le UNI 10351 e 10355 sui calcoli delle conduttività termica e permeabilità al vapore dei materiali da costruzione, delle murature e dei solai; la UNI 10376 sull’isolamento termico degli impianti di riscaldamento e raffreddamento degli edifici e la UNI 10389 sulla misurazione in opera del rendimento di combustione dei generatori di calore.

Il D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412, introdusse la suddivisione dell’Italia in zone climatiche dalla A alle E, la classificazione degli edifici in base alla destinazione d’uso e i limiti di funzionamento degli impianti termici a seconda della zona di appartenenza.

Con il decreto legislativo 19/08/05 n. 192 veniva recepita la direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell’edilizia corretto dal decreto legislativo 29 dicembre 2006, n. 311. Venne introdotto il concetto di certificazione energetica con validità di 10 anni a partire dal rilascio dello stesso certificato ed è aggiornata ad ogni intervento di ristrutturazione che modifica la prestazione energetica dell’edificio o dell’impianto. La certificazione energetica è divenuta obbligatoria dall’1 Luglio 2009 per ogni singola unità immobiliare al momento della vendita. L’allegato C del D.lgs. n.192 stabilisce per ogni zona climatica i limiti di trasmittanza di chiusure verticali opache e trasparenti, delle chiusure orizzontali e dei vetri. Inoltre D.lgs. 311/06 prescrive

che per tutte le categorie di edifici pubblici e privati, così come classificati in base alla destinazione d'uso all'articolo 3 del D.P.R. n.412 del 1993, è obbligatorio l'impiego di fonti rinnovabili per la produzione di energia termica ed elettrica. In particolare, l'impianto di produzione di energia termica deve essere progettato e realizzato in modo da coprire almeno il 50% del fabbisogno annuo di energia primaria richiesta per la produzione di acqua calda sanitaria con l'impiego di fonti di energia rinnovabili. Tale limite è ridotto al 20 % per gli edifici situati nei centri storici.

Il DPR 59/09 attuativo al D.lgs. 192/05 introduce il nuovo quadro di disposizioni obbligatorie che sostituiscono le indicazioni "transitorie" dell'Allegato I del D.lgs. 311/06. Questo decreto ha la finalità di promuovere un'applicazione omogenea, coordinata e immediatamente operativa delle norme per l'efficienza energetica sul territorio nazionale. E definisce le metodologie, i criteri e i requisiti minimi di edifici e impianti in relazione alla climatizzazione invernale (è mantenuto l'assetto del D.lgs. 192/05), alla preparazione di acqua calda per usi sanitari (sull'argomento in realtà non si chiarisce il ruolo dell'obbligo delle fonti rinnovabili) e alla climatizzazione estiva (la principale novità rispetto al D.lgs. 192/05). Per quanto riguarda gli ambiti d'applicazione, il quadro del D.lgs. 192/05 non è stato modificato, infatti gli unici casi esclusi si riferiscono a edifici di particolare interesse storico o artistico nei casi in cui il rispetto delle prescrizioni implicherebbe un'alterazione delle loro caratteristiche, fabbricati industriali, artigianali e agricoli riscaldati solo da processi per le proprie esigenze produttive, fabbricati isolati con superficie utile < 50 m² e impianti installati ai fini del processo produttivo realizzato nell'edificio, anche se utilizzati, in parte non preponderante, per gli usi tipici del settore civile.

I nuovi strumenti di calcolo sono le UNI TS 11300 sulle prestazioni energetiche degli edifici in merito rispettivamente alla determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione invernale ed estiva, del fabbisogno di energia termica primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

1.3 *Zero Energy Building*

Lo scopo di questo elaborato di tesi è, come si è detto in precedenza, la valutazione dei consumi energetici del sistema edificio impianto. Questa valutazione risiede nella ricerca della soluzione ottimale per minimizzare l'impatto energetico ambientale e raggiungere quell'obiettivo di *Zero Energy Building* (NZEB) prefissato in partenza.

In questo paragrafo ci si pone come obiettivo quello di definire un edificio a energia zero, e quei parametri che lo caratterizzano, in modo da soddisfarli tramite l'analisi e l'ottimizzazione del sistema.

La definizione di questa classe di edifici risulta abbastanza complessa e non uniformata né a livello nazionale né a livello internazionale poiché non esiste una normativa di riferimento per la loro classificazione. A livello europeo, e successivo recepimento nazionale, l'unica normativa di risparmio energetico è la Direttiva 2010/31/CE che fornisce indicazioni sulla riduzione dei consumi, ma non sulla classificazione e definizione degli edifici a energia zero.

Le definizioni di *Zero Energy Building* (ZEB), di seguito riportate sono quelle proposte dal National Renewable Energy Laboratory (NREL), dipartimento americano dell'energia, e tratte dall'articolo S. PLESS P. TORCELLINI, "*Net-Zero Energy Buildings: A Classification System Based on Renewable Energy Supply Options*", 2010. Per una più approfondita trattazione delle possibili definizioni presenti in letteratura si rimanda invece all'articolo "*Zero Energy Building – A review of definition and calculation methodologies*" elaborato dal dipartimento di ingegneria civile dell'università di Aalborg.

Le definizioni proposte sono quattro:

- *Net Zero Site Energy*: edificio che produce un quantitativo di energia rinnovabile almeno pari a quella consumata, considerando l'utilizzo finale;
- *Net-Zero Source Energy*: edificio che produce un quantitativo di energia rinnovabile almeno pari a quella consumata, considerando l'utilizzo di energia primaria. In questo caso considerando l'energia finale bisogna convertirla in

primaria utilizzando i fattori di conversione che tengono conto del processo di produzione, trasporto, ecc.;

- *Net-Zero Energy Cost*: cioè una definizione riferita alla spesa che il proprietario dell'edificio deve coprire per la fornitura dell'energia. Per essere un edificio a costo zero questa spesa deve essere coperta dall'energia fornita dall'edificio alla rete e dall'auto soddisfacimento dei fabbisogni;
- *Net-Zero Emissions*: un edificio che ha emissioni zero, cioè un edificio che produce abbastanza energia rinnovabile a emissione zero per coprire le emissioni dovute all'utilizzo annuale dell'edificio.

Le definizioni sopra riportate propongono dunque di indagare differenti aspetti. La fattibilità di raggiungere il così detto "Net-Zero" risulta essere abbastanza complicato, soprattutto se si indaga su un periodo di tempo che coinvolge più anni nei quali le condizioni climatiche variano.

L'approccio seguito in questa tesi prevede la valutazione dei consumi energetici in termini di energia primaria, elettrica e finale; non vengono considerati aspetti riguardanti costi e emissioni di gas effetto serra.

La classificazione proposta nell'articolo sopra citato è di tipo "energetico" e non tiene conto di costi o emissioni. Essa tiene conto non tanto di quanta energia da fonte rinnovabile viene prodotta (la quantità prodotta per stessa definizione deve essere pari o almeno vicina a quella utilizzata) ma dove questa viene prodotta, cioè in sito (dove si trova l'edificio) o no; oppure considera se i sistemi di produzione di energia rinnovabile sfruttano l'involucro dell'edificio o no.

Le classi proposte sono quattro, dalla A (energeticamente migliore) alla D.

- *Classe A*: edifici che producono energia da fonte rinnovabile sfruttando la superficie dell'edificio (involucro) e la sfruttano direttamente tramite l'utilizzo in sito. Questi sistemi comportano costi di investimento elevati. La copertura dei costi di gestione risulta molto spesso difficile in quanto la superficie necessaria per la produzione di energia da fonte rinnovabile, ad esempio da rivendere alla rete, è spesso insufficiente.

- *Classe B*: definizione analoga alla precedente; si ha produzione di energia da fonte rinnovabile in sito ma non solo sfruttando l'involucro dell'edificio.
- *Classe C*: edifici che sfruttano energia proveniente da fonti rinnovabili che non si trovano in sito. In questa classe risulta difficile raggiungere un bilancio netto di energia primaria pari a zero, soprattutto se i coefficienti di conversione in energia primaria risultano essere elevati a causa del trasporto;
- *Classe D*: edifici che sfruttano fonti per la produzione di energia rinnovabile in sito e lontano dal punto di collocamento dell'edificio.

Di seguito si riporta un diagramma di flusso, tratto dal documento di riferimento, che esprime e mostra i passi da seguire per definire la classe di appartenenza dell'edificio.

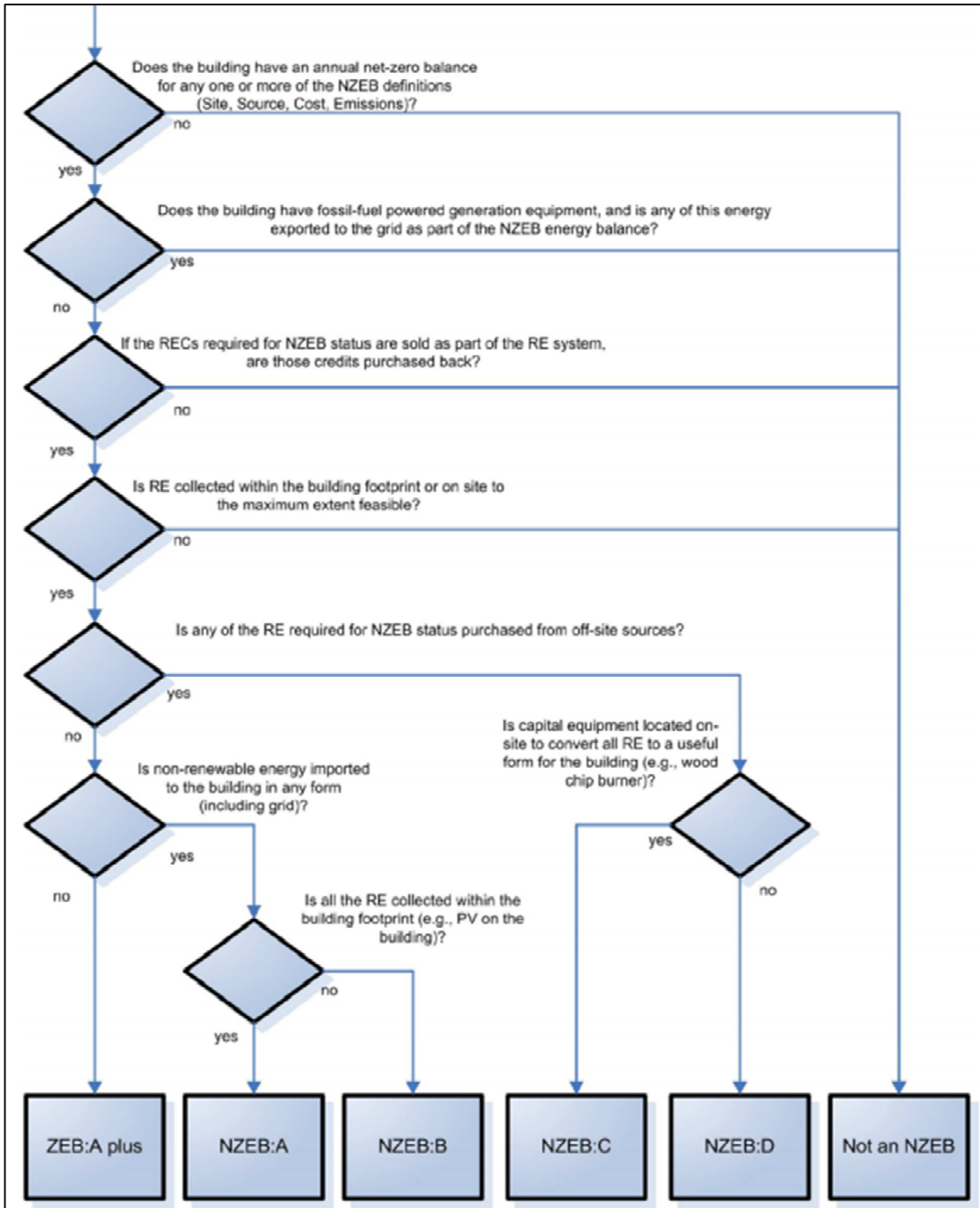


Figura 5- Procedimento di classificazione Zero Energy Building

Di seguito vengo riportati alcuni esempi di *Nearly Zero Energy Building* esistenti, estratti dall'archivio del National Renewable Energy Laboratory americano.

Località	Tipologia di Edificio	Superficie calpestabile [m2]	Data di inizio occupazione	Energia annua generata [kWh/m2]	Energia annua acquistata [kWh/m2]
New York NY	Multi-unit residential	33147	ago-03	1.0	382.5
New York NY	Commercial office; Retail	148645	gen-00	0.0	201.2
Overland MO	Commercial office	10088	dic-04	9.1	98.1
Baraboo WI	Commercial office; Interpretive Center	1104	apr-07	55.5	-6.4
Denver CO	Public order & safety	29622	nov-02	0.4	319.0
San Francisco CA	Daycare; Recreation	565	gen-02	0.0	81.5
Chincoteague VA	Recreation; Interpretive Center; Park		giu-02	0.0	0.0
Chincoteague VA	Park; Other		giu-02	0.0	0.0
Los Angeles CA	Recreation; Interpretive Center; Park	467	nov-03	54.1	0.0
Prewitt NM	K-12 education	7328	ago-03	0.0	104.0
Atlanta GA	Commercial office; Assembly	1661	dic-04	0.0	246.6
Mill Run PA	Commercial office; Interpretive Center	1208	dic-04	0.0	111.5
Kirkland WA	K-12 education	5276	ago-05	0.0	62.4
Silverthorne CO	Commercial office; Industrial; Retail	4127	apr-00	28.6	119.0
Silver Spring MD	Multi-unit residential	9968	ago-03	0.0	134.4
Bremerton WA	Multi-unit residential	9270	dic-04	0.0	145.8
Portland OR	Commercial office; Restaurant; Retail	22405	mag-03	1.0	221.5
Vancouver BC Canada	Commercial office; Higher education	3200	apr-96	0.0	131.2
Annapolis MD	Commercial office; Interpretive Center	2973	dic-00	14.5	116.9
Cambridge MA	Multi-unit residential	5853	gen-98	0.0	108.0
Caribou ME	Commercial office	778	ott-02	0.0	498.7
Chicago IL	Commercial office	1390	ago-03	0.0	179.6
Long Beach CA	K-12 education; Recreation; Health care	6466	set-04	0.0	125.8
Los Angeles CA	Recreation	325	dic-02	28.9	-0.3
Chicago IL	Commercial office; Industrial; Assembly; Other	3716	gen-03	36.6	68.5
White Rock BC Canada	Commercial office; Industrial	608	mag-03	0.0	83.9
Clackamas OR	K-12 education	24652	apr-02	0.0	88.7
San Luis Obispo CA	Commercial office; Industrial; Retail	240	gen-96	0.0	63.0
Hanover PA	K-12 education	4054	dic-02	0.0	111.5
Santa Monica CA	Multi-unit residential; Special needs housing	2801	nov-02	7.5	122.4
Philadelphia PA	Retail; Interpretive Center; Assembly; Park	1672	gen-01	0.0	117.3
Ebensburg PA	Commercial office	3345	ott-00	5.1	121.4

Seattle WA	Commercial office; Multi-unit residential	3692	gen-06	0.0	100.4
Ithaca NY	Animal care	1359	ago-04	0.0	242.5
Research Triangle Park NC	Commercial office	6782	2001	0.0	88.8
Kansas City KS	Commercial office	20160	giu-99	0.0	202.6
Research Triangle Park NC	Commercial office; Laboratory	108697	2001	0.1	887.5
Kansas City KS	Commercial office; Laboratory	6685	apr-03	0.0	854.9
South Royalton VT	Higher education; Campus	2183	ago-98	0.0	85.8
Gay Head MA	Commercial office; Interpretive Center; Assembly	808	gen-94	0.0	94.0
Frederick MD	Special needs housing; Health care	2787	feb-91	0.0	71.6
Eugene OR	Public order & safety	24805	nov-06	0.0	96.3
Whitman MA	K-12 education	23339	set-05	2.7	107.9
Little Rock AR	Recreation; Library; Interpretive Center; Assembly	15515	nov-04	0.0	0.0
Hinesburg VT	Commercial office; Industrial	4320	ago-04	20.6	47.8
Healdsburg CA	Single-family residential	111	ago-02	0.0	130.1
Falmouth MA	Commercial office; Laboratory; Other	1784	giu-03	17.1	33.2
New Haven CT	Higher education; Interpretive Center	5760	set-07	0.0	89.3
Yorktown VA	Multi-unit residential	4529	gen-05	0.0	147.3
Yuma AZ	Single-family residential	163	giu-03	13.1	30.6
Springdale UT	Park; Other	223	mag-00	0.0	61.6
Springdale UT	Retail; Interpretive Center; Assembly; Transportation; Park	706	mag-00	0.0	124.1

Tabella 1- Esempi di Zero Energy Building, Fonte "Zero Energy Building Database", US Department of Energy

Di seguito si riporta una tabella con sette edifici, che hanno differente destinazione d'uso, per i quali è riportata l'energia prodotta e acquisita dalla rete.

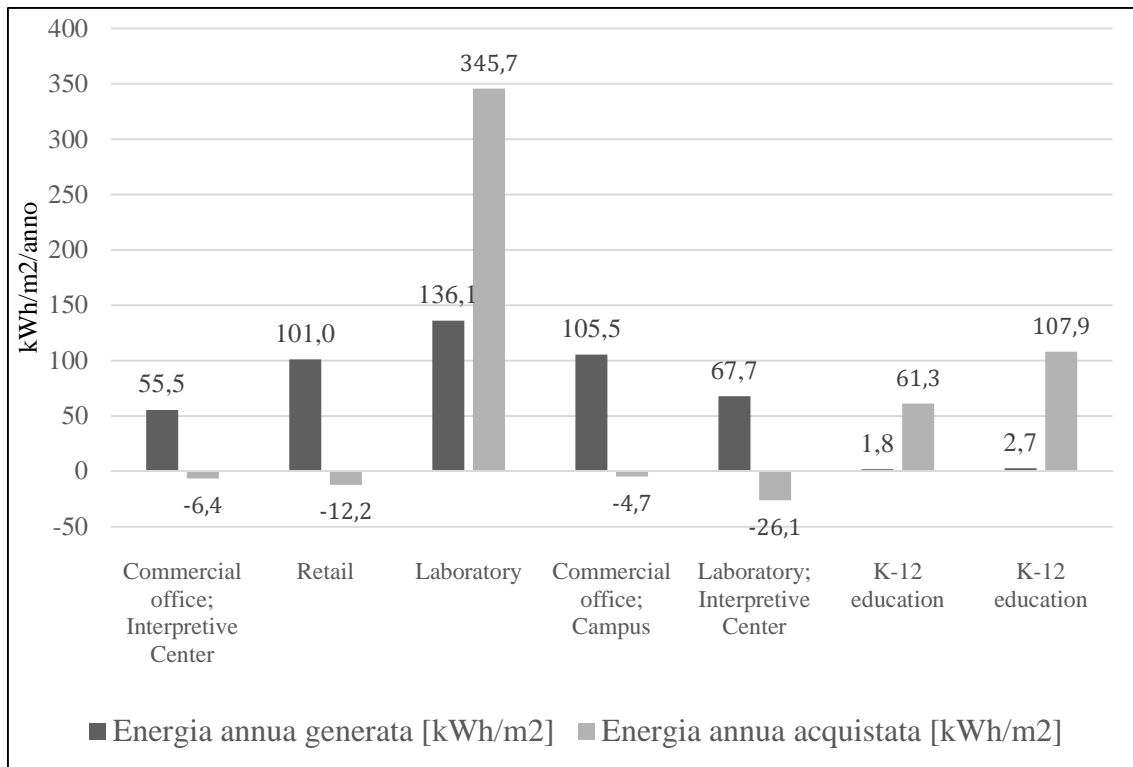


Tabella 2- Esempi Zero Energy Building

2 Impianti di climatizzazione (HVAC System)

La climatizzazione di un ambiente confinato permette di garantire condizioni termometriche di comfort adeguate all'utilizzo di quell'ambiente da parte dell'uomo, a qualsiasi condizione climatica esterna, in ogni periodo dell'anno. Essa è strettamente correlata a differenti parametri tra cui:

- condizioni ambientali esterne;
- condizioni di comfort interno;
- persone presenti in ambiente, ecc.

Deve essere atta a garantire:

- riscaldamento;
- raffrescamento;
- ventilazione con o senza filtraggio dell'aria;
- umidificazione;
- deumidificazione.

Da queste caratteristiche deriva l'acronimo inglese HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning).

La scelta della tipologia di un impianto di climatizzazione può ricadere tra differenti sistemi. La prima distinzione viene fatta tra impianti tutt'aria e misti aria-acqua. Gli impianti tutt'aria utilizzano solamente l'aria per il controllo degli scambi energetici e di massa; gli impianti misti aria-acqua utilizzano contemporaneamente come fluidi termovettori l'aria (detta primaria) e l'acqua; la prima per garantire la ventilazione e il controllo del carico latente, la seconda per il controllo del carico sensibile.

Gli impianti misti aria-acqua consentono di effettuare una regolazione zona per zona migliore, riducendo l'ingombro dei canali che caratterizza gli impianti a tutt'aria. Ne consegue che essi trovano una collocazione ottimale laddove si disponga di spazi limitati per le canalizzazioni, ad esempio nelle ristrutturazioni di vecchi edifici.

L'altra grande distinzione impiantistica ricade dentro la categoria degli impianti a tutt'aria che possono essere a portata costante o a portata variabile. Con impianti "a portata costante" si intendono sistemi che forniscono un flusso d'aria che non varia nel

tempo, mentre impianti a tutt'aria a portata variabile (Variable Air Volume: VAV) provvedono a variare la quantità di aria immessa adeguandola, istante per istante, alle necessità della zona.

Poiché la variabilità della portata d'aria comporta variazione delle perdite di carico nei canali con effetto anche sulla distribuzione dell'aria negli ambienti, gli impianti VAV hanno avuto difficoltà ad affermarsi. L'odierna tecnologia dei componenti ha in buona parte posto rimedio a questi inconvenienti; oggi sono disponibili terminali in grado di essere poco influenzati da variazioni della portata d'aria che può andare dal 25% al 100% del pieno carico. Il maggior vantaggio è costituito dal risparmio elettrico dei ventilatori. La tendenza attuale, specialmente nel terziario, è quella di applicare sistemi a portata variabile a zone caratterizzate da un carico interno di raffrescamento presente in tutto l'arco dell'anno. La variazione della portata d'aria può essere ottenuta agendo sul motore elettrico che muove il ventilatore per ottenere una variazione continua della velocità oppure grazie all'impiego di ventilatori elicoidali o assiali con pale ad inclinazione variabile, nonché tramite l'utilizzo di serrande che regolano il flusso d'aria in ambiente.

Si riassumo dunque i principali vantaggi di un impianto tutt'aria a portata variabile:

- ottimo controllo della temperatura;
- possibilità di utilizzare ventilazione meccanica nelle mezze stagioni (consiste nel raffrescare gli ambienti utilizzando l'aria esterna non trattata);
- ridotti consumi energetici e costi di esercizio;
- possibilità di regolazione locale da parte dell'utente.

Di seguito si riporta un elenco dei principali trattamenti a cui può essere sottoposta l'aria nell'unità principale:

- recupero di calore;
- miscelazione;
- umidificazione;
- deumidificazione;
- riscaldamento;
- raffreddamento.

Definite le tipologie di unità trattamento aria si pone l'attenzione sui trattamenti dell'aria all'interno del sistema principale e secondari; questi ultimi sono il sistema di emissione di zona.

I trattamenti nella parte secondaria sono solitamente due:

- regolazione della portata;
- regolazione della temperatura di mandata tramite post-riscaldamento.

2.1.1 Componenti di trattamento aria

Unità di trattamento aria

Un'unità di trattamento aria (UTA o AHU, dall'inglese air handling unit) è di norma costituita da un grande involucro di metallo che contiene generalmente al suo interno due ventilatori (mandata e ritorno), batterie per il raffreddamento e il riscaldamento, filtri e limitatori di rumore. Questo sistema è collegato ai condotti per la distribuzione dell'aria condizionata, che trasportano quest'ultima alle zone interessate, facendola poi tornare all'unità stessa. A fini di riscaldamento le unità contengono al loro interno delle batterie riscaldate tramite acqua o vapori caldi forniti da una caldaia o una pompa di calore centrale. In alternativa possono essere utilizzate resistenze elettriche. Nel caso in cui l'unità venga usata per il raffreddamento, si possono trovare al suo interno delle batterie refrigerate ad acqua proveniente da un gruppo frigorifero. Naturalmente possono essere previsti entrambi gli utilizzi. Infine le UTA permettono l'introduzione nell'edificio di aria esterna così come l'estrazione di aria esausta dall'interno verso l'esterno: si parla rispettivamente di portata di rinnovo e portata di espulsione.

Batterie di raffreddamento e riscaldamenti (cooling and heating coil)

All'interno della UTA, l'aria proveniente dal miscelatore attraversa la batteria di raffreddamento, tipicamente una batteria alettata. Il calore smaltito da questo componente deriva dai carichi ambiente sensibili e latenti. Il controllo dell'umidità è un punto al quale bisogna porre grande attenzione soprattutto a causa del rischio di formazione di condensa. Questo inconveniente è assente quando si considera la batteria in utilizzo per il riscaldamento.

Ventilatori (fan)

Sono macchine in grado di trasferire all'aria l'energia necessaria per percorrere un circuito, compensando quindi tutte le perdite di carico incontrate lungo il percorso. Sono comandati da inverter la cui regolazione viene effettuata da sonde di pressione poste nei canali e possono dunque avere più velocità di funzionamento. Le tre categorie principali di ventilatori sono:

- assiali (in cui il flusso d'aria è parallelo all'asse di rotazione delle pale);
- centrifughi (in cui il percorso dell'aria segue una direzione assiale in entrata e parallela a un piano radiale in uscita);
- tangenziali (in cui il percorso dell'aria nella girante è normale rispetto all'asse sia in entrata che in uscita).

Condotti (duct)

Il sistema di condotti permette di veicolare l'aria trattata nell'unità centrale verso le zone climatizzate e viceversa; permette inoltre il collegamento con l'esterno per il prelievo dell'aria di rinnovo e l'espulsione dell'aria esausta. All'interno del condotto di mandata deve essere mantenuto un livello minimo di pressione statica per far sì che l'aria possa accedere alle zone attraverso le cassette terminali.

Serrande (dampers)

Le serrande sono dei regolatori di portata ed hanno il compito di mantenere il valore assegnato di portata d'aria nel canale indipendentemente dalle oscillazioni di pressione statica a monte. Possono essere a portata costante o variabile. Nel secondo caso la portata d'aria è determinata da una grandezza misurata da un regolatore che generalmente è la temperatura. Le serrande possono essere a sezione rettangolare o circolare. Queste ultime sono le più comuni e sono corredate da una farfalla di chiusura all'interno.

Miscelatore (mixing box)

Il miscelatore è una camera in cui confluiscono, tramite i condotti, i flussi d'aria con diverse caratteristiche (temperatura, umidità, velocità), e da cui esce un flusso omogeneo ottenuto dalla loro miscelazione.

Umidificatore (humidifier)

Tale elemento ha lo scopo di innalzare l'umidità assoluta dell'aria in ingresso della stessa batteria. Per raggiungere tale obiettivo si utilizza un sistema di ugelli che spruzzano acqua nebulizzata umidificando la corrente d'aria.

Recuperatore (heat recovery)

Un recuperatore è un elemento atto a migliorare le condizioni dell'aria in ingresso dell'unità di trattamento d'aria. Questo effetto viene ottenuto sfruttando l'interazione tra aria di mandata e aria di ritorno.

Esistono due tipologie di recuperatori:

- Sensibili: i flussi d'aria non vengono mai direttamente a contatto. Questo permette solamente una variazione della temperatura dei flussi d'aria.
- Entalpici: si ha parziale miscela tra i due flussi così che lo scambio sia di tipo sensibile e latente.

2.1.2 Componenti del circuito acqua

I trattamenti dell'aria nelle batterie di riscaldamento e raffreddamento sono dovuti al passaggio di un fluido termovettore al loro interno. Il fluido termovettore passa in uno o più circuiti in cui possono essere presenti i seguenti sistemi:

- sistema di generazione del caldo;
- sistema di generazione del freddo;
- sistemi di condensazione;
- sistema di pompaggio;
- tubazioni, ecc.

Si riportano alcuni elementi di generazione del caldo o del freddo.

Gruppo frigorifero

Un gruppo frigorifero è una macchina che rimuove calore da un liquido attraverso un ciclo di compressione di vapore, o attraverso un ciclo ad assorbimento. Il liquido che viene raffreddato è di solito acqua, anche se può essere additivata con altre sostanze in percentuale variabile, come inibitori di corrosione o altri additivi. L'acqua fredda in uscita dal chiller viene utilizzata per raffreddare e deumidificare l'aria. Solitamente il salto termico all'evaporatore tra fluido uscente ed entrante è 7-12 °C. Il ciclo termodinamico che lo caratterizza è quello inverso della Pompa di Calore, descritto nel paragrafo seguente.

Pompa di Calore (funzionamento invernale)

La pompa di calore è una macchina in grado di trasferire energia termica da una sorgente a temperatura più bassa ad una sorgente a temperatura più alta o viceversa, utilizzando differenti forme di energia, generalmente elettrica.

Essa è costituita da un circuito chiuso, percorso da uno speciale fluido (frigorigeno) che, a seconda delle condizioni di temperatura e di pressione in cui si trova, assume lo stato di liquido o di vapore.

Il circuito chiuso è costituito dai seguenti componenti:

- compressore;
- condensatore;
- valvola di espansione;
- evaporatore.

Il condensatore e l'evaporatore sono costituiti da scambiatori di calore nei quali scorre il fluido frigorigeno che sono posti a contatto con un fluido di servizio che può essere acqua o aria. Il fluido frigorigeno cede calore all'ambiente esterno al condensatore e lo sottrae all'evaporatore. I componenti del circuito possono essere sia raggruppati in un unico blocco, sia divisi in due parti (sistemi split) raccordate dai tubi nei quali circola il fluido frigorigeno. Durante il funzionamento all'interno del circuito, esso subisce le seguenti trasformazioni:

- *compressione*: il fluido frigorigeno proveniente dall'evaporatore, allo stato gassoso e a bassa pressione, viene portato ad alta pressione. Nella compressione

si riscalda assorbendo una certa quantità di calore e aumentando il suo contenuto entalpico.

- *condensazione*: il fluido frigorifero, proveniente dal compressore, passa dallo stato gassoso a quello liquido cedendo calore all'esterno.
- *espansione*: passando attraverso la valvola di espansione il fluido frigorifero liquido si trasforma parzialmente in vapore e si raffredda.
- *evaporazione*: il fluido frigorifero assorbe calore dall'esterno ed evapora completamente.

Esistono differenti tipologie di Pompa di Calore:

- Aria-Aria;
- Aria-Acqua;
- Acqua-Acqua.

L'aria come sorgente fredda ha il vantaggio di essere disponibile ovunque; tuttavia la potenza resa dalla pompa di calore diminuisce con la temperatura della sorgente. Nel caso si utilizzi l'aria esterna con temperature di circa 0 °C, è necessario un sistema di sbrinamento che comporta un ulteriore consumo di energia. Diverso e più vantaggioso, è l'impiego come sorgente fredda dell'aria interna viziata (aria estratta) che generalmente possiede temperature adeguate e deve essere comunque rinnovata.

L'acqua come sorgente fredda garantisce le prestazioni della pompa di calore senza risentire delle condizioni climatiche esterne; tuttavia richiede un costo addizionale dovuto al sistema di adduzione.

Il terreno come sorgente fredda ha il vantaggio di subire minori sbalzi di temperatura rispetto all'aria. E' possibile realizzare sistemi con tubazioni orizzontali o verticali. Per sistemi con tubazioni orizzontali è necessaria una estensione di terreno da 2 a 3 volte superiore alla superficie dei locali da riscaldare. Per le sonde verticali si arriva invece ad una profondità di 100 m. In ogni caso si tratta di una soluzione costosa, sia per l'estensione di terreno richiesta sia per la complessità dell'impianto stesso.

Caldaia

La caldaia è uno scambiatore termico che cede calore ad un fluido per mezzo di un processo di combustione; il combustibile può essere di diverso tipo, il più comune è gas

naturale. Non si entra nella descrizione di caldaie, si rammenta solamente che il funzionamento permette di ottenere acqua a una temperatura di 80°C.

I principali sistemi di condensazione sono i seguenti

Geotermia

Le tipologie di scambiatori geotermici sono le seguenti.

- *Scambiatori a bassa profondità.* Sono scambiatori, realizzati con tubi in materiale plastico. La loro profondità di posa varia da 0,8 a 4,0 m. Rispetto agli scambiatori ad alta profondità, hanno un minor impatto ambientale e un minor costo di realizzazione. Inoltre, dato che si sviluppano a profondità normalmente raggiunte anche da altre strutture edilizie (piani interrati, cantine, ecc.), in genere non richiedono specifiche autorizzazioni da parte delle autorità competenti per la loro installazione. Per contro, questi scambiatori richiedono superfici di sviluppo molto estese. Ne consegue che essi sono idonei solo per la realizzazione di impianti medio-piccoli. In base alle loro principali geometrie di sviluppo, possono essere così classificati:
 - scambiatori a serpentini o a chiocciola;
 - scambiatori ad anelli;
 - scambiatori a spirale;
 - scambiatori a canestri.

Il calore derivato da questi scambiatori è soprattutto quello apportato dal sole e dalla pioggia. Pertanto vanno posti in zone dove il sole e la pioggia possono arrivare senza impedimenti. A tal fine, la superficie sotto cui si sviluppano gli scambiatori non va coperta con costruzioni o impedimenti vari, quali garage, prefabbricati, porticati, terrazze, pavimenti impermeabilizzati. La scelta del tipo di sviluppo più idoneo dipende da altri fattori, tra i quali la natura del terreno e le sue zone d'ombra. Il tipo di vegetazione da piantumare o da conservare è fondamentale in quanto la superficie posta sopra gli scambiatori deve essere priva di piante e di qualsiasi altro tipo di vegetazione che può fare ombra. Tale area deve inoltre essere scelta in modo da garantire distanze di almeno 2 m dalle

zone d'ombra indotte da edifici, muri di cinta, alberi e siepi. Per evitare interferenze e facilitare gli interventi di manutenzione, è inoltre consigliabile rispettare le seguenti distanze minime:

- 1,5 m dalle reti interrate degli impianti di tipo non idraulico: reti elettriche, del telefono e del gas;
- 2,0 m dalle reti interrate degli impianti di tipo idraulico: reti dell'acqua sanitaria, delle acque piovane e di scarico;
- 3,0 m da fondazioni, recinzioni, pozzi d'acqua, fosse settiche, pozzi di smaltimento e simili.

Con gli scambiatori di calore a bassa profondità non si deve derivare troppo calore dal terreno. Se ciò avviene ci si espone a due pericoli: il “collasso” dell'impianto, la messa in crisi della vegetazione che cresce sopra la zona di posa degli scambiatori (erba) o confina con essa (piante, siepi, ecc.). Il possibile “collasso” dell'impianto è causato dal fatto che, con temperature troppo basse del fluido di scambio, le pompa di calore lavorano con coefficienti di prestazione molto ridotti e quindi con potenze termiche non in grado di soddisfare le prestazioni richieste.

Un altro aspetto da considerare è quello che riguarda il contatto fra scambiatori di calore e la qualità del terreno. I terreni molto eterogenei (con ghiaia e pietrisco) possono richiedere l'uso di una miscela di contatto formata da sabbia, cemento e acqua. Gli scambiatori di calore vengono ricoperti dapprima con tale miscela per circa 10 cm, poi si provvede al riempimento dello scavo col materiale di riporto.

- *Scambiatori a media profondità.* Possono essere realizzati con tubi metallici o in polietilene ed installati in verticale fino a profondità di 25-30 m. In alcuni casi possono rappresentare una valida alternativa agli altri tipi di scambiatori, specie quando la superficie utilizzabile per porre in opera gli scambiatori a bassa profondità non basta a recuperare il calore richiesto dal terreno, oppure quando ci sono difficoltà ad ottenere i permessi per installare sonde profonde. Questi scambiatori possono essere realizzati con sonde di tipo coassiale o con tubi annegati nei pali di fondazione. Per aumentare lo scambio termico e proteggere

le falde acquifere, le sonde coassiali sono poste in opera con “camicie” di cemento e bentonite. Nelle versioni più evolute, le sonde sono realizzate con tubi esterni in acciaio inox e tubi interni in polietilene ad alta densità. I tubi esterni in acciaio inox servono ad evitare corrosioni dovute a correnti vaganti e a far sì che le sonde possano opporre una buona resistenza meccanica alle sollecitazioni esercitate dal terreno.

- *Scambiatori ad alta profondità.* Questi scambiatori, chiamati sonde geotermiche verticali, sono realizzati con tubi installati fino ad una profondità di 100-120 m, ma possono scendere anche sotto i 200 m. Con la profondità aumenta la resa termica delle sonde in quanto sotto i 20 m, per effetto del calore prodotto dalla terra, la temperatura del sottosuolo cresce di circa 3°C ogni 100 m. Questi scambiatori sono posti in opera in fori con diametro che varia da 100 a 150 mm. Nei fori sono inseriti uno o due circuiti ad U realizzati con tubi in PE-Xa, che sono specifici per queste applicazioni particolarmente impegnative, dato che le profondità in gioco comportano pressioni sia interne che di schiacciamento, molto elevate. Per rendere più facile l’inserimento dei tubi nei fori si usano zavorre di circa 15-20 Kg costituite da pesi a perdere. Inoltre, per mantenere le giuste distanze fra i tubi si ricorre all’uso di appositi distanziatori ogni 7–8 m. Il vuoto tra le pareti dei fori e dei tubi è riempito con una sospensione a base di cemento e sostanze inerti. La sospensione è iniettata dal basso verso l’alto con l’aiuto di un tubo supplementare inserito nel foro della sonda. Per non arrecare danni alle fondazioni, le sonde geotermiche devono essere poste in opera con distanze minime dall’edificio di almeno 4-5 m. Inoltre, se sono previste più sonde, devono avere fra loro distanze tra i 5 e i 10 m per evitare interferenze termiche.

Torre evaporativa

Una torre di raffreddamento è uno scambiatore di calore gas-liquido nel quale la fase liquida cede energia alla fase gassosa, riducendo così la propria temperatura. Nella grande maggioranza dei casi la fase gassosa è costituita da aria o vapore d'acqua e la fase liquida da acqua di vario tipo. Lo scambio di calore può essere effettuato mediante contatto tra le fasi, ed in questo caso si parla di *torre di raffreddamento "tout court"*, o

a superficie in uno scambiatore di calore a tubi, piastre o altro; in questo caso si parla di batteria di raffreddamento.

3 Caso studio e metodologia

3.1 Introduzione

Prima di scendere nel dettaglio della descrizione dell'edificio e delle scelte impiantistiche si vuole spiegare quali sono stati gli obiettivi specifici dell'elaborato di tesi nell'ambito del più generale obiettivo di supportare la progettazione di un *nearly zero energy building*.

Le analisi eseguite hanno avuto come principali obiettivi:

- I. l'ottimizzazione del sistema impiantistico, relativamente alle scelte sul controllo e la regolazione;
- II. la valutazione del potenziale di riduzione dei consumi associato all'adozione di sistemi impiantistici ad alta efficienza rispetto a quelli tradizionali;
- III. la valutazione dell'incidenza sui consumi energetici di differenti condizioni climatiche interne, scelte a parità di livello di soddisfazione atteso.

Nella prima fase si sono ipotizzati differenti limiti di portata d'aria di mandata in periodo estivo e la ventilazione meccanica notturna; nella seconda fase sono stati confrontati e analizzati due sistemi impiantistici:

- un sistema tradizionale composto da caldaia a gas per il riscaldamento e gruppo frigorifero raffreddato attraverso torre evaporativa per il raffrescamento;
- un sistema ad alta efficienza composto da pompa di calore e gruppo frigorifero connessi a circuito geotermico a sonde verticali.

Nella terza fase sono stati valutati i consumi in funzione dell'adozione di differenti impostazioni dei parametri di controllo climatico interno (temperatura, umidità e velocità dell'aria) a parità di soddisfazione delle condizioni di comfort secondo la EN 15251, 2008 "*Criteri per la progettazione dell'ambiente interno e per la valutazione della prestazione energetica degli edifici, in relazione alla qualità dell'aria interna,*

all'ambiente termico, all'illuminazione e all'acustica” e lo Standard Ashrae 55, 2010 “Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy”.

La metodologia adottata nell'analisi e nell'ottimizzazione del sistema edificio-impianto si può dunque riassumere nei seguenti passaggi:

- 1) individuazione del modello impiantistico di riferimento;
- 2) individuazione delle differenti modalità di funzionamento dell'impianto lato aria e relativi casi di analisi;
- 3) individuazione delle differenti configurazioni impiantistiche lato acqua e relativi casi di analisi;
- 4) individuazione delle differenti condizioni climatiche interne a parità di comfort e relativi casi di analisi;
- 5) valutazione e confronto tra i differenti casi di analisi in modo da definire il modello migliore.

3.2 Sito

L'oggetto di studio, come già anticipato, è un nuovo edificio per il Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano, denominato *EdZEN, Edificio Zero Energia*, e che dovrebbe essere realizzato nel campus Bovisa, nella zona nord est di Milano. In una prima ipotesi l'Ateneo aveva individuato per l'EdZen un'area all'interno di un lotto del campus La Masa, in via Codigoro, ipotizzando la demolizione e il trasferimento dell'edificio attualmente dedicato ad uso mensa. Va detto che quell'ipotesi è stata per il momento accantonata e ad oggi è allo studio la fattibilità di un'altra collocazione nel "boschetto" accanto all'edificio principale (BL 25) del Dipartimento di Energia. Questo lavoro si basa tuttavia sul disegno architettonico dell'EdZEN che era stato concepito sulla base dei vincoli determinati dalla prima ipotesi. In assenza di una collocazione definitiva e di una revisione del progetto architettonico, si è infatti deciso di continuare e completare l'analisi energetica sul disegno iniziale, per poter trarre delle indicazioni che potranno essere comunque utili in un eventuale revisione del progetto.

Ad est della mensa è presente un altro edificio universitario, dove sono presenti aule didattiche ed informatizzate; a sud è presente l'edificio VELUXlab, mentre a nord vi è un piccolo edificio di 3 m di altezza. Infine a nord-ovest del sito di intervento è presente la nuova sede della Triennale di Milano. Si riporta una mappa relativa al sito di intervento (Figura 6).



Figura 6- Mappa relativa al sito di intervento

Per quanto riguarda l'analisi climatica del sito si riportano i principali dati elaborati dall'ASHRAE ottenuti dalla stazione meteorologica di Milano Linate.

Come primi dati di analisi si riportano le temperatura e l'umidità assoluta dell'aria esterna. La rigidità del clima invernale richiede un alto riscaldamento dell'aria e quindi una potenza termica elevata, risolto parzialmente con l'utilizzo di un recuperatore di calore. Un aspetto che incide invece sui consumi per raffrescamento è l'alto contenuto di umidità assoluta dell'aria esterna in estate che porterà a ridurre al minimo la portata di rinnovo e ottimizzare il ricircolo d'aria.

Si riportano quindi i grafici di temperatura di bulbo secco e umidità assoluta dell'aria esterna.

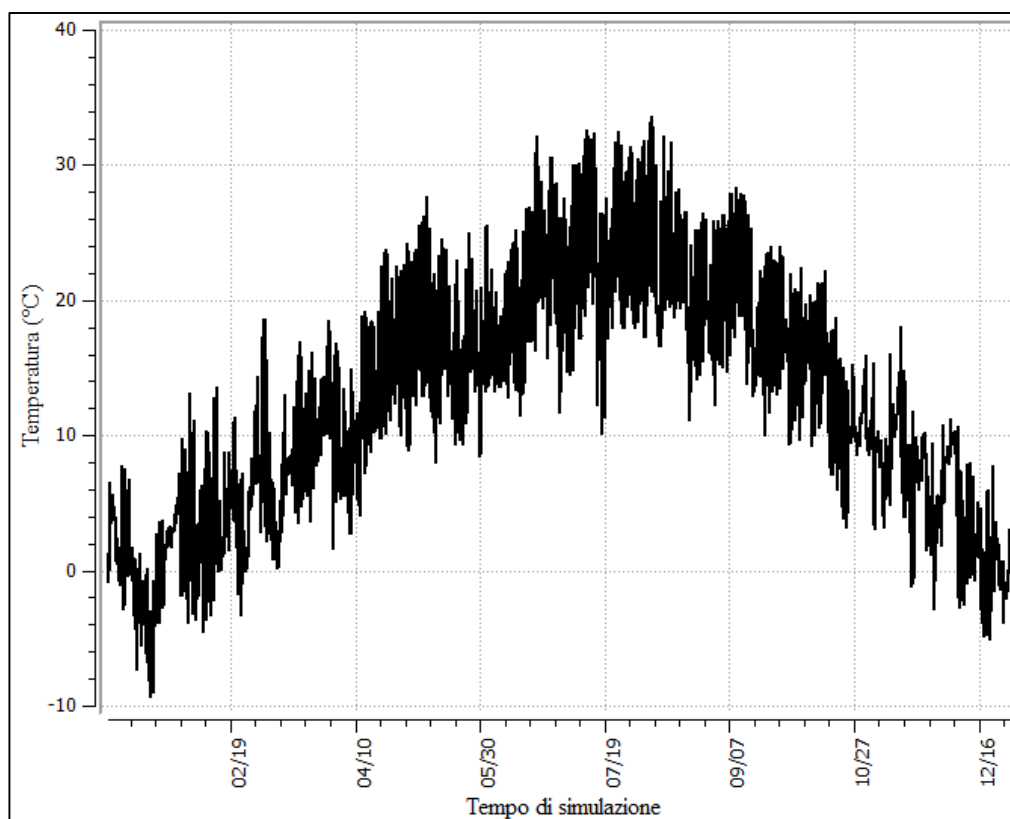


Figura 7- Temperatura di bulbo secco dell'aria esterna

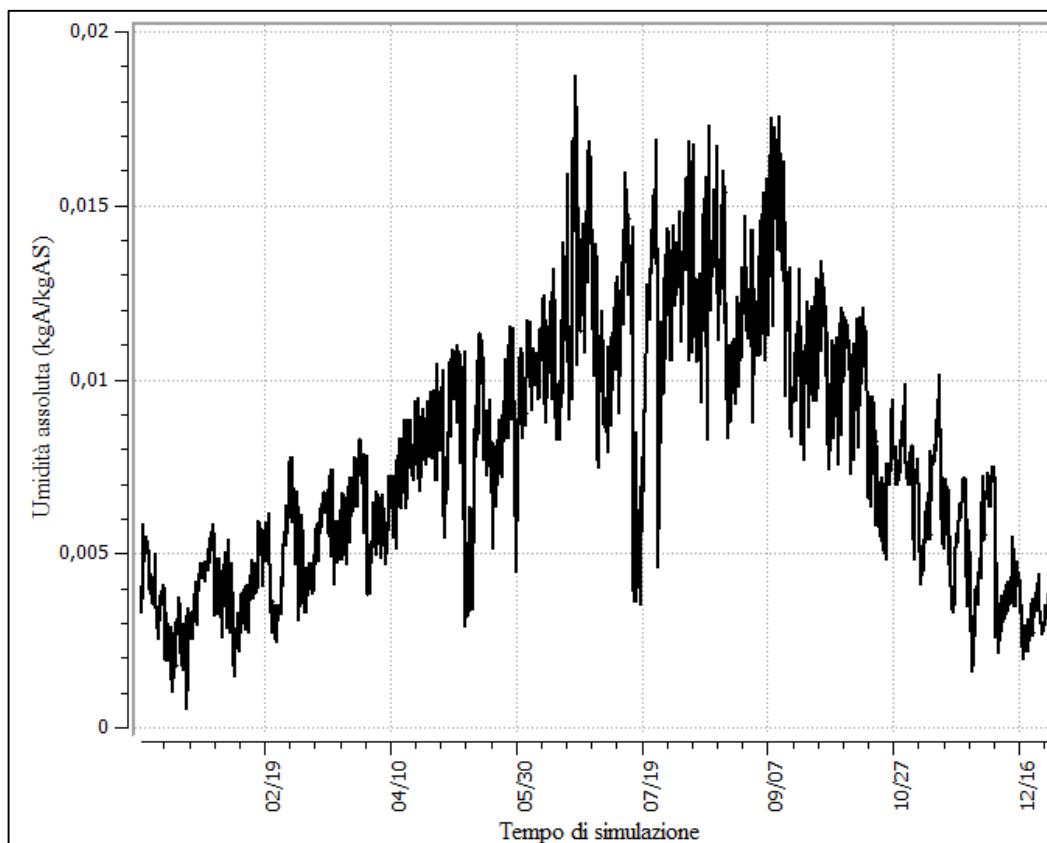


Figura 8- Umidità assoluta aria esterna

Si può notare che la temperatura dell'aria esterna invernale arriva fino ai $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ sotto zero e l'umidità assoluta d'estate raggiunge valori di 18 g/Kg . Queste due situazioni particolari richiederanno grande attenzione e un dispendio di alte potenze per coprire i carichi termici derivanti da queste situazioni. Le condizioni di aria esterna da sfruttare saranno invece quelle in primavera ed autunno, nelle quali sarà possibile utilizzare sia ventilazione naturale, tramite l'apertura delle finestrate, che meccanica.

3.3 Edificio

L'edificio in esame è stato pensato come un sistema a energia zero, cioè che minimizza i consumi sfruttando al massimo le fonti rinnovabili. Per i dettagli si rimanda all'elaborato M. GRECCHI, G. MASERA, M. RUTA, L. PAGLIANO, A. DAMA, P. ZANGHERI, *EdZen: edificio sperimentale per uffici a energia quasi zero in clima mediterraneo*, Politecnico di Milano, 2013.

L'utilizzo dell'edificio è stato previsto per tre particolari sezioni del Dipartimento di Energia: Materiali Micro e Nano strutturati, Elettrica, Catalisi. L'edificio prevede, oltre alla presenza di uffici, anche di Laboratori e Aule Didattica per i corsi di Laurea Magistrale. Le specifiche in particolare sono:

- 33 uffici singoli per docenti e ricercatori;
- 15 uffici, in parte singoli e in parte doppi, per assegnisti, *visiting professors*, post dottorato, tecnici e amministrativi;
- 12 spazi open space, con postazioni di lavoro singole, per dottorandi, tesisti e tirocinanti;
- il Laboratorio NanoLab, a livello seminterrato, per circa 600 m²;
- il Laboratorio Elettrico, per 250 m²;
- il Laboratorio Solare, da collocare sulla copertura, per circa 600 m²;
- tre aule da circa 150 posti, possibilmente divisibili a metà;
- spazi di ritrovo comuni, sia al chiuso che all'aperto;
- un bar.

L'edificio si compone di tre principali grandi volumi connessi da un ampio atrio centrale che copre l'altezza dell'edificio. I tre assi principali dell'edificio corrispondono allo sviluppo dei tre blocchi principali. Il primo blocco segue l'orientamento dei dispositivi solari a concentrazione in copertura e si dispone quindi con asse nord-sud; il secondo volume si dispone invece con asse est-ovest, allo scopo di formare una superficie utile alla collocazione di pannelli fotovoltaici; il terzo blocco mantiene l'allineamento stradale ed è più basso, in modo da garantire il giusto soleggiamento alle altre due parti. I tre blocchi sono stati progettati per contenere uffici, mentre l'atrio centrale è previsto come spazio di passaggio, completamente vetrato e non climatizzato.

3.3.1 Descrizione architettonica e dei locali

L'edificio è costituito da quattro piani fuori terra ed un piano interrato, per un totale di circa 15 m di altezza; ha una superficie lorda di circa 4200 m² e un volume lordo di circa 18200 m³. Il piano interrato ed il piano terra hanno rispettivamente un'altezza netta pari a 3.6 m e 4.9 m, i restanti tre piani di 3.1 m. Esso è inclinato rispetto al nord di circa 5°. L'atrio comune ha una pianta a forma trapezoidale con una superficie di 130 m²,

un'altezza di 16.9 m e presenta un vano scala che si dirama al suo interno al fine di mettere in comunicazione i vari piani tra di loro. Come mostrato in Figura 9, al piano terra sono presenti sul lato est il bar di 130 m², le aule didattiche di 150 m², mentre su quello ad ovest cinque laboratori di ricerca di 120 m², un'aula didattica di 130 m² e una zona WC. Il piano interrato conta invece di un laboratorio di 600 m², un'aula didattica di 160 m², uno spazio funzionale di 140 m² e due zone WC.

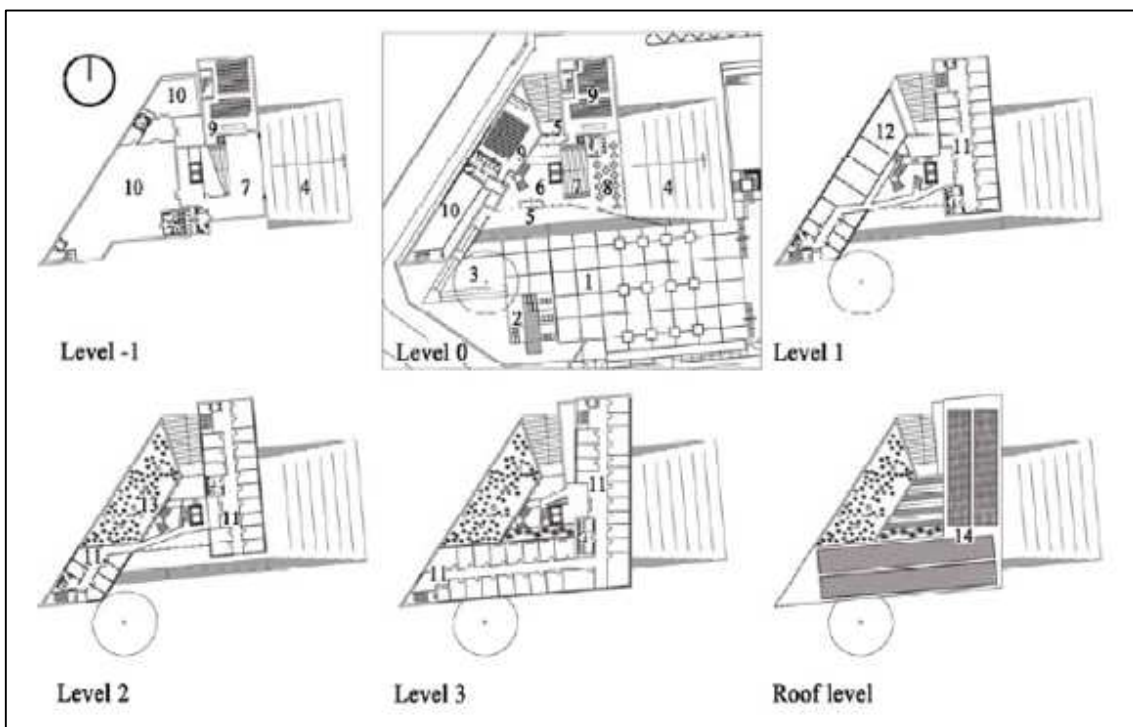


Figura 9- Planimetria dei piani. 1) piazza; 2) VELUXIlan; 3) alberi esistenti; 4) cavea; 5) entrata; 6) foyer; 7) auditorium; 8) bar; 9) aule; 10) NanoLab; 11) Uffici; 12) Electric Lab; 13) Giardino dei bamboo; 14) Solar Lab.

Il primo, secondo e terzo piano del blocco est presentano la stessa suddivisione degli spazi interni, con un totale di 42 uffici di circa 12 m² ciascuno e cinque zone WC; vi sono anche tre sale riunioni di circa 30 m² ciascuna. Il blocco ovest invece è costituito solo da due piani: al primo piano troviamo tre laboratori elettrici con area totale di 18 m², sette uffici per docenti di 110 m² e una zona WC; al secondo piano, invece, sono presenti sei uffici docenti di 70 m² e una zona WC. Inoltre la copertura dei laboratori è pensata per essere completamente verde. Infine il blocco sud, collegato al blocco est per mezzo di un lungo corridoio, è costituito solo da un terzo piano a sbalzo, che comprende

18 uffici docenti di 260 m² e una zona WC. La copertura dell'intero edificio, di superficie 900 m², è pensata per essere occupata completamente da pannelli fotovoltaici.

3.3.2 Componenti di involucro

Al fine di questa trattazione si riportano le caratteristiche termofisiche dell'involucro edilizio stabilite precedentemente (per i dettagli si veda la tesi di E. DE LENA, *Ottimizzazione delle prestazioni estive di uno zero energy building*, Politecnico di Milano, Italia, 2013). Si rammenta solamente la conformità delle caratteristiche al D.lgs. 311/2006, relativi aggiornamenti (zona climatica E) e normativa regionale, Deliberazione della Regione Lombardia VIII/8745.

Nella Tabella 3 si riportano i valori di trasmittanza delle strutture principali degli elementi opachi, rimandando alla tesi di E. De Lena per la descrizione delle stratigrafie.

Elemento	Trasmittanza [W/m²K]	Spessore [m]
Parete perimetrale	0.14	0.339
Solaio interpiano uffici-aule	0.25	0.5175
Solaio interpiano uffici-uffici	1.31	0.3975
Solai a sbalzo	0.14	0.63
Solaio contro terra	0.14	0.625
Copertura	0.15	0.5125
Copertura verde	0.14	0.7065
Struttura atrio	3.77	0.075
Parete interna	1.93	0.105

Tabella 3- Valori di trasmittanze per elementi opachi

I principali dati di trasmittanza per quanto riguarda gli elementi trasparenti suddivisi per zona sono riportati in Tabella 4.

Elemento	Trasmittanza vetro [W/m²K]	Trasmittanza telaio [W/m²K]
Serramenti esterni uffici aule e laboratori	1.4	1
Serramenti interni uffici aule laboratori	1	1.77
Serramenti esterni corridoi	1	1.4
Parete interna vetrata verso l'atrio	1	1.77
Facciata atrio	1	2.79

Tabella 4. Valori di trasmittanze per elementi trasparenti

3.3.3 Carichi interni

I carichi interni si possono suddividere in tre grandi categorie:

- carico dovuto a persone;
- carico dovuto ad apparecchiature elettriche;
- carico dovuto a illuminazione.

Il carico interno delle differenti zone è stato definito secondo una potenza al metro quadro di superficie calpestabile. E' stato inoltre introdotto un profilo di attenuazione del carico in funzione del giorno della settimana e dell'ora.

3.3.3.1 Persone

Il livello di attività degli occupanti dell'edificio, nella zona uffici, aule e laboratori è stato posto pari a 120 W/m².

Per quanto riguarda l'occupazione delle zone climatizzate sono stati utilizzati i seguenti valori di affollamento:

- Uffici: 10 m² a persona;
- Laboratori: 25 m² a persona;
- Aule Didattiche: 0,9 m² a persona (in modo da rispettare i 450 alunni complessivi previsti in fase di progettazione).

Nelle Figura 10 sono riportati i grafici di occupazione giornaliero, ricordando che la domenica l'edificio è chiuso.

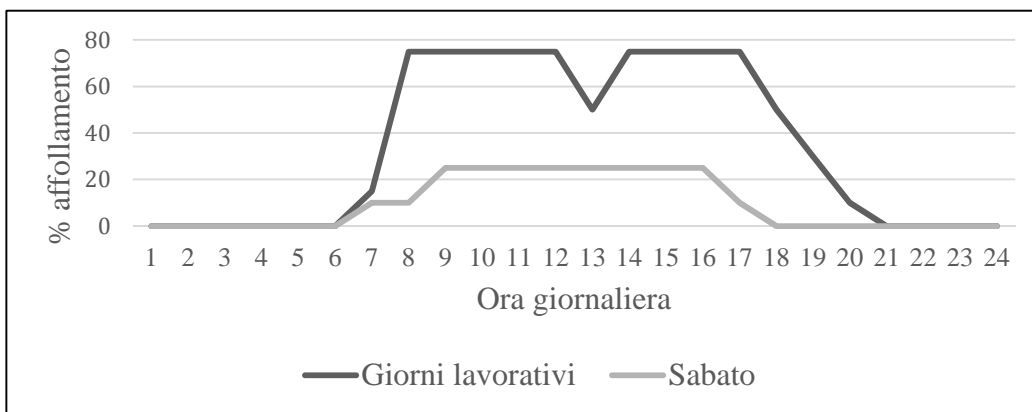


Figura 10- Grafico dell'occupazione giornaliera uffici, aule e laboratori

3.3.3.2 Apparecchiature elettriche

L'utilizzo di apparecchiature elettriche è stato previsto esclusivamente per gli uffici e per i laboratori.

I relativi carichi termici per unità di superficie essere sono stati assunti come segue:

- Laboratori: 15 W/m²;
- Uffici: 10 W/m².

Per quanto riguarda l'utilizzo, nelle Figura 11 si riportano i grafici della percentuale di carico delle apparecchiature elettriche.

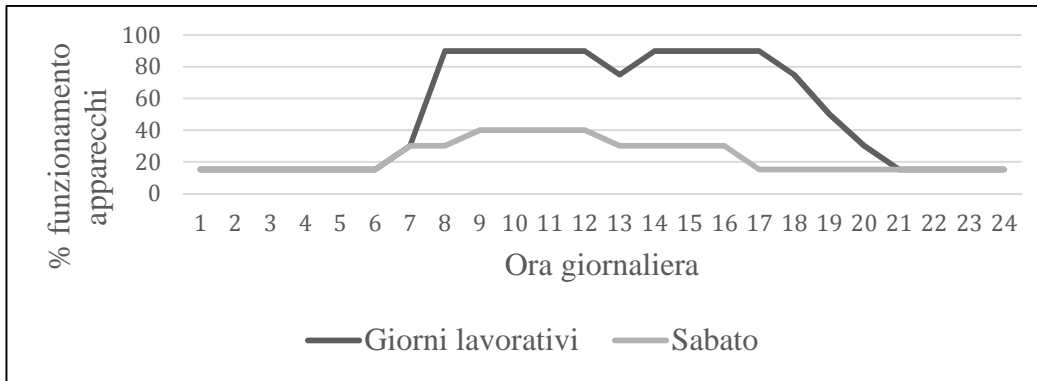


Figura 11- Grafico di funzionamento giornaliero delle apparecchiature elettriche

3.3.3.3 Illuminazione

Le potenze elettriche previste per l'illuminazione sono le seguenti, in funzione delle differenti destinazioni d'uso:

- Uffici: 6 W/m²;
- Laboratori: 15 W/m²;
- Aula didattica: 18 W/m²;
- Corridoi: 4 W/m².

Nella Figura 12 sono riportati i grafici relativi all'accensione giornaliera, ricordando che la domenica l'edificio è chiuso.

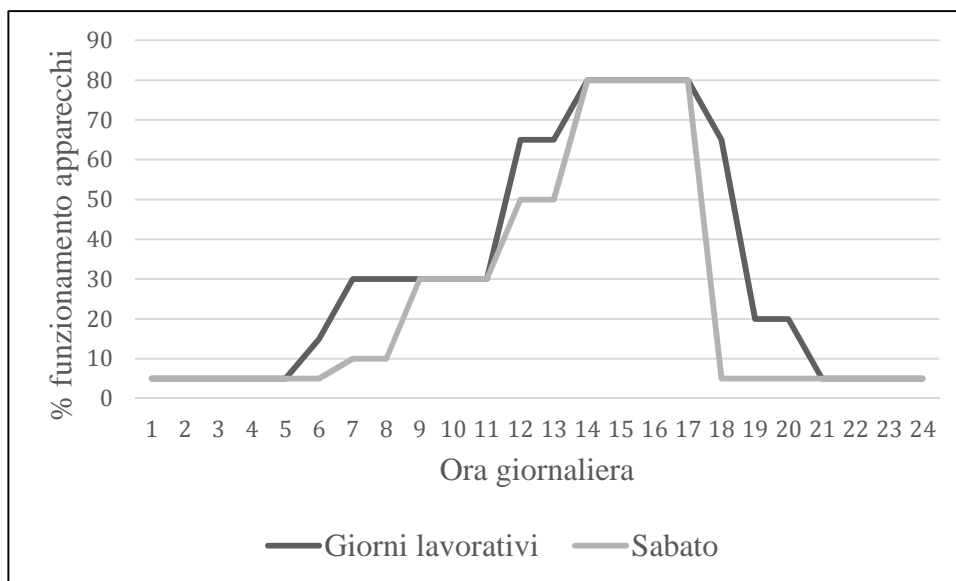


Figura 12- Grafico giornaliero del funzionamento delle luci

3.4 Impianto trattamento aria

Per quanto riguarda il trattamento e la distribuzione dell'aria è stato scelto un impianto a portata variabile e dei terminali con serranda di zona modulante; sono state ipotizzate quattro Unità di Trattamento Aria a servire le differenti zone. Questa scelta è riconducibile in primo luogo alla necessità di ripartire il carico complessivo, e in secondo luogo alla possibilità di azionare in modo indipendente le quattro unità per controllare meglio il carico interno e rendere più efficiente la regolazione, in funzione delle specificità delle zone servite.

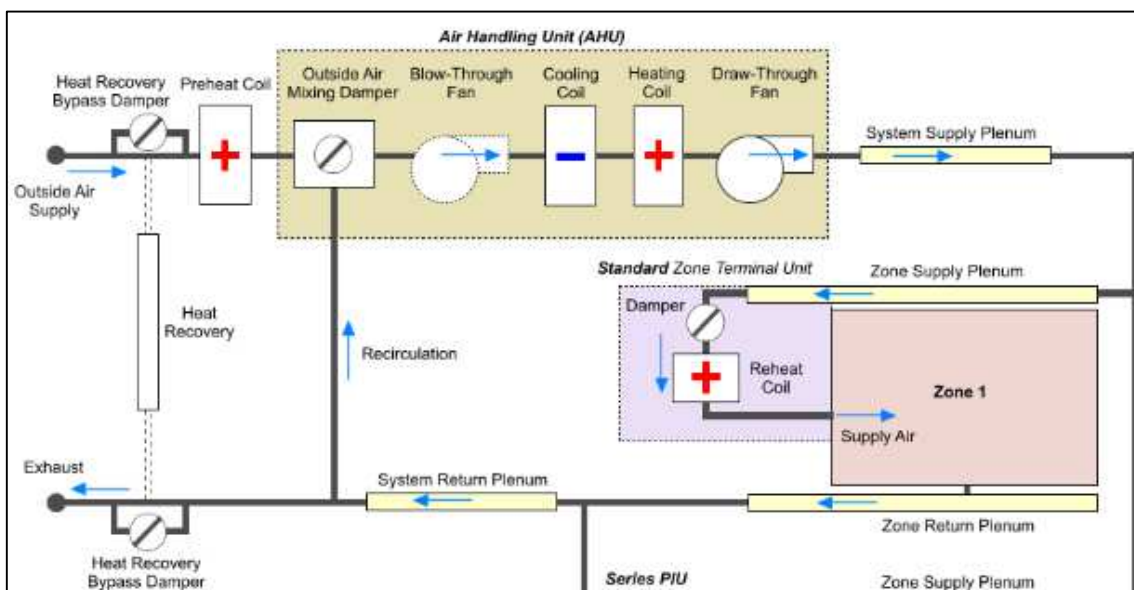


Figura 13- Schema unità trattamento aria

Nello specifico l'accorpamento delle zone servite dalla stessa Unità di Trattamento Aria è stata eseguita secondo i seguenti criteri:

- esposizione prevalente;
- destinazione d'uso;

E' così risultato ovvio fare la seguente suddivisione:

- UTA_AlaEst: a servire tutte le zone termiche uffici dei tre piani del corpo ad Est;
- UTA_AlaOvestSud a servire tutte le zone termiche uffici del corpo ad Ovest (1° e 2° piano) e a Sud (3° piano);

- UTA_Lab: a servire i Laboratori (Piano interrato e Piano Terra Ovest);
- UTA_AulaDidattica: a servire l'aula didattica con carichi termici ed esigenze di ventilazione che si discostano molto rispetto agli altri ambienti.

3.4.1 Portata di aria esterna

Il calcolo della portata minima di aria esterna è stato eseguito secondo la UNI 15251 nella quale si tiene conto degli occupanti e dell'emissioni di gas inquinanti dell'edificio. In particolare la portata di aria esterna risulta essere determinata da:

$$q_{tot} = n q_p + A q_B$$

Dove:

- q_{tot} = portata totale di aria esterna [l/s/m²];
- q_p = è il ricambio di ventilazione dovuto alle emissioni dall'edificio [l/s/m²];
- n = numero occupanti zona termica;
- A = superficie zona termica;
- q_b = ricambio di ventilazione dovuto agli occupanti [l/s/pers].

Le considerazioni principali relative all'edificio, necessarie per il calcolo dei ricambi orari sono le seguenti:

- edificio molto poco inquinante;
- percentuale di insoddisfazione degli occupanti pari a 20%.

Si riportano le tabelle per definire le portate d'aria per occupazione e per inquinamento dell'edificio.

Category	Expected Percentage Dissatisfied	Airflow per person l/s/pers
I	15	10
II	20	7
III	30	
IV	> 30	< 4

Figura 14- Tabella B.1 della UNI EN 15251 [31]

	Very low polluting building	Low polluting building	Non low-polluting building
Category I:	0,5 l/s, m ²	1,0 l/s, m ²	2,0 l/s, m ²
Category II:	0,35 l/s, m ²	0,7 l/s, m ²	1,4 l/s, m ²
Category III:	0,3 l/s, m ²	0,4 l/s, m ²	0,8 l/s, m ²

Figura 15- Ricambi di ventilazione dovuti alle emissioni dell'edificio

Di seguito si riportano i differenti valori dei ricambi orari. Si ricorda che il calcolo dei ricambi orari delle zone uffici è stato tratto dalla tesi di E. De Lena, mentre per laboratori e aule didattiche è stato eseguito in questo lavoro.

- Uffici: 1,5 h⁻¹;
- Aule didattiche: 14 h⁻¹;
- Laboratori: 1,5 h⁻¹;

E' stata prevista ventilazione meccanica notturna pari a 0,3 h⁻¹ durante tutto l'anno negli uffici e nei laboratori, non nell'aula didattica, in modo garantire una buona qualità dell'aria, per aumentare il comfort e diminuire la quantità di inquinanti.

3.4.2 Funzionamento impianto

Trattamento Invernale

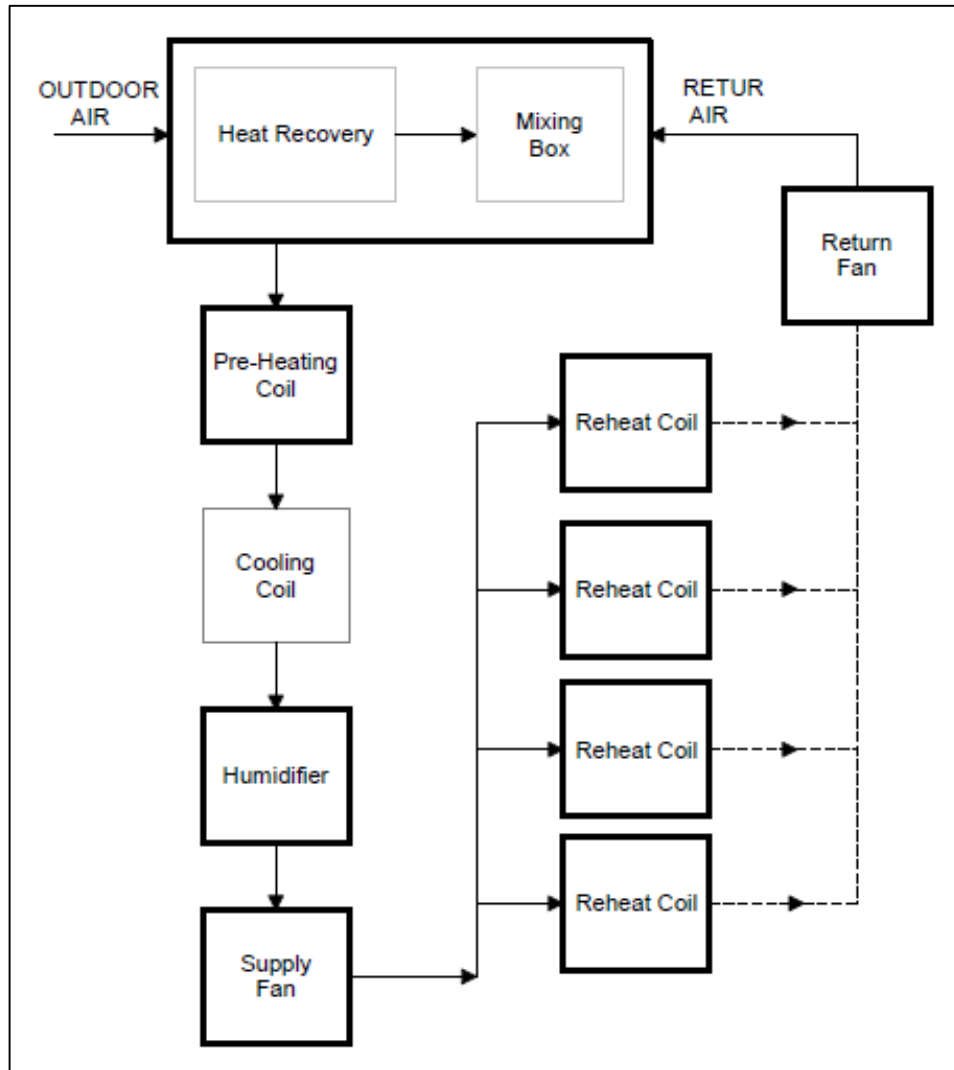
In questo paragrafo e nel successivo si riportano i principi generali relativi al trattamento dall'aria nel regime invernale ed estivo.

Il trattamento invernale si compone dei seguenti passaggi:

- pre-riscaldamento;
- umidificazione;
- post-riscaldamento di zona.

Ovviamente in funzione delle specifiche esigenze alcuni trattamenti sono spesso evitabili, come ad esempio l'umidificazione.

Nello schema 2 si riportano gli elementi che compongono l'unità di trattamento aria evidenziando l'umidificatore e le batterie di riscaldamento che concorrono alla trattazione invernale dell'aria.



Schema 1- Componenti dell'unità di trattamento aria che concorrono al riscaldamento e all'umidificazione invernale

Come condizioni di riferimento di progetto dell'aria si considerano:

- esterna:
 - $T_{\text{OUTDOOR AIR}} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $RU_{\text{OUTDOOR AIR}} = 100\%$
- condizioni di comfort interno:
 - $T_{\text{INTERNAL AIR SETPOINT}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $RU_{\text{INTERNAL AIR SETPOINT}} = 100\%$
- Condizioni di mandata:
 - $T_{\text{SUPPLY AIR}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $RU_{\text{SUPPLY AIR}} = 15\%$

Si riportano nel diagramma psicometrico (Figura 16) le seguenti trasformazioni ideali:

- miscelazione;
- pre riscaldamento
- umidificazione;
- post riscaldamento.

Dove i punti:

- B = punto dopo il pre-riscaldamento;
- S = punto relativo alle condizioni a umidificazione avvenuta;
- I = punto dopo il post riscaldamento e di mandata;
- E = punto relativo alle condizioni dell'aria esterna dopo miscelazione
- A = punto relativo alle condizioni dell'aria ambiente (20 °C, 25%)

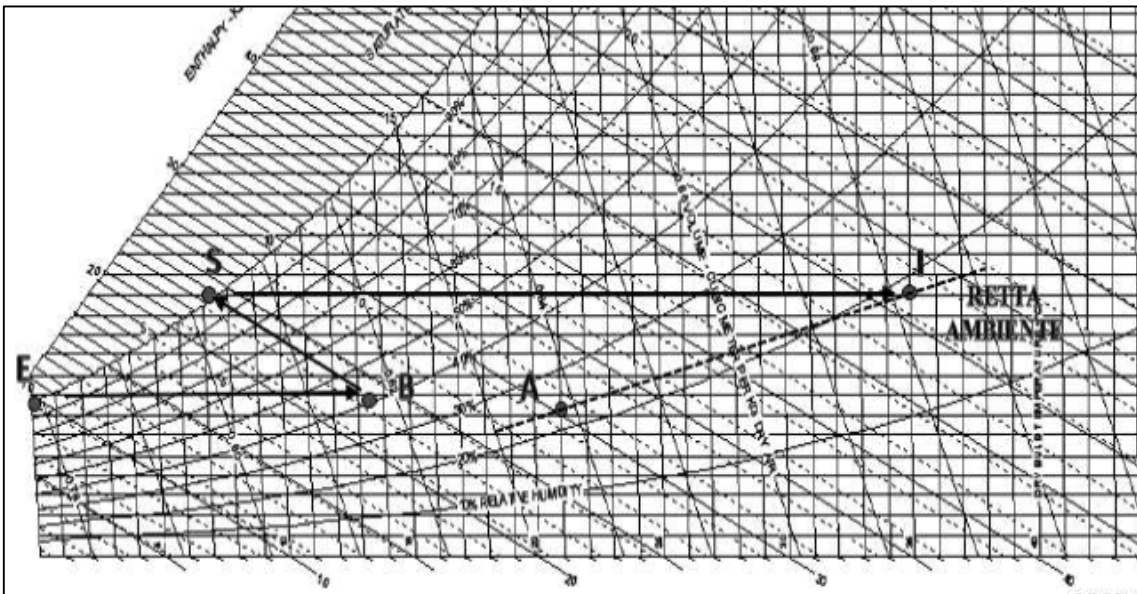


Figura 16- Diagramma psicometrico relativo al trattamento aria invernale

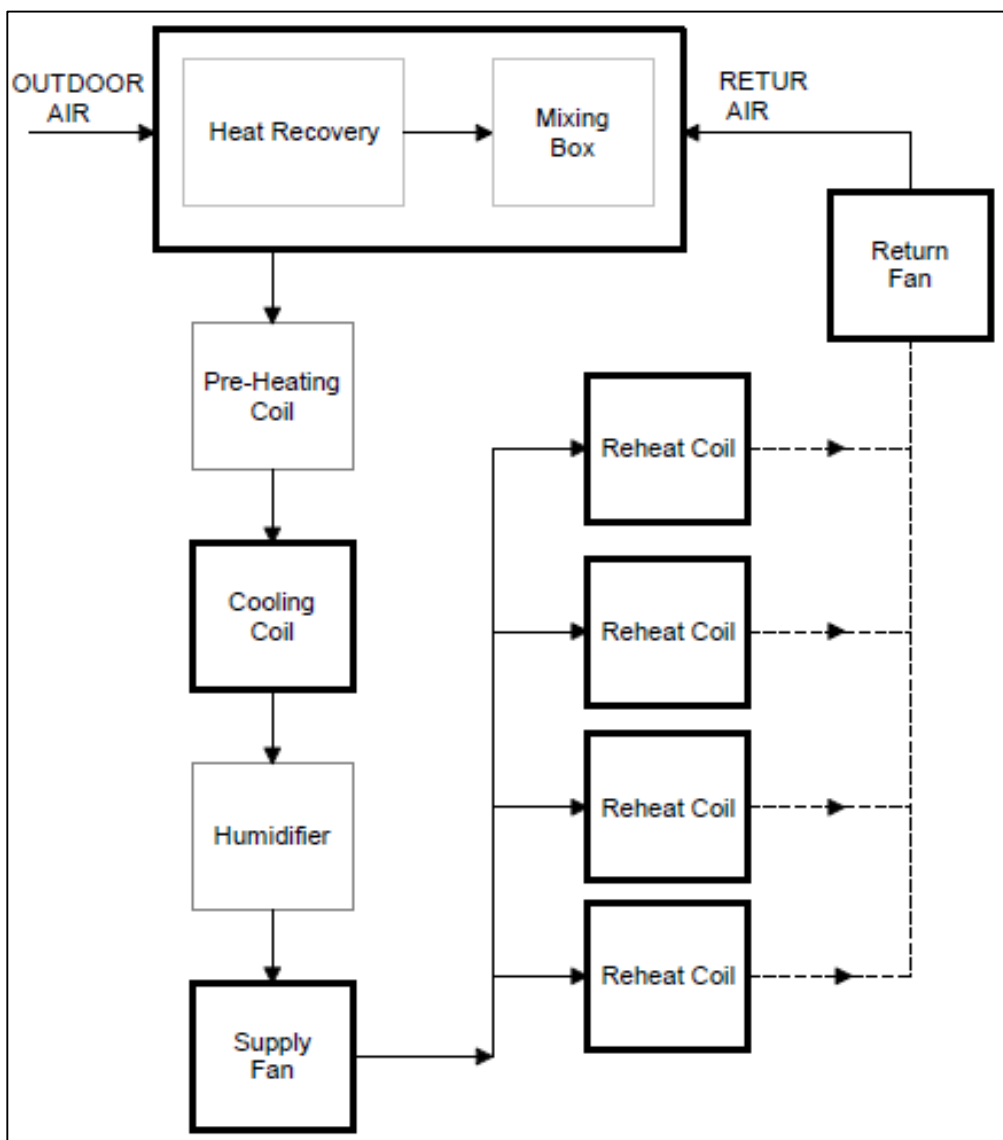
Trattamento estivo

Per quanto riguarda il trattamento estivo si riporta la trasformazione “ideale” che viene eseguita in estate; essa si compone dei seguenti passaggi:

- raffreddamento e deumidificazione;
- post-riscaldamento di zona.

Come nella sezione precedente non si indaga sul rapporto recupero di calore miscelazione in quanto l'argomento diventerebbe troppo complicato e pieno di variabili dovute al controllo.

Si riporta lo schema degli elementi che compongono l'unità di trattamento aria evidenziando il recupero di calore e miscelazione, la batteria di raffreddamento e di post-riscaldamento che concorrono alla trattazione estiva dell'aria (Schema 3).



Schema 2- Componenti dell'unità di trattamento aria che concorrono al raffreddamento e all'umidificazione invernale

Come condizioni di riferimento si considerano:

- Esterno:
 - $T_{\text{OUTDOOR AIR}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - $RU_{\text{OUTDOOR AIR}} = 50\%$
- Condizioni di comfort interno:
 - $T_{\text{INTERNAL AIR SETPOINT}} = 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - $RU_{\text{INTERNAL AIR SETPOINT}} = 60\%$
- Condizioni di mandata:
 - $T_{\text{SUPPLY AIR}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - $RU_{\text{SUPPLY AIR}} = 55\%$

Si riportano nel diagramma psicometrico le seguenti trasformazioni ideali (Figura 17):

- miscela;
- deumidificazione e raffreddamento;
- post riscaldamento;

Dove i punti:

- E = punto relativo alle condizioni dell'aria esterna (35 °C, 50 %);
- R = punto relativo alle condizioni di rugiada;
- M= punto dopo la batteria di raffreddamento, considerando l'effetto by-pass
- I = punto di mandata;
- A = punto relativo alle condizioni dell'aria ambiente (26 °C, 60 %).

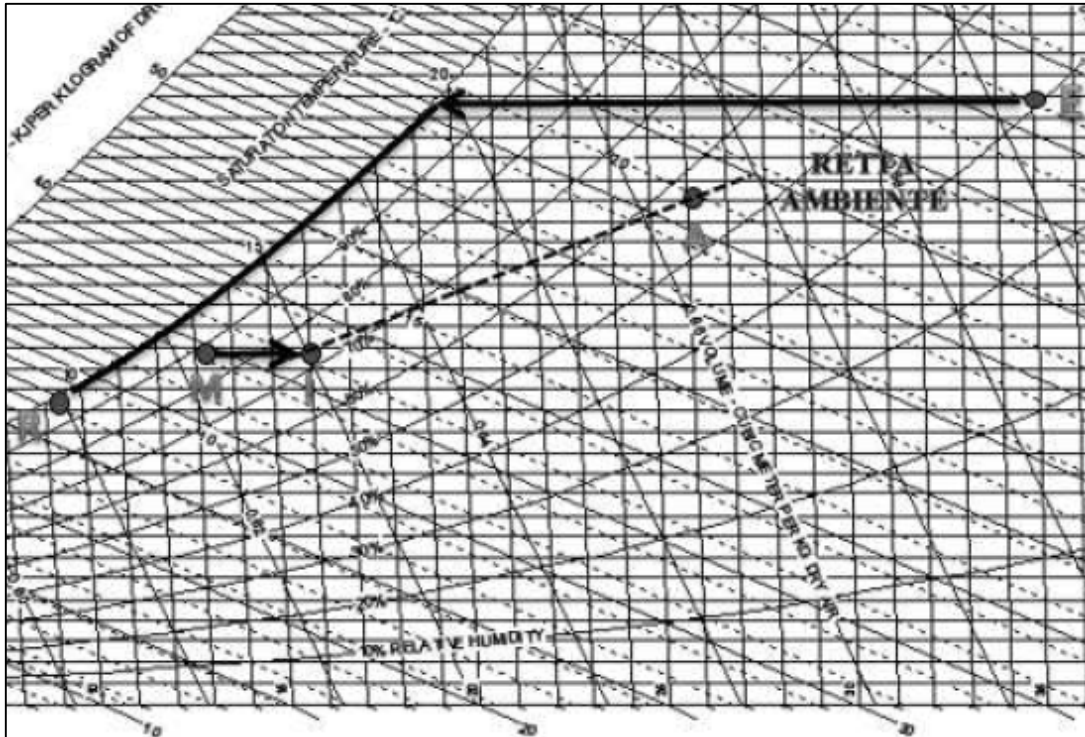


Figura 17- Diagramma psicometrico relativo al trattamento aria estiva

3.4.3 Unità trattamento aria

Prima di procedere alla descrizione dei singoli parametri dei differenti componenti impiantistici si riportano tutti i dati relativi alle unità trattamento d'aria.

Come si è detto precedentemente l'unità di trattamento aria è composta dai seguenti sistemi:

- recuperatore sensibile più sezione di bypass e miscelazione;
- ventilatore di ripresa;
- batteria calda di preriscaldamento;
- batteria di raffreddamento;
- sistema di umidificazione adiabatico ad alta pressione;
- ventilatore di mandata.

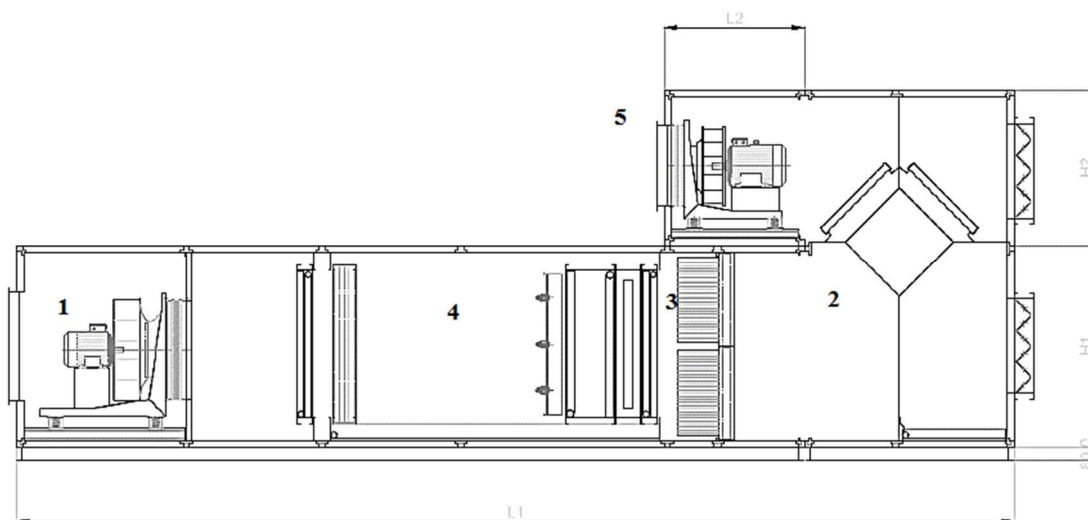


Figura 18- Unità trattamento aria: 1) ventilatore 2) recuperatore sensibile 3) filtro 4) gruppo batterie e umidificatore 5) ventilatore

Le dimensioni dell'unità di trattamento aria risultano essere in funzione della portata massima espressa nella tabella sottostante.

UTA	Portata	
AlaEst	11'010	m ³ /s
AlaOvestSud	4'950	m ³ /s
AulaDidattica	16'560	m ³ /s
Laboratori	9'990	m ³ /s

Tabella 5- Portata massima di dimensionamento unità di trattamento aria

Per quanto riguarda le dimensioni sono state definite tramite apposito catalogo tecnico.

UTA	Portata	L1	L2	L3	P	H1	H2
	[m ³ /h]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
Ala Est	11'010	6.1	1.9	0.45	1.62	1.315	1.315
Ala Ovest Sud	4'950	5.4	1.45	0.25	1.315	0.9	0.9
Aule							
Didattiche	16'560	6.75	2	0.5	1.93	1.62	1.62
Laboratori	9'990	6.1	1.9	0.45	1.62	1.315	1.315

Tabella 6- Dimensioni unità trattamento aria (L3 è la lunghezza aggiuntiva necessaria per il sistema di miscelazione e bypass)

Si prosegue con un'analisi descrittiva delle differenti componenti utilizzate nell'impianto per il solo trattamento aria; sono inoltre riportati i principali valori relativi al loro dimensionamento in termini di portate, potenze, temperature e rendimenti

Si rammenta che è stato utilizzato un sistema a portata variabile (VAV System). Questo sistema permette di modulare la portata d'aria in modo da ottenere un risparmio sul consumo dei ventilatori.

La logica generale di controllo è la seguente:

- *estivo*: il carico latente è controllato dalla variazione di portata e dal raffreddamento, mentre il carico sensibile è controllato con un raffreddamento e un post-riscaldamento;
- *invernale*: il carico latente di umidificazione è controllato con una batteria ad iniezione di acqua nebulizzata, mentre il carico sensibile è controllato tramite la variazione di temperatura.

Si riportano dunque le caratteristiche principali di dimensionamento.

1. Recuperatore di calore (heat recovery)

Il recuperatore di calore scelto per il caso base è solamente sensibile. Il rendimento dell'elemento può variare tra il 60% e il 100%. Per queste simulazioni si è ipotizzato un rendimento del **75%**. Il suo controllo è correlato a quello dell'economizzatore, cioè un sistema che permette di modulare la portata d'aria esterna in funzione di differenti parametri.

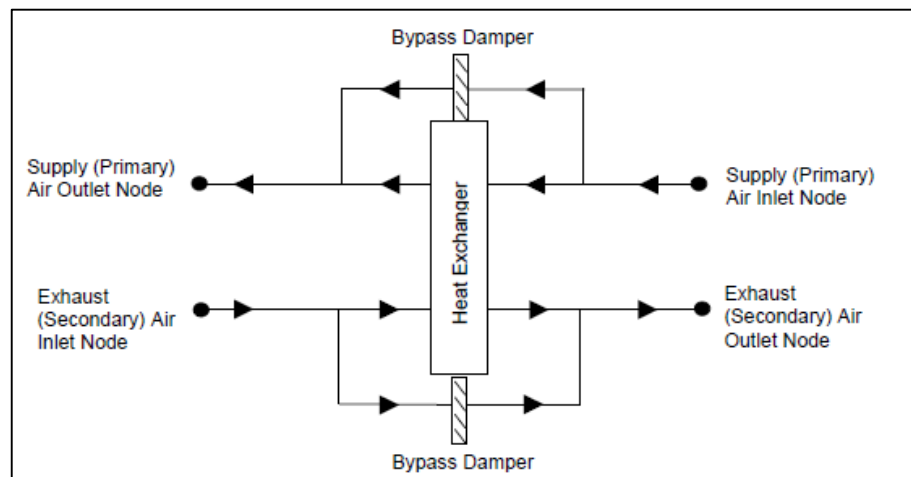


Figura 19- Recuperatore di calore

Parametri	Condizioni	
	Riscaldamento	Raffrescamento
Temperatura aria entrante		
Aria Secca	1,7 °C	35 °C
Aria Umida	0,6 °C	26 °C
Temperatura aria di espulsione		
Aria Secca	21 °C	24 °C
Aria Umida	14 °C	17 °C

Tabella 7- Parametri di dimensionamento del recuperatore

2. Sistema di miscelazione (mixing box)

Il sistema di miscelazione permette di miscelare la portata dell'aria in mandata (uscende dal recuperatore) con l'aria di ricircolo in espulsione dai differenti locali. L'utilità di questo elemento risiede nel fatto di poter sfruttare maggiormente le caratteristiche dell'aria espulsa dai locali per migliorare le condizioni dell'aria in ingresso nelle batterie e diminuire così la potenza e l'utilizzo di quest'ultime.

La valutazione della portata di ricircolo viene eseguita mediante la valutazione della portata minima di aria esterna (OA flow rate) di rinnovo e delle condizioni dell'aria esterna.

Per una valutazione dell'impatto energetico dell'utilizzo della miscelazione si può considerare la seguente equazione:

$$q_{OA} = m_{OA} (h_{OA} - h_{RA'}) = m_{SYS} (h_{MA} - h_{RA'})$$

Dove:

- m_{OA} = portata dell'aria esterna [kg/s]
- $m_{RA'}$ = portata aria di ricircolo [kg/s]
- m_{SYS} = portata complessiva di mandata [kg/s]
- h_{OA} = entalpia dell'aria esterna [kJ/kg]
- $h_{RA'}$ = entalpia aria di ricircolo [kJ/kg]
- h_{MA} = entalpia aria miscelata [kJ/kg]

Il controllo è eseguito insieme al recuperatore e all'economizzatore.

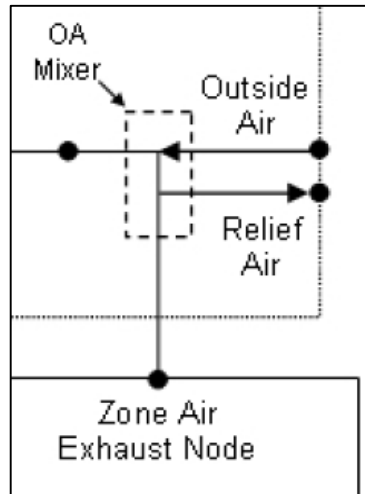


Figura 20- Sistema di miscelazione dell'aria

3. Umidificatore (humidifier)

Si riportano i dati di dimensionamento dei quattro umidificatori delle unità trattamento aria.

Umidificatore	Portata acqua m ³ /s
UTA Ala Est	0,006
UTA AlaOvestSud	0,035
UTA Aula Didattica	0,008
UTA Laboratori	0,006

Tabella 8- Portata acqua nebulizzata

Il dimensionamento della portata d'acqua da nebulizzare è stato eseguito secondo le equazioni di bilancio dell'aria umida e quindi in funzione della portata d'aria e dell'umidità assoluta dell'aria in entrata e in uscita dall'umidificatore.

$$m_{H_2O} = m_{AS} \times (X_{out} - X_{in})$$

Dove:

- m_{H_2O} = porta d'acqua da nebulizzare;
- m_{AS} = portata d'aria secca;
- $X_{in/out}$ = umidità assoluta dell'aria in entrata e uscita dall'umidificatore.

4. Batteria di raffreddamento (cooling coil)

La batteria di raffreddamento è utilizzata per il controllo della temperatura e dell'umidità dell'aria in mandata in ambiente.

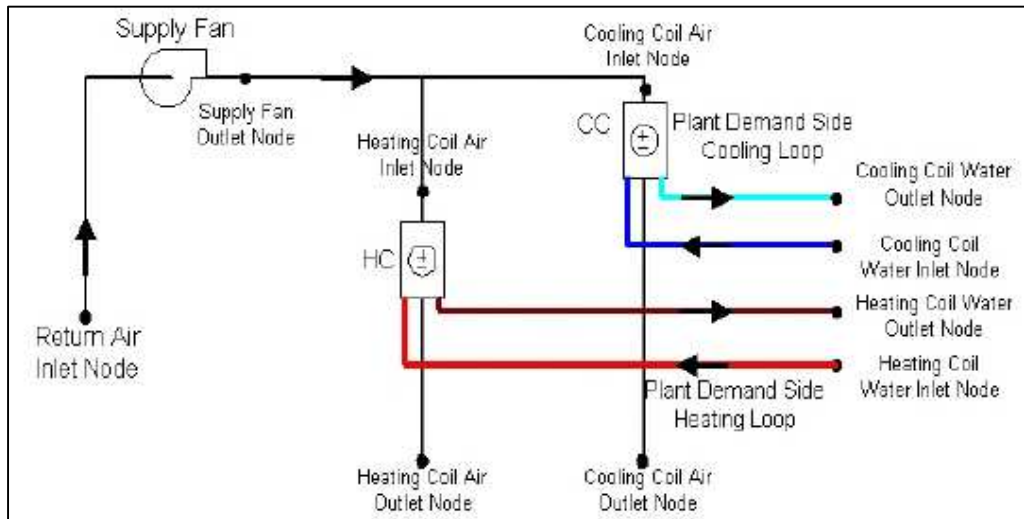


Figura 21- Schema di serpentino di raffreddamento o riscaldamento ad acqua

Si riportano in seguito le temperature operative degli elementi.

Temperatura aria entrante	26 °C
Temperatura aria uscente	15° C
Temperatura acqua entrante	7 °C
Temperatura acqua uscente	12 °C

Tabella 9- Temperature operative batteria di raffreddamento

5. Batteria di riscaldamento (heating coil)

La batteria di riscaldamento dell'unità di trattamento aria è attiva solamente nel funzionamento invernale e preriscalda l'aria entrante in ambiente fino a una temperatura di 15°C. Questo elemento viene utilizzato soprattutto per diminuire il carico sulle batterie di post-riscaldamento di zona evitandone così un eccessivo utilizzo con conseguente usura.

Si riportano le temperature di dimensionamento della portata d'acqua entrante nella batteria.

Temperatura aria entrante	5 °C
Temperatura aria uscente	30 °C
Temperatura acqua entrante	45 °C
Temperatura acqua uscente	40 °C

Tabella 10- Temperature operative batterie di pre riscaldamento

6. Ventilatore di mandata e ripresa a portata variabile (*Variable Speed Fan*)

I ventilatori scelti sono a portata variabile.

Per quanto riguarda il dimensionamento e la valutazione dei consumo elettrico si riportano in seguito i dati principali; il calcolo del consumo dei ventilatori all'interno del software è computato secondo la seguente espressione:

$$Q_{tot} = f_{pl} \times \dot{m}_{design} \times \Delta P / (e_{tot} \times \rho_{air})$$

Dove:

- \dot{m}_{design} = portata di progetto;
- f_{pl} = curva di prestazione di quarto ordine in funzione della portata;
- ΔP = prevalenza del ventilatore;
- e_{tot} = efficienza ventilatore;
- ρ_{air} = densità aria.

La scelta dell'efficienza del ventilatore viene fatta secondo curve di riferimento in funzione della prevalenza e della portata del ventilatore. Il calcolo della prevalenza del ventilatore è strettamente correlato alle perdite di carico del circuito che il ventilatore deve coprire ed è stato eseguito tenendo conto dell'utenza più sfavorita.

Per il ventilatore di mandata la prevalenza è pari alla somma delle perdite di carico nei canali (distribuite e localizzate), nei terminali di emissione e all'interno dell'unità di trattamento aria; per il ventilatore di ripresa le perdite di carico sono pari alla somma delle perdite di carico delle bocchette di ripresa e del condotto di ripresa.

Si riportano i valori delle perdite di carico assunti per gli elementi dell'unità di trattamento aria e dei terminali di emissione. Il calcolo delle perdite di carico nei condotti è stato eseguito considerando perdite di carico costanti di 0,9 Pa/m.

Elementi	Perdite di carico	
Filtri piani	60	Pa
Umidificatore	20	Pa
Separatore di gocce	30	Pa
Batteria Calda	50	Pa
Batteria fredda	70	Pa
Tot	230	Pa

Tabella 11- Perdite di carico elementi UTA

Elementi	Perdite di carico	
Bocchetta	30	Pa
Batteria Calda	50	Pa
Tot	80	Pa

Tabella 12- Perdite di carico terminali di emissione

Per quanto riguarda la prevalenza dei ventilatori di mandata e ripresa si riportano i valori complessivi.

Unità trattamento aria	Ventilatore	
	Ripresa	Mandata
Ala Est	135	355
Ala Ovest sud	134	354
Aula Didattica	138	358
Laboratori	188	408

Tabella 13- Prevalenza ventilatori in Pa

Si riportano nella tabella 14 le portate ottenute dal dimensionamento delle quattro unità di trattamento aria, nella tabella 15 i rendimenti.

Unità trattamento aria	Portata ventilatore (m³/h)	
	Manata	Ripresa
AlaEst	11'010	11'010
AlaOvestSud	4'950	4'950
AulaDidattica	16'560	16'560
Laboratori	9'990	9'990

Tabella 14- Portata ventilatori in m³/h

Efficienza globale	70 %
Efficienza del motore	90 %

Tabella 15- Rendimenti ventilatori

Si specifica che con il termine “efficienza globale” si intende la potenza ceduta al fluido dal ventilatore. Durante la simulazione è ottenuto dal prodotto dell’efficienza del motore e quella della girante. L’efficienza della girante è ottenuta dividendo la potenza fornita al fluido per la potenza dell’albero motore.

7. *Serpentino di post-riscaldamento (reheat coil)*

La batteria di post-riscaldamento è utilizzata per il controllo della temperatura dell’aria in mandata in ambiente soprattutto in funzionamento invernale. Si è scelto dei tipici serpentini riscaldati ad acqua piuttosto che resistenze elettriche. Il funzionamento invernale prevede il raggiungimento di una temperatura di mandata necessaria per mantenere il comfort nelle varie zone; tale temperatura può essere al massimo di 35 °C. Ne consegue che il salto termico dell’aria sulla batteria in inverno risulta essere di circa 20 °C (dai 15 °C dopo il pre-riscaldamento). Per quanto riguarda il funzionamento estivo, la batteria entra in funzionamento aggiustando la temperatura di mandata troppo bassa qualora l’aria dopo la batteria di raffreddamento risulti essere troppo fredda.

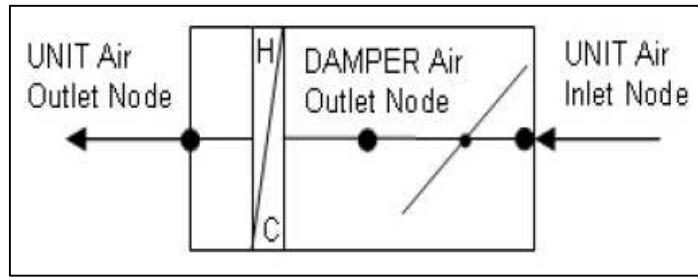


Figura 22- Serpentino di post-riscaldamento e serranda di zona

Si riportano le temperature di dimensionamento.

Temperatura aria entrante	10 °C
Temperatura aria uscente	35 °C
Temperatura acqua entrante	45 °C
Temperatura acqua uscente	40 °C

Tabella 16- Temperature di dimensionamento del serpentino di post riscaldamento

3.5 Varianti impiantistiche

Le unità di trattamento aria sono connesse per quanto riguarda la parte idraulica in un caso al sistema impiantistico tradizionale, e nell'altro caso al sistema impiantistico che consente un maggior risparmio energetico.

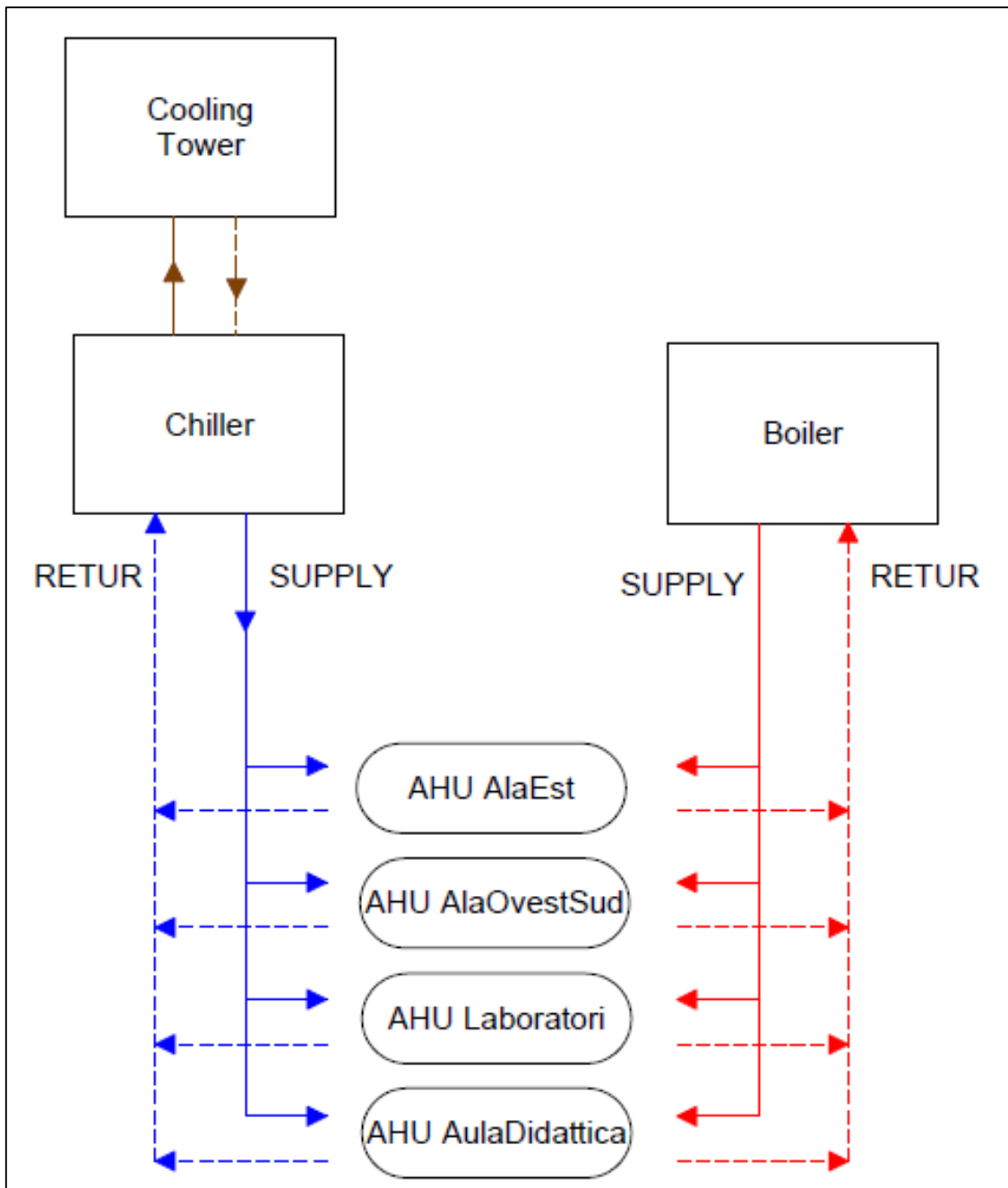


Figura 23- Schema impianto: soluzione tradizionale

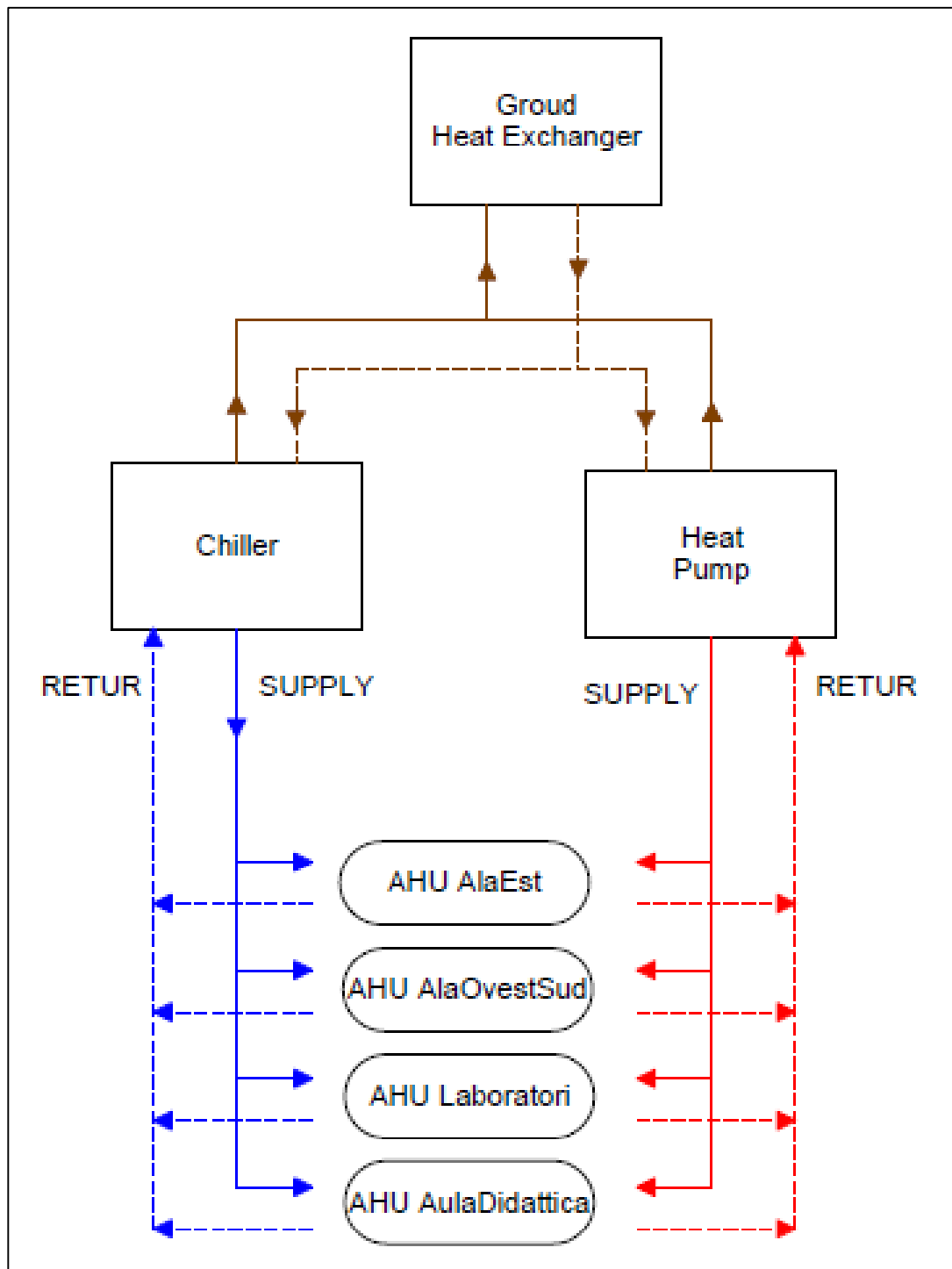


Figura 24-Schema impianto: soluzione a basso consumo energetico

I principali elementi di generazione termica sono:

- per il sistema tradizionale caldaia per il riscaldamento e gruppo frigorifero per raffrescamento;

- per il sistema a basso consumo energetico pompa di calore per riscaldamento e chiller per il raffreddamento.

Il circuito di acqua calda e quello di acqua refrigerata si collegano uno alle batterie di riscaldamento e uno a quelle di raffreddamento. Per ognuno di questi circuiti è stato previsto l'utilizzo di una pompa. Ulteriori analisi e valutazioni del layout di impianto potrebbero prevedere l'utilizzo di più pompe. Tuttavia, poiché il fine è quello di valutare l'intero consumo energetico dell'impianto, essendo noto che il consumo delle stesse non ha grande incidenza sul consumo globale del sistema, si è scelto di non aumentarne il numero.

Per il circuito di condensazione sono state scelte due alternative per i due casi:

- per il sistema tradizionale una torre evaporativa connessa solamente al chiller;
- per il sistema ad elevata efficienza uno scambiatore geotermico a sonde verticali connesso alla pompa di calore e al chiller.

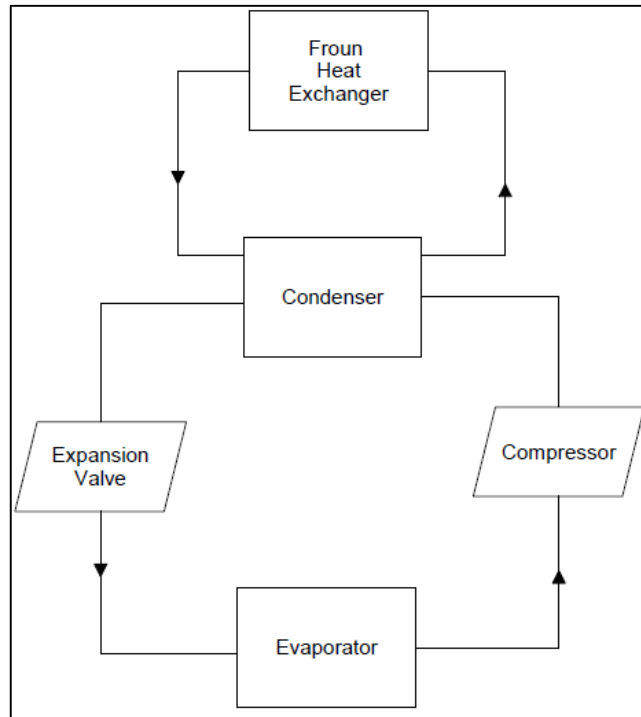
Di seguito si riporta la descrizione degli elementi principali e i dati di dimensionamento dei componenti di generazione, delle pompe, dello scambiatore geotermico e della torre evaporativa. Si rammenta che alcune scelte degli elementi sono state dettate da logiche del programma e facilità della simulazione.

I componenti risultano dunque essere i seguenti:

1. Gruppo frigorifero

La tipologia scelta presenta un compressore elettrico e due scambiatori:

- evaporatore: scambia con il circuito primario e presenta un salto termico di 5 °C tra mandata e ripresa (7-12 °C) ;
- condensatore: scambia con il circuito connesso alla torre evaporativa nel caso di impianto tradizionale e con le sonde geotermiche verticali nel caso di impianto a basso consumo energetico. Presenta un salto termico di 3-5 °C tra mandata e ripresa.



Schema 3- Schema di funzionamento del chiller

Si rimanda al capitolo 4 per una più dettagliata analisi delle “equazioni” che ne definiscono le modalità di funzionamento e della logica di controllo.

Si riportano in seguito i dati di dimensionamento

Salto termico evaporatore	5 °C
Salto termico condensatore	3 °C

Tabella 17- Salti termici di dimensionamento del gruppo frigorifero

Mentre per le potenze di picco di dimensionamento e l’EER:

Potenza evaporatore	254 kW
EER	4.9

Tabella 18- Potenza di picco all’evaporatore e coefficiente di prestazione del gruppo frigorifero

2. Pompa di Calore

La Pompa di Calore è a servizio del circuito che alimenta le batterie di riscaldamento e post riscaldamento ed è di tipo acqua-acqua. Il ciclo di

funzionamento è inverso rispetto a quello del Chiller ma si basa ancora su un compressore elettrico e due scambiatori:

- evaporatore: scambia con il circuito geotermico e presenta un salto termico di 3-5 °C;
- condensatore: scambia con il circuito primario e presenta un salto termico di 5 °C.

Si rimanda al capitolo 4 per una più dettagliata analisi delle “equazioni” che ne definiscono le modalità di funzionamento e della logica di controllo.

Si riportano in seguito i dati di dimensionamento

Salto termico condensatore	3 °C
Salto termico evaporatore	5 °C

Tabella 19- Salti termici agli scambiatori della pompa di calore

Mentre per la potenza di riferimento e il COP:

Potenza condensatore	204 kW
COP	4,2

Tabella 20- Potenza e coefficiente di prestazione della pompa di calore

3. Caldaia

Per la descrizione del funzionamento della caldaia si rimanda al capitolo 4. Si riportano qui solamente i dati di dimensionamento rammentando che il modello scelto lavora con temperature dell’acqua di mandata pari a 80° e ritorno pari a 70°C.

Per la potenza di riferimento e il rendimento:

Potenza termica	204 kW
Rendimento caldaia	78%

Tabella 21- Potenza e rendimento caldaia

4. Pompe

Le pompe previste nella configurazione base sono tre, una per il circuito caldo, una per quello freddo e una per quello di condensazione. La scelta di pompe a portata variabile o costante è dovuta soprattutto a caratteristiche dei modelli impiantistici disponibili nel software di simulazione. Per il circuito caldo con il modello pompa di calore, ad esempio, è stato necessario utilizzare un circolatore a portata costante al fine di garantire che la stessa pompa di calore lavori con salti termici intorno ai 5°C, come è previsto dal catalogo del produttore; se si utilizzasse una pompa a portata variabile il sistema tende a utilizzare salti termici molto ampi, intorno ai 15°C, e portate basse.

Per quanto riguarda la stima dei consumi elettrici le formule utilizzate sono simili a quelle dei consumi dei ventilatori, in particolare si nota come una corretta valutazione della prevalenza sia importante per un giusto calcolo dei consumi elettrici. In particolare:

$$\text{Pump Electric Power} = \text{Pump Volume Flow Rate} \times \frac{\text{Pump Head}}{\text{Total Efficiency}}$$

Per quanto riguarda la prevalenza sono stati computati i seguenti valori considerando un valore di perdite di carico nelle tubazioni pari a 98 Pa/m.

Circuito	Prevalenza pompe (Pa)
Circuito freddo	3528
Circuito caldo	44560.6
Circuito condensazione	29418

Tabella 22- Prevalenza pompe

5. Sonde di Scambio Geotermico

Le sonde geotermiche sono elementi che scambiano con il terreno (Figura 26). Possono avere lunghezza variabile fino a 100 m. Di seguito si riportano oltre ai dati specifici di dimensionamento anche la disposizione e la configurazione delle sonde stesse.

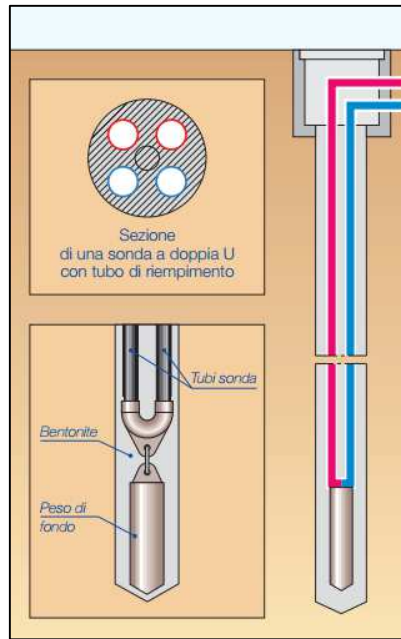


Figura 25- Schema sonda geotermica

La tabella 23 sotto riportata è ripresa dalle norme tedesche VDI 4640 e indica le rese delle sonde geotermiche a singola U, con riferimento ai tipi di sottosuolo più comuni. Le rese termiche delle sonde sono date in [W/m] e sono state preliminarmente stimate in base alle condizioni indicate nella tabella stessa.

Rese termiche specifiche per sonde geotermiche			
Tipo sottosuolo	Conducibilità termica (W/mK)	Potenza estraibile (W/m)	
		1800 ore	2400 ore
Valori guida generali:			
Sottosuolo povero (sedimento secco)	<1,5	25	20
Rocce e terreni sciolti saturi d'acqua	1,5-3,0	60	50
Rocce ad alta conducibilità termica	> 3,0	84	70
Tipologia roccia/terreno:			
Ghiaia, sabbia, asciutta	0,4	< 25	< 20
Ghiaia, sabbia, saturi d'acqua	1,8-2,4	65-80	55-65
Argilla, terriccio, umido	1,7	35-50	30-40
Calcere (massiccio)	2,8	55-70	45-60
Arenaria	2,3	65-80	55-65
Magmatite silicea (ad esempio, granito)	3,4	65-85	55-70
Magmatite basica (ad esempio, basalto)	1,7	40-65	35-55
Gneiss	2,9	70-85	60-70

- estrazione del solo calore
 - la lunghezza della singola sonda deve essere compresa tra 40 e 100 m
 - la distanza più piccola tra due sonde geotermiche deve essere:
 - almeno 5 m per le lunghezze foro scambiatore di calore da 40 a 50 m
 - almeno 6 m per le lunghezze foro scambiatore di calore > 50 m a 100 m
 - sonde geotermiche con tubi a doppio U con DN 20, 25 o DN DN 32 o sonde coassiali con un diametro minimo di 60 mm
 - non applicabile per un'alta concentrazione di sonde su una zona limitata

Tabella 23- Norme tedesche VDI 4640 e rese delle sonde geotermiche a doppio U (Fonte: Caleffi)

Per quanto riguarda il dimensionamento sono stati eseguiti i seguenti passaggi:

- si è calcolato il calore derivabile/iniettabile dal/nel terreno (Q_{source}) in base alla potenza termica/frigorifera richiesta dall'impianto e al COP di progetto della pompa di calore e del gruppo frigorifero;
- si è definita la tipologia di terreno dalla quale, tramite la Tabella 23, si è ricavata la resa di massima della sonda; si è supposta una resa di 50 W/m (per terreni sciolti e saturi d'acqua come può essere quello di Milano e per un uso intensivo in riscaldamento di 2400 ore all'anno);
- si è calcolata la lunghezza delle sonde dividendo Q_{source} per la resa termica specifica lineare (W/m);
- si sono dimensionati gli scambiatori e i circuiti di collegamento alla pompa di calore e al gruppo frigorifero in base a 2 parametri guida: il salto termico e le perdite di carico. In genere, per il salto termico, è bene assumere valori compresi fra 3 e 5 °C. Per le perdite di carico (al netto delle perdite di carico interne delle PDC) sono stati utilizzati i seguenti valori consigliati per le differenti tipologie di impianto:
 - – 1.500–2.000 mm c.a. in impianti medio-piccoli,
 - – 3.500–4.000 mm c.a. in impianti grandi.

Nel determinare le perdite di carico dei circuiti vanno considerate sia le temperature di lavoro del fluido vettore sia la maggior resistenza al flusso opposta dall'uso di sostanze antigelo.

Si rimanda al capitolo 4 per una più dettagliata analisi delle “equazioni” che ne definiscono le modalità di funzionamento e della logica di controllo.

Per quanto riguarda le sonde, ne sono state previste 60 profonde ognuna 100 m con una configurazione rettangolare 6x10 e con passo 5 m. Il circuito geotermico ha una portata complessiva variabile il cui valore massimo risulta pari a 0,024 m³/s. Si riportano le caratteristiche principale di ogni singola sonda.

Depth of the borehole	100.000(m)
Bore hole spacing	5.000(m)
Radius of the borehole	0.060(m)
Thermal conductivity of the ground	1.800(W/(mK))
Ground Volumetric heat capacity	2400.000(kJ/(k*m ³))
Grout Conductivity	1.2100(W/(mK))
Grout Volumetric heat capacity	3901.0000(kJ/(k*m))
Fluid Volumetric heat capacity	4037.685(kJ/(k*m))
Undisturbed ground temperature	15.000(c)
Borehole thermal resistance	0.155(K/(W/m))
Mass flow rate of the fluid in one borehole	0.0235020(M ³ /s)
Density of the fluid	1021.2859(KG/m ³)
Fluid factor	1.0000(KG/m ³)
Single U-Tube Inside Diameter	0.0218(m)
Single U-Tube Outside Diameter	0.0267(m)
Single U-Tube Shank Spacing	0.0222(m)
Single U-Tube Pipe Conductivity	0.3900(W/(mK))
Single U-Tube Volumetric heat capacity	1542.0000(kJ/(k*m))
Double U-Tube Inside Diameter	0.0218(m)
Double U-Tube Outside Diameter	0.0267(m)
Double U-Tube Shank Spacing	0.0488(m)
Double U-Tube Pipe Conductivity	0.3895(W/(mK))
Double U-Tube Volumetric heat capacity	1542.9982(kJ/(k*m))
Concentric Outer Tube Inside Diameter	0.0870(m)
Concentric Outer Tube Outside Diameter	0.1000(m)
Concentric Inner Tube Inside Diameter	0.0250(m)
Concentric Inner Tube Outside Diameter	0.0330(m)
InnerPipe Conductivity	0.3895(W/(mK))
OuterPipe Conductivity	0.3895(W/(mK))
InnerPipe Volumetric heat capacity	1541.9989(kJ/(k*m))
OuterPipe Volumetric heat capacity	1541.9989(kJ/(k*m))

Tabella 24- Caratteristiche sonde geotermiche

6. Torre evaporativa

Per quanto riguarda la torre evaporativa (soluzione impiantistica tradizionale) i dati di potenza richiesta sono deducibili dal punto precedente e analoghi al circuito geotermico.

4 Modellazione dell'impianto in EnergyPlus

La simulazione dinamica è l'uso di un programma di modellizzazione del comportamento variabile nel tempo di un sistema. I sistemi sono tipicamente descritti da equazioni differenziali o equazioni alle derivate parziali. Come modelli matematici incorporano vincoli del mondo reale. Ciò richiede metodi numerici per risolvere le equazioni. Una simulazione numerica avviene procedendo attraverso un intervallo di tempo.

L'edilizia senza dubbio è uno dei più importanti settori industriali ed economici che influenzano la qualità della vita e dell'ambiente. Eppure, durante il processo di progettazione e costruzione spesso i progettisti e gli operatori economici prestano poca attenzione ai costi di manutenzione e di esercizio relativi a tutto il ciclo di vita dell'edificio.

La *Simulazione dinamica degli edifici* offre la possibilità di affrontare in maniera adeguata i problemi relativi alla prestazione dell'edificio in esercizio, così come del processo costruttivo. Sempre più spesso, i modelli numerici sono impiegati come supporto nei processi decisionali relativi al progetto, all'esercizio o alla gestione. Per tale motivo sono di crescente importanza lo sviluppo, la valutazione, l'uso nella pratica e la standardizzazione dei modelli e dei programmi computazionali.

I principali risultati di calcolo dell'analisi energetica sono:

- il calcolo del carico termico dell'ambiente costruito, legato alla prestazione del fabbricato;
- il calcolo del carico termico degli apparecchi secondari;
- il calcolo degli apparecchi del carico termico (generatori termici);
- l'eventuale analisi economica.

Per quanto riguarda lo studio in oggetto la simulazione dinamica è stata utilizzata per analizzare il comportamento nel tempo del sistema edificio impianto. Questo metodo permette di verificare come l'edificio e l'impianto interagiscono nel tempo e di analizzare il loro comportamento dal punto di vista energetico e delle soluzioni tecniche adottabili verificandone le migliori.

Si sottolinea che l'importanza di questa analisi è legata alla valutazione integrata del sistema "disperdente", ovvero l'edificio, e quello che fornisce energia per sopperire ai disperdimenti o agli eccessivi apporti, ovvero l'impianto. Quindi si è cercato di progredire secondo un ulteriore step rispetto alla normale e più utilizzata prassi che si ferma alla valutazione delle differenti alternative tecnologiche riguardanti la costruzione dell'edificio.

Il primo passo nell'analisi energetica di un edificio impianto comprende la determinazione del carico termico dell'ambiente costruito, vale a dire la quantità di energia che deve essere raggiunta o sottratta da un ambiente per mantenere le condizioni prefissate di temperatura e umidità relativa. Le procedure più semplici assumono che l'energia richiesta per mantenere il comfort sia solo funzione della temperatura esterna di bulbo secco. I metodi più dettagliati considerano gli effetti della radiazione solare, degli apporti termici interni, dell'accumulo di calore nelle pareti perimetrali e nelle partizioni interne e gli effetti del vento sia sullo scambio termico dell'involucro sia sull'infiltrazione.

Il secondo passo invece consiste nell'analisi del funzionamento dell'impianto stesso. Si valuteranno dunque i consumi dei vari componenti in termini di energia primaria, nonché analisi economiche che valutano la convenienza di una soluzione rispetto ad un'altra.

4.1 Energy Plus

Il programma EnergyPlus ha le sue radici nei due programmi precursori, BLAST (Building Loads Analysis and System Thermodynamics) e DOE - 2. Questi due programmi sono stati sviluppati e rilasciati rispettivamente alla fine del 1970 e all'inizio del 1980 come strumenti di simulazione di carico energetico. Il loro principale destinatario è un progettista o un architetto che desidera dimensionare adeguatamente sistemi HVAC, sviluppando studi per le analisi del costo del ciclo di vita e ottimizzando le prestazioni energetiche.

Il nuovo programma EnergyPlus ha ereditato molte delle caratteristiche di simulazione dai programmi precedenti di BLAST e DOE -2. E' un software di analisi energetica e simulazione di carico termico, basato sulla descrizione di un edificio dal punto di vista fisico e sull'associazione a uno o più sistemi meccanici. EnergyPlus permette di

calcolare i carichi di riscaldamento e quelli di raffreddamento necessari per mantenere i valori di riferimento di comfort termico, le condizioni operative di sistemi HVAC, i carichi dei serpentini, e il consumo di energia primaria degli impianti, attrezzature, così come molti altri dettagli di simulazione che sono necessari per verificare che il sistema inserito nel software funziona come è realmente.

4.2 Definizione del modello di Impianto in EnergyPlus

All'interno di EnergyPlus, a causa delle interconnessioni delle varie parti del sistema impiantistico, la definizione della sezione dell'impianto e le attrezzature dello stesso sono leggermente più complesse della descrizione della geometria dell'edificio, degli apporti interni, ecc.

All'interno della stessa simulazione il programma considera l'impianto come composto da più parti che devono essere correttamente specificate per arrivare ad un modello di simulazione valido. La complessità dell'approccio sta proprio nel definire tutte le componenti che vengono di seguito elencate:

- sistemi primari e secondari;
- ramificazioni dell'impianto;
- punti di separazione e ricongiungimento di più rami;
- nodi di ingresso e uscita dei singoli componenti;
- elementi tecnici da utilizzare nell'impianto, ecc.

Di seguito si vuole riportare, solo a carattere indicativo, uno schema di impianto e la più generale suddivisione in circuito per dimostrare come la complessità di definizione dell'intero sistema sia intrinseca al programma stesso.

La più grande divisione all'interno dell'impianto avviene tra:

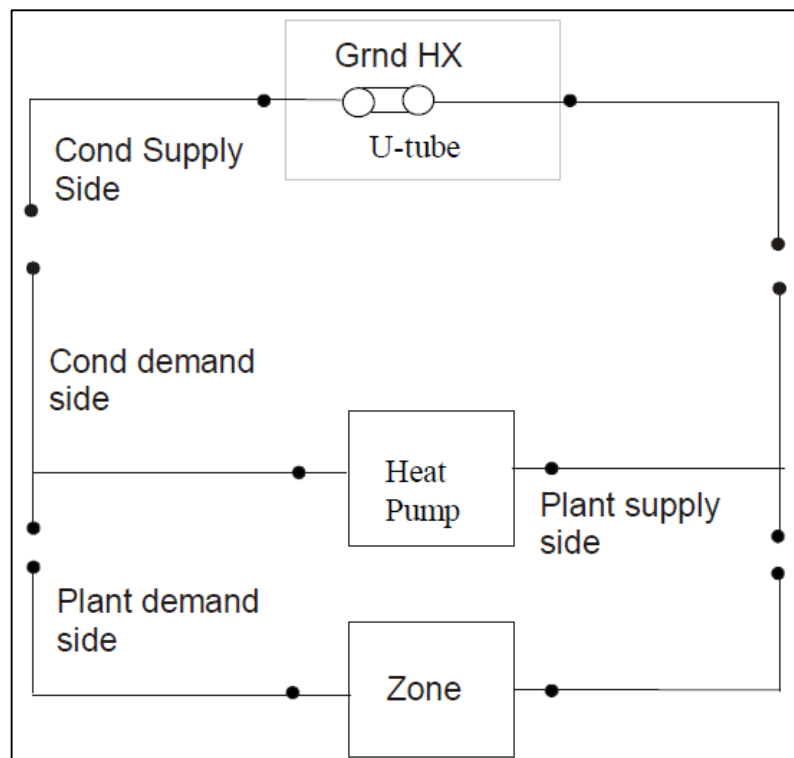
- circuito aria;
- circuito acqua.

Ogni circuito a sua volta si divide in:

- supply side;
- demand side.

Si riporta in seguito una descrizione dei macro circuiti.

- *Air Loop Supply Side*: questo circuito inizia dopo che i flussi d'aria di ritorno dalle zone sono miscelati, comprende tutti i componenti delle unità trattamento aria e continua fino alle diramazioni di mandata nelle varie zone.
- *Air Loop Zone Equipment*: questo circuito inizia dalle ramificazioni che servono le varie zone, comprende i terminali di emissione di zona e i rami di ritorno dalle varie zone fino al punto di miscelazione dei vari flussi. I terminali di zona possono includere serrande modulanti e batterie di post-riscaldamento.
- *Plant Loop Demand Side*: questo circuito è relativo al lato acqua dell'impianto e rappresenta la parte dove l'energia viene "richiesta", ad esempio da batterie di riscaldamento e raffreddamento.
- *Plant Loop Supply Side*: l'altro lato del circuito acqua corrisponde alla parte dove l'energia è "fornita" dai vari sistemi di generazione. I componenti di solito sono caldaie, chiller, pompe di calore, ecc. Nel caso di un elemento condensante, i componenti sarebbero ad esempio: torre evaporative, scambiatori geotermici o ad acqua di falda, ecc.



Schema 4- Circuito acqua calda e geotermico

Caldaia

Il modello di boiler presente all'interno di EnergyPlus prevede come dati di input la capacità, l'efficienza termica e delle curve di prestazione. La caldaia presa in considerazione è a gas e il suo modello si basa sulle tre seguenti equazioni:

$$\text{Operating Part Load Ratio} = \frac{\text{Carico termico del}}{\text{Boiler Nominal Capacity}}$$

$$\text{Theoretical Fuel Use} = \frac{\text{Boiler Load}}{\text{Nominal Thermal Efficiency}}$$

$$\text{Fuel Used} = \frac{\text{Boiler Load}}{(\text{Nominal Thermal Efficiency})(\text{Boiler Efficiency curve Output})}$$

Dove la curva di efficienza della caldaia è di tipo lineare e in funzione del PLR, cioè un fattore di carico.

$$\text{Boiler Efficiency Curve} = C1 + C2 \times \text{PLR}$$

Pompa di calore

La Pompa di Calore acqua-acqua all'interno di EnergyPlus può essere descritta tramite due differenti tipologie: un modello di carattere maggiormente parametrico e uno di carattere più empirico. In entrambi i casi la problematica nell'uso del modello risiede nella complessità di individuare le caratteristiche fisiche (modello empirico) o prestazionali (modello parametrico) della macchina.

Per il modello parametrico, una volta definita la potenza della pompa di calore derivante dal dimensionamento eseguito, sono richiesti, per differenti condizioni operative, i seguenti dati necessari per descriverlo all'interno del programma:

- portata d'acqua all'evaporatore e al condensatore della pompa di calore;
- temperatura di ingresso ai due scambiatori;
- potenza elettrica;
- potenza termica;

- potenza alla sorgente.

Per quello di carattere empirico, essendo un modello fisico del ciclo termodinamico su cui si basa il funzionamento della pompa di calore, sono richiesti:

- le differenti pressioni operanti all'interno del circuito della pompa di calore;
- le temperature all'interno del circuito della pompa di calore;
- i coefficienti di scambio termico all'evaporatore e al condensatore della pompa di calore;
- il consumo del compressore;
- il "piston displacement", cioè un fattore legato alla procedura operativa del compressore, ecc.

La definizione matematico-fisica del modello parametrico della pompa di calore deriva dai due seguenti elaborati di tesi: "A. SHENOY, *Simulation, Modeling and Analysis of a Water to Air Heat Pump. M.S. Thesis*, December 2004" e "TANG, CHIH CHIEN, *Modeling Packaged Heat Pumps In A Quasi-Steady State Energy Simulation Program. M.S. Thesis*, Maggio 2005".

Per ulteriori approfondimenti sul modello di carattere empirico si rimanda all'elaborato di tesi: "H. JIN, *Parameter Estimation Based Models of Water Source Heat Pumps. Ph.D. Thesis*, Dicembre 2002".

Essendo i dati necessari per descrivere il modello di carattere fisico non presenti nei cataloghi forniti dai produttori di pompe di calore ed essendo il modello in sé meno affidabile rispetto al modello parametrico, secondo quanto indicato all'interno della guida del software, si è deciso di utilizzare questo ultimo per l'analisi eseguita.

Il calcolo delle potenze termiche ed elettriche, nel caso del modello parametrico, è funzione di curve di prestazione dipendenti dalle temperature dell'acqua agli scambiatori e da dei coefficienti. Questi ultimi sono calcolabili tramite una regressione polinomiale partendo da dei dati di catalogo dei diversi produttori di pompe di calore. La problematica nell'uso di questo modello è strettamente correlata all'esattezza dei dati forniti: i parametri delle curve saranno più esatti quanto più sono corretti i dati del produttore. Per la definizione dei parametri delle curve di prestazione, il programma

fornisce un modulo standard che valuta lo scostamento del modello parametrico creato dai dati di catalogo. Gli autori forniscono valori di errore percentuale di scostamento accettabili minori del 10%.

Di seguito vengono descritte le equazioni che regolano il modello parametrico di pompa di calore. Per i dettagli completi si rimanda, oltre che alle tesi sopra citate, alla “Engineering Reference Guide” di EnergyPlus.

$$\frac{Q_h}{Q_{h,ref}} = C1 + C2 \left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right] + C3 \left[\frac{T_{s,in}}{T_{ref}} \right] + C4 \left[\frac{\dot{V}_L}{\dot{V}_{L,ref}} \right] + C5 \left[\frac{\dot{V}_s}{\dot{V}_{s,ref}} \right]$$

$$\frac{Power_h}{Power_{h,ref}} = D1 + D2 \left[\frac{T_{L,in}}{T_{ref}} \right] + D3 \left[\frac{T_{s,in}}{T_{ref}} \right] + D4 \left[\frac{\dot{V}_L}{\dot{V}_{L,ref}} \right] + D5 \left[\frac{\dot{V}_s}{\dot{V}_{s,ref}} \right]$$

In questo modello si assumono le perdite della pompa di calore nulle, quindi il bilancio risulta essere:

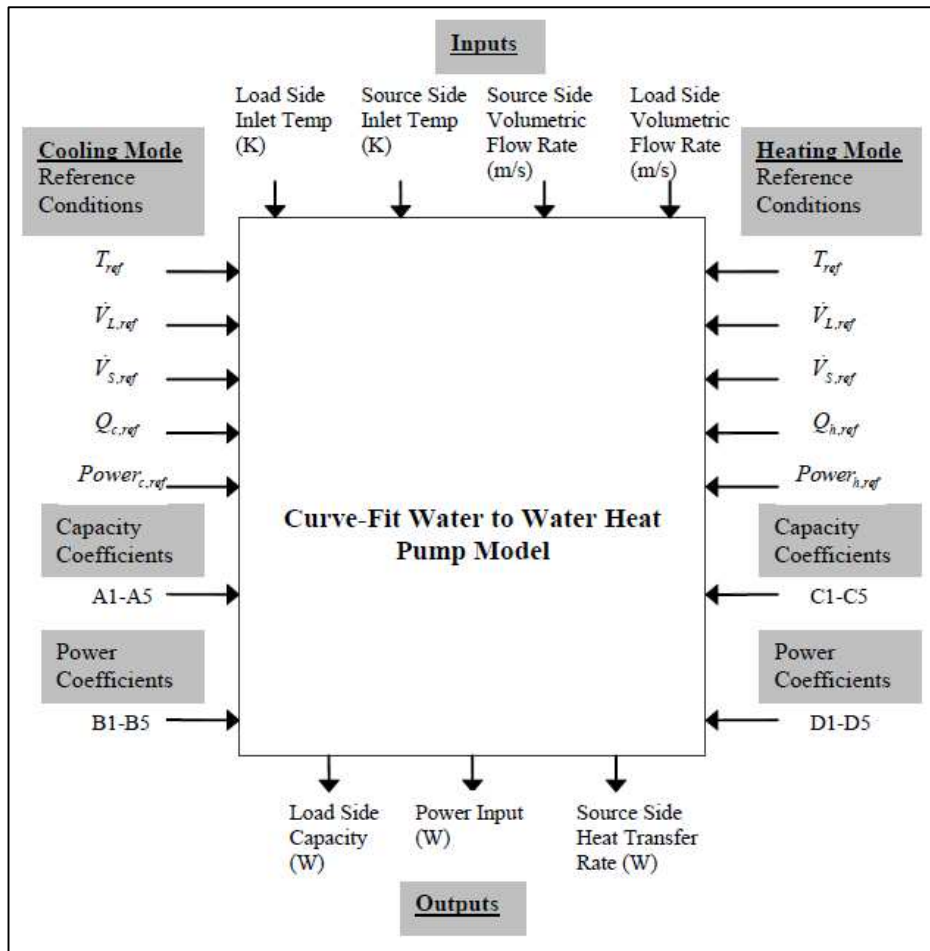
$$Q_{source,hot} = Q_{hot} - Power_{hot}$$

Dove:

- C1-D5 = coefficienti di prestazione ottenuti tramite regressione polinomiale;
- $T_{ref} = 285,15 \text{ K}$;
- $T_{L,in}$ = temperatura acqua entrante lato condensatore (K);
- $T_{s,in}$ = temperatura acqua entrante lato evaporatore (K);
- \dot{V}_L = portata d'acqua lato condensatore (m^3/s);
- \dot{V}_s = portata d'acqua lato evaporatore (m^3/s);
- Q_h = potenza scambiata al condensatore (W);
- $Power_h$ = potenza elettrica (W);
- $Q_{h,ref}$ = potenza scambiata al condensatore di riferimento (W);
- $Power_{h,ref}$ = potenza elettrica di riferimento (W);

E' da notare che le perdite del sistema complessivo non sono considerate nel bilancio globale della pompa di calore. Questa risulta essere una limitazione fondamentale del programma. Un'altra problematica riscontrata è il fatto che non viene indicato, né viene calcolato, il COP della pompa stessa durante la simulazione.

Qui di seguito si riporta uno schema esemplificativo che riassume gli input e gli output relativi al funzionamento della pompa di calore (Schema 5).



Schema 5- Schema di input e gli output per il funzionamento della Pompa di Calore acqua-acqua all'interno di EnergyPlus

Definite le equazioni che regolano il modello di pompa di calore, di seguito si riporta il procedimento di calcolo dei coefficienti di prestazione per il caso in esame. Come accennato precedentemente la potenza termica massima, richiesta al lato utenza, risulta essere pari a 185 kW. Per ottenere i coefficienti di prestazione tramite la regressione polinomiale è necessario considerare delle condizioni operative della pompa di calore differenti. Nella Tabella 25 si riportano i dati di funzionamento per la pompa di calore nelle differenti condizioni operative, derivanti da un catalogo commerciale appositamente scelto per questo caso.

Source Side Entering Water Temp (°C)	Source Side Water Flow Rate (m ³ /s)	Load Side Entering Water Temp (°C)	Load Side Water Flow Rate (m ³ /s)	Heating Capacity (kW)	Power Input (kW)	Heat Absorbti on (kW)
11	0.0078888	35	0.009167	190	35.8	165
12	0.0078888	35	0.009417	195	37.9	165
13	0.0078888	35	0.009667	200	39.9	165
14	0.0078888	35	0.009917	206	42	165
15	0.0078888	35	0.010167	211	44.2	165
16	0.0078888	35	0.010417	216	46.5	165
11	0.0078888	40	0.009722	185	34.1	165
12	0.0078888	40	0.009167	190	36	165
13	0.0078888	40	0.009417	195	37.9	165
14	0.0078888	40	0.009667	200	39.9	165
15	0.0078888	40	0.009889	205	41.9	165
16	0.0078888	40	0.010139	210	44	165
11	0.0078889	45	0.008694	180.0	32.4	165
12	0.0078889	45	0.008944	185	34.1	165
13	0.0078889	45	0.009167	189	35.9	165
14	0.0078889	45	0.009389	194	37.7	165
15	0.0078889	45	0.009611	199	39.6	165
16	0.0078889	45	0.009861	204	41.5	165

Tabella 25- Dati di catalogo per la pompe di calore

Come sopra accennato e come mostrato dalle equazioni precedenti, sono necessari dieci parametri per descrivere il modello, cinque relativi alla potenza elettrica e cinque relativi a quella termica. Qui di seguito vengono riportati i coefficienti prestazionali C1,...C5 e D1,...D5 calcolati secondo la tecnica della regressione polinomiale che ha come input di partenza i dati di catalogo (Tabella 25).

	Heat Load Coefficients	Heat Power Coefficients
Coefficient 1	40.94772339	-113.6396179
Coefficient 2	-1.518494762	-2.800701872
Coefficient 3	6.885849275	13.14108466
Coefficient 4	0.011553666	0.058737079
Coefficient 5	-45.28363037	104.3175049

Tabella 26- Coefficienti prestazionali C1, C2, C3, C4, C5 e D1, D2, D3, D4, D5 calcolati secondo la tecnica della regressione polinomiale

Successivamente è stato analizzato l'errore, cioè lo scostamento tra le condizioni di catalogo e quelle modellizzate dalle curve parametriche.

Gli errori calcolati sono tre:

7. Relativo al lato condensatore;
8. Relativo al lato evaporatore;
9. Relativo alla potenza elettrica.

Qload (KW)	Power Input (KW)	Qsource (KW)	Qload (% error)	Power Input (% error)	Qsource (% error)
190.45	36.08	154.37	0.24	0.78	-6.44
195.47	38.07	157.40	0.24	0.44	-4.60
200.49	40.05	160.44	0.25	0.39	-2.77
205.51	42.04	163.47	-0.24	0.10	-0.93
210.53	44.03	166.50	-0.22	-0.38	0.91
215.55	46.02	169.54	-0.21	-1.04	2.75
185.11	34.16	150.95	0.06	0.19	-8.52
189.94	35.95	153.99	-0.03	-0.13	-6.67
194.96	37.94	157.02	-0.02	0.11	-4.84
199.98	39.93	160.05	-0.01	0.07	-3.00
205.00	41.91	163.09	0.00	0.02	-1.16
210.02	43.90	166.12	0.01	-0.23	0.68
179.29	31.91	147.39	-0.39	-1.53	-10.67
184.31	33.89	150.42	-0.37	-0.61	-8.84
189.33	35.87	153.45	0.17	-0.07	-7.00
194.34	37.86	156.49	0.18	0.41	-5.16

199.36	39.84	159.52	0.18	0.60	-3.32
204.38	41.82	162.55	0.18	0.78	-1.48
190.45	36.08	154.37	0.24	0.78	-6.44
195.47	38.07	157.40	0.24	0.44	-4.60
200.49	40.05	160.44	0.25	0.39	-2.77
205.51	42.04	163.47	-0.24	0.10	-0.93
179.29	31.91	147.39	-0.39	-1.53	-10.67
184.31	33.89	150.42	-0.37	-0.61	-8.84
189.33	35.87	153.45	0.17	-0.07	-7.00
194.34	37.86	156.49	0.18	0.41	-5.16
199.36	39.84	159.52	0.18	0.60	-3.32
204.38	41.82	162.55	0.18	0.78	-1.48

Tabella 27- Errore relativo alle diverse condizioni operative

Gli errori risultano accettabili poiché il valore, calcolato secondo il metodo dello scarto quadratico medio, (0,6 %) rientra nei range raccomandati da chi ha modellato l'elemento.

La valutazione finale di questo modello non è completamente positiva. In particolare, ciò in cui il modello è carente è la possibilità di un calcolo complessivo dei disperdimenti e del coefficiente di prestazione.

Gruppo frigorifero

Il modello di gruppo frigorifero descritto all'interno di EnergyPlus deriva dal precedente programma DOE-2. Il modello qui fornito, analogamente alla pompa di calore precedentemente citata, è di tipo parametrico, cioè basato su tre curve di prestazione, ovvero:

- Cooling Capacity Function of Temperature Curve;
- Energy Input to Cooling Output Ratio Function of Temperature Curve;
- Energy Input to Cooling Output Ratio Function of Part Load Ratio Curve.

La prima curva è di tipo biquadratico ed è in funzione della temperatura in uscita dall'evaporatore e quella in entrata nel condensatore. Come riportato nelle equazioni di seguito, l'output è moltiplicato per la capacità del Chiller ad ottenere la potenza definita per certe condizione di temperatura:

$$Q_{avail} = Q_{ref} \times (ChillerCapFTemp)$$

Con la curva di prestazione così definita:

$$ChillerCapFTemp = a + b (T_{cw,l}) + c (T_{cw,l})^2 + d (T_{cond,e}) + e (T_{cond,e})^2 + f (T_{cw,l}) (T_{cond,e})$$

Dove

- ChillerCapFTemp = fattore in funzione della capacità di refrigerazione pari a uno nelle condizioni di riferimento
- $T_{cw,l}$ = temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore del chiller in °C
- $T_{cond,e}$ = temperatura dell'acqua entrante nel condensatore del chiller in °C

Analogamente alla prima, la seconda curva è funzione delle due temperature sopra citate e serve per definire correttamente l'EIR (Energy input to cooling output ratio), inverso del COP, moltiplicando l'output della curva per l'EIR di riferimento, secondo l'equazione:

$$ChillerEIRFFTemp = g + b (T_{cw,l}) + h (T_{cw,l})^2 + i (T_{cond,e}) + l (T_{cond,e})^2 + j (T_{cw,l}) (T_{cond,e})$$

Dove:

- ChillerEIRFFTemp = fattore in funzione del rapporto tra energia fornita e prodotta per raffrescamento pari a uno nelle condizioni di riferimento
- $T_{cw,l}$ = temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore del chiller in °C
- $T_{cond,e}$ = temperatura dell'acqua entrante nel condensatore del chiller in °C.

La terza curva è una funzione del secondo ordine ed è necessaria per calcolare la corretta potenza elettrica in funzione della parzializzazione del carico (PLR).

$$ChillerEIRFFPLR = a + b (PLR) + c (PLR)^2$$

$$= \frac{P_{chiller}}{P_{ref}} (ChillerCapFTemp)(ChillerEIRFFTemp)$$

Dove:

- ChillerEIRFFPLR = fattore in funzione del rapporto tra energia fornita e prodotta per raffrescamento pari a uno nelle condizioni di riferimento

- $PLR = \text{part-load ratio} = (\text{carico di refrigerazione}) / (\text{capacità di refrigerazione del chiller})$
- $P_{\text{chiller}} = \text{potenza del chiller a uno specifico PLR}$
- $P_{\text{ref}} = Q_{\text{ref}} / \text{COP}_{\text{ref}}$

Per maggiori approfondimenti matematici si rimanda all'Engineering Reference Guide di EnergyPlus.

Differentemente dal modello di pompa di calore, per il quale è necessario procurarsi dei dati di catalogo per la definizione dei coefficienti delle curve di prestazione, per il modello di chiller il programma fornisce una serie di parametri derivanti da una modellizzazione di unità reali. Quindi sostanzialmente è sufficiente procurarsi i dati necessari all'interno della libreria del programma. Risulta ovvio che l'utilizzatore del programma non è in grado, né ha la possibilità di verificare la validità e perfetta correttezza dei parametri forniti.

Per quanto riguarda il caso in esame, si è così proceduto:

- si è definita la potenza per il raffreddamento;
- si è stabilito un salto termico all'evaporatore e al condensatore;
- si è calcolata la portata ideale agli scambiatori;
- si sono supposte certe caratteristiche prestazionali;
- si è ricercato il modello di chiller più simile alle caratteristiche richieste all'interno del database del programma;
- si sono dedotti i relativi coefficienti di prestazione.

La potenza frigorifera all'evaporatore richiesta è di 254 kW. Per la definizione di salti termici, portate e altre potenze si rimanda al Capitolo 3.5 relativo al dimensionamento.

Sulla base dell'analisi del modello chiller utilizzato, si può dire che questo risulta essere più complesso rispetto a quello di pompa di calore. La motivazione di questa complessità risiede nella definizione di alcuni parametri, ad esempio il Part Load Ratio (PLR) che comporta la descrizione di un comportamento ai carichi parziali, e le equazioni di bilancio più complesse.

Alla tipica equazione di bilancio di una macchina refrigerante viene aggiunta una componente di potenza definita “false loading”:

$$Q_{\text{cond}} = Q_{\text{evap}} + (P_{\text{chiller}} \times \text{eff}_{\text{motor}}) + Q_{\text{falseloading}}$$

Dove:

- Q_{cond} = potenza scambiata al condensatore, W;
- Q_{evap} = potenza scambiata all'evaporatore, W;
- P_{chiller} = potenza elettrica, W;
- $\text{Eff}_{\text{motor}}$ = efficienza del compressore.

La Potenza definita “ $Q_{\text{falseloading}}$ ” è funzione principalmente del PLR (part load ratio) ed in particolare della differenza tra una potenza di riferimento della pompa di calore derivante dal modello parametrico e la potenza effettiva scambiata all'evaporatore. L'interpretazione di questo parametro risulta poco chiara. La guida del programma riporta come esempio una potenza dovuta a un effetto bypass, cioè come se la potenza disponibile del chiller non si “trasformasse” tutta in potenza scambiata all'evaporatore, ma una parte venisse inutilizzata.

Altro elemento di analisi e considerazione è la definizione del salto termico agli scambiatori. La simulazione di questo componente all'interno del programma segue una particolare successione di calcolo per la stima della temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore. A titolo di esempio viene mostrata la routine di calcolo per l'evaporatore:

1. definizione del carico da smaltire all'evaporatore;
2. individuazione della temperatura in ingresso allo scambiatore;
3. definizione della portata di acqua allo scambiatore;
4. calcolo della temperatura in uscita allo scambiatore.

Da quanto sopra riportato consegue che la portata regola la copertura del carico termico da smaltire.

Per modelli commerciali di chiller è risaputo che il salto termico tra entrata e uscita a uno scambiatore è di circa 5 °C (anche 3 °C per scambiatori in circuito geotermico). E'

dunque necessario e consigliabile che durante la simulazione questo salto termico sia rispettato.

Il modello di chiller utilizzato risulta sicuramente più dettagliato rispetto a quello della pompa di calore. Un elemento che sarebbe risultato utile, ma non presente nel programma, è un controllo sul limite di salto termico dell'acqua in entrata e uscita agli scambiatori.

Scambiatore geotermico a sonde verticali

Come riportato precedentemente, per quanto riguarda la sorgente di calore nel caso di impianto energeticamente prestante si è scelto di utilizzare uno scambiatore geotermico a sonde verticali a singola U (Figura 22). Per il suo dimensionamento di massima si rimanda al capitolo 3.5.

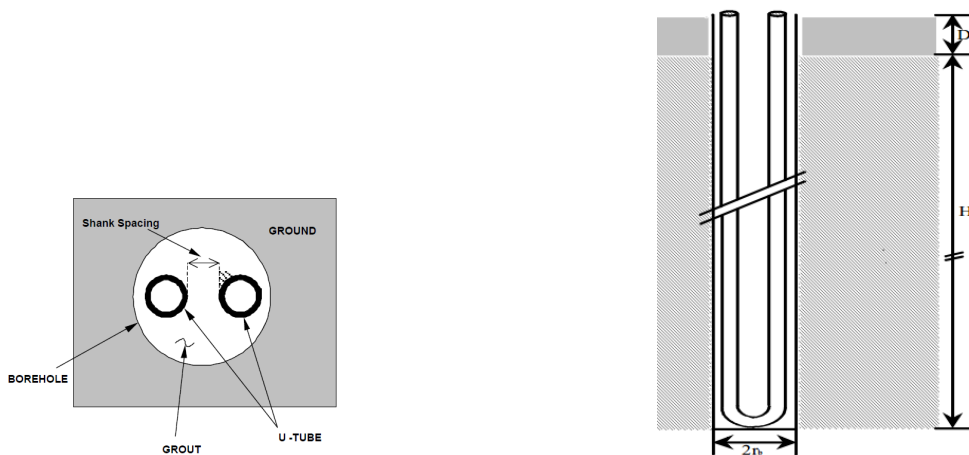


Figura 26- Scambiatore geotermico a sonde verticali: pianta e prospetto

La documentazione necessaria per la modellizzazione delle sonde geotermiche verticale è reperibile all'interno della Guida di EnergyPlus ma deriva da studi effettuati da “P. ESKILSON, *Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes*, 1987” e da “C. YAVUZTURK, *Modeling of Vertical Ground Loop Heat Exchangers for Ground Source Heat Pump Systems Ph.D. Thesis*, December 1999”.

La modellizzazione delle sonde geotermiche secondo Eskilson prevede l'utilizzo di funzioni risposta dipendenti dal tempo, dette “g-functions”, necessarie per valutare la perturbazione termica indotta dalle sonde geotermiche nel terreno e quindi lo scambio

termico. Le g-functions calcolate da Eskilson risultano valide per tempi relativamente lunghi (superiori a $5r_b^2/\alpha_g$, dove r_b è il raggio della perforazione e α_g la diffusività termica del terreno) e quindi tipicamente alcune ore. Pertanto, per un utilizzo all'interno di un programma di simulazione con un dettaglio orario o inferiore a quello indicato, sono state sviluppate da Yavuzturk opportune "short-time step g-functions".

Da un'attenta analisi della trattazione originale si può capire come le g-function dipendano solamente da caratteristiche di tipo geometrico e di distanza delle sonde mentre le caratteristiche di capacità e resistenza termica sono state trascurate.

Per la specifica trattazione e riferimenti matematico fisici del modello utilizzato si rimanda alla trattazione di Yavuzturk. Esso prevede due step di analisi:

- analisi del singolo "borehole" nel quale viene definita una funzione impulsiva relativa al comportamento della singola sonda;
- analisi del campo sonde complessivo secondo una configurazione predefinita.

Riassumendo il concetto di g-function si può dire che queste sono dei parametri adimensionali utilizzati per descrivere la variazione della temperatura al bordo del pozzo della sonda geotermica in funzione del tempo, a seguito di un impulso di potenza termica a scalino. Qui di seguito si riporta la formula proposta da Eskilson per il calcolo della temperatura all'istante temporale i-esimo:

$$T_{\text{borehole}} = T_{\text{ground}} + \sum_{i=1}^n \frac{(Q_i - Q_{i-1})}{2pK} g\left(\frac{t}{t_s}; \frac{r_b}{H}; \frac{B}{H}\right)$$

Dove:

- t = tempo (s);
- t_s =tempo di riferimento;
- H = profondità del pozzo (m);
- k =conduttività del terreno (W/mK);
- T_{borehole} = temperatura media del pozzo (°C);
- T_{ground} = temperatura indisturbata del terreno (°C);
- Q = impulso di calore (W/m);

- r_b = raggio del pozzo (m);
- i = indice di timestep.

Si fa notare come la temperatura sia un elemento di carattere impulsivo e che il profilo di potenza allo scambiatore viene modellato come una serie di impulsi a gradino (quelli che compaiono nella formula)

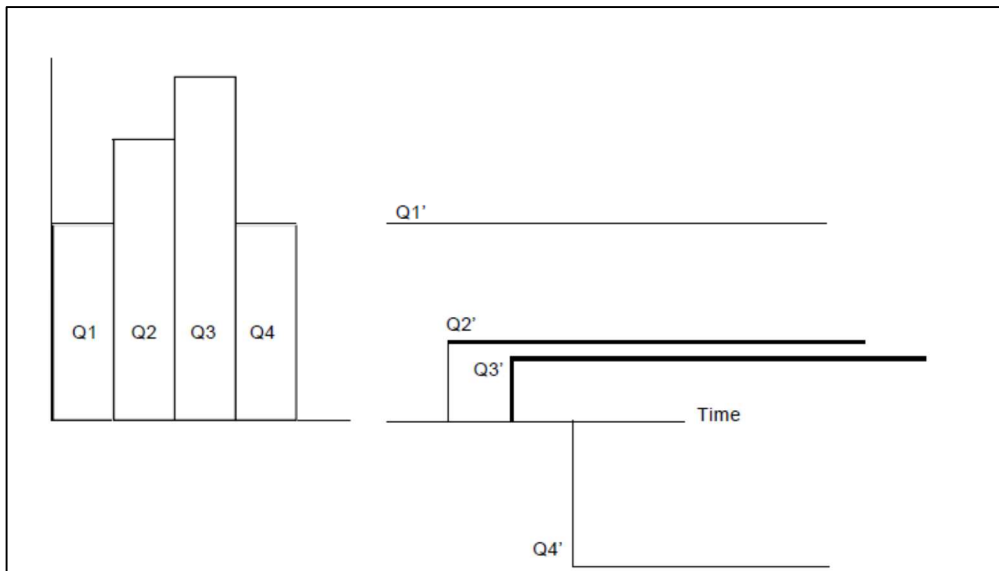


Figura 27- Rappresentazione della potenza scambiata come impulsi a gradino

Come accennato, il modello di Eskilson considera, per il calcolo della temperatura delle sonde, proprietà fisiche del terreno e g-function dipendenti dal rapporto tra raggio del pozzo e profondità, dal rapporto istante temporale i -esimo-istante temporale di riferimento e dal rapporto distanza sonde-profondità che vengono espresse dalla seguente equazione:

$$g = f\left(\frac{t}{t_s}; \frac{r_b}{H}; \frac{B}{H}\right)$$

Dove:

- t = istante temporale (s)
- t_s = tempo di riferimento = $H / 9^\circ$
- H = profondità della sonda
- a = diffusività termica del terreno = λ_g / C_g (m^2/s)
- r_b = raggio del pozzo (m)
- B = distanza tra le sonde (m)

La correzione proposta da Yavuzturk tiene conto di un ulteriore elemento resistivo relativo alla sonda geotermica. La nuova formula per il calcolo della temperatura viene qui di seguito riportata:

$$g\left(\frac{t_t}{t_s}, \frac{r_b}{H}\right) = \frac{2\pi k \{T_{\text{borehole}} - (R_{\text{Total}} Q) - T_{\text{ground}}\}}{Q}$$

Dalla formula precedente si può ricavare la temperatura delle sonde che dipende dalla resistenza delle stesse. La resistenza è composta da tre elementi: una resistenza dipendente dalla conduttività, dal diametro del tubo e del pozzo, una resistenza di tipo convettiva ed una conduttiva, entrambe legate alle caratteristiche del fluido e alle caratteristiche del tubo.

Una valutazione finale dei modelli porta a dire che il modello di Yavuzturk è certamente più completo. Al fine di superare problematiche relative alla simulazione del software, sono state introdotte le seguenti approssimazioni:

- gli effetti sulla superficie del terreno alla fine dei tubi a U dello scambiatore sono trascurabili;
- la disomogeneità del terreno è trascurabile;
- la variazione della temperatura all'interno dei tubi in funzione della profondità è approssimata.

Nella sezione seguente si riporta l'analisi eseguita per questa tesi della variazione delle g-function in relazione ai differenti parametri. La definizione delle g-function da utilizzare all'interno di EnergyPlus può essere eseguita utilizzando un software ausiliario (GLHEPRO, School of Mechanical and Aerospace Engineering Oklahoma State University). Le g-functions vengono quindi inserite come input all'interno del modello di scambiatore verticale previsto in EnergyPlus, come coppie $(\ln(t/t_s), g)$.

Si sono dunque confrontate differenti variazioni dei parametri di input per il calcolo delle g-function rispetto a una condizione di riferimento per la quale si riportano i dati principali.

CONFIGURAZIONE RETTANGOLARE: 60 boreholes: 6 x 10.

- Number of boreholes = 60
- Depth of the borehole = 100.000 (m)
- Bore hole spacing = 5.000 (m)
- Radius of the borehole = 0.055(m)
- Thermal conductivity of the ground = 2.423(W/(mK))
- Ground Volumetric heat capacity = 2678.000(kJ/(k*m³))
- Grout Conductivity = 0.9000(W/(mK))
- Grout Volumetric heat capacity = 3901.0000(kJ/(k*m))
- Fluid Volumetric heat capacity = 4173.362(kJ/(k*m))
- Undisturbed ground temperature = 13.000(°C)
- Borehole thermal resistance = 0.179(K/(W/m))
- Mass flow rate of the fluid in one BH = 0.0019998(M³/s)
- Density of the fluid = 998.1007(KG/m³)
- Fluid factor = 1.0000(KG/m³)
- Pipe Type: PN10
- Single U-Tube Inside Diameter = 0.0218(m)
- Single U-Tube Outside Diameter = 0.0267(m)
- Shank Spacing Selection: B
- Single U-Tube Shank Spacing = 0.0189(m)
- Single U-Tube Pipe Conductivity = 0.3895(W/(mK))
- Single U-Tube Volumetric heat capacity = 2000.0000(kJ/(k*m))
- Double U-Tube Inside Diameter = 0.0218(m)
- Double U-Tube Outside Diameter = 0.0267(m)
- Double U-Tube Shank Spacing = 0.0488(m)
- Double U-Tube Pipe Conductivity = 0.3895(W/(mK))
- Double U-Tube Volumetric heat capacity = 1542.9982(kJ/(k*m))
- Concentric Outer Tube Inside Diameter = 0.0870(m)
- Concentric Outer Tube Outside Diameter = 0.1000(m)
- Concentric Inner Tube Inside Diameter = 0.0250(m)
- Concentric Inner Tube Outside Diameter = 0.0330(m)
- InnerPipe Conductivity = 0.3895(W/(mK))
- OuterPipe Conductivity = 0.3895(W/(mK))

- InnerPipe Volumetric heat capacity = 1541.9989(kJ/(k*m))
- OuterPipe Volumetric heat capacity = 1541.9989(kJ/(k*m))

La prima analisi ha come scopo il confronto tra la configurazione di riferimento con una simile nella quale si è variata la conducibilità nel terreno. In particolare nel caso di riferimento essa risulta pari a 0,9 W/mK, mentre nel caso variato essa risulta essere pari a 1,5 W/mK. Si riportano i risultati di g-function in funzione della grandezza logaritmica t/t_s definita precedentemente.

Dal grafico di Figura 29 si può notare come all'aumentare della conducibilità del terreno la curva vari. In particolare per brevi periodi si avrà una temperatura delle sonde più alta per conducibilità maggiori, essendo questa connessa al parametro g-function.

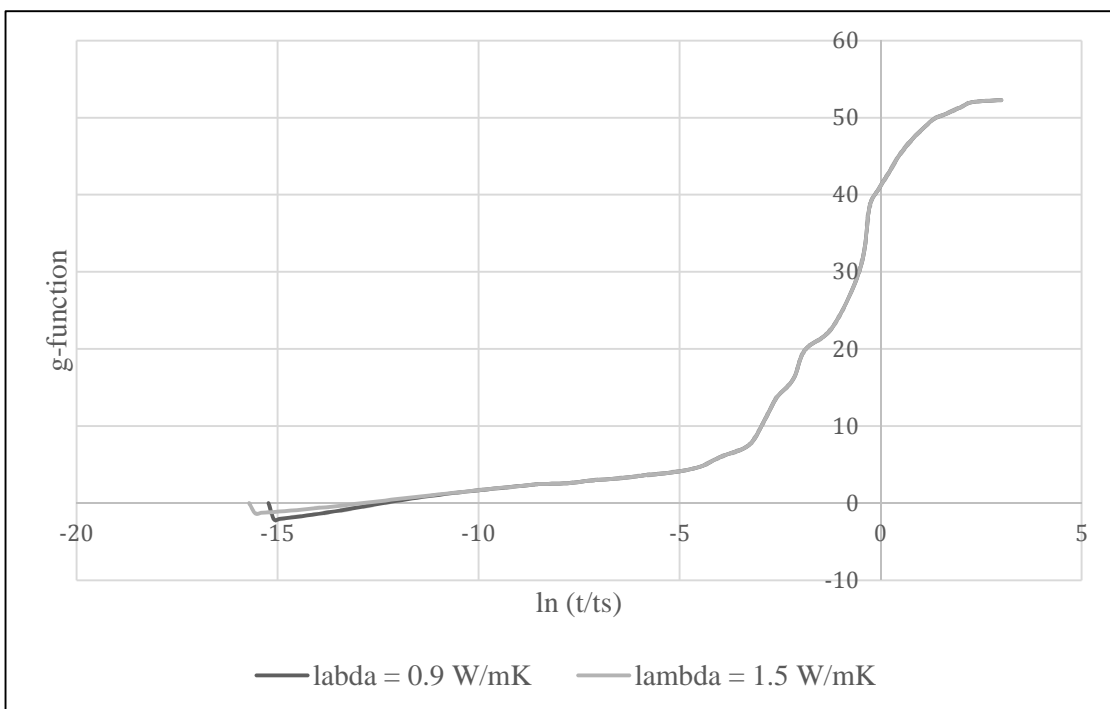


Figura 28- Variazione delle g function in funzione della conducibilità del terreno

La seconda analisi si propone di indagare la sensitività delle g-function alla distanza tra le sonde. Per il caso di riferimento la distanza tra le sonde risulta essere pari a 5 m. Per il caso di paragone si è variata la distanza tra le sonde portandola a 3 m, mantenendo uguali tutti gli altri parametri. Nella Figura 30 si riportano i risultati dell'analisi.

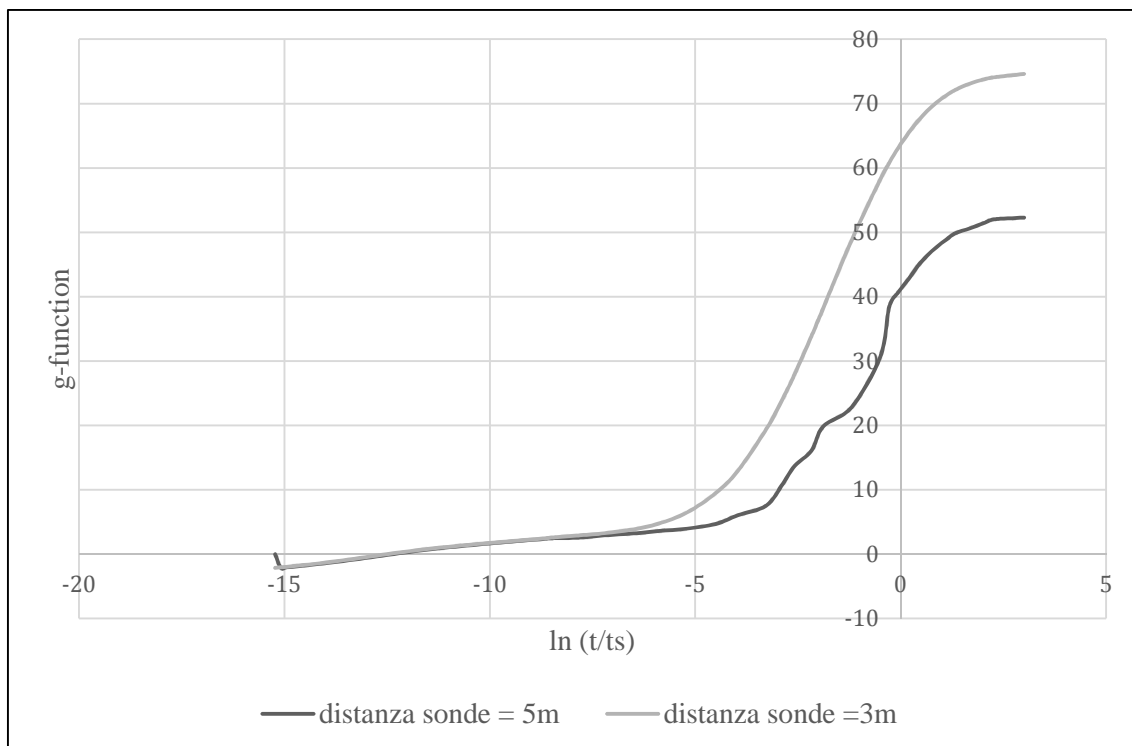


Figura 29- Variazione delle g function in funzione della distanza tra le sonde

Da un'analisi dettagliata si evince come i risultati siano differenti per tempi lunghi. Il modello che prevede una distanza tra le sonde di 3 m non è fondamentalmente realistico. Le buone modalità di posa delle sonde geotermiche prevedono di distanziare le sonde di almeno 5-10 m in modo che non si abbia interferenza nel loro funzionamento e si abbia un buon rendimento.

La terza analisi si propone di indagare il comportamento delle sonde geotermiche per tempi brevi. Per far questo si è variata la resistenza termica delle sonde stesse e analizzati i risultati.

Per il caso di riferimento la resistenza termica è pari a 0.179 mK/W mentre per il caso modificato la resistenza termica è pari a 0.195 mK/W. Nella Figura 31 si riporta il grafico con i risultati.

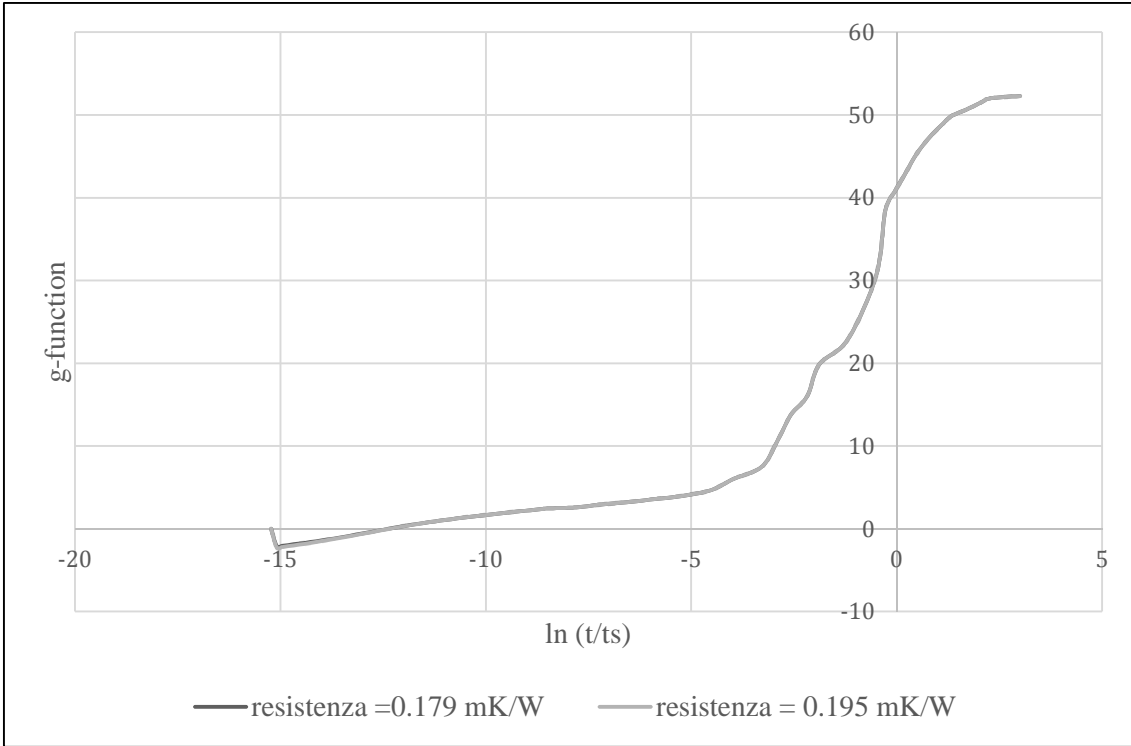


Figura 30- Confronto g function con due diverse resistenze

Nella Figura 32 viene riportato uno zoom della zona per vedere meglio gli scostamenti

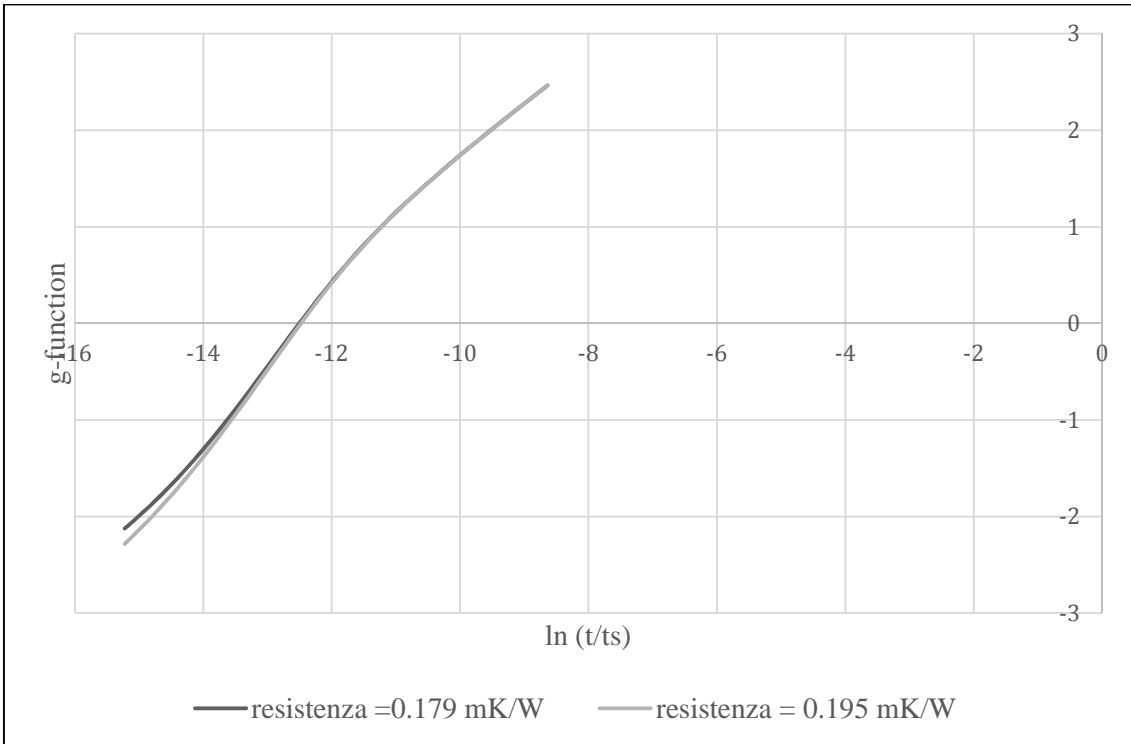


Figura 31- Zoom della Figura 31

La quarta analisi mette a confronto due casi in cui la portata del fluido all'interno delle tubazioni è differente. Prima di riportare i grafici si vuole fornire una breve spiegazione sulle modalità di calcolo della portata all'interno delle tubazioni d'acqua. Come è noto la portata di un fluido dipende direttamente dalla sua velocità. Per il calcolo della velocità di un fluido bisogna considerare differenti parametri, tra cui il numero di Reynolds che dipende dal tipo di moto. Per il fluido in considerazione si è considerato un moto di tipo transitorio.

Di seguito vengono riportate le equazioni che governano la definizione della portata.

$$\dot{m} = A \rho v$$

Sapendo che:

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$$

Si può ricavare la velocità e successivamente calcolare la portata. I parametri che entrano in gioco sono dunque:

- Re = numero di Reynolds;
- \dot{m} = portata;
- A = sezione del tubo;
- ρ = densità del fluido;
- μ = viscosità;
- v = velocità del fluido.

Per quanto riguarda il caso in considerazione si sono considerate due portate differenti. La prima pari a $0,002 \text{ m}^3/\text{s}$, la seconda pari a $0,0024 \text{ m}^3/\text{s}$. Nella Figura 33 si riporta il grafico con i risultati.

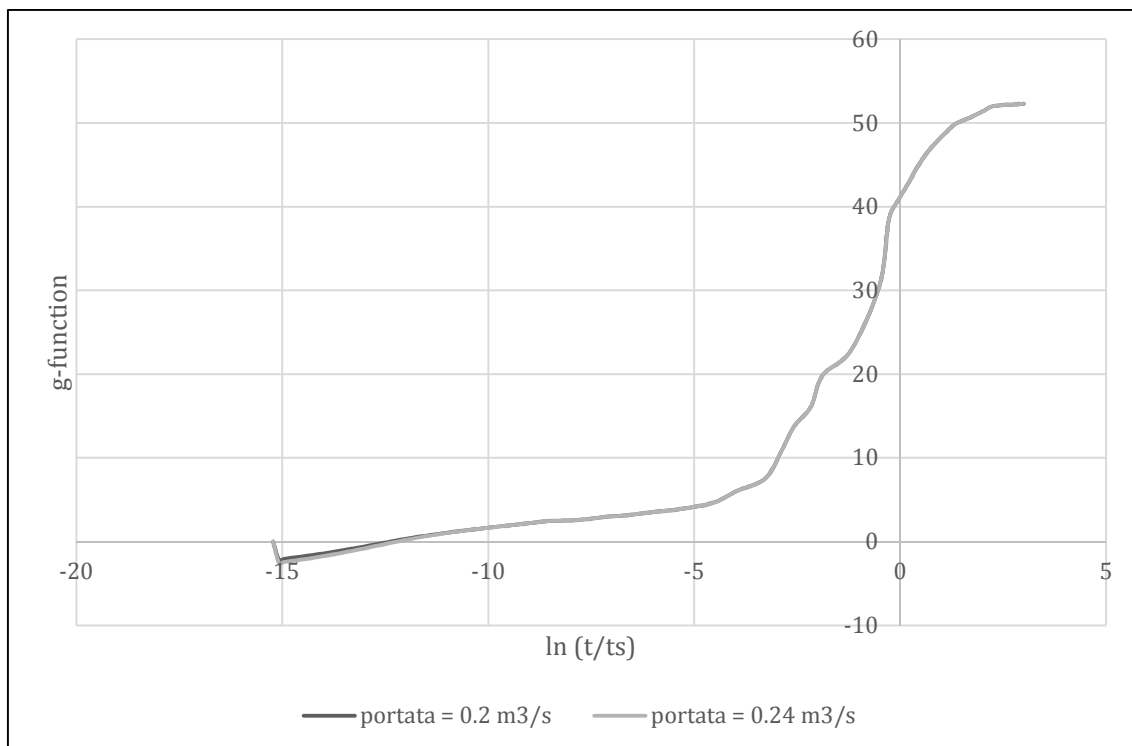


Figura 32- Confronto grafici g function di due scambiatori con differenti portate

Come mostrato nel grafico di Figura 33 per tempi brevi si osservano piccole differenze che sono dovute alla variazione di resistenza termica legata alla portata del fluido nello scambiatore.

Le analisi precedenti sono state ottenute tramite un campo collettori con configurazione rettangolare 6x10 scambiatori ognuno lungo 100 m.

L'ultima analisi mette a confronto due campi scambiatori differenti dal punto di vista della configurazione al fine di confrontare l'andamento delle g-function. A parità di lunghezza complessiva delle sonde si sono confrontate due diverse disposizioni:

1. 60 sonde lunghe ognuna 100 m per un campo rettangolare di 6 x 10 elementi;
2. 100 sonde lunghe ognuna 60 m per un campo quadrato di 10 x 10 elementi.

Nella Figura 34 sono riportati i risultati dell'analisi.

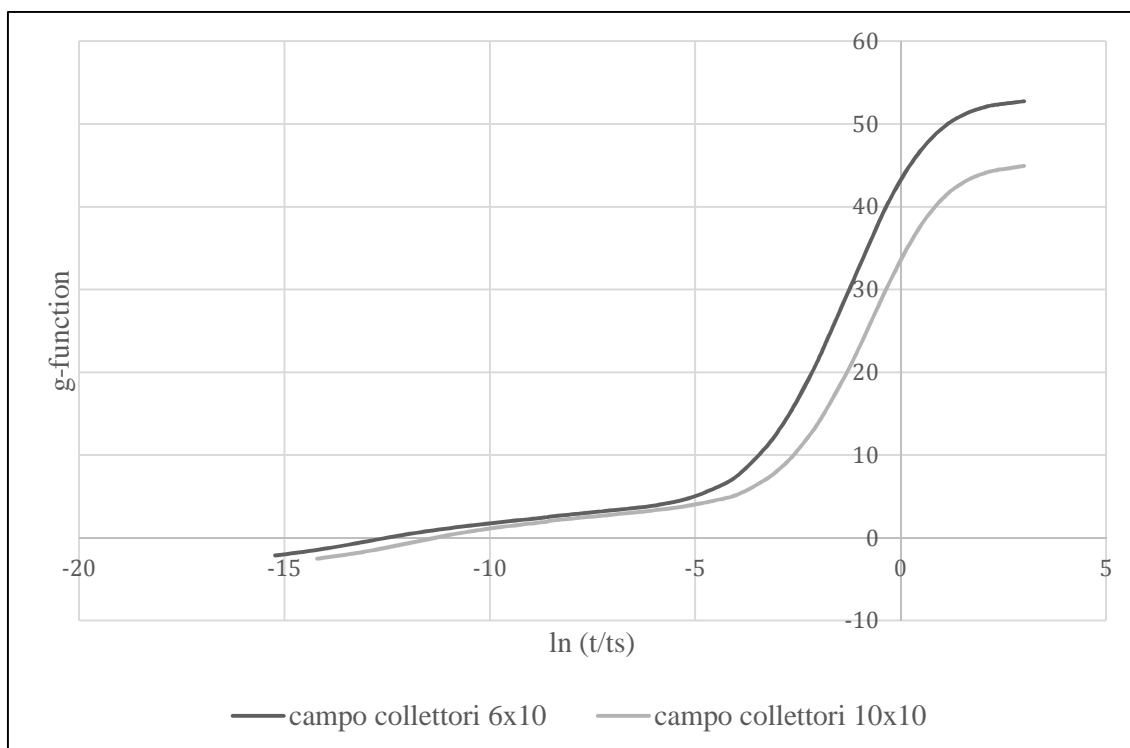


Figura 33- Variazione delle g function in funzione della profondità e del numero delle sonde

Dall'analisi dei risultati si può dedurre che la configurazione rettangolare 6 x 10 elementi conduce, in particolare nel lungo periodo, ad una maggiore perturbazione termica del terreno circostante. Questo è sostanzialmente imputabile alla maggiore compattezza in termini di volume della configurazione 6 x 10.

In conclusione, sulla base dei risultati ottenuti si ritiene che la valutazione del modello sia complessivamente positiva. Va sottolineato che, grazie alla correzione introdotta rispetto al modello iniziale, è possibile eseguire una valutazione più dettagliata e accurata che ha tenuto conto anche delle caratteristiche fisico-termodinamiche dello scambiatore. La configurazione finale utilizzata per le simulazioni è un campo rettangolare (6x10) con sonde profonde 100 m.

Torre evaporativa

Per quanto riguarda la torre evaporativa si è scelto un modello a singola velocità. La descrizione del modello all'interno di EnergyPlus riprende la teoria di Merkel, cioè lo scambio termico acqua-aria è proporzionale alla differenza di entalpia $h_w - h_a$, dove h_w è l'entalpia dell'aria satura alla temperatura dell'acqua ed h_a è l'entalpia dell'aria a contatto con l'acqua. Si rimanda alla guida di EnergyPlus per la descrizione del modello e dei processi di calcolo iterativo basato sul metodo delle unità di trasferimento.

4.3 Logica di Controllo

EnergyPlus è un software caratterizzato da un sistema di funzionamento molto vincolato e vincolante, non fanno eccezione le modalità di controllo e la loro possibilità di essere modificate. La difficoltà di introdurre controlli esterni può essere visto come un aspetto positivo o negativo. L'aspetto positivo risiede nel fatto che in questo modo non si utilizzano logiche di controllo "irreali", cioè non effettivamente esistenti sul mercato. L'aspetto negativo è invece che molto spesso è difficile inserire alcuni vincoli che realmente è possibile utilizzare in un sistema reale.

Nei paragrafi successivi sono state separate le descrizioni della logica di controllo per il lato aria, per il lato acqua dell'impianto e per la ventilazione naturale dell'edificio. Ovviamente per alcuni elementi la suddivisione sarà impossibile in quanto, ad esempio, un certo sensore sull'aria nell'unità di trattamento impone un attuatore sull'acqua che regola la portata.

4.3.1 Controllo della ventilazione naturale

La ventilazione naturale è già stata analizzata nella Tesi "E. DE LENA, *Ottimizzazione delle prestazioni estive di uno zero energy building*, Politecnico di Milano, 2013".

La sezione relativa alla ventilazione naturale all'interno del software permette il controllo dell'apertura, della chiusura delle finestre e l'apporto di aria esterna per migliorare il comfort interno e diminuirne il carico termico. Il funzionamento prevede la ventilazione naturale per diminuire il carico di raffrescamento per un periodo che va dal 15 aprile al 15 ottobre, secondo il seguente periodo di funzionamento giornaliero:

- Fino alle ore 7:00 ventilazione attiva;
- Fino alle ore 21:00 ventilazione disattiva;
- Fino alle ore 24:00 ventilazione attiva.

Nella Figura 33 si riporta un esempio di schema di funzionamento.

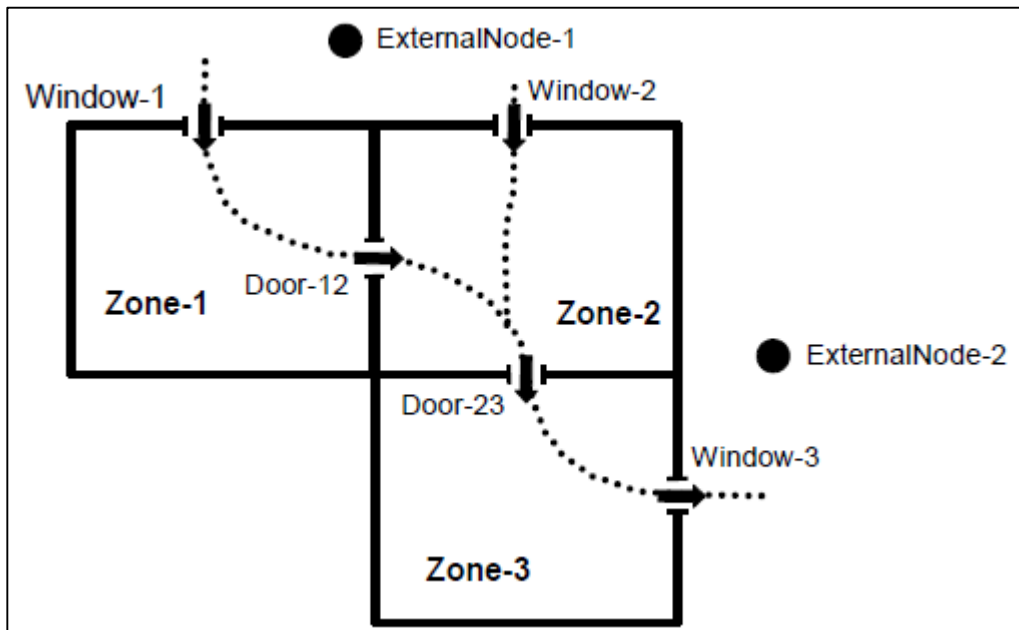
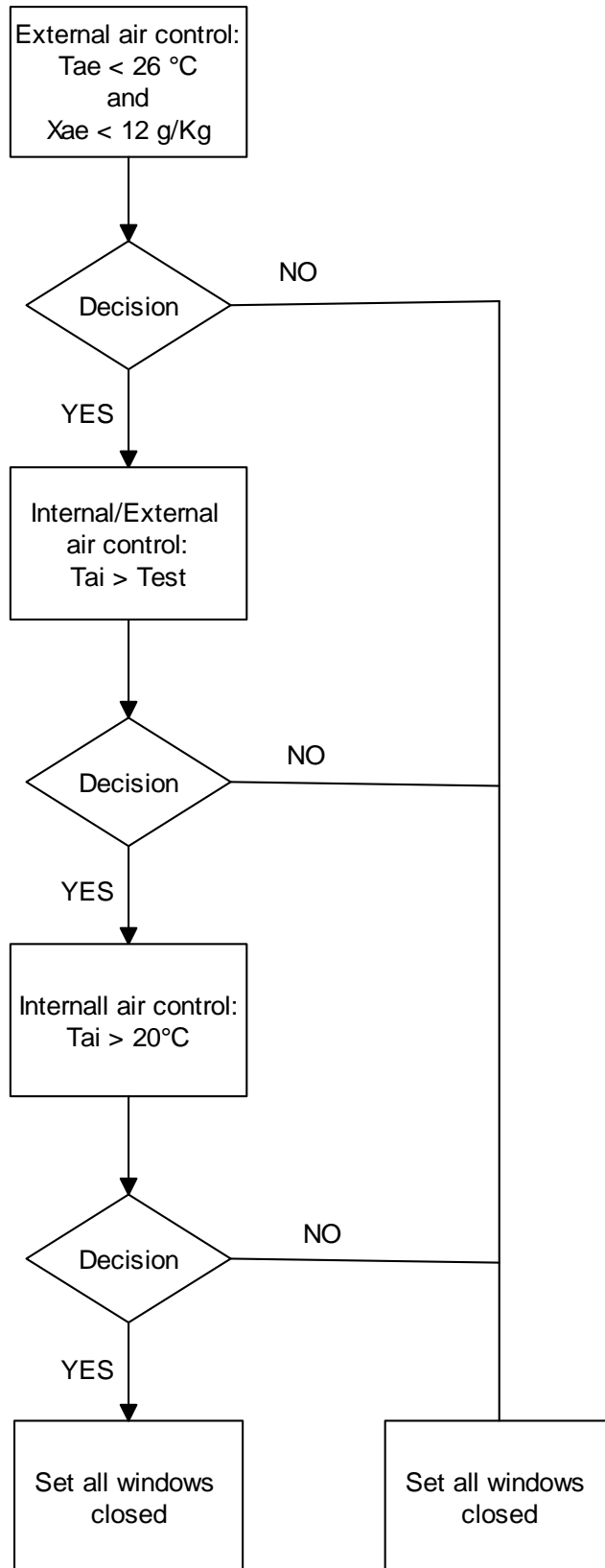


Figura 34- Schema dei flussi interni di ventilazione naturale

I parametri su cui si basa il controllo sono i seguenti:

- confronto tra l'umidità assoluta dell'aria esterna (X_{ae}) e la temperatura dell'aria esterna (T_{ae}) con valori limiti superiori a 12 g/Kg e a 26 °C;
- confronto tra la temperatura dell'aria esterna (T_{ae}) e quella dell'aria interna (T_{ai});
- confronto tra la temperatura dell'aria interna (T_{ai}) con un valore di limite inferiore di 20 °C;

Di seguito si riporta lo schema che esplicita la logica di controllo del sistema (Schema 8).



Schema 6- Logica di controllo della ventilazione naturale

4.3.2 *Controllo dell'impianto lato aria*

Il controllo dell'impianto lato aria risulta abbastanza complesso ed è stato sviluppato in modo da ottenere dei risultati ottimali da due punti di vista:

- comfort termico;
- risparmio energetico.

In questo paragrafo vengono riportati tutti i controlli relativi al lato aria, riportando la nomenclatura in inglese e originaria del file di EnergyPlus in modo da ricondursi più facilmente all'elemento del programma.

I primi due controlli presi in considerazione sono Termostato e Umidostato (Thermostat and Humidistat Controls). Questi due elementi sono il basilare controllo delle differenti zone. Essi impongono un particolare valore di riferimento di temperatura e di umidità. L'impianto agisce in modo da stabilire le condizioni operative per mantenere il setpoint di zona.

Di seguito si riportano i valori di temperatura e di umidità atti a garantire il comfort di zona. Per quanto riguarda il periodo di riscaldamento è stata considerata una singola condizione di setpoint, mentre per quanto riguarda il raffrescamento sono state considerate tre condizioni.

Setpoint delle temperatura operativa giornaliera per il riscaldamento:

- Per i giorni della settimana:
 - Dalle 24:00 alle 6:00: $T_{\text{set}} = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 6:00 alle 7:00: $T_{\text{set}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 7:00 alle 21:00: $T_{\text{set}} = 20^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 21:00 alle 24:00: $T_{\text{set}} = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Per il sabato:
 - Dalle 24:00 alle 6:00: $T_{\text{set}} = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 6:00 alle 7:00: $T_{\text{set}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 7:00 alle 17:00: $T_{\text{set}} = 20^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 17:00 alle 24:00: $T_{\text{set}} = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Setpoint dell'umidità relativa giornaliera per il riscaldamento:

- Per i giorni della settimana:
 - Dalle 24:00 alle 7:00: $RU_{set} = 10 \%$
 - Dalle 7:00 alle 21:00: $RU_{set} = 25 \%$
 - Dalle 21:00 alle 24:00: $RU_{set} = 10 \%$
- Per il sabato:
 - Dalle 24:00 alle 7:00: $RU_{set} = 10 \%$
 - Dalle 7:00 alle 17:00: $RU_{set} = 25 \%$
 - Dalle 21:00 alle 24:00: $RU_{set} = 10 \%$

Per quanto riguarda i valori di riferimento di temperatura e di umidità di zona nel caso estivo sono state previste all'interno dell'analisi metodologica tre condizioni.

La prima alternativa di temperatura e di umidità di riferimento prevede un'umidità assoluta di setpoint definita secondo "ASHRAE STANDARD 55-2010 *Thermal Conditions for Human Occupancy, 2010*" pari a 12 g/Kg dalle 7:00 alle 21:00 durante il periodo di raffrescamento.

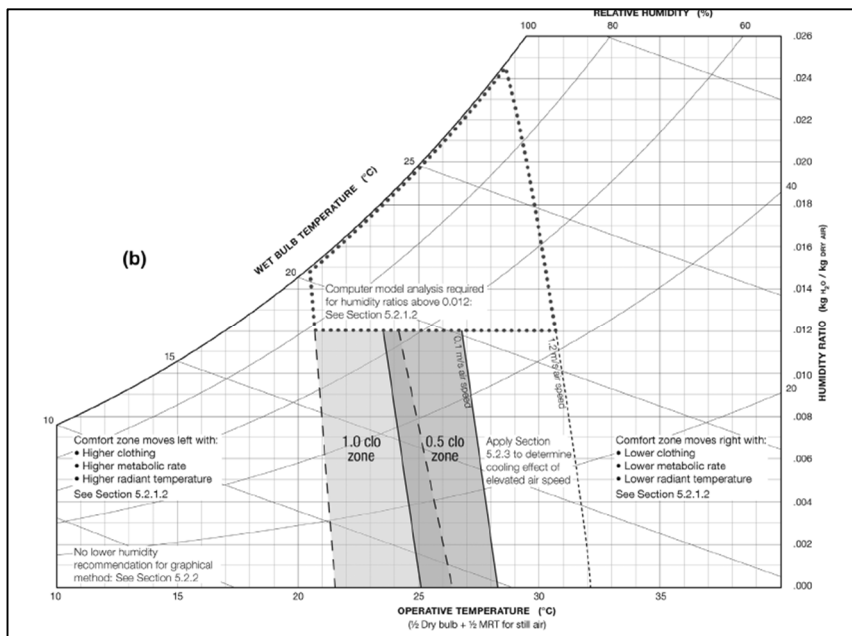


Figura 35- Variazione della temperatura operativa di setpoint in funzione della temperatura dell'aria esterna.

La temperatura operativa è descritta invece nel seguente modo:

Setpoint delle temperatura operativa giornaliera per il raffrescamento:

- Per i giorni della settimana:
 - Dalle 24:00 alle 5:00: $T_{\text{set}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 5:00 alle 7:00: $T_{\text{set}} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 7:00 alle 21:00: $T_{\text{set}} = 26^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 21:00 alle 24:00: $T_{\text{set}} = 28 \text{ }^{\circ}$
- Per il sabato:
 - Dalle 24:00 alle 5:00: $T_{\text{set}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 5:00 alle 7:00: $T_{\text{set}} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 7:00 alle 17:00: $T_{\text{set}} = 26^{\circ}\text{C}$
 - Dalle 17:00 alle 24:00: $T_{\text{set}} = 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Nel caso di analisi generale si ha la temperatura definita come sopra e l'umidità estivi di riferimento secondo i seguenti valori.

Setpoint dell'umidità relativa giornaliera per il raffrescamento:

- Per i giorni della settimana:
 - Dalle 24:00 alle 7:00: $RU_{\text{set}} = 80 \text{ } \%$
 - Dalle 7:00 alle 21:00: $RU_{\text{set}} = 60 \text{ } \%$
 - Dalle 21:00 alle 24:00: $RU_{\text{set}} = 80 \text{ } \%$
- Per il sabato:
 - Dalle 24:00 alle 7:00: $RU_{\text{set}} = 10 \text{ } \%$
 - Dalle 7:00 alle 17:00: $RU_{\text{set}} = 25 \text{ } \%$
 - Dalle 21:00 alle 24:00: $RU_{\text{set}} = 10 \text{ } \%$

L'ultima alternativa è del tutto analoga al caso precedente solamente che per gli intervalli orari dalle 7:00 alle 21:00 si ha l'umidità di riferimento pari a 70% e la temperatura pari a 25,7°C.

Al fine di diminuire i consumi dei ventilatori e del gruppo frigorifero è stato utilizzato un ulteriore controllo che varia la portata e la temperatura dell'aria di mandata. Questo

controllo è definito all'interno della guida "WarmestTempFlow: Temperature First". La logica del funzionamento è la seguente:

- viene definita la temperatura di raffreddamento dell'aria all'interno dell'UTA in funzione dei carichi di raffreddamento della zona più calda cercando il valore di temperatura più alto possibile alla minima portata possibile, in modo che il carico frigorifero sia completamente coperto;
- se la temperatura definita nel passo precedente risulta essere al di fuori di un certo intervallo definito, la temperatura dell'aria di mandata viene impostata pari al limite inferiore precedentemente definito e la portata aumentata.

I valori limite di temperatura per l'aria di mandata sono:

- $T_{\text{SUPPLY MAX}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- $T_{\text{SUPPLY MIN}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Come dimostrano i grafici riportati nelle Figure 35 e 36, relativi a una singola zona, questi valori risultano essere rispettati.

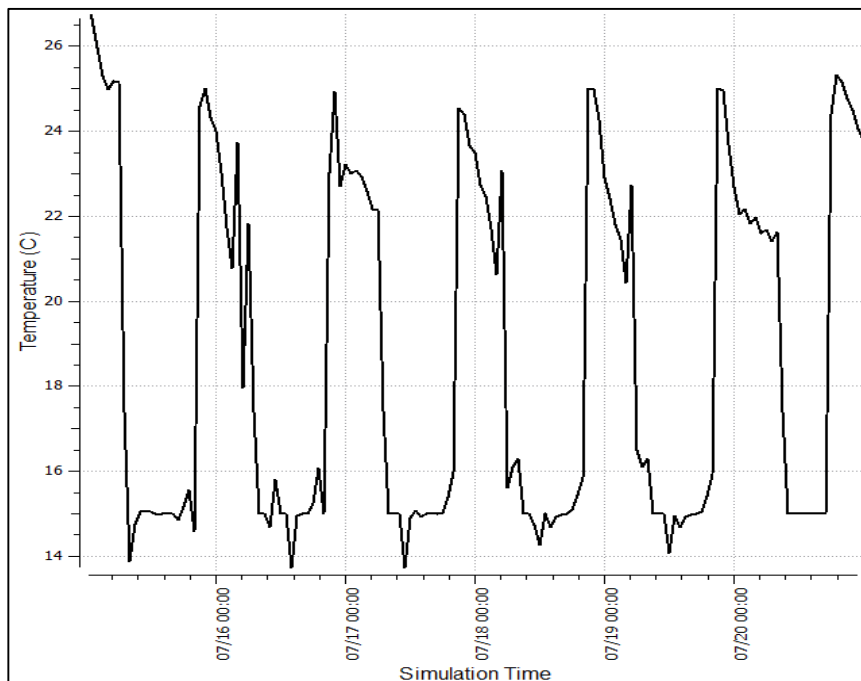


Figura 36- Temperatura di mandata minima in raffrescamento zona uffici

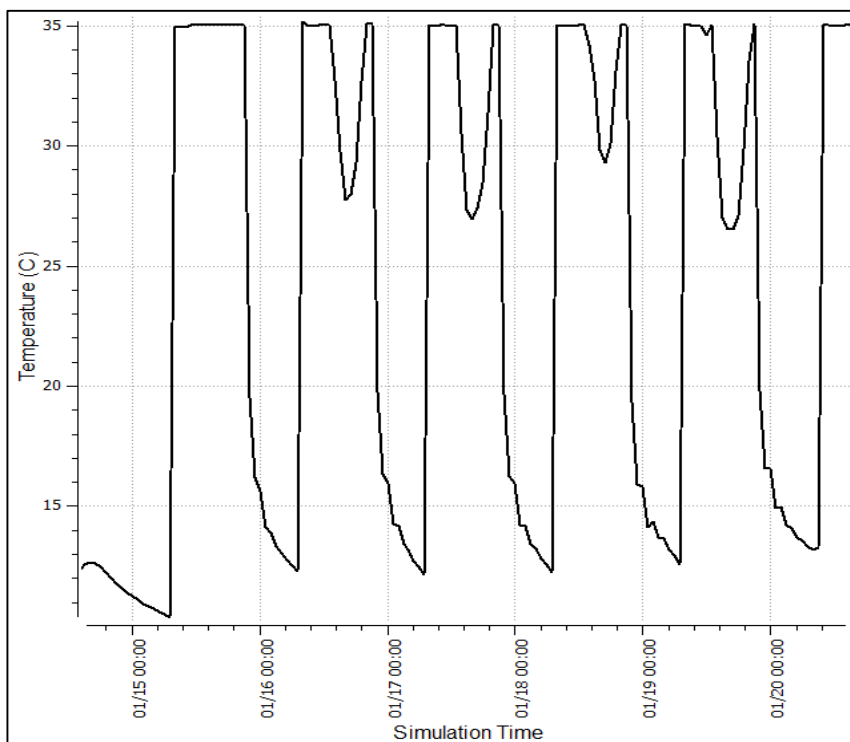


Figura 37- Temperatura di mandata in riscaldamento zona uffici

Analogamente al controllo sopra descritto, ne sono stati inseriti altri che permettono di garantire all'aria in ingresso condizioni prestabilite, come ad esempio limiti inferiori e superiori per l'umidità. Nel caso in cui gli umidostati delle zone non richiedano una umidificazione e deumidificazione, tali controlli permettono all'impianto di non fornire aria con caratteristiche che non garantiscano il comfort. Sono stati impostati i seguenti limiti sull'aria di mandata per l'umidificazione e la deumidificazione:

- umidificazione: minima umidità assoluta dell'aria in mandata = 0,005 g/Kg;
- deumidificazione: massima umidità assoluta dell'aria in mandata = 0,012 g/Kg.

Come mostrato nello schema 9, i controlli dell'aria sopra elencati sono tutti interdipendenti l'uno dall'altro. Il sistema viene "auto bilanciato" in modo che tutte le condizioni siano rispettate.

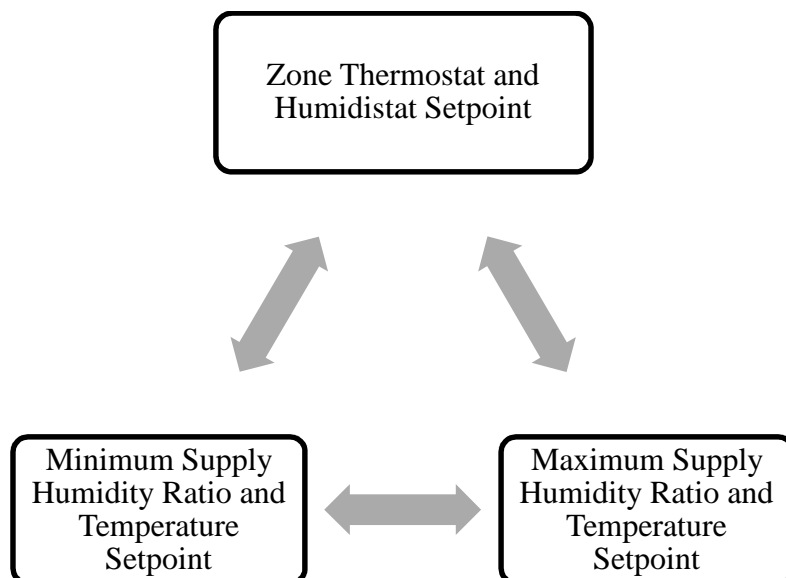


Figura 38- Interazione tra i controlli dell'aria

Il controllo descritto in seguito risulta essere uno dei più complessi come logica di funzionamento all'interno di EnergyPlus (si rimanda all'Engineering Reference Guide per la sua descrizione). Questo controllo definito "Outdoor Air Control" regola in modo integrato il funzionamento del recuperatore di calore, della miscelazione con l'aria di ricircolo e con la funzione economizzatore che regola la variazione di portata d'aria esterna.

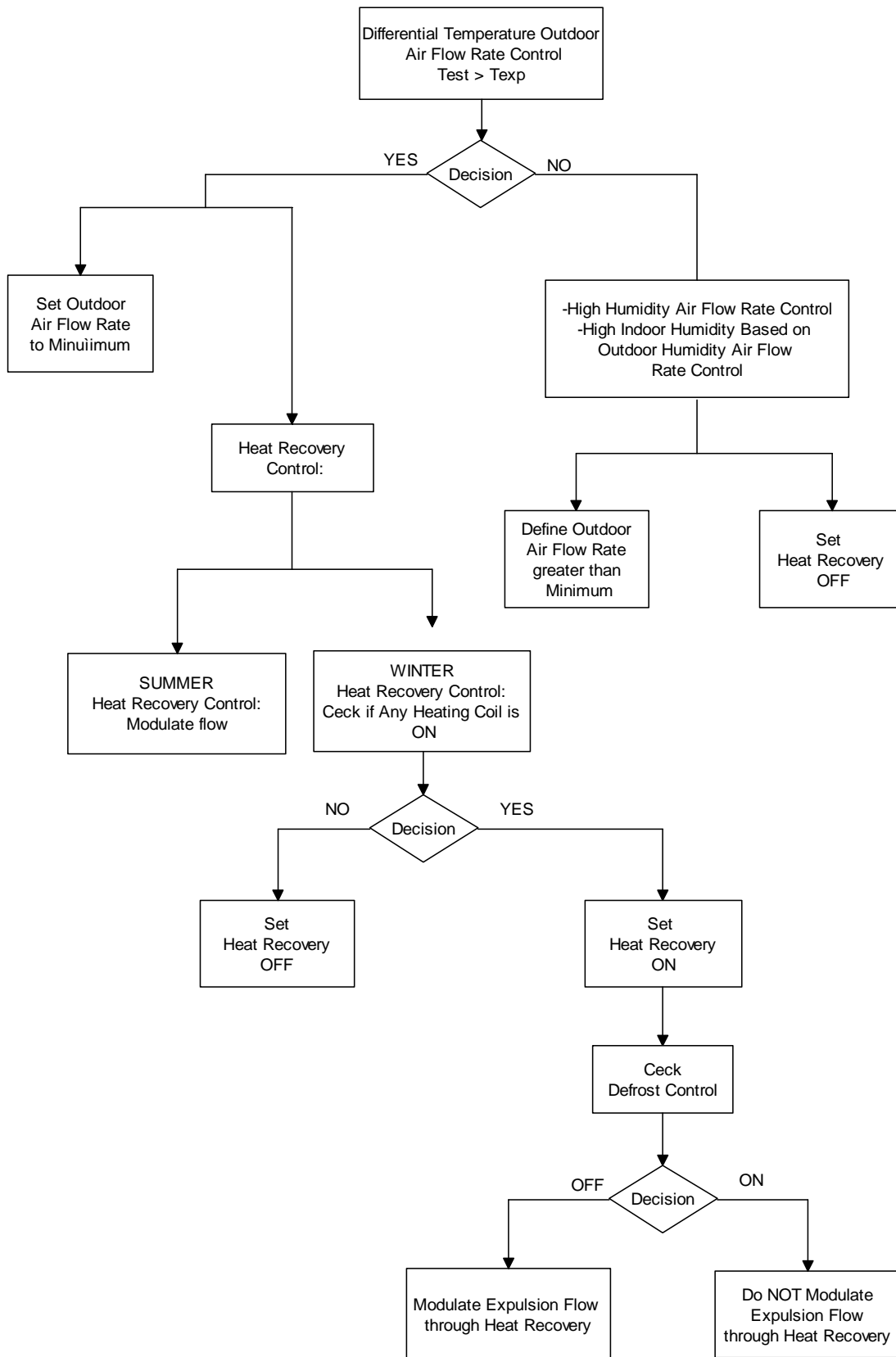
Si riportano tutti i parametri controllati che ricadono all'interno dell'Outdoor Air Control.

- *Controllo differenziale della temperatura* (Differential DryBulb Temperature Control). Il controllo mette a confronto la temperatura di bulbo secco dell'aria espulsa (T_{exp}) con quella dell'aria in ingresso (T_{est}). Quando la temperatura dell'aria esterna è maggiore di quella dell'aria espulsa la portata d'aria esterna è impostata al minimo.
- *Controllo sull'umidità massima* (High Humidity Control). Questo tipo di controllo permette di variare la portata in funzione dell'umidità relativa dell'aria interna se supera il valore di setpoint, ovvero il sistema valuta se aumentare o ridurre la portata d'aria in funzione dell'umidità relativa dell'aria interna.

- *Controllo dell'umidità assoluta interna rispetto a quella esterna (High Indoor Humidity Based on Outdoor Humidity Control)*. Tale controllo è complementare al precedente e stabilisce la portata d'aria necessaria in funzione del rapporto umidità assoluta/aria interna/aria esterna.

- *Heat Recovery Bypass when OA Flow Greater than Minimum*. Questo controllo viene utilizzato per bypassare il recuperatore di calore. La logica di funzionamento è la seguente. Nel primo step verifica se l'economizzatore è attivo, cioè se la portata d'aria esterna è impostata al minimo. Se la portata d'aria esterna è maggiore del minimo, allora il recupero di calore è disattivato in quanto non conveniente perché le caratteristiche dell'aria esterna sono migliori di quelle dell'aria di espulsione per la climatizzazione. Questo controllo ha la precedenza sul controllo dell'umidità. Nel caso in cui, invece, la portata d'aria esterna sia impostata al minimo, il sistema verifica se sono attive le batterie di riscaldamento all'interno del sistema. Nel caso lo fossero, il recupero di calore è attivato per minimizzare il consumo di energia.

- *Frost Control*. Questo tipo di controllo è necessario per l'antigelo del recuperatore di calore. In particolare vengono monitorate la temperatura e la portata dell'aria di espulsione; quest'ultima viene modulata in modo da evitare che si abbiano problemi di congelamento legati alla differenza di temperatura e di umidità delle due correnti.



Schema 7- Logica di controllo e modulazione della portata esterna e funzionamento del recuperatore di calore (R1)

- Circuito scambiatore geotermico.

Se si considerano la caldaia e la pompa di calore, quindi il *circuito caldo*, si è previsto un valore di temperatura di setpoint pari a 80°C nel primo caso e 45°C nel secondo caso.

Per quanto riguarda il gruppo frigorifero e il *circuito di acqua refrigerata* è stata utilizzata una metodologia di controllo che non prevede un valore di temperatura costante; in particolare la temperatura di riferimento varia in funzione delle condizioni della temperatura dell'aria esterna.

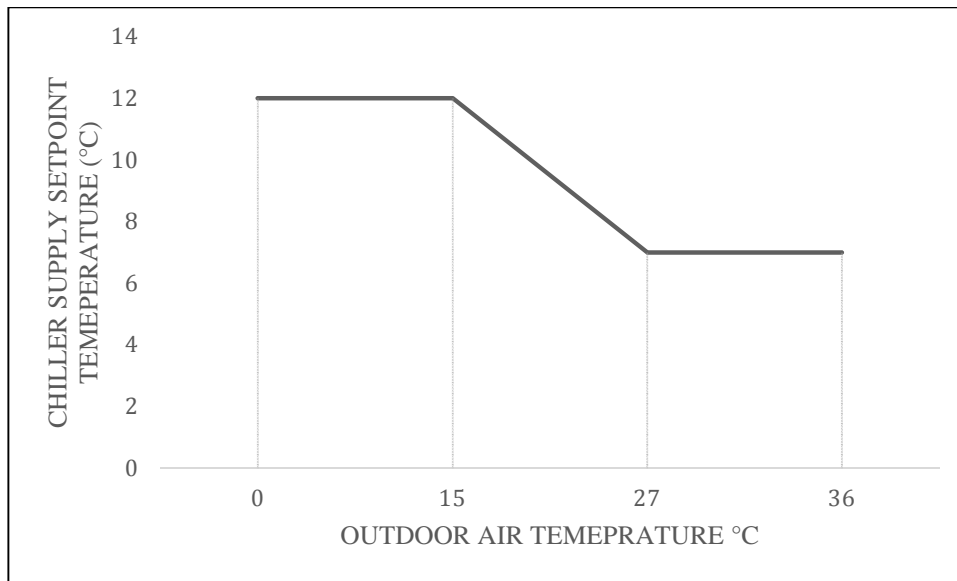
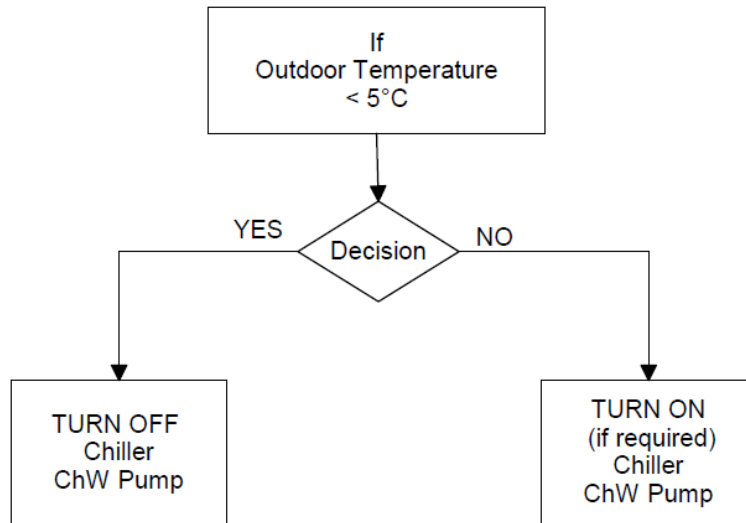


Figura 39- Temperatura di setpoint del chiller al variare della temperatura esterna.

L'ultimo elemento di controllo che è stato inserito, e che non è previsto nella logica principale del software, è lo spegnimento della chiller in funzione della temperatura dell'aria esterna. La possibilità di introdurre un controllo "scritto" dall'utenza è fornito nella sezione Energy Management System. Il controllo scritto prevede lo spegnimento del gruppo frigorifero e di tutte le componenti impiantistiche del circuito refrigerante per valori di temperatura dell'aria esterna inferiori ai 5 °C.

Si sarebbe potuto scegliere una temperatura esterna di spegnimento differente, ma per motivi di comfort interno e per il controllo dell'umidità, dopo differenti analisi si è scelto un valore di 5 °C.



Schema 9- Schema di controllo dello spegnimento del chiller in funzione della temperatura dell'aria esterna

5 Analisi dei risultati

Lo scopo di questo capitolo è quello di analizzare i risultati ottenuti nella simulazione. La prima verifica eseguita è relativa alle condizioni di comfort ottenute dalla simulazione per il caso base; in seguito vengono riportati i consumi energetici dell'impianto secondo il procedimento illustrato sommariamente nel capitolo 3 e di seguito spiegato in dettaglio.

Nella tabella seguente sono riportate le varianti dell'analisi parametrica.

STRATEGIA	DESCRIZIONE	VALORI			CODICE	
Ventilazione meccanica portata e temperatura dell'aria di mandata per il periodo di raffrescamento; ventilazione meccanica notturna	Unità trattamento aria	Portata massima (kg/s)	Temperatura min-max (°C)	Ventilazione meccanica notturna		
	UTA Ala Est	3.7	15-26	SI	V1	
		1.9*	15-26	SI	V2	
		2.8	15-26	SI	V3	
		1.9*	15-26	NO	V4	
	UTA ALA Ovest Sud	1.7	15-26	SI	V1	
		1*	15-26	SI	V2	
		1.35	15-26	SI	V3	
		1*	15-26	NO	V4	
	UTA Laboratori	3.3	14-26	SI	V1	
		3.3	14-26	SI	V2	
		3.3	14-26	SI	V3	
		3.3	14-26	NO	V4	
	UTA Aula Didattica	7.5	14-26	NO	V1	
		7.5	14-26	NO	V2	
		7.5	14-26	NO	V3	
		7.5	14-26	NO	V4	
	Tipologia recuperatore di calore	Tutte le UTA	Recuperatore sensibile			R1
		Tutte le UTA	Recuperatore entalpico			R2
	Potenza derivante da illuminazione	Uffici	6 W/m2 (L1 e L2)			L1/L2
Laboratori		15 W/m2 (L1) - 7 W/m2 (L2)			L1/L2	
Aula Didattica		18 W/m2 (L1) - 8 W/m2 (L2)			L1/L2	
Sistema impiantistico	Sistema tradizionale	Caldaia, gruppo frigorifero e torre evaporativa			G1	
	Sistema ad elevata efficienza Y	Pompa di calore, gruppo frigorifero e geoscambio			G2	
Free cooling	Senza free cooling	Utilizzo del geoscambio per la refrigerazione dell'acqua senza utilizzare il gruppo frigorifero			F1	
	Con free cooling				F2	

Tabella 28- Varianti dell'analisi parametrica: *portata massima di mandata pari alla portata minima dell'aria di rinnovo richiesta

Per quanto riguarda l'analisi relativa alle differenti condizioni di temperatura e di umidità di zona a parità di comfort si riporta la tabella seguente.

VALORI		CODICE
Temperatura operante	Umidità	
26°C	12 g/Kg	C1
25.7°C	60% UR	C2
26°C	70% UR	C3

Tabella 29- Differenti condizioni di temperatura e umidità interne a parità di comfort

Si riporta di seguito in dettaglio la metodologia e la logica seguite nell'analisi.

1) *Individuazione del sistema edificio impianto di riferimento*

Il modello impiantistico di riferimento è composto da unità di trattamento aria a portata variabile, tramite le quali viene garantita oltre alla ventilazione meccanica diurna anche quella notturna pari a $0,3 \text{ h}^{-1}$ per zone uffici e laboratori. La portata e la temperatura di mandata dell'aria sono definite dall'algoritmo di calcolo interno del software (V1) e tali da garantire le condizioni di comfort interno con temperatura e umidità ambientali pari a 26°C e 60% UR; è stato previsto inoltre un recuperatore di tipo sensibile (R1). L'illuminazione interna prevede luci a led per zone uffici e a fluorescenza per i laboratori e le aule didattiche (L1). Come sistema di generazione termico e frigorifero sono state utilizzate una caldaia e un gruppo frigorifero connesso a una torre evaporativa (G1). Non è stata prevista in questa fase la possibilità di utilizzare l'acqua del circuito di condensazione come fluido refrigerante senza attivare il gruppo frigorifero (F1). Il caso di simulazione corrispondente al sistema di riferimento è definito V1R1L1GIF1.

2) *Individuazione delle differenti modalità di funzionamento dell'impianto lato aria*

Le alternative prese in considerazione sono le seguenti:

- modalità di definizione dei valori massimi di portata dell'aria di mandata, presenza o assenza di ventilazione meccanica notturna.

V1) limiti di portata definiti dall'algoritmo di calcolo del software in fase di dimensionamento dell'impianto e ventilazione meccanica notturna;

V2) limiti di portata d'aria immessa pari alla minima richiesta per la qualità dell'aria interna e ventilazione meccanica notturna;

V3) limiti portata, pari al valore medio tra portata del caso V1 e V2 e ventilazione meccanica notturna;

V4) limiti di portata pari al caso V2 e assenza di ventilazione meccanica notturna;

- tipologia di recuperatore di calore nelle UTA:

R1) recuperatore sensibile;

R2) recuperatore entalpico;

- potenza delle apparecchiature illuminanti:

L1) sistema di illuminazione con apparecchiature a fluorescenza per aule e laboratori e led per uffici;

L2) sistema di illuminazione con apparecchiature a led per aule, laboratori e uffici;

I differenti casi di simulazione (da Tabella 30) elaborati e analizzati al punto 2) sono i seguenti:

- **V1R1L1G1F1**;

- **V2R1L1G1F1**;

- **V3R1L1G1F1**;

- **V4R1L1G1F1**;

- **V4R2L1G1F1**;

- **V4R2L2G1F1**.

3) *Individuazione delle differenti configurazioni impiantistiche lato acqua*

Si considerano le differenti configurazioni impiantistiche sul lato acqua:

- sistema di generazione termico e frigorifero:

G1) tradizionale con caldaia, gruppo frigorifero e torre evaporativa;

G2) ad elevata efficienza con pompa di calore, gruppo frigorifero e circuito di gescambio;

- free cooling lato acqua, cioè possibilità di sfruttare direttamente l'acqua del circuito di geoscambio per abbassare la temperatura dell'acqua che serve le batterie di raffreddamento senza utilizzare il gruppo frigorifero:

F1) senza free cooling;

F2) con free cooling;

Una volta definita la configurazione ottimale sul controllo lato aria al punto 2), si analizzano i differenti casi al punto 3) partendo dall'analisi delle alternative G1/G2 e terminando con l'analisi F1/F2:

- V4R2L2**G1F1**;

- V4R2L2**G2F1**;

- V4R2L2**G2F2**.

4) *Individuazione delle differenti condizioni di temperatura e umidità ambientale a parità di comfort interno*

Per la valutazione del comfort interno sono stati ipotizzati differenti valori di temperatura e umidità di zona:

C1) temperatura e umidità assoluta interne pari a 26°C e 12 g/Kg;

C2) temperatura e umidità relativa interne pari a 26°C e 60%;

C3) temperatura e umidità relativa interne pari a 25,7°C e 70%.

I casi della simulazione analizzati sono:

- V4R2L2G2F2**C1**;

- V4R2L2G2F2**C2**;

- V4R2L2G2F2**C3**.

Si riporta uno schema riassuntivo dei passaggi seguiti nell'analisi e una tabella con tutti i codici delle simulazioni eseguite.

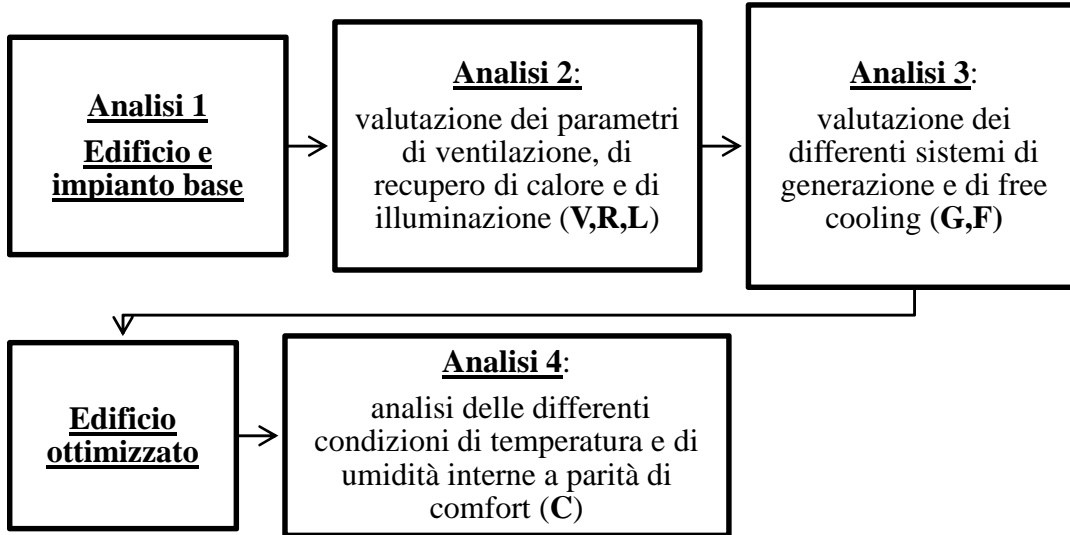


Figura 40- Passaggi seguiti nell'analisi

Si riporta una tabella riassuntiva dei casi dell'analisi parametrica.

DESCRIZIONE	CASO SIMULAZIONE
Analisi relativa all'ottimizzazione del consumo energetico	V1R1L1G1F1
	V2R1L1G1F1
	V3R1L1G1F1
	V4R1L1G1F1
	V4R2L1G1F1
	V4R2L2G1F1
	V4R2L2G2F1
Analisi relativa alla valutazione delle condizioni di temperatura e umidità ambientale a parità di comfort interno	V4R2L2G2F2
	V4R2L2G2F2C1
	V4R2L2G2F2C2
	V4R2L2G2F2C3

Tabella 30- Casi di simulazione parametrica

5.1 Verifica delle condizioni di comfort interne

E' stata eseguita una prima verifica del mantenimento delle condizioni di comfort interno per il sistema impiantistico nella configurazione base (V1R1L1G1F1). Di seguito vengono riportati differenti grafici di temperatura e umidità interna di zona, mostrando come queste varino al variare della destinazione d'uso.

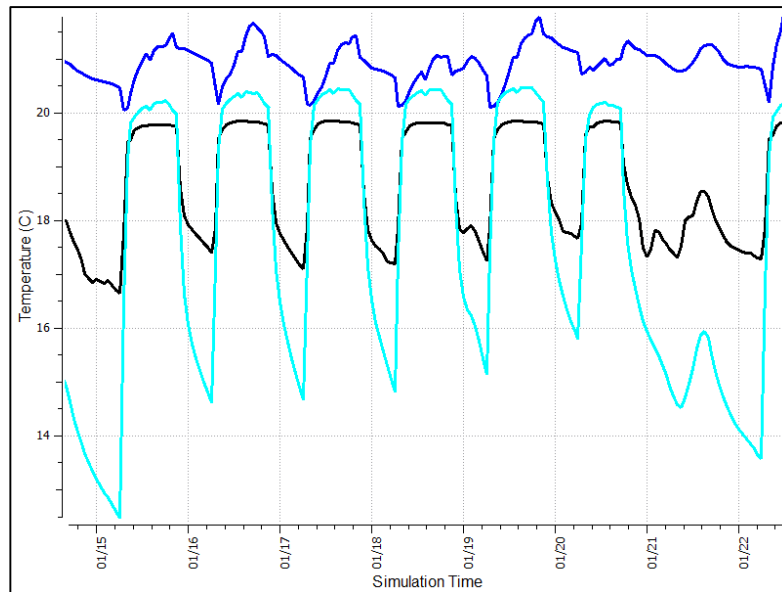


Figura 41- Temperatura operante invernale: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche

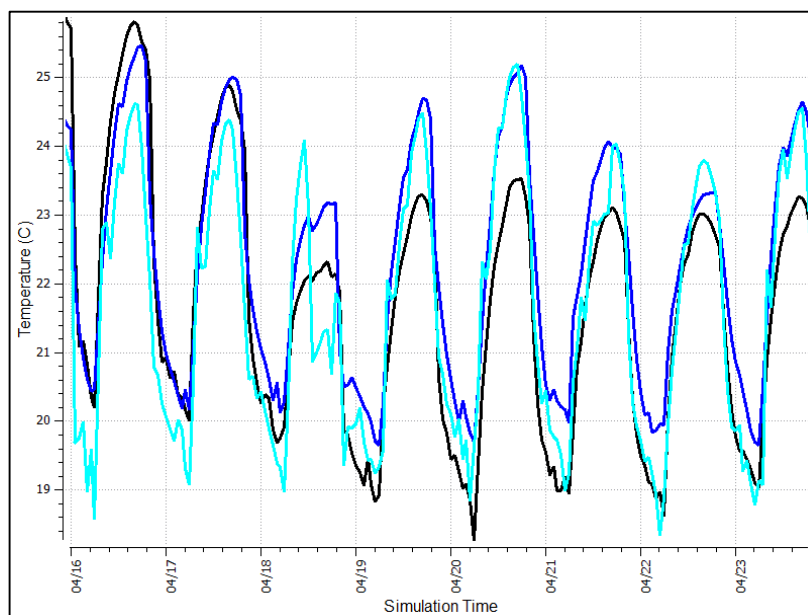


Figura 42- Temperatura operante primaverile: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche

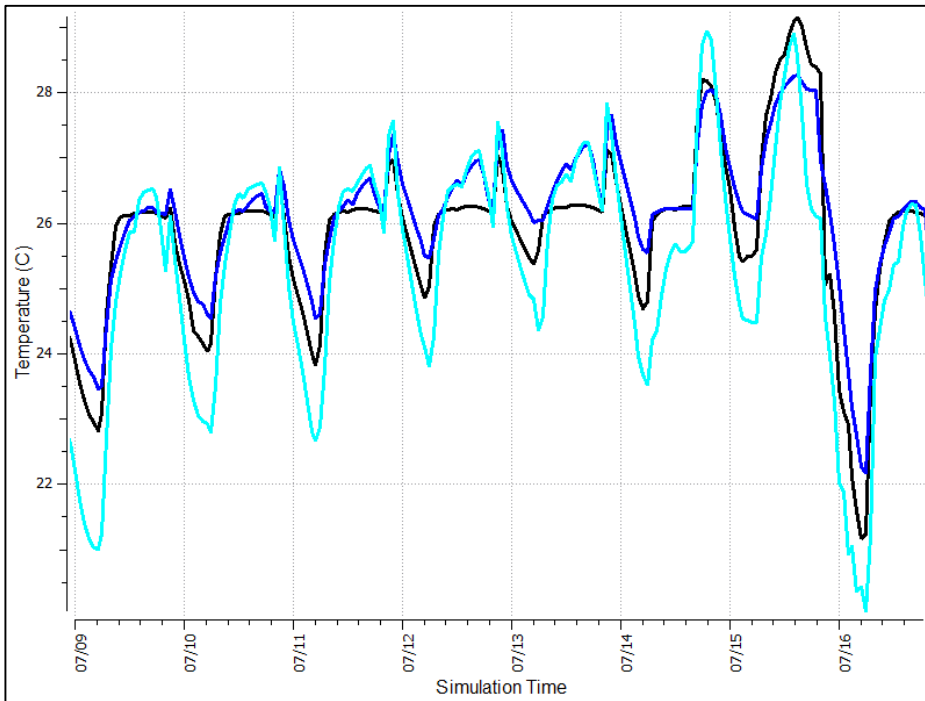


Figura 43- Temperatura operante estiva: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche

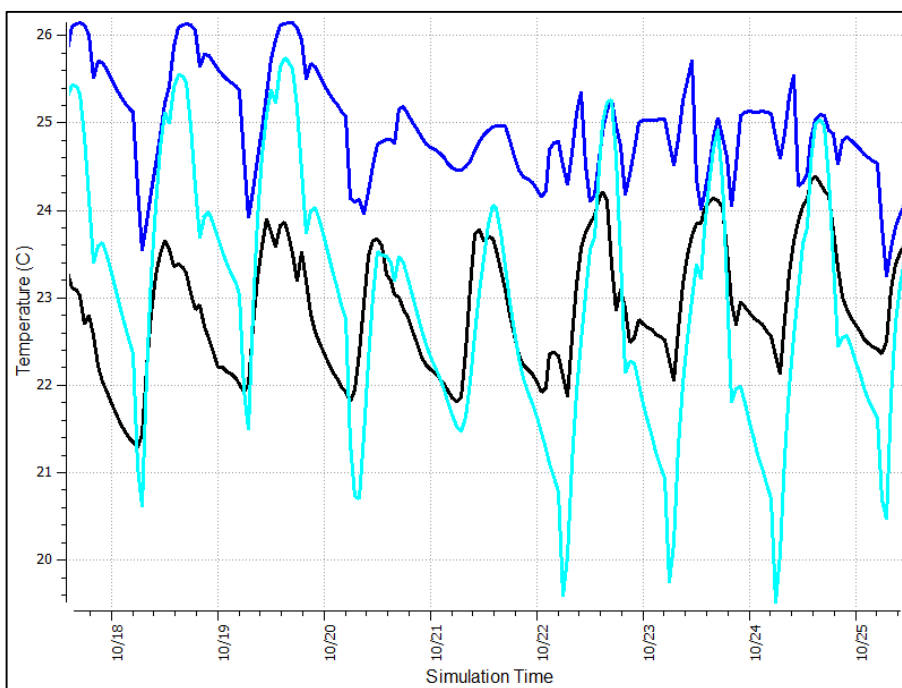


Figura 44- Temperatura operante autunnale: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche

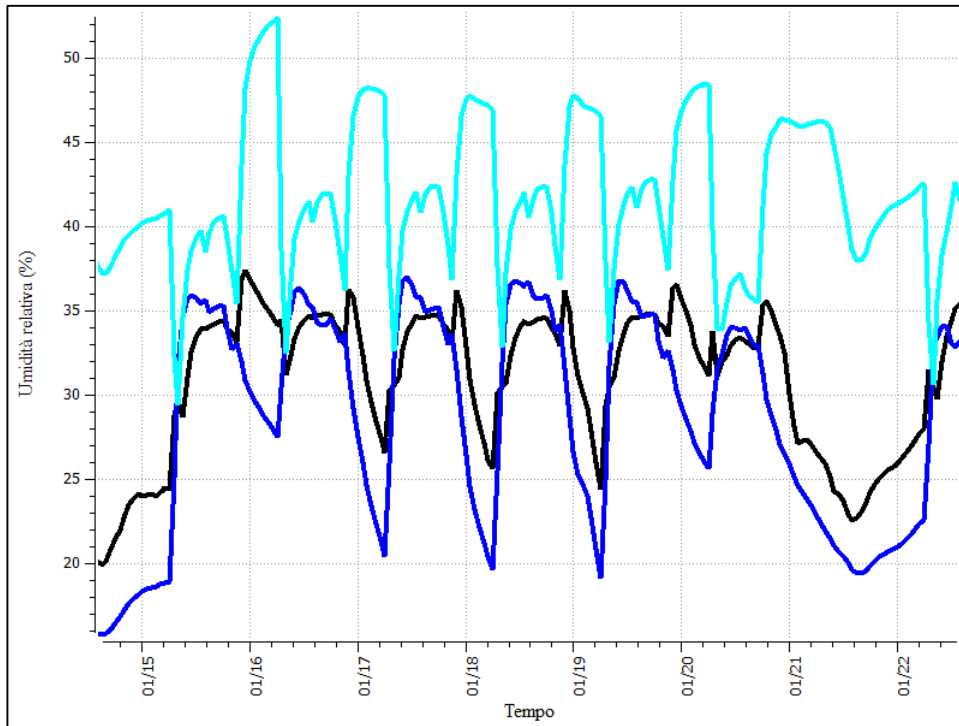


Figura 45- Umidità relativa invernale: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche

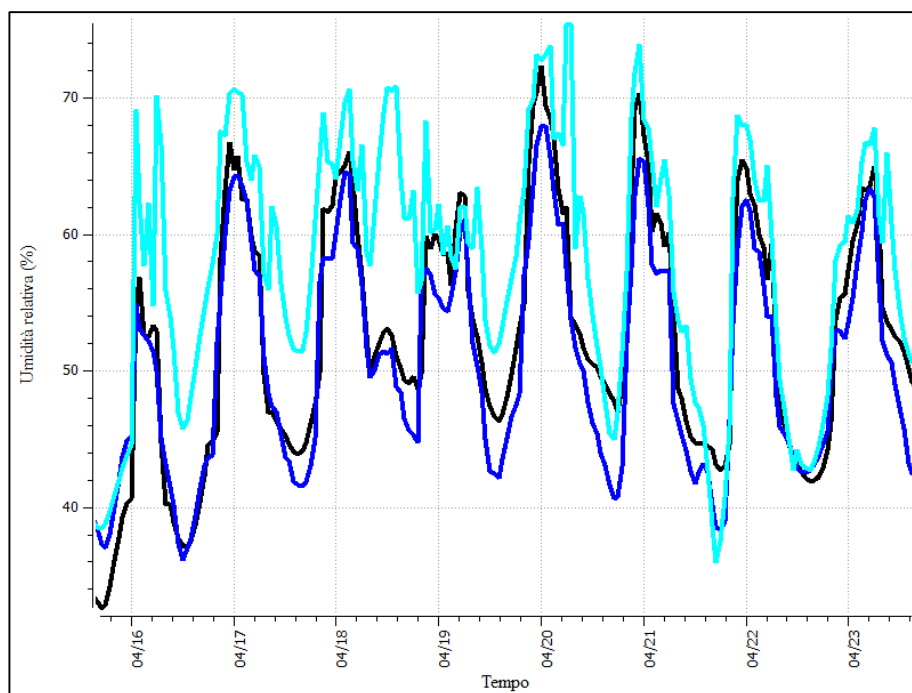


Figura 46- Umidità relativa primaverile: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche

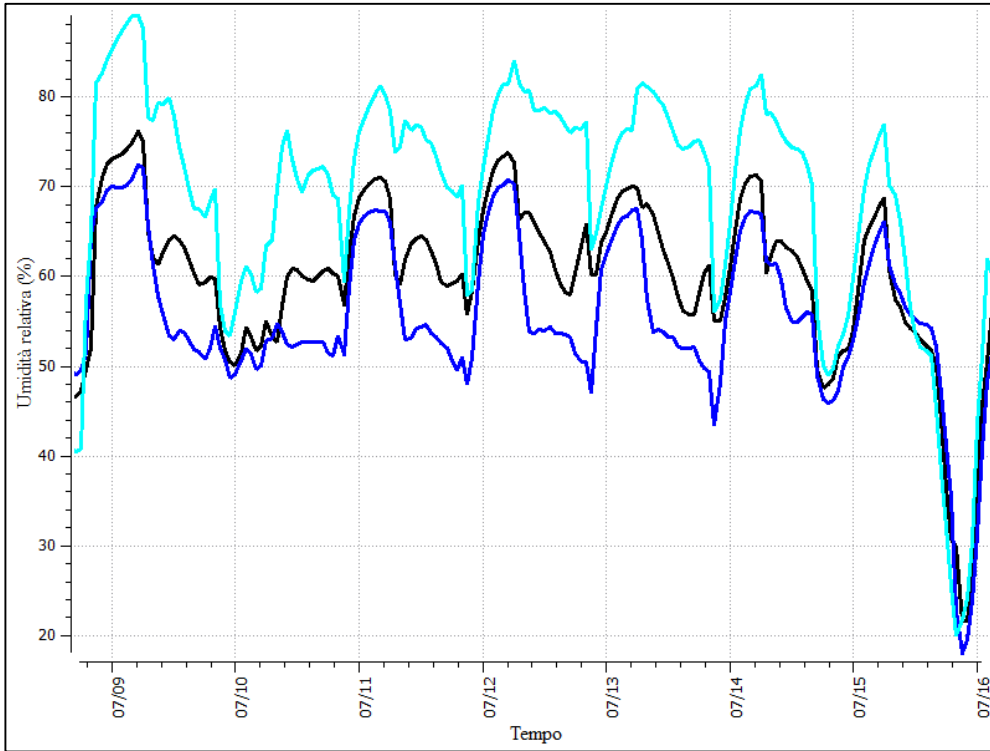


Figura 47- Umidità relativa estiva: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche

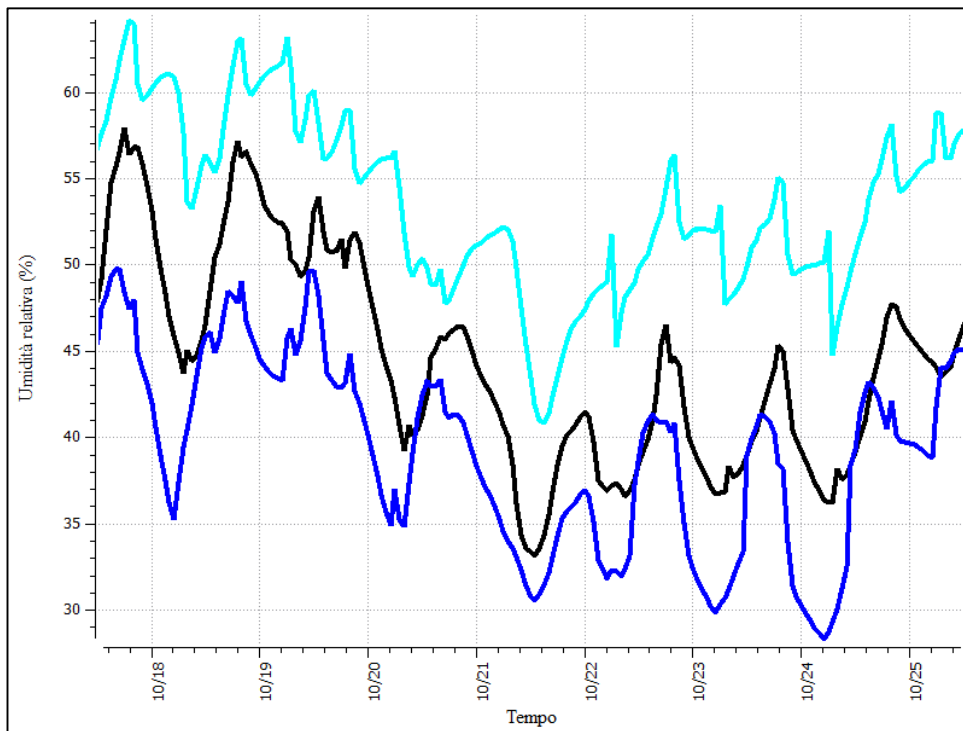
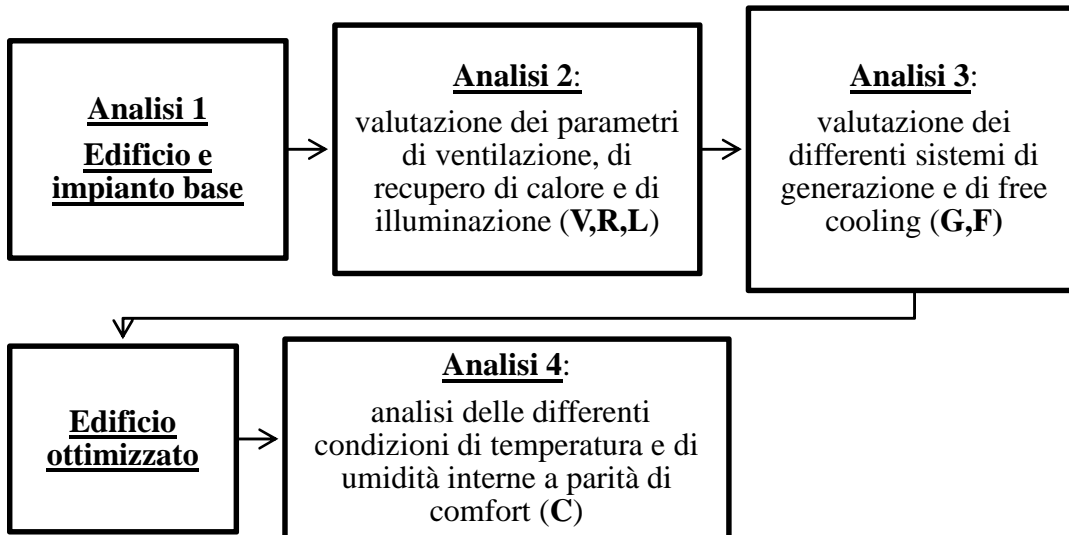


Figura 48- Umidità relativa autunnale: in nero zone uffici, in blu i laboratori, in ciano le aule didattiche

5.2 *Analisi energetica*

I consumi energetici delle differenti configurazioni impiantistiche vengono riportati secondo l'analisi metodologica spiegata nell'introduzione del capitolo 5.



5.2.1 *Analisi 1: edificio e impianto base*

Prima di descrivere dettagliatamente i consumi energetici dei vari componenti impiantistici si riportano i fabbisogni termici di raffrescamento e riscaldamento, ed i consumi elettrici per le differenti destinazioni d'uso. Con il termine fabbisogni termici si intende l'energia scambiata sulle batterie delle unità trattamento aria. Si rammenta che la configurazione base presenta come sistemi di generazione una caldaia per il caldo mentre per il freddo un gruppo frigorifero connesso a una torre evaporativa. Per quanto riguarda il lato aria dell'impianto la portata d'aria immessa in ambiente è calcolata secondo un algoritmo del software in fase di dimensionamento, è attiva la ventilazione meccanica notturna e viene utilizzato un recuperatore sensibile. Il carico termico di illuminazione è 6 W/m^2 per gli uffici, 15 W/m^2 per i laboratori e 18 W/m^2 per le aule didattiche.

I risultati dei fabbisogni energetici sono rapportati alla superficie utile delle zone:

- superficie utile zone uffici: 1894 m^2 ;
- superficie utile laboratori: 1865 m^2 ;
- superficie utile aule didattiche: $397,5 \text{ m}^2$.

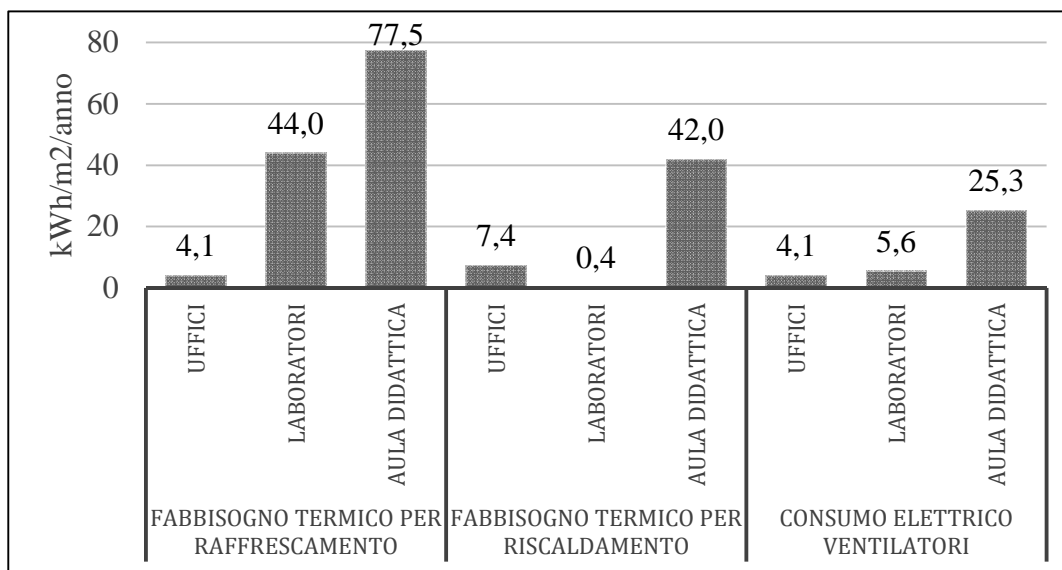


Figura 49- Caso base: fabbisogni termici per riscaldamento e raffrescamento, consumi elettrici annui in kWh/m² suddivisi per zone con stessa destinazione d'uso

Caldaia

Il funzionamento della caldaia è stato limitato al solo periodo invernale, cioè da inizio anno al 15 aprile e dal 15 ottobre fino a fine anno.

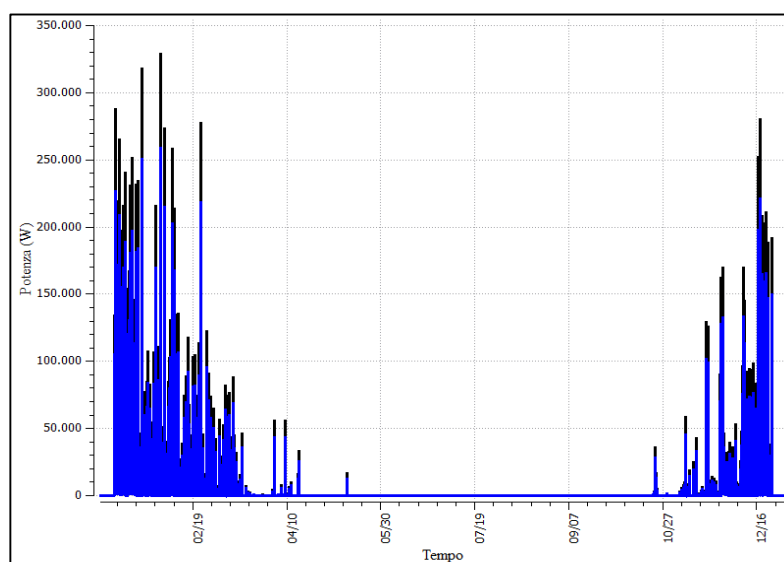


Figura 50- Potenze di funzionamento della caldaia: in blu la potenza termica, in nero la potenza sviluppata dalla combustione

Si riporta in seguito l'energia termica per riscaldamento e quella prodotta derivante dalla combustione (rapportate alla superficie utile di edificio pari a 4156 m²), il consumo di gas naturale utilizzato in m³ e il rendimento della caldaia.

Mesi	Energia Termica (kWh/m ²)	Energia di combustione (kWh/m ²)	Gas naturale (m ³)	Rendimento caldaia
Gennaio	4.23	5.42	2279	78%
Febbraio	1.69	2.17	913	78%
Marzo	0.15	0.19	82	78%
Aprile	0.06	0.08	33	78%
Maggio	0.01	0.01	3	-
Giugno	0.00	0.00	0	-
Luglio	0.00	0.00	0	-
Agosto	0.00	0.00	0	-
Settembre	0.00	0.00	0	-
Ottobre	0.00	0.00	1	78%
Novembre	0.50	0.65	271	78%
Dicembre	2.12	2.72	1141	78%
Totale	8.76	11.24	4722	78%

Tabella 31- Caso base: caratteristiche energetiche della caldaia in kWh/m²

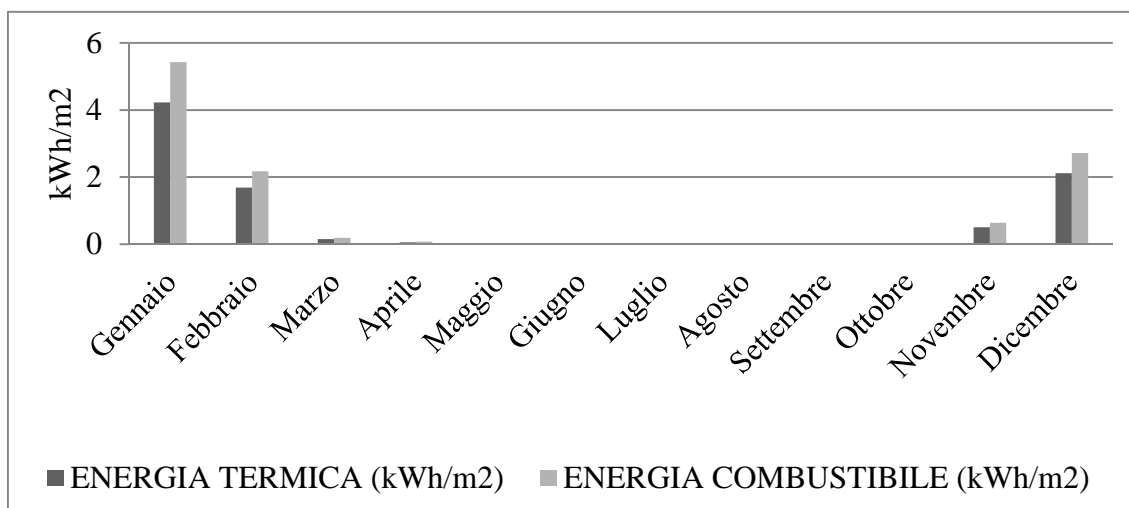


Figura 51- Caso base: energia termica e prodotta dalla combustione dalla caldaia in kWh/m²

I due grafici seguenti riportano la ripartizione dell'energia termica prodotta dalla caldaia, sia su base mensile che annua.

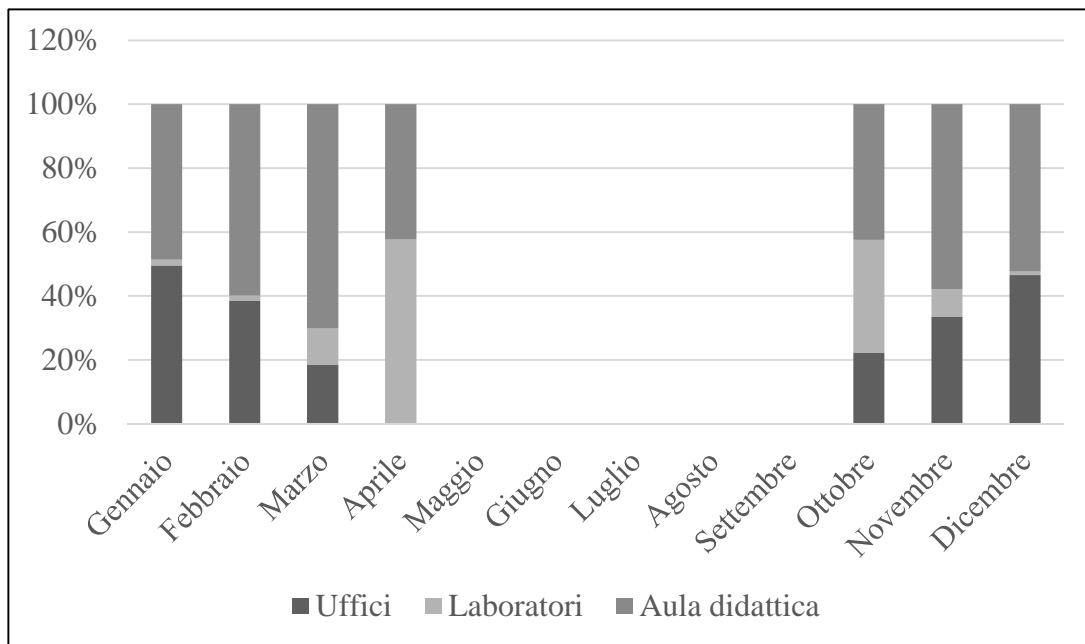


Figura 52- Caso base: ripartizione mensile per destinazione d'uso dell'energia termica prodotta dalla caldaia

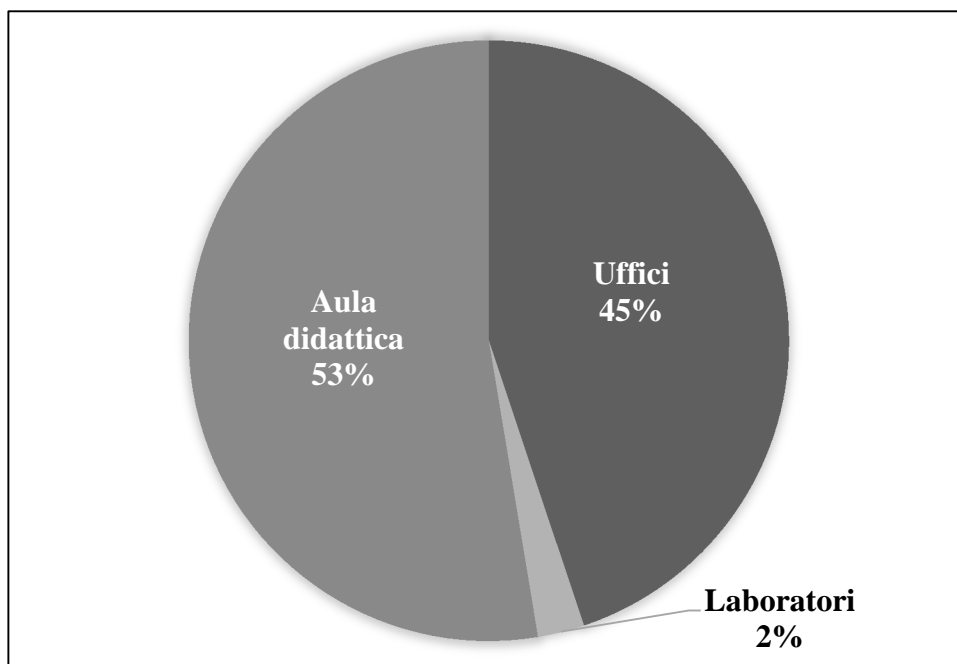


Figura 53- Caso base: ripartizione annua per destinazione d'uso dell'energia termica prodotta dalla caldaia

Gruppo frigorifero

Il gruppo frigorifero, elemento per la refrigerazione dell'acqua, può funzionare durante tutto l'anno.

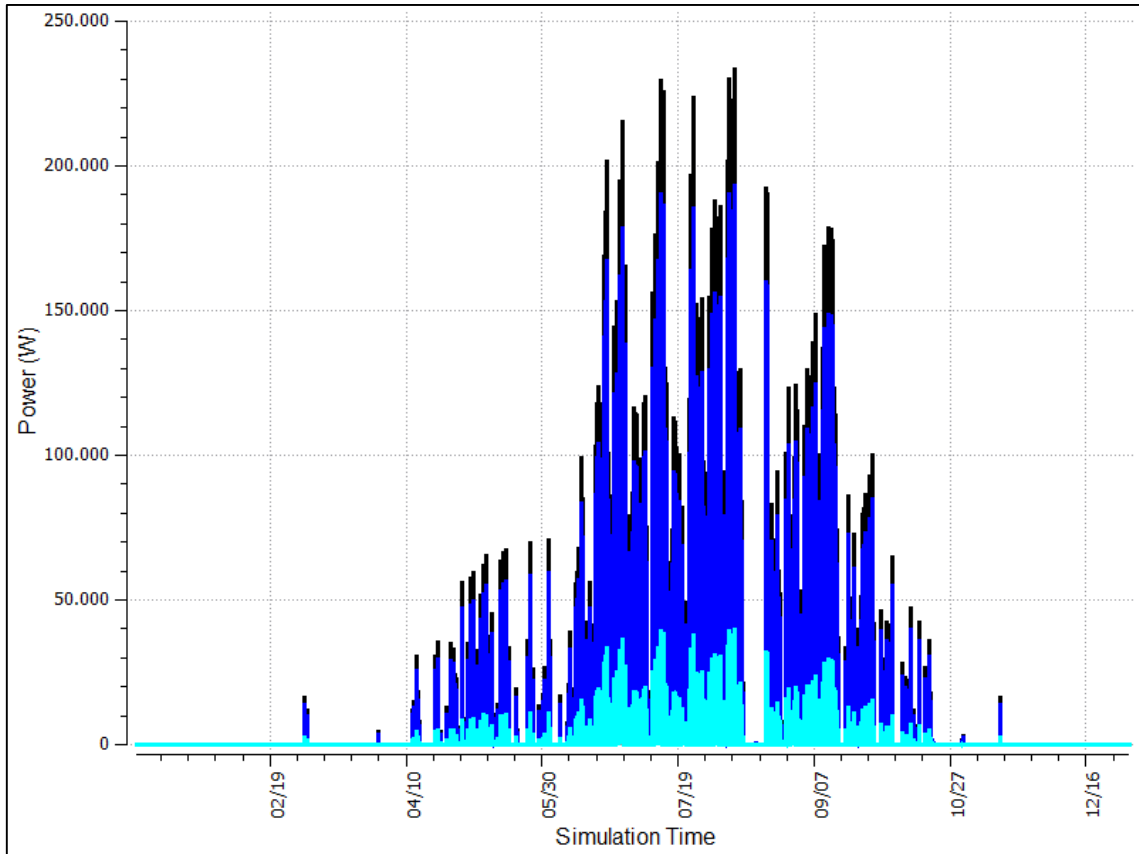


Figura 54- Potenze di funzionamento del chiller: in nero la potenza scambiata al condensatore, in blu la potenza scambiata all'evaporatore e in ciano la potenza elettrica

Si riportano di seguito l'energia scambiata al condensatore, all'evaporatore e l'energia elettrica utilizzata rapportate al metro quadro di edificio, ricordando che la superficie calpestabile complessiva è pari a 4156 m². Il coefficiente di prestazione (EER) è calcolato come il rapporto tra l'energia frigorifera e quella elettrica.

Mesi	Energia frigorifera (kWh/m ²)	Energia scambiata al condensatore (kWh/m ²)	Energia elettrica (kWh/m ²)	EER
Gennaio	0.00	0.00	0.00	-
Febbraio	0.00	0.00	0.00	-
Marzo	0.00	0.00	0.00	-
Aprile	1.30	1.53	0.23	5.6
Maggio	2.50	2.96	0.46	5.5
Giugno	5.26	6.27	1.01	5.2
Luglio	7.13	8.52	1.39	5.1
Agosto	5.72	6.83	1.10	5.2
Settembre	5.24	6.23	0.99	5.3
Ottobre	1.67	1.97	0.30	5.6
Novembre	0.00	0.00	0.00	-
Dicembre	0.00	0.00	0.00	-
Totale	28.82	34.31	5.48	5.3

Tabella 32- Caso base: caratteristiche energetiche del gruppo frigorifero

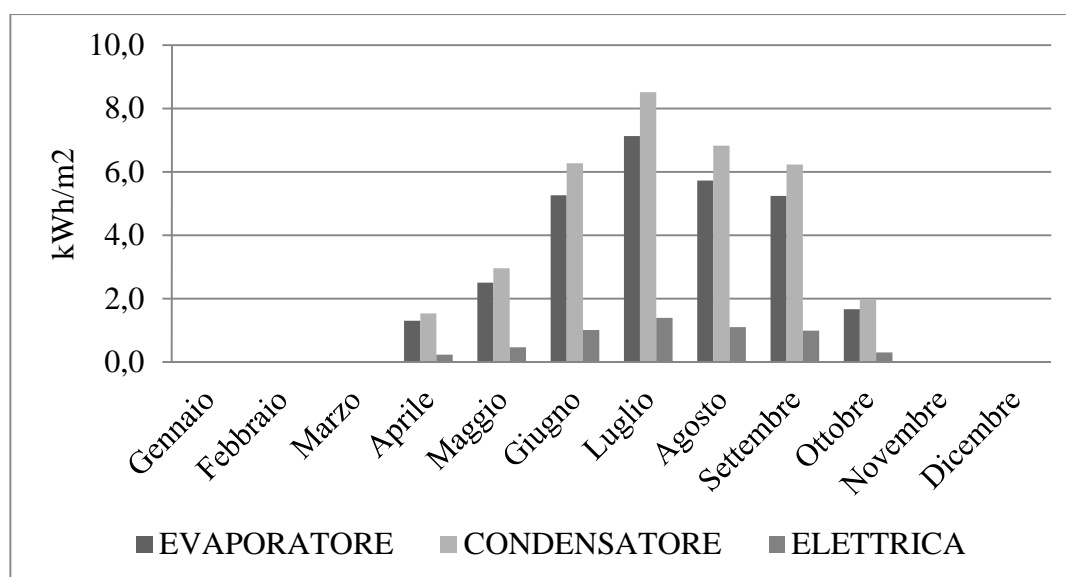


Figura 55- Caso base: energia frigorifera scambiata all'evaporata, energia scambiata al condensatore e energia elettrica in kWh/m² del gruppo frigorifero

I due grafici seguenti riportano la ripartizione dell'energia frigorifera prodotta dal chiller, sia su base mensile che annua.

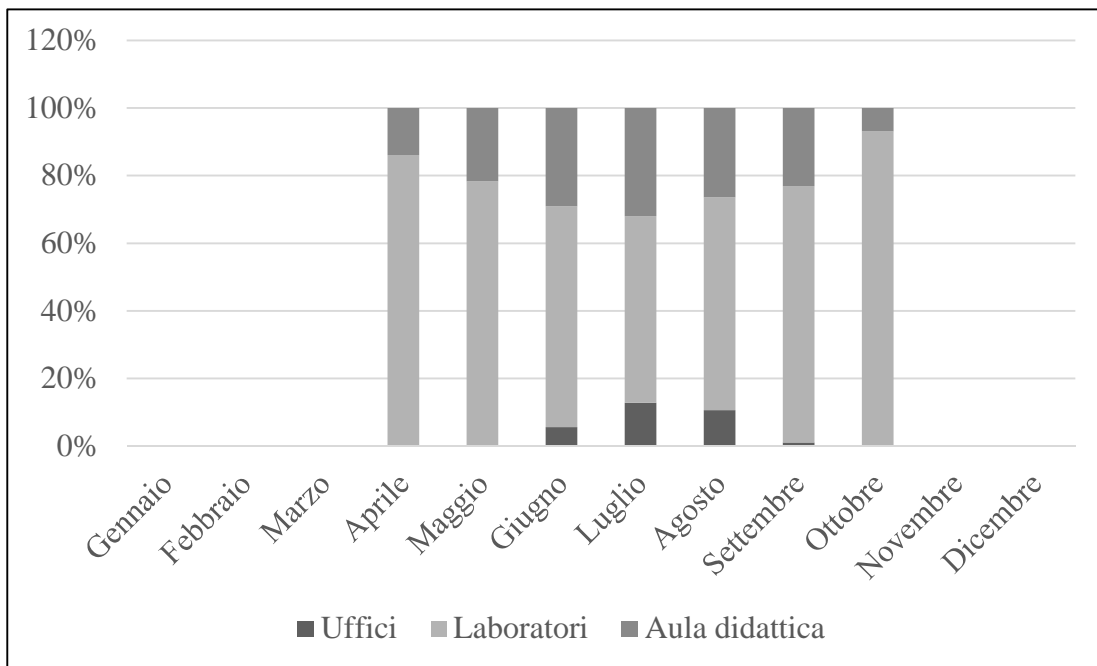


Figura 56- Caso base: ripartizione mensile per destinazione d'uso dell'energia frigorifera prodotta dal chiller

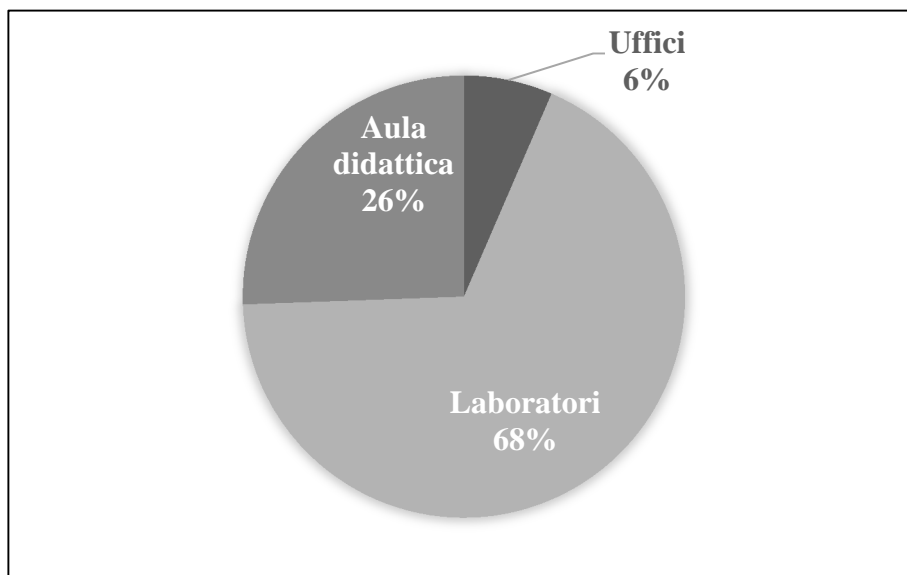


Figura 57- Caso base: ripartizione annua per destinazione d'uso dell'energia frigorifera prodotta dal chiller

Ventilatori

Il consumo elettrico dei ventilatori di mandata e di ripresa viene riportato per le zone con stessa destinazione d'uso e ripartito per la superficie utile delle stesse zone con stessa destinazione d'uso; il consumo complessivo invece viene riportato al metro quadro di superficie utile di edificio (4156 m²).

Mesi	Consumo elettrico ventilatori uffici (kWh/m ²)	Consumo elettrico ventilatori laboratori (kWh/m ²)	Consumo elettrico ventilatori aule didattiche (kWh/m ²)	Consumo elettrico complessivo ventilatori (kWh/m ²)
Gennaio	0.38	0.38	2.58	0.48
Febbraio	0.33	0.42	2.82	0.61
Marzo	0.34	0.57	2.26	0.63
Aprile	0.32	0.49	1.75	0.54
Maggio	0.34	0.45	1.79	0.53
Giugno	0.33	0.42	1.87	0.52
Luglio	0.36	0.45	2.16	0.57
Agosto	0.34	0.41	1.66	0.50
Settembre	0.32	0.43	1.78	0.51
Ottobre	0.34	0.54	1.94	0.58
Novembre	0.34	0.61	2.53	0.67
Dicembre	0.36	0.42	2.14	0.56
Totale	1.88	5.6	25.3	6.7

Tabella 33- Caso base: consumo elettrico dei ventilatori di mandata e ripresa divisi per le tre destinazioni d'uso in kWh/m²

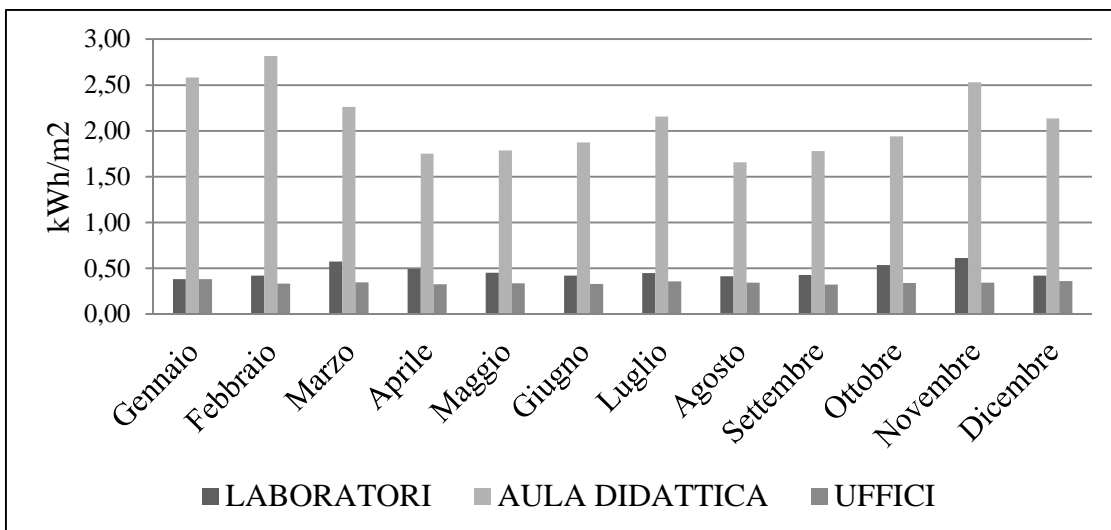


Figura 58- Caso base: consumo elettrico mensile dei ventilatori diviso per le tre destinazione d'uso in kWh/m²

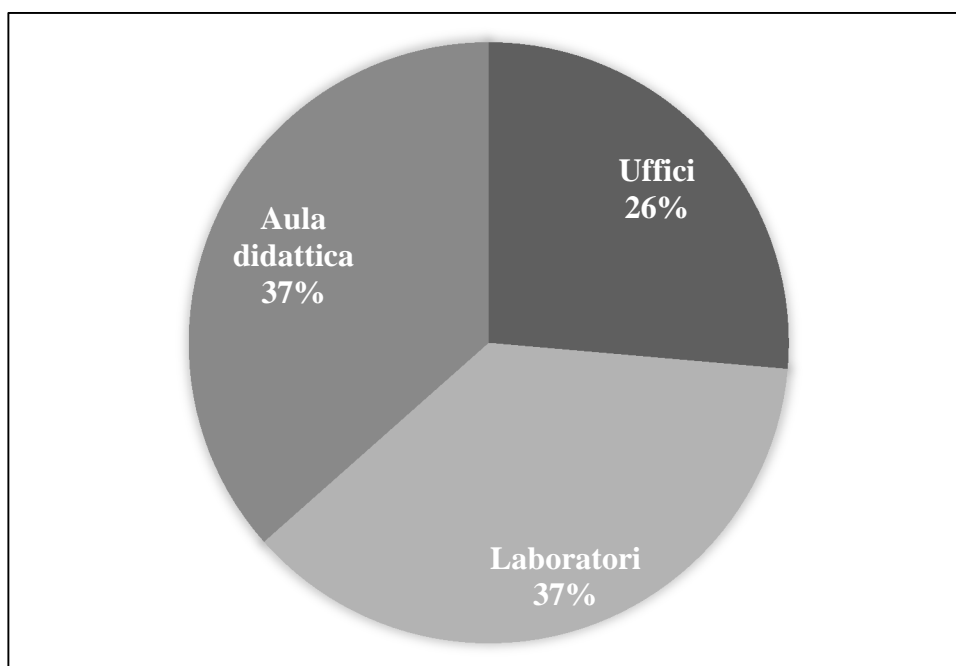


Figura 59- Caso base: ripartizione percentuale annua del consumo elettrico annuo dei ventilatori per destinazione d'uso

Pompe

Il consumo elettrico delle tre pompe è sempre rapportato alla superficie utile dell'intero edificio.

Mesi	Consumo elettrico pompa del circuito caldo (kWh/m ²)	Consumo elettrico della pompa del circuito di condensazione (kWh/m ²)	Consumo elettrico della pompa del circuito freddo (kWh/m ²)	Consumo elettrico complessivo delle pompe (kWh/m ²)
Gennaio	0.001	0.000	0.000	0.001
Febbraio	0.000	0.000	0.000	0.000
Marzo	0.000	0.000	0.000	0.000
Aprile	0.000	0.002	0.016	0.018
Maggio	0.000	0.002	0.026	0.028
Giugno	0.000	0.003	0.031	0.034
Luglio	0.000	0.004	0.036	0.040
Agosto	0.000	0.004	0.033	0.037
Settembre	0.000	0.004	0.027	0.031
Ottobre	0.000	0.003	0.028	0.031
Novembre	0.000	0.000	0.000	0.000
Dicembre	0.001	0.000	0.000	0.001
Totale annuale	0.002	0.023	0.196	0.220

Tabella 34- Caso base: consumo elettrico delle pompe in kWh/m²

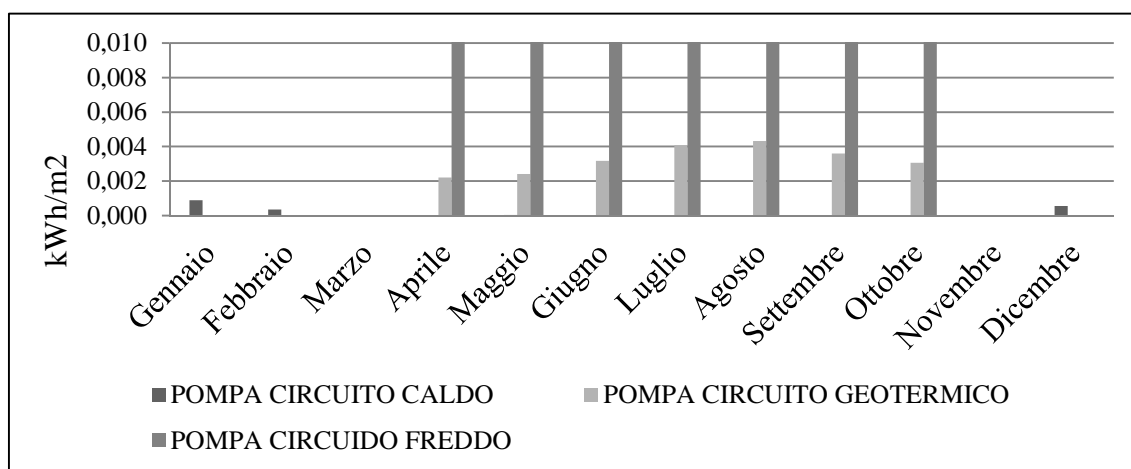


Figura 60- Caso base: consumo elettrico delle pompe in kWh/m²

Nella Figura 61 si riportano i valori annui di energia termica e di energia primaria rapportati alla superficie utile di edificio e suddivisi per il riscaldamento e il raffrescamento. Quest'ultima è calcolata tenendo conto anche dei consumi degli ausiliari elettrici oltre che dei sistemi di generazione; nella Figura 62 si riportano i consumi di energia elettrica, gas e primaria dei differenti componenti impiantistici, sempre rapportati alla superficie utile complessiva di edificio.

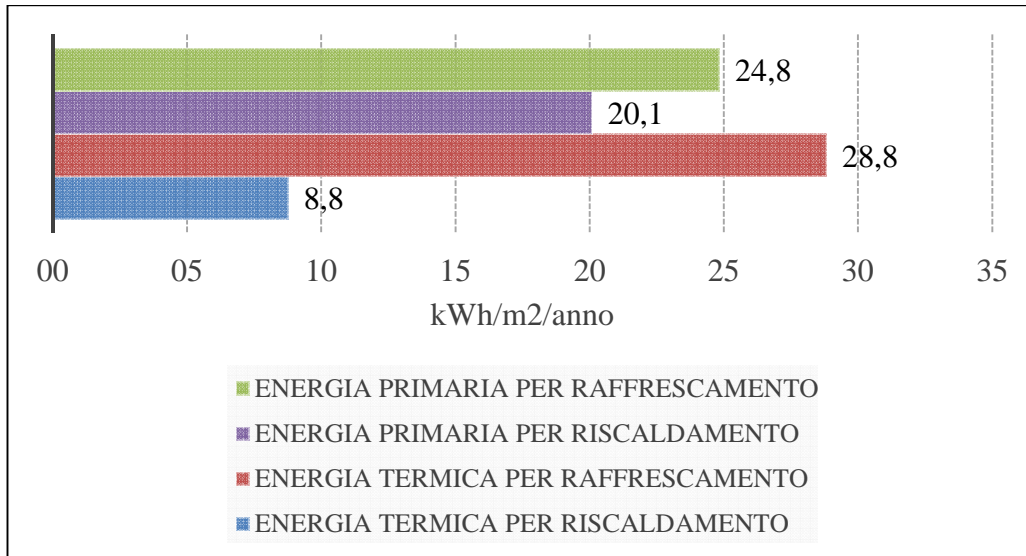


Figura 61- Caso base: energia termica e primaria per riscaldamento e raffrescamento in kWh/m²/anno

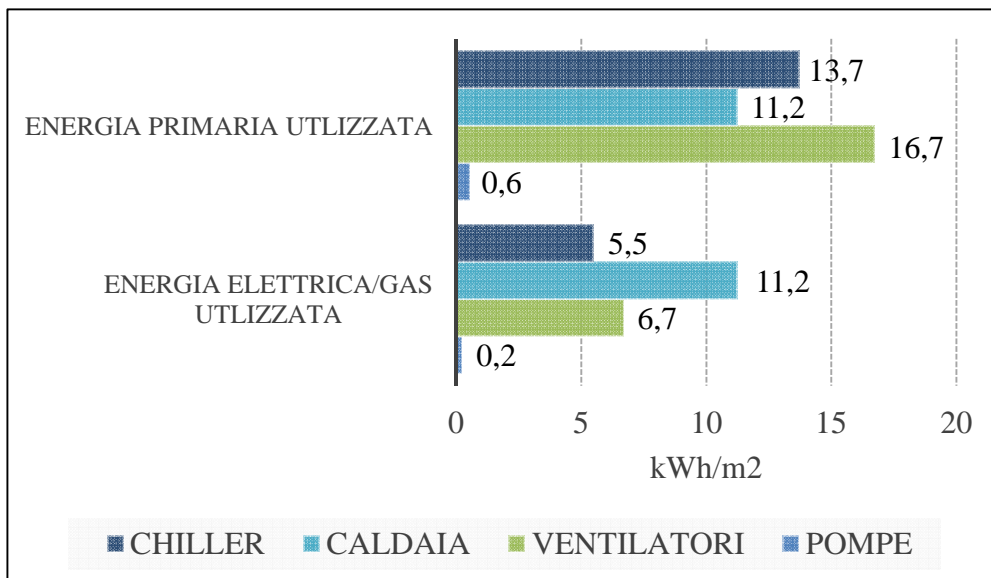


Figura 62- Caso base: consumi annui di energia elettrica e primaria dei componenti impiantistici in kWh/m²

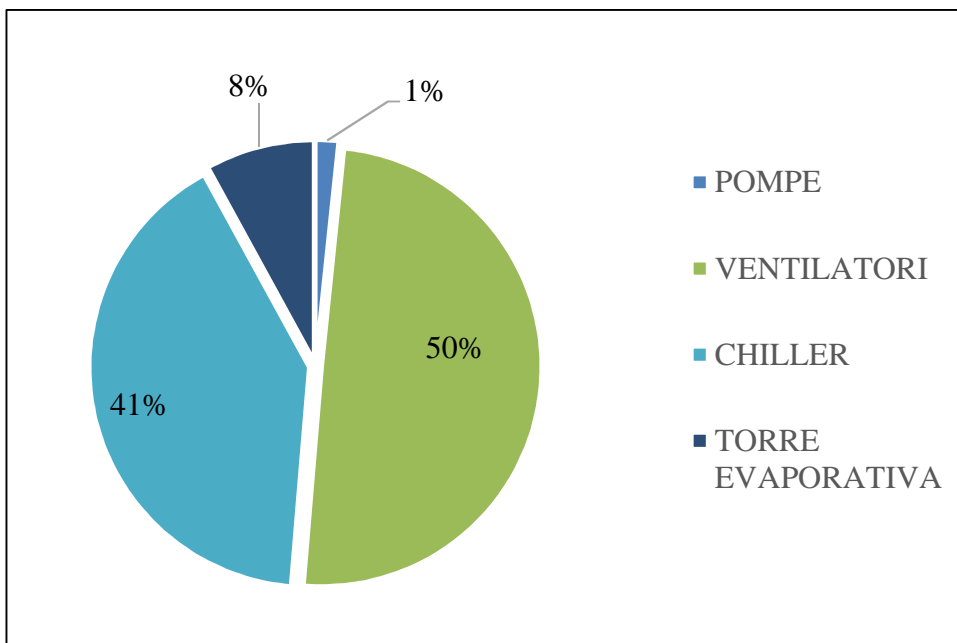


Figura 63- Caso base: ripartizione percentuale dei consumi elettrici annui per i vari componenti impiantistici

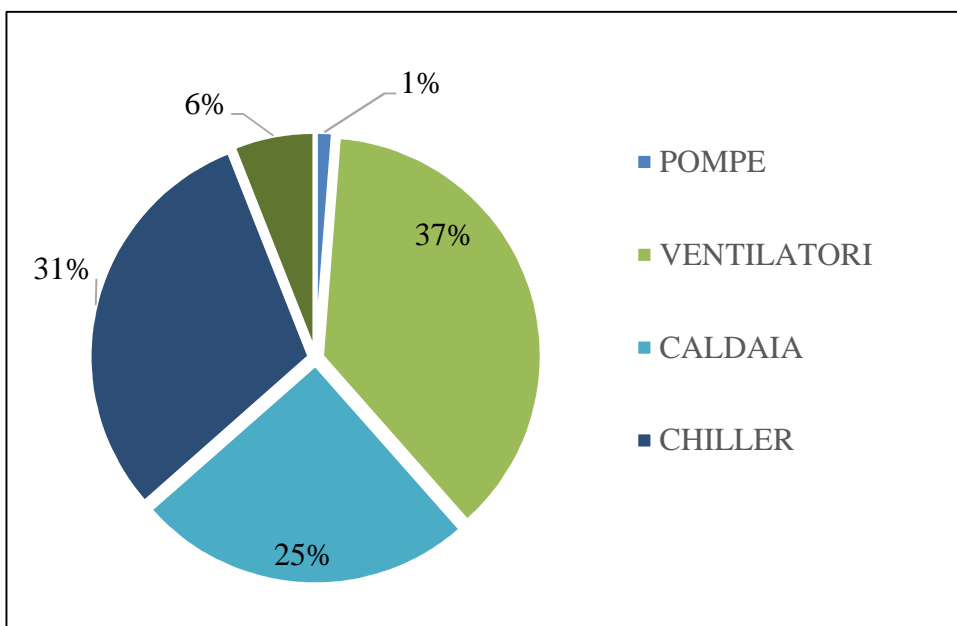


Figura 64- Caso base: ripartizione percentuale dei consumi di energia primaria annua per i vari componenti impiantistici

5.2.2 *Analisi 2*

In questo paragrafo vengono valutate le varianti V, R e L. Come prima analisi si riportano i risultati relativi alle differenti condizioni dell'aria di mandata e della ventilazione meccanica notturna (V1, V2, V3, V4). In seguito, definita la soluzione migliore dal punto precedente, si valuta un eventuale utilizzo di un recuperatore entalpico (R2) e infine la variazione della tipologia degli apparecchi illuminanti (L1, L2). Si rammenta che tutti i fabbisogni sono rapportati alla superficie utile delle relative zone con stessa destinazione d'uso.

I casi simulati sono i seguenti, derivati dalla Tabella 30:

- **V1R1L1G1F1;**
- **V2R1L1G1F1;**
- **V3R1L1G1F1;**
- **V4R1L1G1F1;**
- **V4R2L1G1F1;**
- **V4R2L2G1F1.**

Analisi delle varianti di ventilazione meccanica (V)

Si riportano le caratteristiche relative alle varianti V; temperatura e portata dell'aria di mandata e ventilazione meccanica notturna.

Parametro	UTA Ala Est			
	V1	V2	V3	V4
Portata massima (kg/s)	3.7	1.9	2.8	1.9
Temperatura min-max (°C)	15-26	15-26	15-26	15-26
Ventilazione meccanica notturna	SI	SI	SI	NO
	UTA ALA Ovest Sud			
Portata massima (kg/s)	1.7	1	1.35	1
Temperatura min-max (°C)	15-26	15-26	15-26	15-26
Ventilazione meccanica notturna	SI	SI	SI	NO
	UTA Laboratori			
Portata massima (kg/s)	3.3	3.3	3.3	3.3
Temperatura min-max (°C)	14-26	14-26	14-26	14-26
Ventilazione meccanica notturna	SI	SI	SI	NO
	UTA Aula Didattica			
Portata massima (kg/s)	7.5	7.5	7.5	7.5
Temperatura min-max (°C)	14-26	14-26	14-26	14-26
Ventilazione meccanica notturna	NO	NO	NO	NO

Tabella 35- Differenti condizioni dell'aria di mandata: casi V1, V2, V3, V4

Si vuole far notare come per i laboratori e le aule didattiche la portata dell'aria di mandata non cambi per i quattro casi di simulazione. Questo è dovuto al fatto che dalla prima analisi dei risultati del caso base si è notato che nel periodo estivo la temperatura dell'aria di mandata si assesta già sul limite inferiore consentito di 14°C. Una riduzione del valore massimo di portata non consentirebbe la copertura del carico termico di queste zone e quindi il comfort interno non sarebbe garantito.

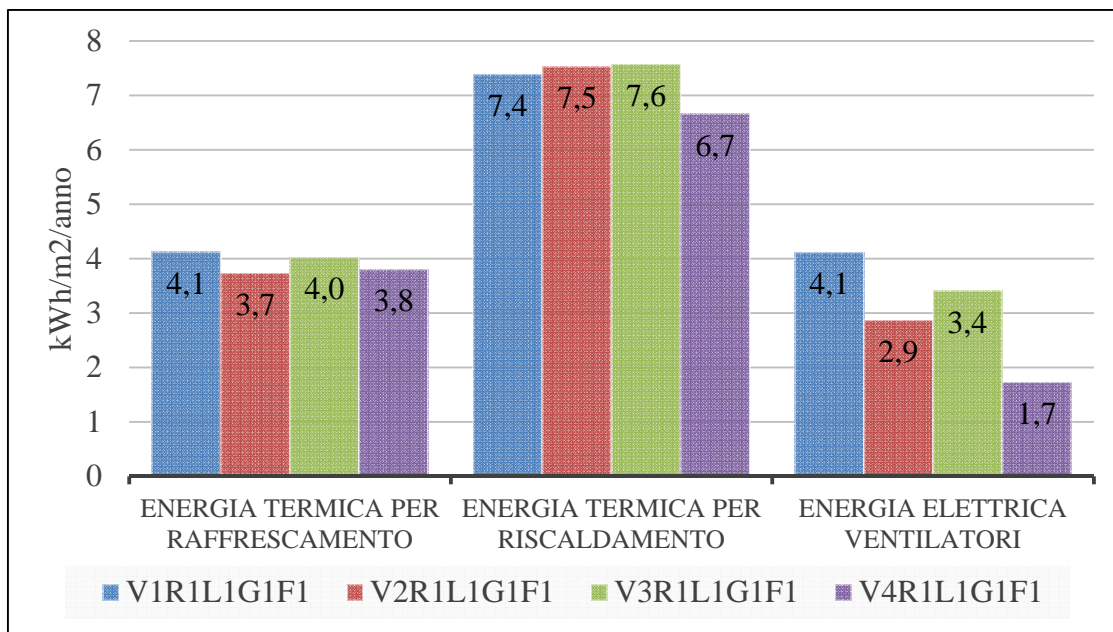


Figura 65- **Uffici:**energia termica per riscaldamento e raffrescamento ed energia elettrica consumata dai ventilatori nelle differenti configurazioni di ventilazione V1, V2, V3, V4

Analisi delle varianti del recupero di calore (R) e dell'illuminazione interna (L)

Di seguito si confrontano i differenti fabbisogni termici, frigoriferi ed elettrici di ventilazione in funzione delle differenti tipologia di recuperatore di calore e carico termico di illuminazione.

Relativamente al recupero di calore, la variante R1 prevede l'utilizzo di un recuperatore solamente sensibile, mentre la variate R2 prevede un recuperatore entalpico.

Il carico termico di illuminazione nel caso L1 è 6 W/m² per gli uffici, 15 W/m² per le aule e 18 W/m² per le aule didattiche, mentre nel caso L2 è 6 W/m² per gli uffici, 7 W/m² per le aule e 8 W/m² per le aule didattiche.

I casi analizzati sono V4**R1**L1G1F1, V4**R2**L1G1F1 e V4**R2**L2G1F1.

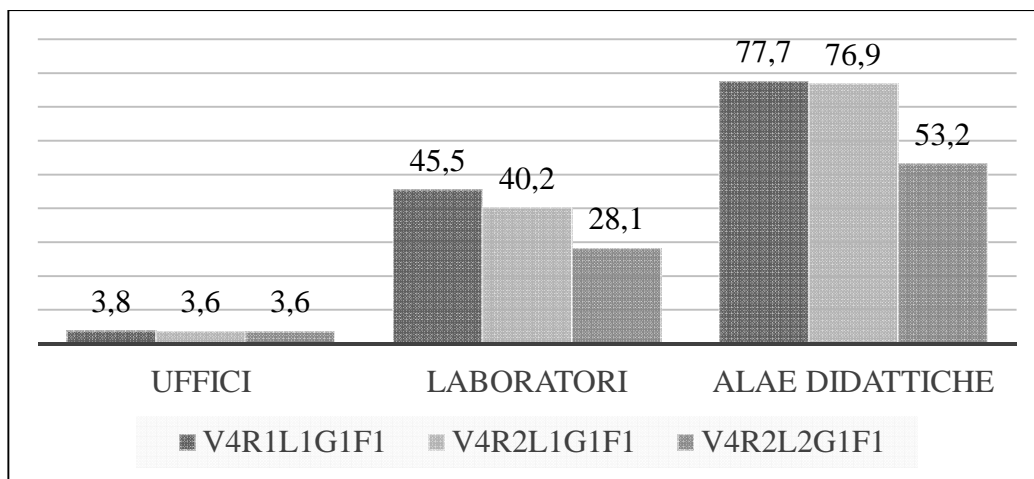


Figura 66- Fabbisogno per raffreddamento annuo nelle soluzioni V4**R1**L1G1F1, V4**R2**L1G1F1 e V4**R2**L2G1F1, suddiviso per destinazione d'uso in kWh/m²

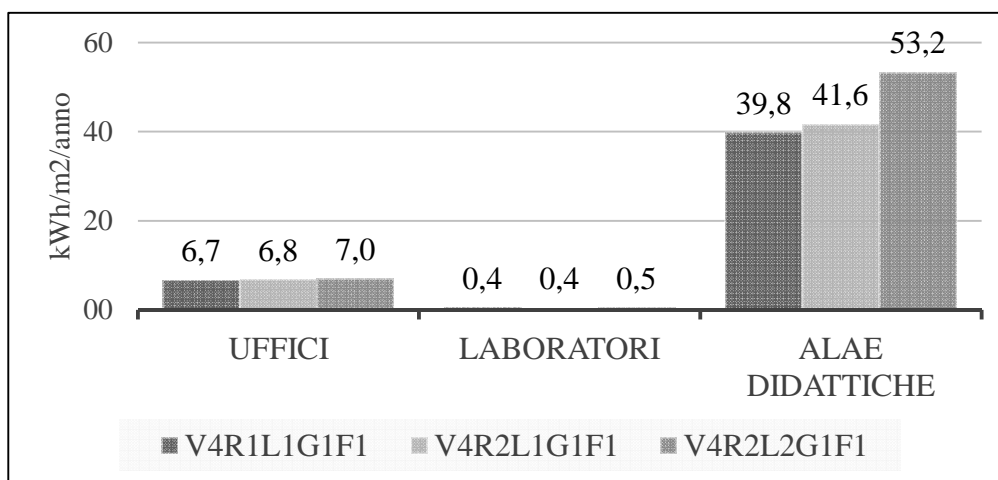


Figura 67- Fabbisogno per riscaldamento annuo delle soluzioni V4**R1**L1G1F1, V4**R2**L1G1F1 e V4**R2**L2G1F1, suddiviso per destinazione d'uso in kWh/m²

5.2.3 *Analisi 3*

Definita la soluzione ottimale in termini di consumo elettrico quella con i limiti di portata di mandata, senza ventilazione notturna, recuperatore entalpico e tutte le luci interne a led (V4R2L2G1F1), si valuta l'ottimizzazione del sistema impiantistico considerando le seguenti alternative.

- V4R2L2**G1**F1;
- V4R2L2**G2**F1;
- V4R2L2**G2**F2;

Analisi della configurazione impiantistica tradizionale (G1) rispetto a quella ad elevata efficienza energetica (G2)

Nella prima analisi si confrontano le alternative G1 e G2. Nella configurazione G1, del caso V4R2L2**G1**F1 si utilizzano come sistemi di generazione una caldaia e un gruppo frigorifero; quest'ultimo è connesso a una torre evaporativa. Nella configurazione G2, del caso V4R2L2**G2**F1, si utilizzano una pompa di calore e un gruppo frigorifero entrambi connessi a uno scambiatore geotermico a sonde verticali. Nella configurazione impiantistica G2 è stato inoltre necessario introdurre un circolatore a portata costante nel circuito caldo al fine di replicare un corretto funzionamento della pompa di calore; nel catalogo di fabbricazione della pompa di calore scelta è indicato che quest'ultima lavora con salti termici dell'acqua in entrata e uscita dal condensatore di circa 5°C; con l'utilizzo di un circolatore a portata variabile il procedimento di calcolo interno del software di simulazione tende a ridurre al minimo la portata d'acqua nel circuito aumentando il salto termico sul condensatore della pompa di calore raggiungendo valori di differenze di temperatura dell'acqua in entrata e uscita dal condensatore di 10-15°C. Questo funzionamento non sarebbe ne realistico ne ottimale.

Si riporta un prospetto nel quale vengono confrontati i risultati ottenuti dalle due simulazioni con le differenti configurazioni impiantistiche G1 e G2.

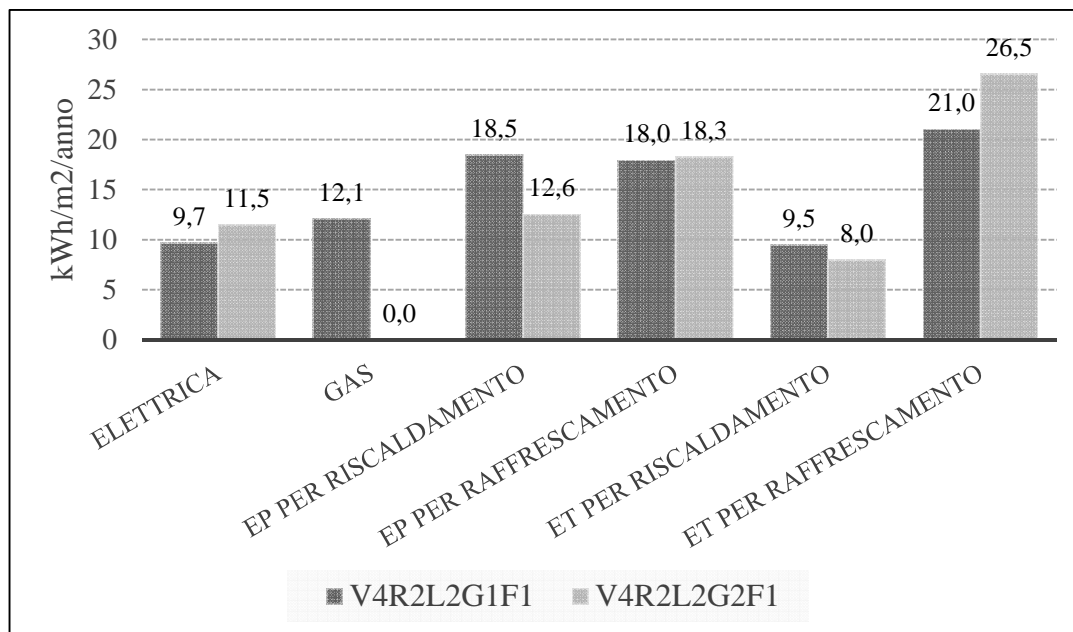


Figura 68- Energia termica (ET) per riscaldamento e raffrescamento, consumi elettrici e di energia dovuti alla combustione del gas naturale e primaria (EP) nei due casi V4R2L2G1F1 e V4R2L2G2F1; in G1 si ha la configurazione impiantistica tradizionale, mentre in G2 quella del sistema a elevata efficienza energetica. Risultati in kWh/m² di superficie utile di edificio

Il dato di confronto più importante è l'energia primaria; si può notare come per il caso con impianto energeticamente efficiente (G2) si abbia una riduzione di consumo di energia primaria per raffrescamento di circa 6 kWh/m²/anno rispetto al sistema con configurazione tradizionale G1; inoltre non viene utilizzato gas naturale come fonte fossile. Nel cambio di configurazione impiantistica si registra anche una leggera differenza tra i valori di energia termica e frigorifera prodotta. Questa differenza può essere ulteriormente esplorata proprio attraverso la simulazione dinamica accoppiata del sistema edificio-impianto, che caratterizza il software EnergyPlus.

La ripartizione dei consumi elettrici è quella indicata nel diagramma seguente e si può notare come il consumo delle pompe cresca dal 2% al 3% a causa della necessità di utilizzo di una pompa a portata costante.

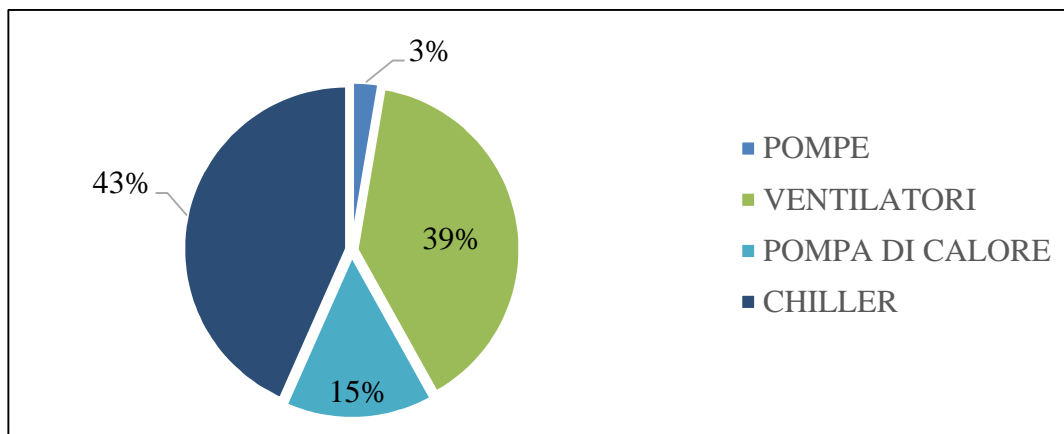


Figura 69- Ripartizione annua dei consumi elettrici nel caso V4R2L2G2F1

Analisi free cooling (F)

Nel caso F2 si è deciso di valutare l'opzione free cooling. Essa consiste nello sfruttare l'acqua derivante dallo scambiatore geotermico per la refrigerazione del circuito primario di acqua fredda senza utilizzare il gruppo frigorifero. Il caso di analisi è definito V4R2L2G2F2.

L'utilizzo del fluido del circuito geotermico è possibile solamente nelle mezze stagioni (aprile, maggio, settembre e ottobre) in quanto in estate (giugno, luglio e agosto) la sua temperatura è troppo elevata (maggiore di 20°C) per poter raffreddare l'aria e per deumidificarla. La necessità di mantenere i setpoint di temperatura sul circuito di acqua refrigerata a 7-12 °C in estate assicura la possibilità di deumidificazione dell'aria; nelle mezze stagioni, invece, non essendoci problemi di deumidificazione dell'aria, il setpoint è stato modificato a 14-20°C al fine di sfruttare al meglio l'acqua del circuito geotermico. L'efficacia del sistema free cooling primaverile e autunnale è garantita dall'imposizione di un campo di temperature che varia da un minimo di 14°C, in presenza di temperature dell'aria esterna inferiori a 15°C, ad un massimo di 19°C, per temperature dell'aria esterna superiori a 25°C.

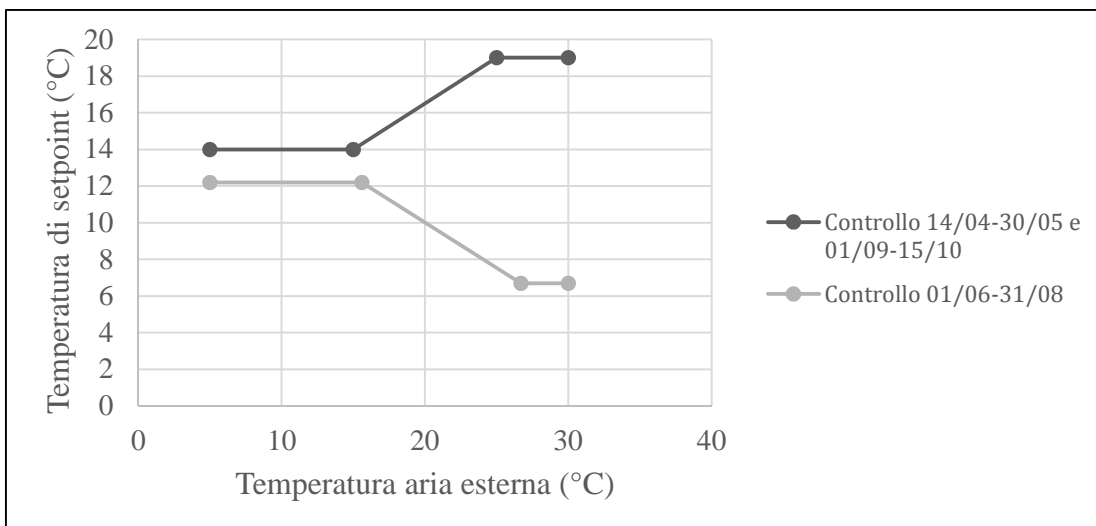


Figura 70- Setpoint di temperatura dell'acqua refrigerata nel caso con free cooling V4R2L2G2F2

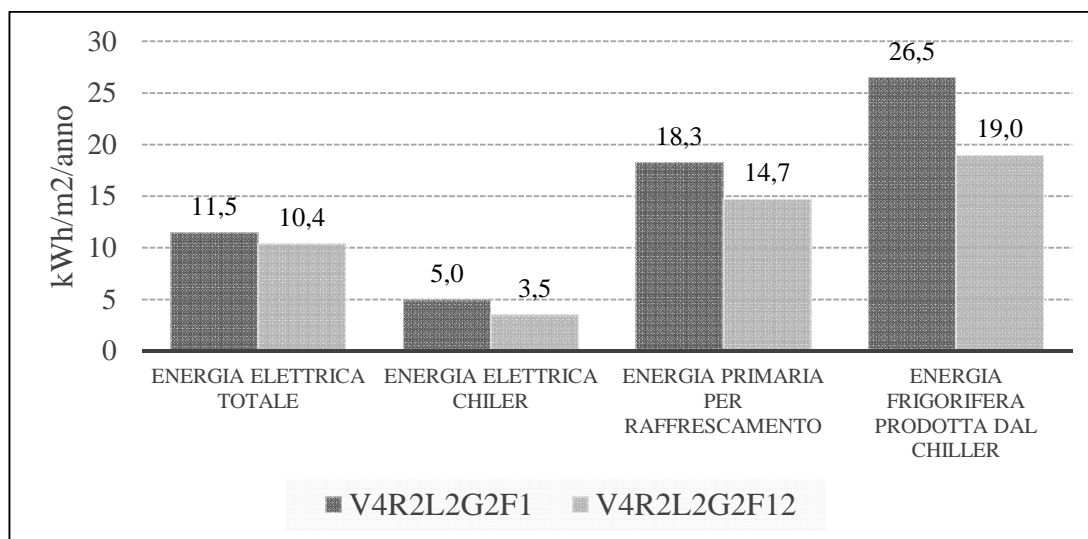


Figura 71- Energia frigorifera, consumo elettrico e di energia primaria nelle due varianti con e senza free cooling V4R2L2G2F1 e V4R2L2G2F2. Dati in kWh/m² di superficie utile dell'edificio

Si può notare come utilizzando il sistema free cooling sopra descritto, sia possibile risparmiare circa 8 kWh/m²/anno di energia frigorifera, ciò comporta una riduzione dei consumi elettrici del chiller.

Sistema edificio impianto ottimizzato

Dall'analisi di ottimizzazione risulta che il caso energeticamente più efficiente è l'ultimo analizzato nella sezione precedente (V4R2L2F2). Per questo caso si riportano i risultati ottenuti dall'analisi energetica.

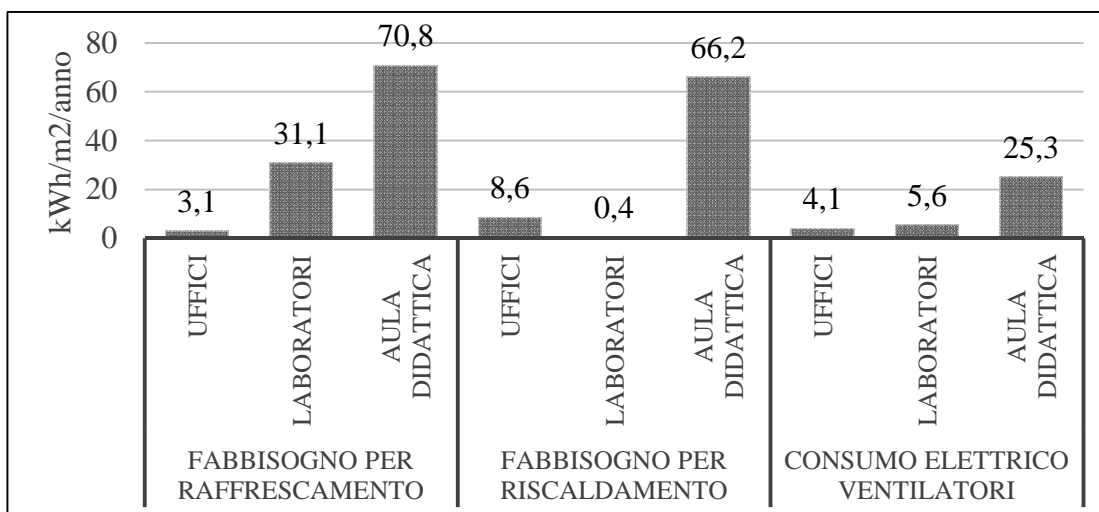


Figura 72- Caso ottimizzato: fabbisogni termici per riscaldamento e raffrescamento e consumi elettrici annui in kWh/m² suddivisi per zone con stessa destinazione d'uso

Pompa di calore

Si riporta in seguito l'energia scambiata dalla pompa di calore (rapportate alla superficie utile di edificio pari a 4156 m²).

Mesi	Energia termica prodotta (kWh/m ²)	Energia scambiata all'evaporatore (kWh/m ²)	Energia elettrica (kWh/m ²)	COP
Gennaio	4.86	3.90	0.96	5.0
Febbraio	1.95	1.53	0.41	4.7
Marzo	0.30	0.23	0.06	4.6
Aprile	0.18	0.14	0.04	4.4
Maggio	0.00	0.00	0.00	-
Giugno	0.00	0.00	0.00	-
Luglio	0.00	0.00	0.00	-
Agosto	0.00	0.00	0.00	-
Settembre	0.00	0.00	0.00	-
Ottobre	0.00	0.00	0.00	4.3
Novembre	0.39	0.30	0.09	4.4
Dicembre	2.08	1.62	0.46	4.6
Totale	9.76	7.73	2.03	4.56

Tabella 36- Caso ottimizzato: caratteristiche energetiche della pompa di calore in kWh/m²

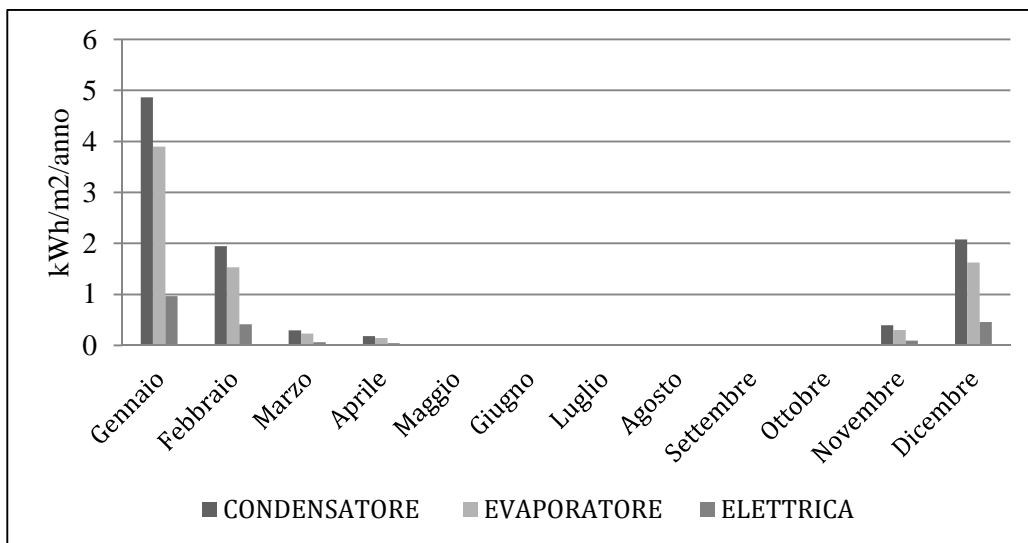


Figura 73- Caso ottimizzato: energia termica, scambiata all'evaporatore, al condensatore e consumo elettrico della pompa di calore in kWh/m²

I due grafici seguenti riportano la ripartizione dell'energia termica per riscaldamento prodotta dalla pompa di calore, sia su base mensile che annua.

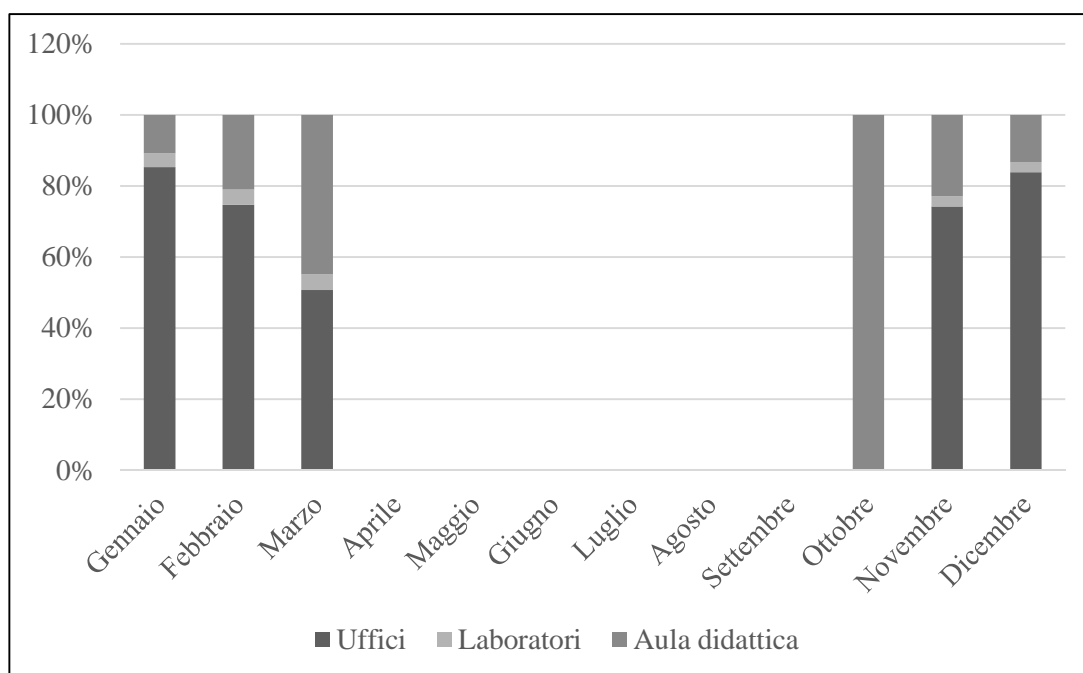


Figura 74- Caso ottimizzato: ripartizione mensile per destinazione d'uso dell'energia termica per riscaldamento prodotta dalla pompa di calore

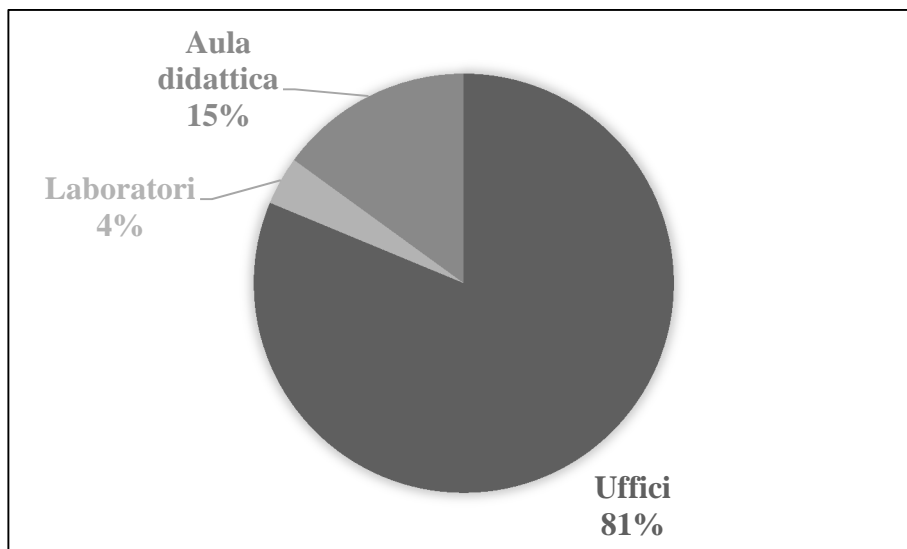


Figura 75- Caso ottimizzato: ripartizione percentuale annua per destinazione d'uso dell'energia termica prodotta dalla pompa di calore

Chiller

Si riportano di seguito l'energia scambiata dal chiller al condensatore, all'evaporatore e l'energia elettrica utilizzata rapportate al metro quadro di edificio, ricordando che la superficie calpestabile complessiva è pari a 4156 m².

Mesi	Energia frigorifera (kWh/m ²)	Energia scambiata al condensatore (kWh/m ²)	Energia elettrica (kWh/m ²)	EER
Gennaio	0.00	0.00	0.00	-
Febbraio	0.00	0.00	0.00	-
Marzo	0.00	0.00	0.00	-
Aprile	0.00	0.00	0.00	-
Maggio	0.90	1.06	0.16	5.6
Giugno	3.47	4.13	0.66	5.3
Luglio	5.48	6.53	1.05	5.2
Agosto	4.23	5.03	0.80	5.3
Settembre	3.57	4.23	0.66	5.4
Ottobre	1.19	1.40	0.21	-
Novembre	0.00	0.00	0.00	-
Dicembre	0.00	0.00	0.00	-
Totale	18.84	22.38	3.54	5.4

Tabella 37- Caso ottimizzato: caratteristiche energetiche del gruppo frigorifero

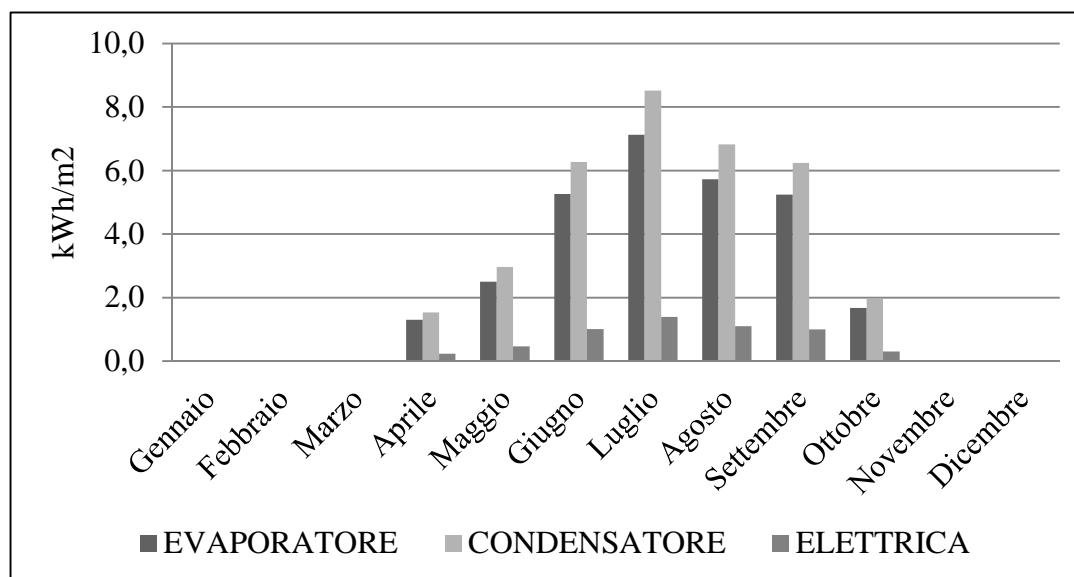


Figura 76- Caso ottimizzato: energia frigorifera scambiata all'evaporatore, energia scambiata al condensatore e energia elettrica in kWh/m² del gruppo frigorifero

I due grafici seguenti riportano la ripartizione dell'energia frigorifera prodotta dal chiller, sia su base mensile che annua.

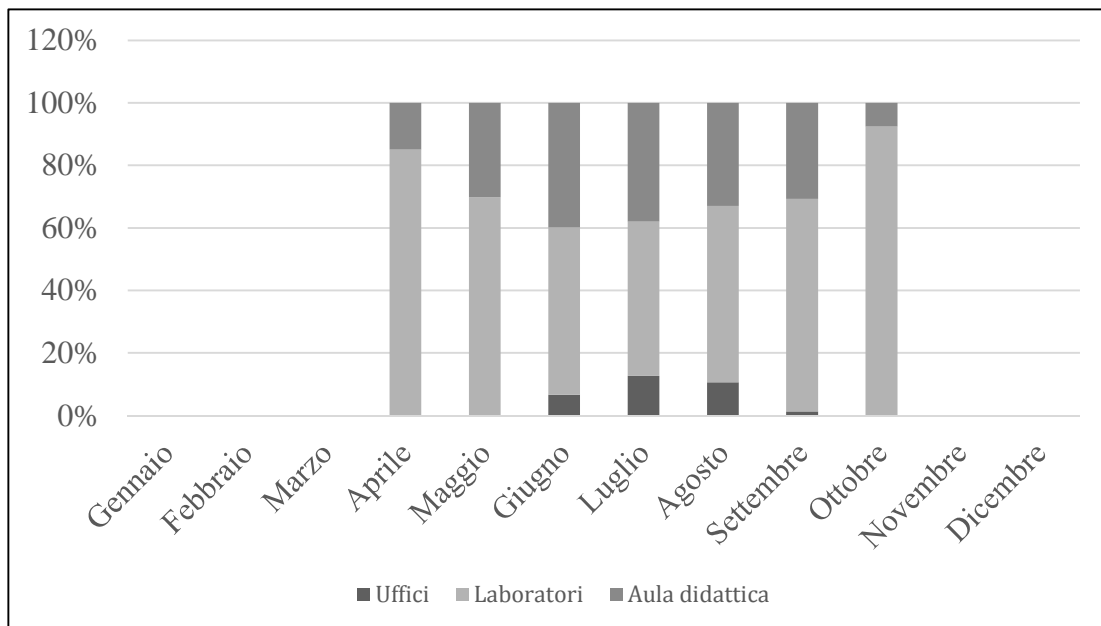


Figura 77- Caso ottimizzato: ripartizione mensile per destinazione d'uso dell'energia frigorifera prodotta dal chiller

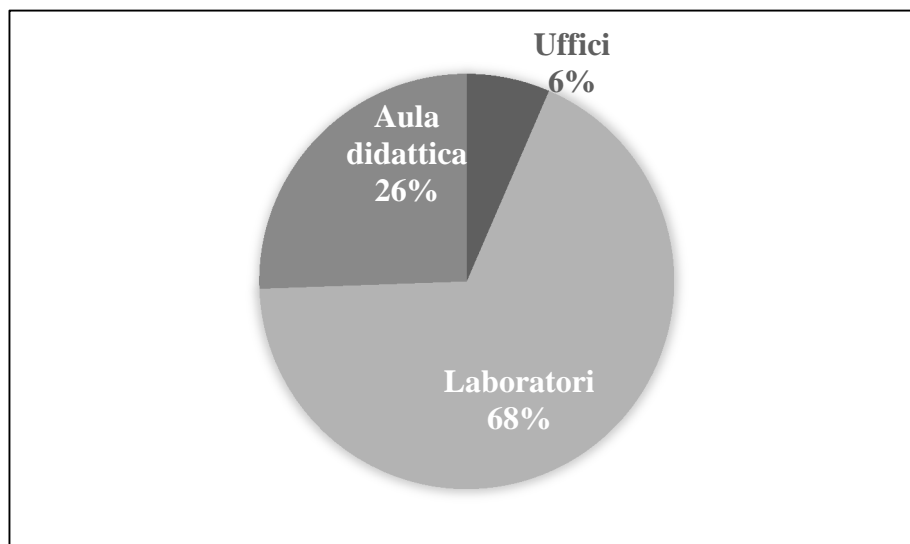


Figura 78- Caso ottimizzato: ripartizione percentuale annua per destinazione d'uso dell'energia frigorifera prodotta dal chiller

Ventilatori

Il consumo elettrico dei ventilatori di mandata e di ripresa viene riportato per le zone con stessa destinazione d'uso e ripartito per la superficie utile delle stesse zone con stessa destinazione d'uso; il consumo complessivo invece viene riportato al metro quadro di superficie utile di edificio (4156 m²).

Mesi	Consumo elettrico ventilatori uffici (kWh/m²)	Consumo elettrico ventilatori laboratori (kWh/m²)	Consumo elettrico ventilatori aule didattiche (kWh/m²)	Consumo elettrico complessivo ventilatori (kWh/m²)
Gennaio	0.14	0.24	1.83	0.31
Febbraio	0.15	0.29	2.61	0.44
Marzo	0.13	0.31	2.20	0.41
Aprile	0.13	0.30	1.76	0.36
Maggio	0.13	0.31	1.86	0.38
Giugno	0.12	0.30	1.84	0.37
Luglio	0.14	0.32	1.96	0.39
Agosto	0.11	0.26	1.57	0.32
Settembre	0.12	0.30	1.78	0.36
Ottobre	0.14	0.34	1.93	0.40
Novembre	0.15	0.35	2.38	0.45
Dicembre	0.11	0.22	1.68	0.31
Totale	1.56	3.5	23.4	4.5

Tabella 38- Caso ottimizzato: consumo elettrico dei ventilatori di mandata e ripresa divisi per le tre destinazioni d'uso in kWh/m²

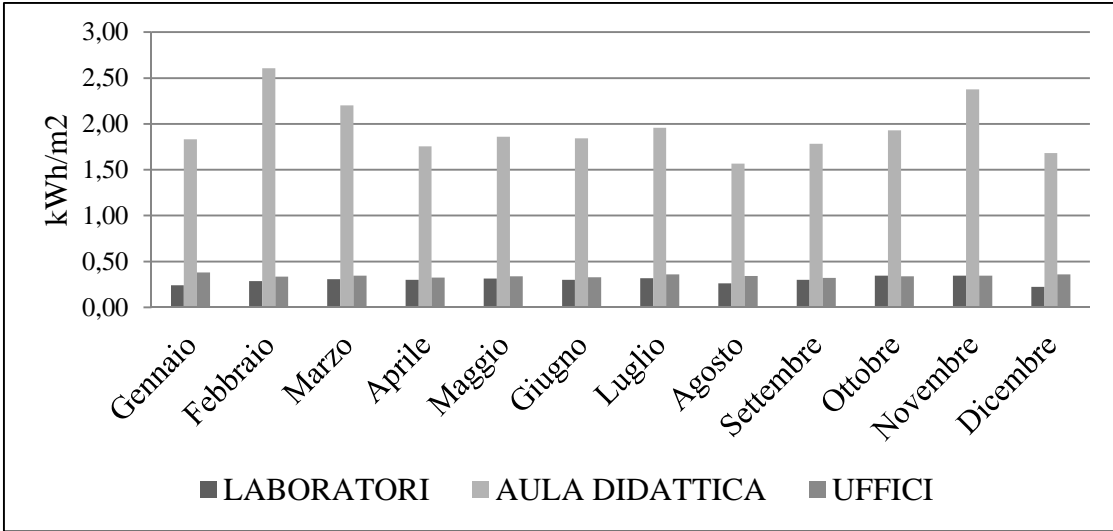


Figura 79- Caso ottimizzato: consumo elettrico mensile dei ventilatori diviso per le tre destinazione d'uso in kWh/m²

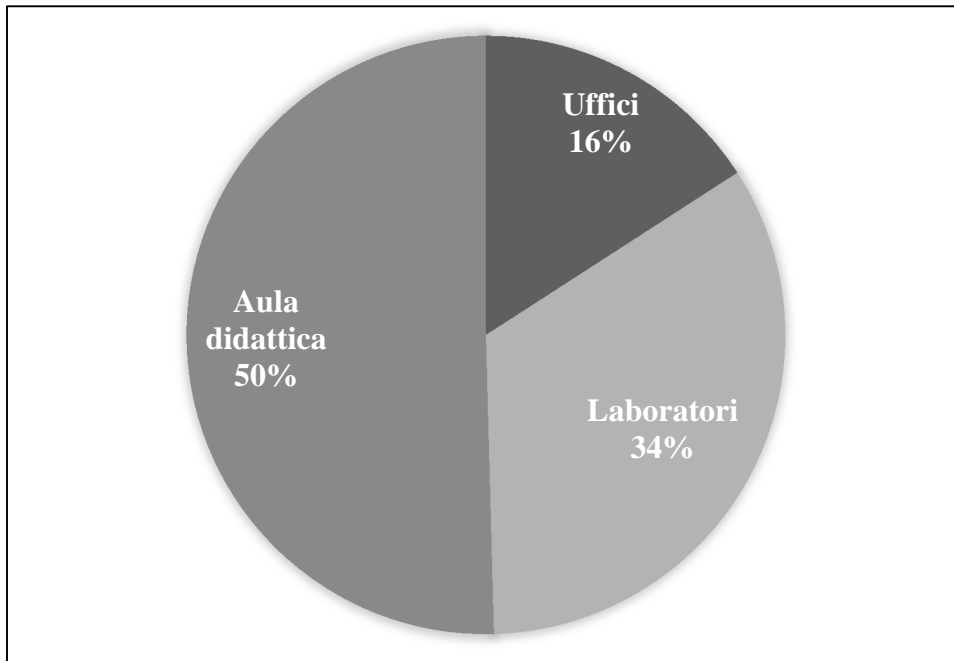


Figura 80- Caso ottimizzato: ripartizione percentuale del consumo elettrico annuo dei ventilatori per destinazione d'uso

Pompe

Il consumo elettrico delle tre pompe è sempre rapportato alla superficie utile dell'intero edificio.

Mesi	Consumo elettrico pompa del circuito caldo (kWh/m ²)	Consumo elettrico della pompa del circuito di condensazione (kWh/m ²)	Consumo elettrico della pompa del circuito freddo (kWh/m ²)	Consumo elettrico complessivo delle pompe (kWh/m ²)
Gennaio	0.00802	0.00492	0.00000	0.01294
Febbraio	0.00082	0.01318	0.00000	0.01400
Marzo	0.00002	0.03426	0.00000	0.03428
Aprile	0.00466	0.04202	0.00035	0.04703
Maggio	0.00703	0.03193	0.00019	0.03916
Giugno	0.00134	0.00983	0.00002	0.01119
Luglio	0.00000	0.01184	0.00003	0.01186
Agosto	0.00000	0.00987	0.00003	0.00990
Settembre	0.00169	0.01131	0.00002	0.01302
Ottobre	0.00601	0.01396	0.00025	0.02023
Novembre	0.00009	0.03666	0.00000	0.03675
Dicembre	0.00128	0.01919	0.00000	0.02047
Totale annuale	0.03096	0.23897	0.00089	0.27082

Tabella 39- Caso ottimizzato: consumo elettrico delle pompe in kWh/m²

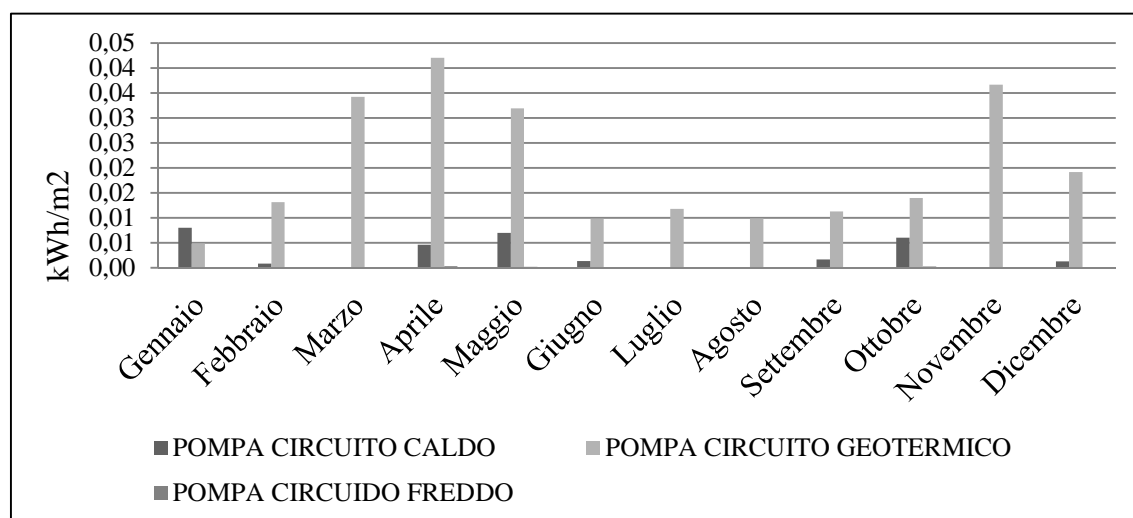


Figura 81- Caso ottimizzato: consumo elettrico delle pompe in kWh/m²

Nella Figura 86 si riportano i valori annui di energia termica e di energia primaria rapportati alla superficie utile di edificio e suddivisi per il riscaldamento e il raffrescamento. Questa è calcolata tenendo conto anche dei consumi degli ausiliari elettrici oltre che dei sistemi di generazione; nella Figura 87 si riportano i consumi di energia elettrica, gas e primaria dei differenti componenti impiantistici, sempre rapportati alla superficie utile complessiva di edificio.

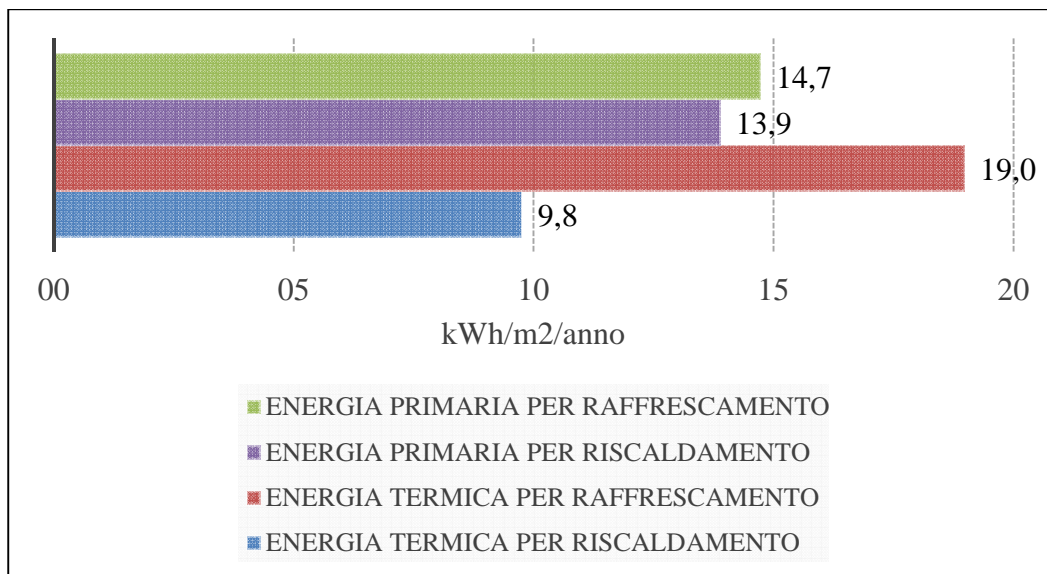


Figura 82- Caso ottimizzato: energia termica ed energia primaria per riscaldamento e raffrescamento in kWh/m²/anno

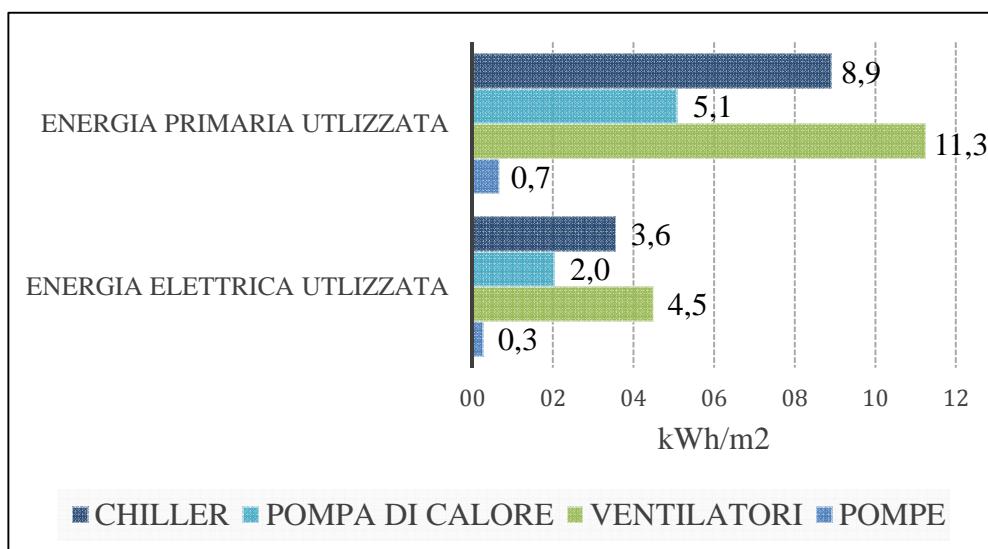


Figura 83- Caso ottimizzato: consumi annui di energia elettrica e primaria dei componenti impiantistici in kWh/m²

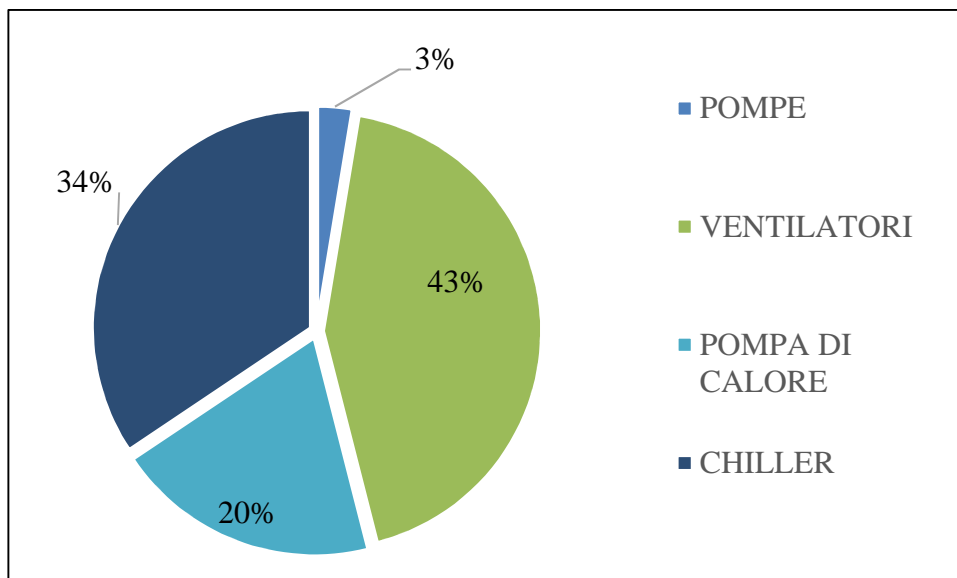


Figura 84- Caso ottimizzato: ripartizione percentuale dei consumi elettrici annui per i vari componenti impiantistici

5.2.4 Analisi 4

In questo paragrafo viene riportata l'analisi relativa alle differenti condizioni di temperatura e umidità ambientali a parità di comfort interno. Si riportano i differenti casi analizzati (Tabella 30).

- V4R2L2G2F1C1;
- V4R2L2G2F1C2;
- V4R2L2G2F1C3;

Caso di analisi	Temperatura setpoint	Umidità setpoint	Norma di riferimento
V4R2L2G2F1C1	26 °C	12 g/kg	UNI EN 15251, 2008
V4R2L2G2F1C2	26 °C	60% (UR)	Ashrae Standard 55, 2010
V4R2L2G2F1C3	25.7 °C	70% (UR)	UNI EN 15251, 2008

Tabella 40- Differenti soluzioni di temperatura e umidità ambientali a parità di comfort interno

La valutazione de casi C2 e C3 ha evidenziato come il controllo simulato non consenta di apprezzare concrete variazioni nei risultati corrispondenti a piccole variazioni di temperatura e umidità relativa di setpoint.

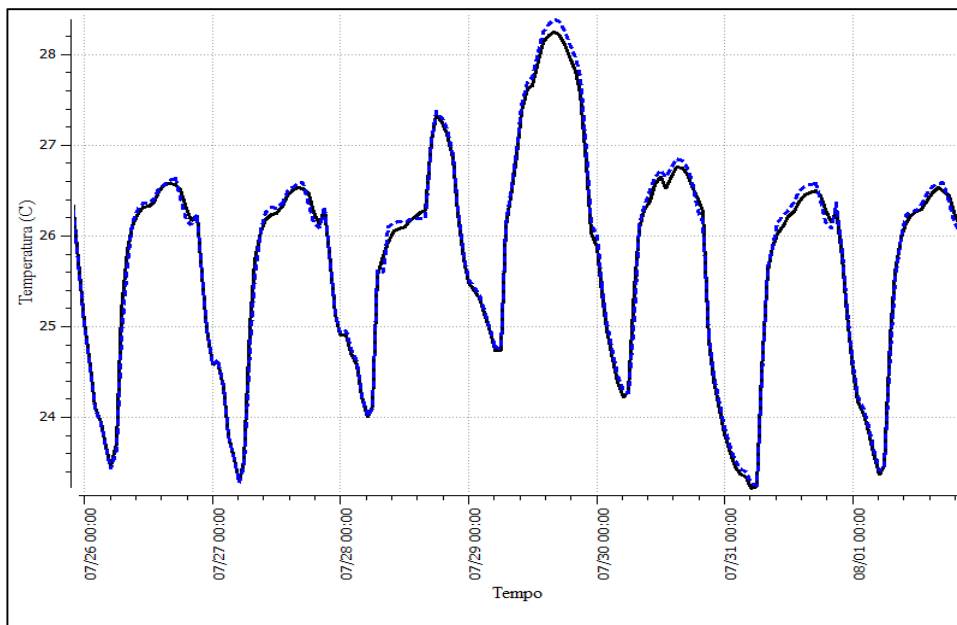


Figura 85- Temperatura operante zona uffici (3_AlaEst_uffici02): in blu caso V4R2L2G2F1C2, in nero caso V4R2L2G2F1C3

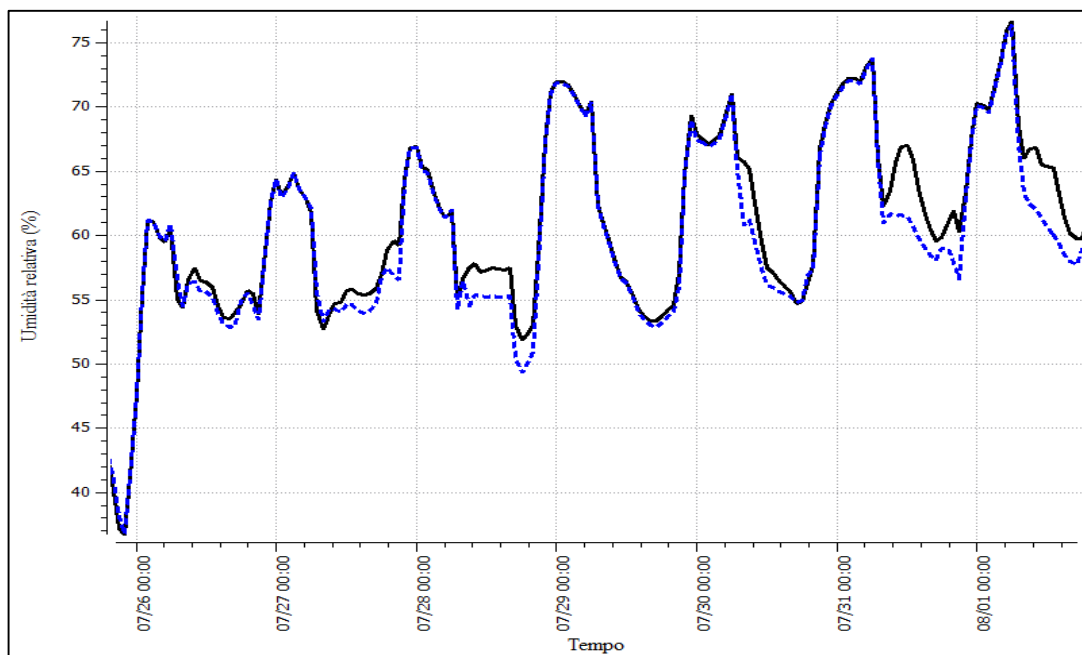


Figura 86- Umidità relativa zona uffici: in blu caso V4R2L2G2F1C2, in nero caso V4R2L2G2F1C3

Si può notare come nei due casi la temperatura sia la stessa, mentre le umidità non siano esattamente al 60% (V4R2L2G2F1C2) e al 70% (V4R2L2G2F1C3), come da setpoint.

Di seguito si riporta un confronto relativo ai casi C1 e C2 in una zona uffici e nell'aula didattica.

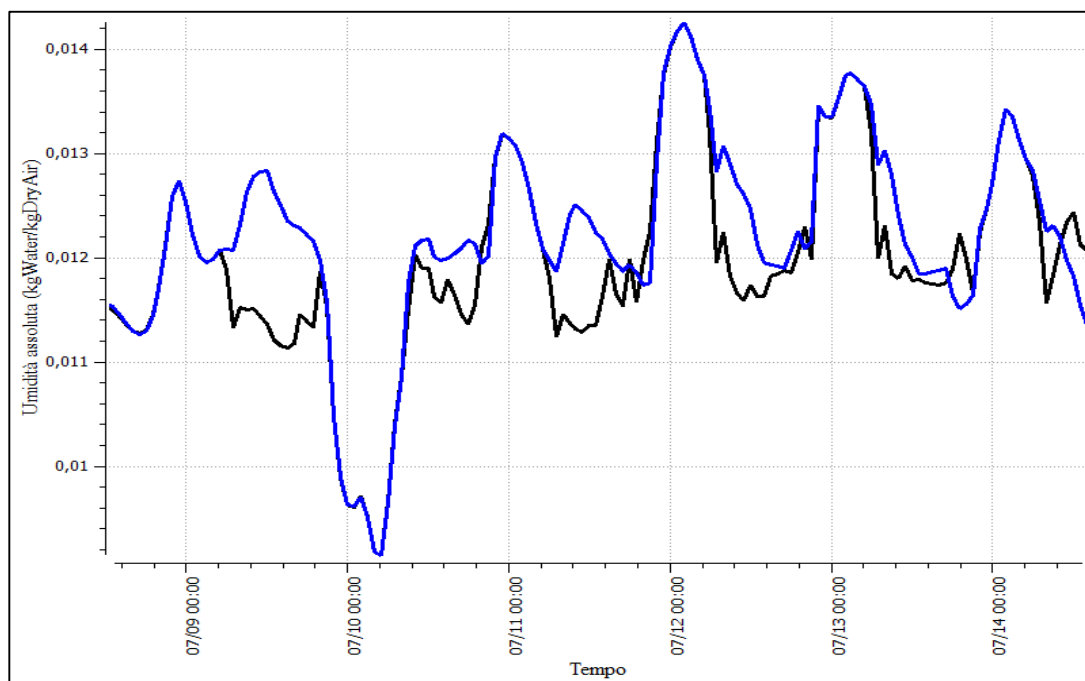


Figura 87- Umidità assoluta zona uffici: in nero caso V4R2L2G2F1C1, in blu caso V4R2L2G2F1C2

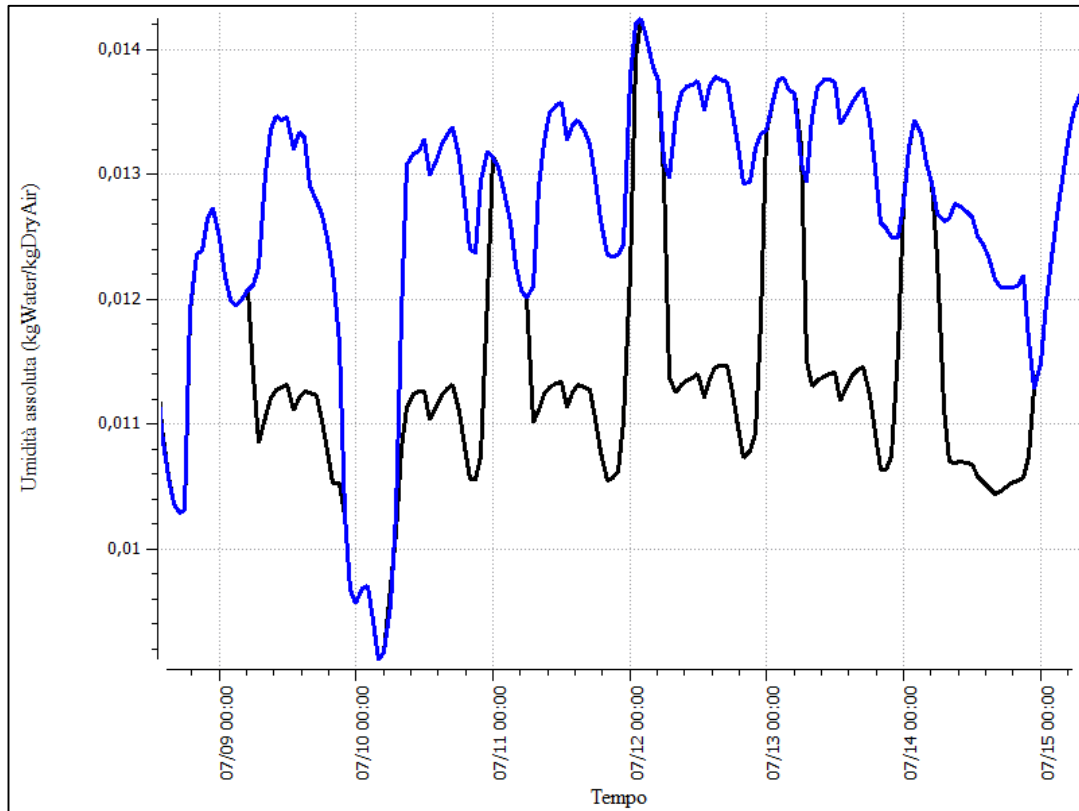


Figura 88- Umidità assoluta aula didattica: in nero casi V4R2L2G2F1C1, in blu caso V4R2L2G2F1C2

Dai grafici precedenti si può notare come per il caso V4R2L2G2F1C1 il limite di umidità ambiente di 12 g/Kg sia rispettato. Questo controllo consente una riduzione dell'umidità ambiente maggiore rispetto al caso V4R2L2G2F1C2, e di conseguenza una temperatura operante interna leggermente minore di 26°C. Questo comporta da un punto di vista di comfort interno una situazione differente, ma sicuramente più controllata.

Si riporta in seguito un grafico atto a dimostrare la variazione per quanto riguarda i consumi e la produzione di energia nei tre casi.

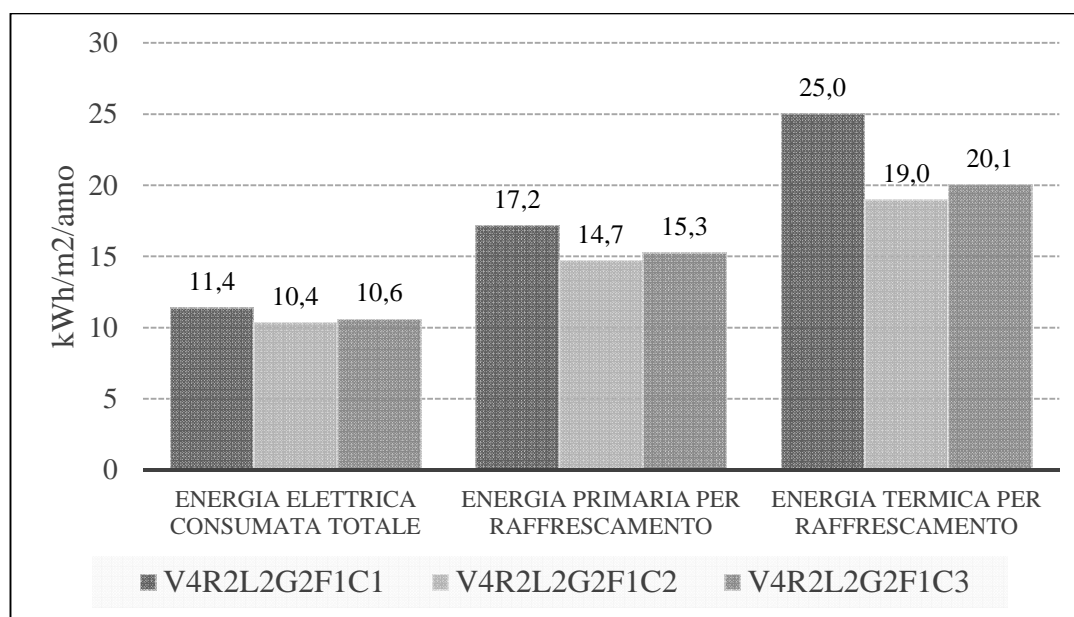


Figura 89- Confronto per le tre soluzioni di temperatura e umidità ambientale (C1, C2, C3) dell'energia termica per raffrescamento e del consumo elettrico e di energia primaria

Si può notare dalla Figura 93 come nel caso V4R2L2G2F1C1 si abbia un incremento di energia frigorifera rispetto al caso V4R2L2G2F1C2 di circa 5 kWh/m²/anno.

Di seguito si riportano i dati riassuntivi relativo al processo di ottimizzazione e analisi eseguito.

DESCRIZIONE	CODICE	ENERGIA TERMICA PER RAFFRESCAMENTO (kWh/m²/anno)	ENERGIA TERMICA PER RISCALDAMENTO (kWh/m²/anno)	CONSUMO ELETTRICO TOTALE (kWh/m²/anno)
Analisi di ottimizzazione del consumo energetico	V1R1L1G1F1	28,8	8,8	13,5
	V2R1L1G1F1	28,7	8,9	12,9
	V3R1L1G1F1	28,6	10,3	13,6
	V4R1L1G1F1	29,4	8	11,6
	V4R2L1G1F1	26,9	8,2	11,0
	V4R2L2G1F1	21	9,5	9,7
	V4R2L2G2F1	26,5	8	11,5
	V4R2L2G2F2	19	9,8	10,4
Analisi di valutazione delle condizioni di temperatura e umidità interna a parità di comfort	V4R2L2G2F2C1	25	8,6	11,4
	V4R2L2G2F2C2	19	9,8	10,4
	V4R2L2G2F2C3	20,1	9,7	10,6

Tabella 41- Riepilogo dei risultati dell'analisi parametrica

6 Sistema fotovoltaico

L'impianto fotovoltaico previsto è posizionato in copertura rivolto a sud e ha una superficie complessiva di 320 m². Sono stati considerati pannelli fotovoltaici policristallini con inclinazione di 30° rispetto al piano orizzontale e un rendimento delle celle fotovoltaiche del 17%.

La Figura 94 riporta i risultati relativi al calcolo della distanza minima per gli ombreggiamenti.

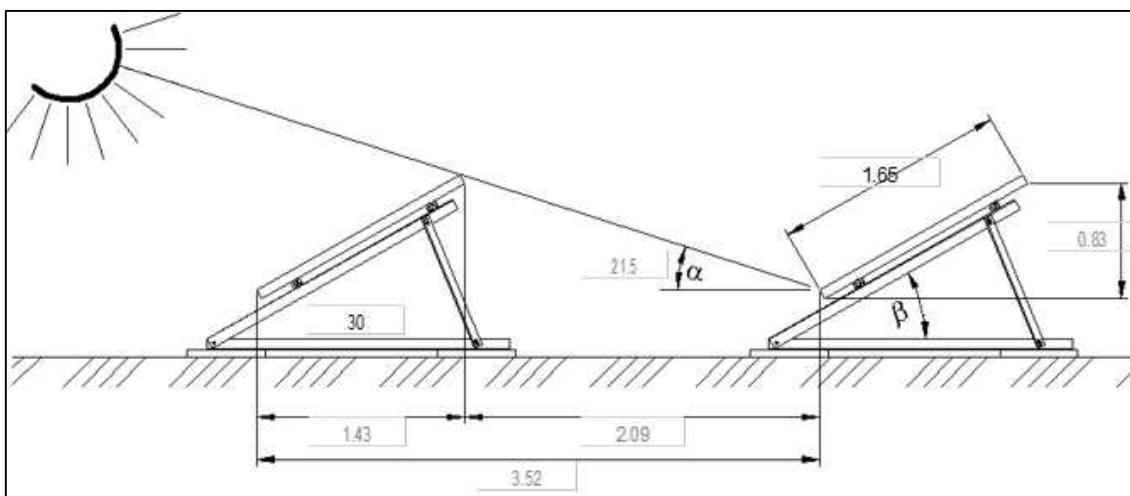


Figura 90- Calcolo della distanza minima tra i pannelli fotovoltaici

Per quanto riguarda il sistema fotovoltaico è stata prevista la seguente configurazione:

- 3 Inverter;
- 196 pannelli;
- Inverter 1: 3 stringhe ognuna da 24 pannelli;
- Inverter 2: 3 stringhe ognuna da 24 pannelli
- Inverter 3: 2 stringhe ognuna da 26 pannelli.

Sono inoltre state eseguite le verifiche sulla tensione di corto circuito e operante.

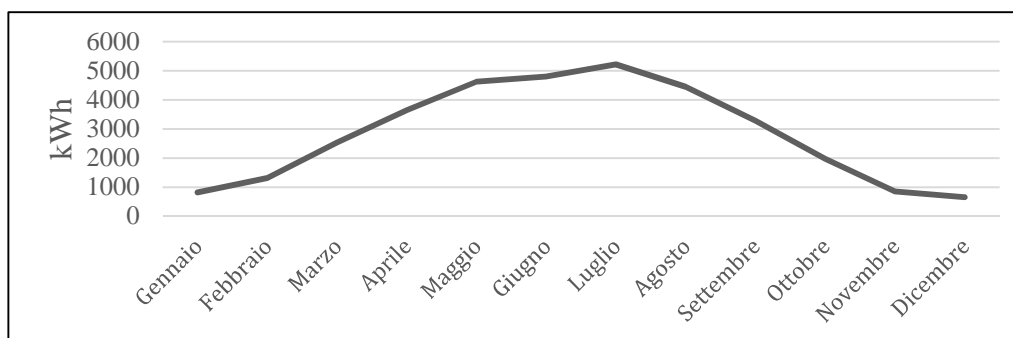


Figura 91- Energia elettrica prodotta dal sistema fotovoltaico

Mese	kWh	kWh/m² pannello
Gennaio	823	2.56
Febbraio	1320	4.12
Marzo	2540	7.92
Aprile	3640	11.35
Maggio	4624	14.41
Giugno	4804	14.97
Luglio	5221	16.27
Agosto	4451	13.88
Settembre	3278	10.22
Ottobre	1980	6.17
Novembre	853	2.66
Dicembre	659	2.05
Somma Annuale	34192	106.58

Tabella 42- Energia elettrica prodotta dal sistema fotovoltaico

Di seguito si riporta la stima finale dei consumi elettrici del sistema impiantistico, di quello di illuminazione e la produzione del fotovoltaico con sistema edificio impianto ottimizzato.

kWh/m ²	FABBISOGNO ELETTRICO ILLUMINAZIONE	FABBISOGNO ELETTRICO IMPIANTISTICO	ENERGIA ELETTRICA PRODOTTA
Totale	7,6	10,4	8,2

Tabella 43- Analisi dati elettrici totali in kWh/m2 di superficie calpestabile di edificio

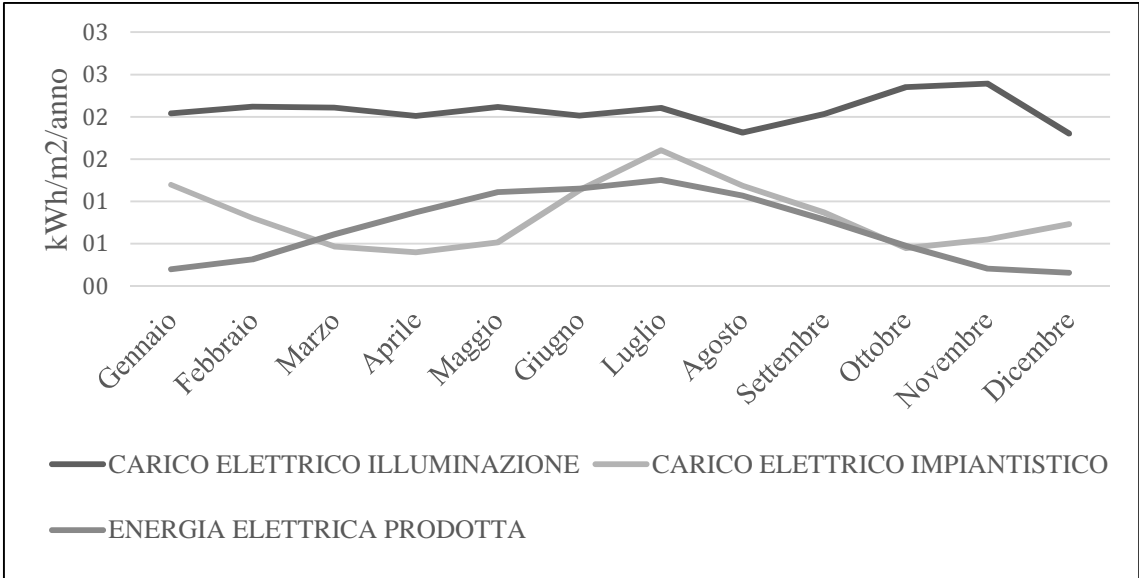


Figura 92- Analisi dei dati elettrici mensili in kWh/m² di superficie utile di edificio

7 Conclusioni

In questo elaborato di tesi è stato realizzato un modello per la simulazione delle prestazioni energetiche dell'impianto di climatizzazione relativo al progetto di un nuovo Edificio Zero Energy da realizzarsi in zona Bovisa e facente parte del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano.

Attraverso la simulazione dinamica del sistema edificio-impianto è stato possibile valutare il potenziale risparmio energetico legato all'adozioni di sistemi energeticamente efficienti realizzati tramite una pompa di calore per il riscaldamento e un gruppo frigorifero per il raffrescamento, connessi entrambi a un sistema geotermico a sonde verticali. In relazione agli elementi di cui sopra è stata anche valutata la possibilità di sfruttare l'acqua del circuito geotermico per raffreddare quella del circuito primario senza utilizzare il gruppo frigorifero.

E' stato inoltre possibile valutare l'efficacia di diverse strategie di controllo in relazione alla definizione della portata d'aria necessaria per climatizzare gli ambienti, la tipologia e il controllo del sistema di recupero di calore e l'utilità della ventilazione meccanica notturna.

Le differenti condizioni di temperatura e umidità ambientale che caratterizzano le condizioni di comfort interno sono state valutate per analizzare la variazioni dei consumi del sistema.

Infine è stata eseguita una prima verifica di fattibilità di copertura del fabbisogno elettrico dell'edificio attraverso un impianto fotovoltaico in copertura. Nel perseguimento dell'obiettivo Zero Energy i risultati mettono in evidenza che allo stato attuale l'impianto fotovoltaico ipotizzato è in grado di coprire solo una parte del fabbisogno elettrico dell'intero sistema edificio-impianto, che corrisponde a poco più del fabbisogno elettrico delle zone uffici.

Le zone laboratorio e l'aula didattica contribuiscono significativamente ai consumi dell'edificio, in particolare l'aula didattica ha elevati consumi specifici relativi agli elevati carichi interni e densità di occupazione. Su tali destinazioni sarebbe opportuno fare un approfondimento specifico in relazioni agli usi e ai carichi interni. In particolare ulteriori indagini dovranno prendere in considerazione anche l'introduzione di sistemi di illuminazione naturale per l'aula didattica.

Sul lato della produzione, per poter raggiungere l'obiettivo di energia zero, è necessario aumentare la superficie fotovoltaica, ad esempio introducendo un sistema in facciata ed eventualmente coprendo altre superfici esterne. Accanto a ciò si può auspicare la revisione dei parametri di progetto che caratterizzano lo stesso edificio come, ad esempio, gli affollamenti delle aule didattiche o i carichi termici derivanti dalle apparecchiature elettriche dei laboratori.

Gli input possibili per continuare il lavoro di analisi e ottimizzazione possono essere considerati i seguenti:

- revisione dell'affollamento e dei carichi termici;
- analisi approfondita del sistema fotovoltaico, aumentando la superficie captante e utilizzando pannelli con prestazioni migliori;
- valutazione di soluzioni impiantistiche differenti: sistemi di climatizzazione misti aria acqua e sistemi DEC.

Concludendo è possibile dire che il processo di ottimizzazione ha portato ad una riduzione dei consumi globali dell'edificio. Tuttavia la parziale destinazione d'uso dello stabile a laboratori e aule didattiche comporta un dispendio energetico elevato a causa del quale non è possibile ottenere il risultato di *Zero Energy* dell'intero edificio, tranne per le zone riservate agli uffici. Alternative come quelle presentate sopra potrebbero condurre ad un'ulteriore ottimizzazione dei consumi per poter così raggiungere la complessiva copertura degli stessi.

Bibliografia

M. GRECCHI, G. MASERA, M. RUTA, L. PAGLIANO, A. DAMA, P. ZANGHERI, *EdZen: edificio sperimentale per uffici a energia quasi zero in clima mediterraneo*, Politecnico di Milano, 2013

A.J. MARSZALA, P.HEISELBERGA, J.S.BOURRELLED, E. MUSALL, K.VOSSC, I.SARTORI, A.NAPOLITANO, *Zero Energy Building – A review of definition and calculation methodologies*, Dicembre 2010

S. PLESS P. TORCELLINI, *Net-Zero Energy Buildings: A Classification System Based on Renewable Energy Supply Options*, USA, 2010.

P. TORCELLINI, D. CRAWLEY, *Understanding zero-energy buildings*, ASHRAE Journal 48, USA, 2006

CENTER FOR THE BUILDING ENVIROMENT (CBE), *Getting to Zero-energy Buildings*, USA, 2008

SHENOY, *Simulation, Modeling and Analysis of a Water to Air Heat Pump*, M.S. Thesis, Bangalore University, India, Dicembre 2004

TANG, CHIH CHIEN, *Modeling Packaged Heat Pumps In A Quasi-Steady State Energy Simulation Program*, M.S. Thesis, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, USA, Maggio 2005

H. JIN, *Parameter Estimation Based Models of Water Source Heat Pumps*, Ph.D. Thesis, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, USA, Dicembre 2002

C. YAVUZTURK, *Modeling of Vertical Ground Loop Heat Exchangers for Ground Source Heat Pump Systems*, Ph.D. Thesis, Technical University of Berlin, Germania, Dicembre 1999

P. ESKILSON, *Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes*, University of Lund, Svezia, 1987

E. DE LENA, *Ottimizzazione delle prestazioni estive di uno zero energy building*, Politecnico di Milano, Italia, 2013

ASHRAE STANDARD 55-2010, *Thermal Conditions for Human Occupancy*, 2010

ENERGYPLUS, *EnergyPlus Reference Guide*, USA, 2013

UNI TS 11300, *Prestazioni energetiche negli edifici*, 2010

UNI 10339, *Impianti aeraulici a fini di benessere*, 1995

UNI EN 15251, *Criteri per la progettazione dell'ambiente interno e per la valutazione della prestazione energetica degli edifici, in relazione alla qualità dell'aria interna, all'ambiente termico, all'illuminazione e all'acustica*, 2008

ASHRAE STANDARD 55-2010, *Thermal Conditions for Human Occu*