

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in  
Ingegneria energetica e nucleare

## TESI DI LAUREA MAGISTRALE

Analisi termo-energetica dinamica di impianti per la  
climatizzazione di un modulo abitativo ad elevata  
efficienza energetica con fotovoltaico



### RELATORI

PROF. FILIPPO SPERTINO

PROF. ENRICO FABRIZIO

### CANDIDATO

AGOSTINO PIAZZESE

ANNO ACCADEMICO 2018/2019



*Ai miei genitori*



# Ringraziamenti

A conclusione di un periodo di studi ricco di insidie ma anche di momenti stupendi, mi sento di dovere dei ringraziamenti alle persone che mi hanno seguito, accompagnato e sostenuto durante tutto il percorso. A loro, perciò, dedico alcune parole sincere: innanzitutto devo ringraziare chi, con impegno e disponibilità, ha concretamente contribuito alla stesura della presente tesi, ovvero i miei relatori Enrico Fabrizio e Filippo Spertino. La loro costante presenza negli ultimi mesi ha permesso il raggiungimento dei risultati attesi, mi hanno sempre consigliato al meglio e fornito la sicurezza di poter contare su di loro.

Inoltre, ringrazio Stefania Fichera per la sua enorme disponibilità nel fornirmi i dati necessari ai miei studi con tempestività e precisione.

Per motivi non strettamente legati a questo elaborato, ma certamente non meno concreti dei precedenti, ringrazio invece i miei genitori. Enormi sacrifici fatti nel vedere il proprio figlio partire per motivi di studio, più grandi ancora di quelli economici. Spero che per voi questo traguardo li valga tutti, essendo il ringraziamento più vero e sincero che potessi darvi. Un grande “grazie” va anche a mio fratello maggiore Gianni, che mi ha sempre consigliato e aiutato sia nella carriera universitaria, avendo svolto studi ingegneristici come me, sia nella mia vita extra-studentesca.

Ringrazio la mia ragazza Maria Chiara, che è stata un riferimento emotivo in molte occasioni e che mi ha sempre sostenuto anche quando alcune avversità si sono presentate a noi. Un costante motivo di sorriso che mi ha migliorato le giornate e la vita anche quando non c’era poi tanto da ridere.

Gli ultimi ringraziamenti, ma non per importanza, vanno ai miei amici: Michele, Livia, Alessandra, Vincenzo, Angelo e Danilo. Siete stati sempre presenti, da lontano e da vicino, nella mia vita. I sorrisi e i momenti indimenticabili vissuti con voi in questi anni di studi rimarranno sempre dentro di me.

Ringrazio poi i miei nonni e tutti i miei cari, anche chi non c’è più, per dirgli che è anche grazie a loro se sono giunto al termine di questo percorso.

Infine, ringrazio tutti coloro che non ho nominato ma che mi hanno comunque aiutato in momenti specifici della mia vita, permettendomi di arrivare dove sono.

# Sommaro

<b>INTRODUZIONE.....</b>	<b>11</b>
<b>1.1 IL CONCETTO DI ZERO ENERGY BUILDING.....</b>	<b>13</b>
1.1.1 Definizione [1].....	13
<b>1.2 NEARLY ZERO ENERGY BUILDING IN EUROPA E IN ITALIA.....</b>	<b>16</b>
<b>1.3 QUADRO LEGISLATIVO.....</b>	<b>20</b>
<b>2.1 QUADRO TEORICO E FORMULE UTILI [6].....</b>	<b>24</b>
Calcolo di g (TSET). .....	25
<b>2.1.1 Proprietà termofisiche dei materiali .....</b>	<b>25</b>
<b>2.1.2 Come isolare l'edificio .....</b>	<b>27</b>
<b>2.1.3 Bilanci di massa ed energetico .....</b>	<b>31</b>
Bilancio di massa (Aria) .....	31
Bilancio di massa (Vapor d'acqua).....	31
Bilancio energetico.....	32
Caso estivo (raffrescamento) .....	33
Caso invernale (riscaldamento).....	34
<b>3.1 SOLUZIONI IMPIANTISTICHE IDONEE AD UN MODULO ABITATIVO AD ALTA EFFICIENZA .....</b>	<b>35</b>
<b>3.1.1 Impianti HVAC.....</b>	<b>35</b>
Impianti a tutt'aria .....	35
Impianti misti (aria/acqua).....	36
Impianti misti (aria/VRF) .....	36
<b>3.1.2 Recuperatori di calore .....</b>	<b>37</b>
Recuperatori statici a piastre .....	39
Recuperatori rotativi .....	39
Recuperatori a batterie con pompa (run around).....	40
Recuperatore a tubi di calore (heat pipe) .....	40
Recuperatori a torri gemelle .....	41
<b>3.1.3 Pompe di calore .....</b>	<b>42</b>
<b>3.1.4 Pannelli radianti.....</b>	<b>44</b>
<b>4.1 IL MODULO ABITATIVO AD ALTA EFFICIENZA ENERGETICA PVZEN .....</b>	<b>47</b>
4.1.1 Caratteristiche termofisiche dell'edificio.....	51

<b>4.2 LA MODELLAZIONE ENERGETICA.....</b>	<b>53</b>
<b>4.3 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI E FRIGORIFERI.....</b>	<b>55</b>
4.3.1 Caso invernale .....	55
4.3.2 Caso estivo.....	56
<b>4.3.3 Commenti sui risultati ottenuti .....</b>	<b>63</b>
<b>4.4 CARICHI ANNUALI .....</b>	<b>68</b>
<b>5.1 SELEZIONE DEI COMPONENTI IMPIANTISTICI .....</b>	<b>71</b>
5.1.1 Selezione delle pompe di calore reversibili .....	72
5.1.2 Selezione del recuperatore di calore .....	73
5.1.3 Selezione dei pannelli radianti a tubi capillari .....	73
<b>5.2 DISTRIBUZIONE DEI COMPONENTI DELL'IMPIANTO .....</b>	<b>74</b>
<b>6.1 MODELLAZIONE DELL'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE.....</b>	<b>80</b>
6.1.1 Modellazione dei soli fan coil.....	80
6.1.2 Modellazione dell'impianto a fan coil e ventilazione meccanica (DOAS).....	84
<b>6.2 RISULTATI FINALI DEL MODELLO .....</b>	<b>86</b>
6.2.1 Risultati modello dei soli fan coil.....	86
Giorno di progetto invernale.....	86
Giorno di progetto estivo .....	87
Risultati simulazioni annuali.....	89
6.2.2 Risultati modello dell'impianto a fan coil e ventilazione meccanica (DOAS).....	90
Giorno di progetto invernale.....	90
Giorno di progetto estivo .....	91
Risultati simulazioni annuali.....	93
Tipica settimana invernale .....	96
Tipica settimana estiva.....	99
<b>CONCLUSIONI.....</b>	<b>103</b>
<b>APPENDICE A - POMPE DI CALORE: SCHEDE TECNICHE .....</b>	<b>105</b>
<b>APPENDICE B – RECUPERATORI DI CALORE: SCHEDE TECNICHE .....</b>	<b>117</b>
<b>APPENDICE C – FAN COIL.....</b>	<b>125</b>
<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>129</b>

# Indice delle figure

Figura 1. Schema bilancio energetico di una Passivhaus (in kWh/ (m <sup>2</sup> a)) [1]	13
Figura 2. Bilancio di energia di un edificio [Kurtnitski et al., 2011] [2]	14
Figura 3. Nuovo Campus Bocconi, Milano.....	17
Figura 4. BedZED di Londra[2]	18
Figura 5. casa passiva di Edmonton in Canada[2].....	18
Figura 6. il Greenstone Building[2]	19
Figura 7. Edificio a energia quasi zero K19 a Milano[2]	19
Figura 8. Isolamento "a cappotto"[6].....	28
Figura 9. Isolamento dall'interno [6]	28
Figura 10. Isolamento per intercapedine [6]	29
Figura 11. Caso estivo [6]	33
Figura 12. Caso invernale [6]	34
Figura 13. Recuperatori di calore statici a piastre[7].....	39
Figura 14. Recuperatore di calore rotativo [7].....	40
Figura 15. Recuperatore a tubi di calore [7].....	40
Figura 16. Recuperatore a torri gemelli [7]	41
Figura 17. Ciclo di funzionamento di una generica pompa di calore	42
Figura 18. Ciclo di una tradizionale pompa di calore a compressione.....	43
Figura 19. Esempio di pannello radiante a pavimento	45
Figura 20. Pannelli radianti a tubi capillari a soffitto	46
Figura 21. Dettaglio pannelli radianti a tubi capillari.....	46
Figura 22. Ubicazione del modulo PVZEN LAB [8].....	48
Figura 23. Planimetria del modulo PVZEN-LAB[8].....	49
Figura 24. Seconda planimetria del modulo PVZEN-LAB [8]	50
Figura 25. Descrizione "sistema telaio" e "sistema RISORSA20"[8].....	51
Figura 26. Particolare planimetria con differenziazione del sistema di isolamento utilizzato[8].....	52
Figura 27. Dettaglio stratigrafia pavimento modulo PVZEN [8]	52
Figura 28. Dettaglio stratigrafia soffitto modulo PVZEN [8]	53
Figura 29. Modello PVZEN su Sketch Up	54
Figura 30. Giorno di progetto invernale su Energy plus.....	56
Figura 31. Temperature per i giorni di progetto in relazione alle ore della giornata.....	57
Figura 32. Giorno di progetto invernale su Energy plus.....	58
Figura 33. Apporti interni dovuti alle persone.....	59
Figura 34. Apporti termici dovuti all'illuminazione	59
Figura 35. Apporti termici dovuti alle apparecchiature nella sala di controllo	60
Figura 36. Carichi di raffrescamento locali climatizzati in un tipico giorno estivo con ventilazione.....	60

Figura 37. Carichi di raffrescamento locali climatizzati in un tipico giorno estivo senza ventilazione.....	61
Figura 38. Carichi frigoriferi in W/m <sup>2</sup> delle zone climatizzate (con ventilazione naturale).....	62
Figura 39. Temperature interne dei locali climatizzati in un tipico giorno invernale.....	62
Figura 40. Temperature interne dei locali climatizzati in un tipico giorno estivo.....	63
Figura 41. Carichi sensibili e latenti senza ventilazione SC.....	64
Figura 42. Carichi sensibili e latenti con ventilazione SC.....	64
Figura 43. Carichi sensibili e latenti senza ventilazione AS1.....	65
Figura 44. Carichi sensibili e latenti con ventilazione AS1.....	65
Figura 45. Carichi sensibili e latenti senza ventilazione AS2.....	66
Figura 46. Carichi sensibili e latenti con ventilazione AS2.....	66
Figura 47. Carichi sensibili e latenti senza ventilazione LT.....	67
Figura 48. Carichi sensibili e latenti con ventilazione LT.....	67
Figura 49. Carichi termici/frigoriferi annuali Sala controllo.....	68
Figura 50. Carichi termici/frigoriferi annuali Aula studio 1.....	69
Figura 51. Carichi termici/frigoriferi annuali Aula studio 2.....	69
Figura 52. Carichi termici/frigoriferi annuali Locale tecnico.....	70
Figura 53. Valori tipici del coefficiente delle perdite localizzate nelle condutture dell'aria [16].....	76
Figura 54. Tipici valori di cadute di pressione nelle varie sezioni di una UTA [16].....	76
Figura 55. Schema a blocchi dell'impianto.....	77
Figura 56. Planimetria PVZEN con particolare dell'unità di trattamento aria.....	79
Figura 57. Esempio di fan coil ad aria a parete.....	80
Figura 58. HVACTemplate:Fancoil.....	81
Figura 59. HVACTemplate:ChilledWaterLoop.....	82
Figura 60. HVACTemplate:HotWaterLoop.....	83
Figura 61. HVACTemplate:Chiller.....	83
Figura 62. HVACTemplate:Boiler.....	84
Figura 63. Schema connessioni DOAS e locali climatizzati.....	85
Figura 64. HVACTemplate:System:DedicatedOutdoorAir.....	85
Figura 65. Temperature medie interne ambienti climatizzati nel giorno di progetto invernale.....	86
Figura 66. Temperature medie interne nei locali climatizzati per il giorno di progetto estivo.....	87
Figura 67. Temperatura aria esterna per il giorno di progetto estivo.....	88
Figura 68. Carichi relativi ai fan coil nel giorno di progetto estivo.....	88

Figura 69. Carichi annuali Fan coil per il riscaldamento.....	89
Figura 70. Carichi annuali Fan coil per il raffrescamento .....	89
Figura 71. Temperature medie interne negli ambienti climatizzati .....	91
Figura 72. Temperature medie interne negli ambienti climatizzati .....	92
Figura 73. Carichi dei soli fan coil per il giorno di progetto estivo per il con ventilazione meccanica .....	92
Figura 74. Potenza specifica dei soli fan coil nel giorno di progetto estivo per il caso con ventilazione meccanica .....	93
Figura 75. Carichi fan coil annuali per il riscaldamento con ventilazione meccanica.....	93
Figura 76. Carichi fan coil annuali per il raffrescamento con ventilazione meccanica.....	94
Figura 77. Carichi ammissibili dal DOAS in fase di riscaldamento .....	95
Figura 78. Carichi ammissibili dal DOAS in fase di raffrescamento.....	95
Figura 79. Consumi DOAS in fase di riscaldamento e raffrescamento.....	95
Figura 80. Temperatura esterna ed interna ai locali climatizzati in una tipica settimana invernale .....	97
Figura 81. Potenza di riscaldamento dei fan coil nei locali climatizzati in una tipica settimana invernale .....	98
Figura 82. Portata d'aria immissione del DOAS in una tipica settimana invernale.....	98
Figura 83. Temperatura esterna ed interna ai locali climatizzati in una tipica settimana estiva .....	100
Figura 84. Potenza di riscaldamento dei fan coil nei locali climatizzati in una tipica settimana estiva.....	101
Figura 85. Portata d'aria immissione del DOAS in una tipica settimana estiva.....	101

# Introduzione

A partire dalla prima rivoluzione industriale (1760/80) con l'introduzione della macchina a vapore di James Watt, passando per la seconda (1870/80) caratterizzata dalla scoperta dell'energia elettrica, fino ad arrivare alla terza rivoluzione industriale legata allo sviluppo tecnologico, elettronico ed informatico, l'umanità è stata testimone di tre singolarità, ovvero a cambiamenti paradigmatici della storia.

Se da un lato il susseguirsi di dette rivoluzioni industriali portava ad un tumultuoso sviluppo economico e sociale, dall'altro non si avevano strumenti a disposizione per valutare i rischi ambientali a cui veniva esposta la biosfera. Con ciò si fa riferimento alle emissioni di CO<sub>2</sub> e altri gas serra, i cui effetti negativi, ormai ampiamente dimostrati, sono entrati prepotentemente nell'agenda politica internazionale.

Infatti, a partire dal 2012 nel periodo successivo al termine del Protocollo di Kyoto è stato varato dall'UE il "Piano 20 20 20" che prevede la riduzione del 20% di tutti i gas serra, l'incremento del 20% della quota di energia prodotta da fonti rinnovabili e quindi portare al 20% il risparmio energetico.

In seguito, nel 2015, durante una conferenza internazionale sul riscaldamento globale a Parigi, i Paesi presenti alla COP21 sono giunti ad un accordo per il contenere l'aumento della temperatura globale fino a 2°C (prossimo al limite ideale di 1.5°C) che può essere rispettato solo con un drastico decremento delle emissioni di CO<sub>2</sub> e dei gas serra, da qui al termine ultimo decretato nell'accordo che è il 2050.

Abbattere o azzerare tali emissioni può essere possibile soltanto immaginando un processo di decarbonizzazione e un simultaneo ingresso sul mercato ad ampio spettro di tecnologie a basso impatto ambientale, tenendo conto della costante crescita del fabbisogno energetico mondiale e del fatto che ad oggi l'80% di tale fabbisogno è coperto da combustibili fossili.

Un settore particolarmente bisognoso di rinnovamento energetico è quello edilizio che attualmente copre il 40% del fabbisogno europeo di energia (sia termica che elettrica).

È quello di cui ci vogliamo occupare in questa tesi, attraverso l'analisi, progettazione e realizzazione di un modulo abitativo ad alta efficienza energetica, presso il Politecnico di Torino, che cerchi di soddisfare la definizione di uno "*zero energy building*", azzerando le emissioni senza rinunciare alla sicurezza e al design.

Gli aspetti da curare in questo elaborato spazieranno dai materiali utilizzati per la fabbricazione e per la struttura del modulo abitativo, con particolare attenzione alla stratigrafia delle pareti e relative trasmittanze, dei ponti termici e dei vettori energetici utili alla climatizzazione del locale, quali pompe di calore, pannelli fotovoltaici, inverter e altri strumenti, sfruttando il software Energy Plus. Un grande vantaggio economico e tempistico sarebbe

anche quello di avere a disposizione moduli prefabbricati, trasportabili come oggetti deassemblati e assemblabili in loco in circa quattro settimane, evitando un cantiere, nonché l'utilizzo di materiali ecosostenibili come il sughero (per l'isolamento termo-acustico delle pareti) o il legno.

L'obiettivo diventa dunque quello di realizzare un modulo *Eco-home* adibito come sala studio per gli studenti del Politecnico, in particolare attraverso l'analisi di diverse soluzioni impiantistiche più o meno ottimali ed efficienti, evidenziando il forte interesse che lo stesso Ateneo detiene nei confronti di un tema attuale e delicato come il cambiamento climatico.

L'idea nasce da stabilimenti preesistenti pensati e progettati per casi particolarmente inadatti all'adozione di tradizionali fonti di energia oppure luoghi in emergenza da catastrofi naturali e quindi volutamente resi più autonomi possibile sfruttando fonti rinnovabili, dunque ad emissioni zero.

## Capitolo 1

### 1.1 Il concetto di Zero Energy Building

#### 1.1.1 Definizione [1]

Il significato di *Zero Energy Building (ZEB)* non è quello di un edificio completamente autonomo, ma si può anche intendere come una struttura connessa ad una rete elettrica territoriale, il che non escluderebbe la possibilità di ottenere l'uguaglianza algebrica tra i Carichi netti dell'edificio e gli apporti di energia primaria.

Le prime realizzazioni di questa tipologia di edifici risalgono al 1988 quando in Germania è stata conclusa la *Passivhaus* ("edificio passivo"). Essa è un edificio di tipo residenziale di medio-piccole dimensioni il cui fabbisogno energetico soddisfa il requisito di questa tipologia di edifici, essendo inferiore ai 15 kWh/m<sup>2</sup>. Una *Passivhaus* standard è caratterizzata da un'ingente diminuzione del fabbisogno di energia dovuto ad un superisolamento dell'involucro e allo sfruttamento degli apporti gratuiti, nonché ad un basso rapporto di forma dell'edificio e un adeguato orientamento dello stesso.

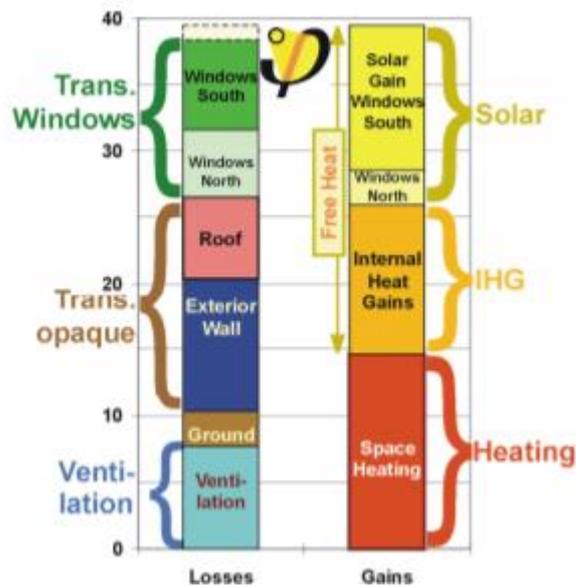


Figura 1. Schema bilancia energetico di una *Passivhaus* (in kWh/ (m<sup>2</sup> a)) [1]

Ulteriori esempi di realizzazioni di edifici a zero energia sono *Zero Energy Home* (negli Stati Uniti), *Maison autonome en énergie* (in Francia) e *Green Building* (nel Regno Unito, Stati Uniti, Canada). Mentre la prima non esclude il collegamento ad una rete elettrica esterna, con la possibilità di ottenere una somma algebrica al bilancio energetico tendente a 0 o addirittura, in alcuni

casi, positiva (con energia ceduta alla rete esterna). La Maison autonome en énergie, invece, è fondata sull'idea di totale autonomia, priva quindi di connessioni con l'esterno. Infine, la terza ed ultima tipologia di edifici citata, il Green Building, si differenzia dalle prime due in quanto cambia la destinazione d'uso del locale che passa da residenziale a pubblica (uffici, ospedali, attività commerciali).

Tuttavia, il concetto di ZEB può variare in funzione della prospettiva sotto cui lo osserviamo: si può parlare infatti di 4 definizioni distinguendo gli ambiti energetico, economico o ambientale. Allo scopo di ricavarle, è necessario effettuare un bilancio tipico di uno ZEB, come segue:

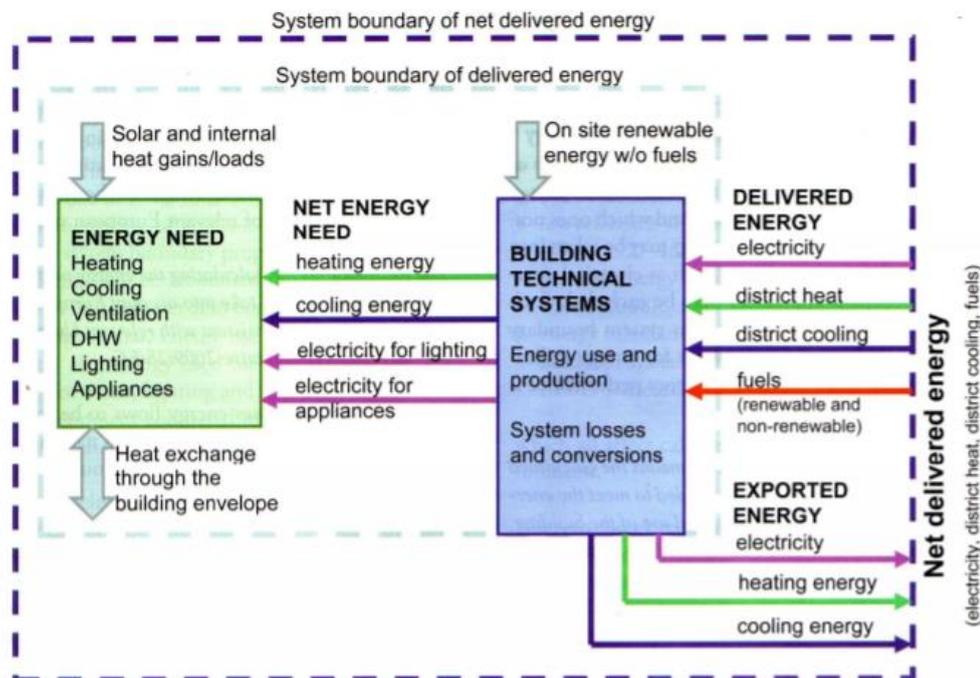


Figura 2. Bilancio di energia di un edificio [Kurtnitski et al., 2011] [2]

Dove i flussi illustrati sono:

- *Energy need*: energia, suddivisa per usi finali (climatizzazione, ventilazione, ACS, illuminazione, forza motrice), di cui necessita l'utenza;
- *Net energy need*: energia, suddivisa per tipologia (termica, frigorifera, elettrica), che il sistema impiantistico fornisce all'utenza;
- *Delivered energy*: energia (combustibili fossili, energia termica di rete di teleriscaldamento/teleraffreddamento, energia elettrica da rete), fornita dall'esterno al sistema impiantistico dell'edificio;
- *Exported energy*: energia (termica, elettrica) che il sistema impiantistico di edificio esporta per essere utilizzata all'esterno dell'edificio;

- *Net delivered energy*: energia primaria da fornire al sistema impiantistico di edificio al netto dell'energia esportata;
- *System boundary of delivered energy*: confine che include entro di sé tutte le aree dell'edificio (interne ed esterne) dove l'energia viene consumata o prodotta; su tale confine vengono misurati, distinti per vettore energetico, i flussi di energia in ingresso e in uscita;
- *System boundary of net delivered energy*: confine su cui vengono calcolati i flussi di energia primaria in ingresso e in uscita per ciascun vettore energetico (combustibili fossili, energia termica da rete, energia elettrica, energie rinnovabili o assimilabili).

Il *NREL* (*National Renewable Energy Laboratory*) provvede a ridefinire uno ZEB in funzione di diversi aspetti, tenendo conto proprio del bilancio previa descritto.

Considerando il confine “system boundary of net delivered energy” e i dovuti coefficienti di conversione relativi ai vettori energetici (che variano nel tempo e nello spazio e sono stabiliti a livello nazionale) possiamo dire che qualora la quantità di energia primaria entrante nel volume di controllo sia pari a quella uscente si parla di *net Zero Source Energy Building*, ovvero un edificio che produce (o acquista) tanta energia da fonti rinnovabili quanta energia primaria utilizza annualmente.

Variando poi il volume di controllo con quello identificato come “system boundary of delivered energy”, si definisce un *net Zero Site Energy Building*, cioè un edificio che produce tanta energia da fonti rinnovabili quanta ne usa in un anno. Una terza definizione proposta è quella di *Net Zero Emission Building*, che corrisponde ad un locale che produce tanta energia rinnovabile ad emissioni zero o acquista tanti crediti di emissione quanti servono per controbilanciare le emissioni di CO<sub>2</sub> relative all'energia che utilizza.

In ambito economico, un'ultima definizione fornita dallo stesso NREL è quella di *Net Zero Energy Cost Building*, ovvero un edificio in cui le spese che i gestori delle infrastrutture energetiche locali pagano al proprietario per le energie prodotte è almeno pari all'ammontare che il proprietario stesso paga a tali gestori per l'energia richiesta dall'edificio. Quest'ultima tipologia di ZEB però soffre le suscettibili variazioni del costo dell'energia, mercato quindi instabile e il mantenimento nel tempo degli incentivi di cui gode a livello nazionale (o regionale).

## 1.2 Nearly zero energy building in Europa e in Italia

L'espressione *Nearly Zero Energy Building (NZEB)*[2] è stata coniata per definire edifici ad elevata prestazione energetica, con drastica riduzione dei carichi, garantendo quindi bassissima richiesta di elettricità, potenza termica di raffrescamento, di riscaldamento, di acqua calda sanitaria e di potenza per la ventilazione. L'obiettivo di incrementare l'efficienza energetica può essere perseguito sia su un'abitazione costruita ex novo che su una riqualificata, proprio questa seconda via è molto praticata in Italia, soprattutto in seguito alle Direttive Europee EPBD ("*Energy Performance of Building Directing*") del 2010 (2010/31/UE) dove si sanciva che dal 2021 e dal 2018, rispettivamente per l'edilizia privata e per l'edilizia pubblica, gli edifici di nuova costruzione dovranno essere NZEB.

In Italia, il tema dell'efficienza energetica è stato introdotto nel 2005 dal *D.L. 192/2005*, modificato successivamente nel *D.L. 63/2013* per aggiungere tutti gli aspetti relativi all'EPBD. Nonostante questo fosse sufficiente in termini di definizione di efficienza energetica e integrazione a un edificio di fonti rinnovabili per la produzione di energia in sito, è stato necessario un ulteriore ritocco normativo con l'entrata in vigore del *DM 26 giugno 2015* "*Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici*", nel quale sono definiti tutti gli aspetti e i limiti che un edificio deve rispettare per essere definito NZEB. L'impegno italiano in questo campo ha prodotto protocolli particolarmente rivolti all'efficientamento energetico come CasaClima o la certificazione PassivHaus.

Nonostante i vari decreti previa descritti, non ci sono regole ben definito riguardo le metodologie per la costruzione di una Eco Home. Ciò che viene fornito è piuttosto una serie di principi fondamentali da rispettare, in modo che questi possano essere integrati con il luogo e con gli stili architettonici dello stesso, senza rinunciare quindi né all'architettura né al rendimento.

In linea di massima le direttive sono intuitive e semplici: minimizzare la domanda energetica, studiando quindi una corretta geometria della struttura, ottimizzarne l'esposizione attraverso il corretto orientamento tenendo conto di irraggiamento medio, vento, temperature e ombreggiamento. L'energia termica deve essere sfruttata il più possibile (quindi assorbita) in contesto invernale, e limitata in quello estivo, garantendo un ottimale grado di ventilazione per il cosiddetto *raffrescamento passivo*, quindi minimizzare illuminazione artificiale attraverso lo sfruttamento di quella naturale e garantire che le dispersioni di

## 1.2 Nearly zero energy building in Europa e in Italia

flussi termici siano minime attraverso un rapporto ottimo tra superfici trasparenti e opache. L'energia elettrica che però è necessaria all'edificio deve comunque essere fornita e la soluzione in questo caso è lo sfruttamento di fonti rinnovabili. L'ottimizzazione di tutti questi fattori è resa possibile solo con un costante monitoraggio degli apporti e dei carichi, automatizzando l'edificio, venendo così in aiuto ad un sistema di regolazione in grado di provvedere automaticamente ai fabbisogni del locale.

La realizzazione di edifici ad energia quasi zero nel nostro Paese è in mano a *Enea*. Questa società ha avviato un programma di monitoraggio della costruzione di edifici ad alte prestazioni energetiche definita come *Osservatorio Nazionale degli Edifici a Energia quasi Zero* allo scopo di fornire quante più informazioni possibili che portino alla realizzazione di NZEB in Italia, con il risultato attuale di circa 800 edifici, per lo più situati nel nord.

Un tipico esempio è il *nuovo Campus dell'università Bocconi a Milano*, che dovrebbe essere ultimato nel settembre 2019.



Figura 3. Nuovo Campus Bocconi, Milano

Al contrario di ciò che si potrebbe pensare intuitivamente, altissime prestazioni energetiche non possono essere ottenute solo laddove le fonti rinnovabili (come il sole) sono più presenti. Esempi di importantissimi e minuziosi lavori che hanno portato alla realizzazione di opere NZEB in tutto il mondo sono anche il *BedZED* di Londra, una struttura con 82 abitazioni e 777 m<sup>2</sup> di pannelli solari, completamente ecosostenibile, l'*Heliotrope* in Germania che è in grado di seguire la radiazione solare, ruotando, in inverno e schermandola in estate, o ancora *la casa di Edmonton* in Canada, una casa passiva di oltre 220 m<sup>2</sup>. Ancora il *Greenstone Building*, sede di 16 agenzie governative che gode di un giardino di raccoglimento delle acque piovane e massimizzazione dell'irraggiamento solare per minimizzare il fabbisogno

## 1.2 Nearly zero energy building in Europa e in Italia

elettrico, ed infine, tornando a Milano, l'edificio *K19*.



*Figura 4. BedZED di Londra[2]*



*Figura 5. casa passiva di Edmonton in Canada[2]*

## 1.2 Nearly zero energy building in Europa e in Italia



*Figura 6. il Greenstone Building[2]*



*Figura 7. Edificio a energia quasi zero K19 a Milano[2]*

## 1.3 Quadro legislativo

Nel paragrafo precedente è stata nominata quella che risulta essere la principale Direttiva europea inerente ai Nearly Zero Energy Building: l'EPBD. Conosciuta anche come Direttiva 2010/31/EU e redatta in Parlamento Europeo il 19 maggio 2010, questa fornisce la definizione stessa di NZEB nell'articolo 2: esso è un edificio la cui quota energetica deve essere coperta largamente da fonti rinnovabili. Nello specifico l'Articolo 1 stabilisce che *la prestazione energetica di un edificio deve essere determinata in base all'energia annuale calcolata o misurata al fine di soddisfare tutte le esigenze relative all'utilizzo abituale e deve riflettere il fabbisogno energetico di riscaldamento e raffrescamento (per evitare il surriscaldamento) per mantenere le condizioni previste di temperatura edificio e il fabbisogno di acqua calda sanitaria.*

Come accennato precedentemente l'obiettivo tempistico è duale: Per edifici privati si sancisce che tutti gli edifici costruiti a partire dal 31 dicembre 2020 siano NZEB, mentre quelli inerenti alle pubbliche amministrazioni, a partire dal 31 dicembre 2018.

La Direttiva definisce, inoltre, nell'articolo 6, che ogni Stato Membro debba garantire la fattibilità dei sistemi alternativi seguenti:

- Sistemi di approvvigionamento energetico decentralizzati basati su energia rinnovabile;
- Cogenerazione;
- Teleriscaldamento (per riscaldamento e raffrescamento in particolare se basato interamente o parzialmente su energia da fonte rinnovabile);
- Pompe di calore.

Per quanto concerne la Normativa italiana bisogna riferirsi al Decreto interministeriale del 26 giugno 2015, previa citato, "Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici". Questo integra la Direttiva europea e definisce nell'Allegato 1 che i NZEB sono quegli edifici, di nuova costruzione o esistenti, per cui siano rispettati contemporaneamente:

- 1) Tutti i requisiti della lettera b), del comma 2, del paragrafo 3.3, determinati con i valori vigenti dal 1° gennaio 2019 per gli edifici pubblici e dal 1° gennaio 2021 per tutti gli altri edifici;
- 2) Gli obblighi di integrazione delle fonti rinnovabili nel rispetto dei principi minimi di cui all'Allegato 3, paragrafo 1, lettera c) del decreto legislativo 3 marzo 2011, n. 28.

Facendo ora riferimento proprio alla lettera b) del comma 2 del paragrafo 3.3 è possibile evidenziare le caratteristiche richieste per la definizione di NZEB:

- Il parametro  $H'_T [W/m^2]$ , coefficiente di scambio termico medio globale per trasmissione per unità di superficie disperdente, che deve essere inferiore ai valori seguenti riportati in tabella

Numero Riga	RAPPORTO DI FORMA (S/V)	Zona Climatica				
		A e B	C	D	E	F
1	$S/V > 0,7$	0,58	0,55	0,53	0,50	0,48
2	$0,7 > S/V > 0,4$	0,63	0,60	0,58	0,55	0,53
3	$0,4 > S/V$	0,80	0,80	0,80	0,75	0,80
Numero Riga	TIPOLOGIA DI INTERVENTO	Zona Climatica				
		A e B	C	D	E	F
4	Ampliamenti e Ristrutturazioni importanti di secondo livello per tutte le tipologie edilizie	0,73	0,70	0,68	0,65	0,62

Tabella 1 Valore massimo ammissibile del coefficiente di scambio termico globale  $H'_T [W/m^2]$

- Il rapporto  $A_{sol,est}/A_{sup,utile}$  definito in base alla seguente formula per il calcolo:

$$A_{sol,est} = \sum_k F_{sh,ob} * g_{gl+sh} * (1 - F_f) * A_{w,p} * F_{solest} [m^2]$$

Dove:

- $F_{sh,ob}$  è il fattore di riduzione per ombreggiatura relativo ad oggetti esterni per l'area di captazione solare effettiva della superficie vetrata k-esima, riferito al mese di luglio;
- $g_{gl+sh}$  è la trasmittanza di energia solare totale della finestra calcolata nel mese di luglio, quando la schermatura è utilizzata;
- $F_f$  è la frazione di area relativa al telaio, rapporto tra area proiettata del telaio e l'area proiettata totale del componente finestrato;
- $A_{w,p}$  è l'area proiettata totale del componente vetrato (area del vano finestra);
- $F_{solest}$  è il fattore di correzione per l'irraggiamento incidente, ricavato come rapporto tra l'irradianza media nel mese di luglio, nella località e sull'esposizione considerata, e l'irradianza media annuale di Roma, sul piano orizzontale.

Il valore di  $A_{sol,est}$  in rapporto all'area della superficie utile deve essere inferiore al valore massimo ammissibile dato nella seguente tabella:

#	Categoria edificio	Tutte le zone climatiche
1	Categoria E.1 fatta eccezione per collegi, conventi, case di pena, caserme nonché per la categoria E.1(3)	$\leq 0,030$
2	Tutti gli altri edifici	$\leq 0,040$

Tabella 2. Valore massimo ammissibile del rapporto tra area solare equivalente estiva e superficie utile.

- Le efficienze  $\eta_H$ ,  $\eta_W$ ,  $\eta_C$ , risultino inferiori ai valori delle corrispondenti efficienze indicate per l'edificio di riferimento. Quest'ultimo è definito come un "edificio identico in termini di geometria (sagoma, volumi, superficie calpestabile, superfici degli elementi costruttivi e dei componenti), orientamento, ubicazione territoriale, destinazione d'uso e situazione al contorno, e avente caratteristiche termiche e parametri energetici predeterminati" (lettera l-novies, comma 1, articolo 2, Dlgs 192/2005).

Realizzare un ottimale NZEB non vuol dire soltanto rispettare le direttive fornite a livello europeo e nazionale, ma vuol dire anche rispettare un profondo equilibrio tra l'utilizzo di fonti rinnovabili per soddisfare i fabbisogni, la termofisica dell'edificio e la climatizzazione. Il comfort è un punto fondamentale della progettazione e della realizzazione in quanto chi usufruirà dei locali dovrà farlo in condizioni ottimali, relativamente alle attività che lo stesso edificio prevede siano svolte. Al fine del raggiungimento di un certo grado di comfort termoisometrico degli utilizzatori, diversi sono i parametri da tenere in considerazione:

- Temperatura dell'aria [°C];
- Temperatura operativa [°C] definita dalla UNI EN ISO 7730/2006 come  $t_0 = A * t_a + (1 - A) * t_{mr}$

Dove:

“A” vale 0.5 per velocità dell'aria minori di 0.2 m/s;

- Velocità dell'aria [m/s];
- Umidità relativa [-].

Queste caratteristiche sono tutti parametri addizionali rispetto al concetto di “zero energy”, e mostrano l'importanza che gli elementi termofisici e di conseguenza la climatizzazione dell'edificio hanno sull'efficienza energetica dello stesso. Il concetto che racchiude questi elementi è quello di casa passiva fornito dalla *Passivhaus Institute*:

- a) Isolamento termico: Coefficiente di trasferimento del calore U minore o al più uguale a 0.15 W/(m<sup>2</sup> K);

- b) Finestre passive: telai ben isolati e dotati di vetrate low-e riempite con gas come Argon o Krypton che abbattano la trasmissione di calore,  $U$  al massimo pari a  $0.8 \text{ W/ (m}^2 \text{ K)}$  quando  $g$  vale circa 50;
- c) Recupero del calore di ventilazione: recuperare almeno il 75% del calore dell'aria di scarico in favore di quella immessa, con un preriscaldatore (scambiatore di calore);
- d) Ermeticità dell'edificio: in un test di pressione a 50 Pa (sia in pressurizzazione che depressione) le perdite incontrollate devono essere al massimo pari a 0.6 volte il volume dell'edificio all'ora;
- e) Abbattimento o scomparsa dei ponti termici: angoli, bordi, collegamenti, giunture, penetrazioni devono essere tutti realizzati minimizzando o addirittura eliminando i ponti termici;
- f) Utilizzo di pannelli fotovoltaici per il fabbisogno elettrico e di pompe di calore per raffrescamento e riscaldamento.

## Capitolo 2

### 2.1 Quadro teorico e formule utili [6]

Il raggiungimento dello scopo dello studio effettuato in questo elaborato deve essere raggiunto tramite un accurato studio della termofisica dell'edificio in esame. In generale, la disciplina della termofisica è quella che studia gli scambi di flussi termici (in termini energetici o di potenze) correlati alle proprietà fisiche dei materiali. Nel caso particolare in cui gli scambi termici in questione riguardino un edificio e l'ambiente esterno si parla di *termofisica dell'involucro edilizio*.

In questo caso il volume di controllo diviene proprio tale involucro e in flussi interessanti saranno quelli entranti ed uscenti relativi al suddetto volume. Ciò che è fondamentale distinguere, per comprendere i fabbisogni di un edificio è il contesto in cui esso si trova, distinguendo in linea di massima due casi: caso invernale (fabbisogno di riscaldamento) e caso estivo (fabbisogno di raffrescamento).

Nel primo caso si sfrutta il regime stazionario, considerando la temperatura esterna la più bassa possibile (in funzione del sito considerato), per il secondo invece si sfrutta l'andamento sinusoidale della temperatura al fine di studiare il fenomeno di accumulo di calore e successivo rilascio all'interno delle pareti dell'involucro al variare del tempo.

A questo scopo la struttura delle pareti sarà diversa e in particolare si distinguono due tipi di componenti: opaco e trasparente. I componenti opachi partecipano al bilancio energetico sia perché attraversati dal flusso termico, sia perché hanno la capacità di immagazzinare calore (inerzia termica delle pareti), nelle sue partizioni interne. Non meno importante è la funzione di isolamento termico, tanto più importante quanto maggiore è la differenza di temperatura tra ambiente interno ed esterno.

La componente trasparente, invece, è isolante solo per quanto riguarda i flussi scambiati per convezione e per conduzione, ma non per i flussi termici irraggiati dall'esterno. Infatti, i due parametri fondamentali per la descrizione degli elementi trasparenti di un edificio sono la *trasmittanza termica* e il *fattore di trasmissione totale* (*g* o *TSET*). Quest'ultimo parametro è definito come rapporto tra flusso dovuto alla radiazione solare complessivamente entrante nell'ambiente interno e la radiazione solare incidente sul componente vetrato; la trasmittanza termica invece si calcola come da norma UNI EN ISO 10077-1.

Calcolo di  $g$  (TSET).

I coefficienti necessarie per il calcolo di TSET sono  $\alpha$ ,  $\rho$  e  $\tau$ , rispettivamente i coefficienti di assorbimento, riflessione e trasmissione relativi ad una parete vetrata.

$$\alpha = \frac{I_{abs}}{I_{tot}}; \quad \rho = \frac{I_{rif}}{I_{tot}}; \quad \tau = \frac{I_{trasm}}{I_{tot}};$$

dove  $I_{abs}$ ,  $I_{rif}$ ,  $I_{trasm}$  sono rispettivamente le energie solari assorbite, riflesse e trasmesse dalla parete trasparente.

La somma dei sopra elencati parametri è sempre pari a 1.

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \tag{2.1}$$

Noti questi rapporti, in particolare quelli di trasmissione ed assorbimento, TSET sarà calcolabile come rapporto tra l'addizione del contributo di energia trasmessa attraverso il serramento e di una componente che viene assorbita dalla vetratura e trasmessa nell'ambiente interno per convezione e irraggiamento e la radiazione solare incidente.

$$g = \frac{(\tau + N * \alpha) * I}{I} = (\tau + N * \alpha) \tag{2.2}$$

### 2.1.1 Proprietà termofisiche dei materiali

Nello studio della termofisica di un edificio, la grandezza più importante per descrivere il comportamento di un divisorio, in particolare tra interno ed esterno, è la *trasmittanza termica* (o la resistenza termica che è il suo inverso).

Essa è funzione della composizione dell'involucro, quindi della sua stratigrafia ed è calcolabile considerando sia i contributi convettivi interni ed esterni che quelli conduttivi relativi ai differenti materiali che compongono lo strato del divisorio, attraverso la seguente relazione:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_{j=1}^{n_2} \frac{d_j}{\lambda_j} + \sum_{j=1}^{n_2} R_j + \frac{1}{h_i}} \tag{2.3}$$

Dove:

- $h_e$  ed  $h_i$  sono rispettivamente i coefficienti convettivi esterno ed interno misurati in  $W/(m^2K)$  definiti dalla UNI EN ISO 6946;
- $R_j$  è la resistenza termica dell'eventuale j-esimo intercapedine, distinta in relazione al tipo di ventilazione dell'aria (o del gas) all'interno dello stesso, misurata in  $(m^2K)/W$  definita dalle normative UNI 10355 e UNI EN ISO 6946;
- $d_j$  è lo spessore del j-esimo componente in m;
- $\lambda_j$  è la conducibilità termica del j-esimo componente misurata in  $W/(m K)$  definita dalla normativa UNI 10351.

Minimizzare il valore della trasmittanza termica  $U$  significa isolare al meglio un edificio, in quanto più basso sarà il valore della stessa, minore sarà il trasferimento di calore tra gli ambienti separati dal divisorio, ad esempio tra interno ed esterno. Focalizzando l'attenzione sui termini che influiscono sulla trasmittanza, si può notare come intervenendo sulla geometria (variando lo spessore) e variando differenti materiali è possibile aumentare la resistenza termica. In un caso invernale, l'utilità è quella di non disperdere calore dell'ambiente riscaldato verso l'esterno.

La trasmittanza termica può essere anche definita per le componenti vetrate di un edificio, che, come già accennato, devono contribuire fortemente all'isolamento dalla trasmissione di calore per conduzione e convezione, dato che esse non permettono di abbattere l'irraggiamento. La relazione per il calcolo della trasmittanza termica di un elemento vetrato è differente da quella sopra citata poiché è necessario tenere conto del telaio, della trasmittanza termica lineica e di ulteriori parametri descritti di seguito:

$$U_w = \frac{\sum A_g * U_g + \sum A_f * U_f + \sum l_g * \psi_g}{\sum A_g + \sum A_f} \quad (2.4)$$

Dove:

- $A_g$  rappresenta l'area del componente trasparente;
- $U_g$  rappresenta la trasmittanza termica dell'elemento trasparente, calcolata come:

$$U_g = \frac{1}{R_{SE} + \sum_{j=1}^{n_2} \frac{d_j}{\lambda_j} + \sum_{j=1}^{n_2} R_{sj} + R_{SI}} \quad (2.5)$$

- $R_{sj}$  rappresenta la resistenza termica della j-esima intercapedine misurata in  $(m^2K)/W$ ;
- $R_{SE}$  rappresenta la resistenza termica superficiale esterna misurata

- in  $(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$ ;
- $R_{SI}$  rappresenta la resistenza termica superficiale interna misurata in  $(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$ ;
- $A_f$  rappresenta la superficie del telaio misurata in  $\text{m}^2$ ;
- $U_f$  rappresenta la trasmittanza totale visibile del componente vetrato;
- $\psi_g$  rappresenta la trasmittanza termica lineica dovuta all'effetto combinato di un elemento trasparente, distanziatore e telaio, misurata in  $\text{W}/(\text{mK})$ . In genere, essa è fornita dal venditore o può essere ricavata empiricamente dalla normativa UNI EN ISO 10077-1;
- $l_g$  rappresenta il perimetro totale visibile dell'elemento vetrato.

Generalmente i componenti vetrati possono essere oscurati con apposite coperture (tipicamente mobili), come ad esempio le persiane. Per correggere la trasmittanza termica in questi casi è necessario correggere la  $U_w$  come segue:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_w} + \Delta R} \quad (2.6)$$

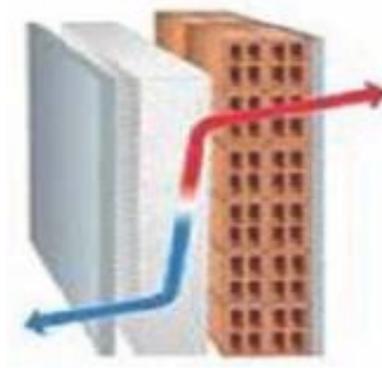
Dove  $\Delta R$  è la resistenza termica addizionale, data sia dall'intercapedine d'aria tra chiusura e finestra, sia dalla chiusura stessa.

### 2.1.2 Come isolare l'edificio

Isolare un edificio vuol dire abbattere la trasmittanza termica delle sue pareti, in particolare quando i due ambienti trattati sono interno ed esterno. Per giungere allo scopo è necessario sfruttare materiali che abbiano una bassa conducibilità termica, cioè una bassa propensione a trasportare calore per conduzione. Questa soluzione risulta la più ottimale in quanto evita di progettare pareti di eccessivo spessore. Per essere definito isolante, un materiale deve garantire una conducibilità termica  $\lambda \leq 0.065 \text{ W}/(\text{mK})$ .

A seconda che le pareti siano verticali o orizzontali, il tipo di isolante ed il modo in cui esso può essere usato, sono differenti.

Per una parete verticale, se l'isolante viene collocato internamente, si parla chiaramente di isolamento dall'interno. Semplice messa in opera e raggiungimento rapido della temperatura desiderata sono i due vantaggi più lampanti di questa metodologia, lo svantaggio però è quello di un'eccessiva quantità di ponti termici, nonché la difficoltà nel raggiungimento del comfort termoigrometrico e una riduzione della superficie calpestabile.



*Figura 8. Isolamento "a cappotto"[6]*

Una seconda metodologia di isolamento è quella dall'esterno, comunemente definita “a cappotto”. L'isolante viene letteralmente inchiodato dall'esterno. Con questa tecnica, quando si vuole raggiungere un'adeguata temperatura interna la fatica è maggiore, poiché l'inerzia termica delle pareti deve anch'essa raggiungere la temperatura opportuna, rallentando il processo di riscaldamento/raffrescamento. Un ulteriore svantaggio è quello di ampliare la volumetria dell'edificio, anche perché volendo evitare il diretto contatto tra isolante e agenti esterni, è necessaria l'aggiunta di uno strato di intonaco, con la funzione di protezione dell'isolante stesso; ciò può comportare implicazioni legali che, se non necessarie, l'utilizzatore vuole sempre evitare.



*Figura 9. Isolamento dall'interno [6]*

Una terza tecnica utilizzabile per l'isolamento delle pareti di un edificio è quello che prevede l'inserimento di materiale isolante nelle intercapedini,

generando una soluzione ottimale sia per l'abbattimento dell'inerzia termica, sia per la riduzione della superficie interna abitabile che per l'aumento del volume esterno all'edificio; La stratigrafia della parete è schematizzabile come uno strato interno in laterizio, uno strato (intercapedine) costituito da materiale isolante e poi un terzo strato di laterizio. L'isolante è quindi posto al riparo dagli agenti esterni, garantendo la sua funzione per un tempo molto superiore rispetto all'isolamento "a cappotto".



Figura 10. Isolamento per intercapedine [6]

Un'ultima soluzione riportata è quella di una facciata ventilata, in cui un'intercapedine di spessore variabile da 5 a 5 cm, piena d'aria ventilata, funge da isolante termico garantendo l'asportazione del vapor d'acqua formatosi negli ambienti interni grazie all'effetto camino, secondo cui l'aria ascendente smaltisce il calore latente dato dall'evaporazione delle goccioline di vapore evitando sia condensa superficiale che interstiziale.

Nel periodo estivo, quando il fabbisogno è di raffrescamento, l'analisi dell'edificio è da condursi in termini dinamici: durante questo periodo si evidenzia l'importanza del concetto di inerzia termica. I parametri chiave per descrivere questo fenomeno sono la *massa frontale termica* e la *capacità termica frontale*: entrambi sono descritti elementi come la conducibilità termica, il calore specifico e la densità dei materiali che compongono le pareti dell'edificio. Il primo parametro, come già enunciato, rappresenta la capacità di un materiale di trasmettere calore per conduzione (la cui forzante è la variazione di temperatura tra ambiente interno ed esterno), mentre il calore specifico  $c_p$  è la quantità di calore accumulato da un kilogrammo di un dato materiale per aumentare di un grado la temperatura dello stesso e si misura

proprio in J/(kgK). La massa frontale e la capacità termica frontale sono funzioni della stratigrafia del divisorio in esame, e nello specifico sono calcolabili come:

$$MF = \sum_{i=1}^N \rho_i * s_i \left[ \frac{kg}{m^2} \right] \quad (2.7)$$

$$CF = \sum_{i=1}^N \rho_i * s_i * c_{pi} \left[ \frac{J}{m^2K} \right] \quad (2.8)$$

Dove:

- $\rho_i$  rappresenta la densità dell'i-esimo materiale;
- $c_{pi}$  rappresenta il calore specifico dell'i-esimo materiale;
- $s_i$  rappresenta lo spessore dell'i-esimo strato.

Gli ulteriori parametri dinamici dipendenti dal tipo di materiali che costituiscono la parete sono descritti nella normativa UNI EN ISO 13786, in cui si considera una sollecitazione termica sinusoidale per le pareti nell'arco delle 24 ore di una giornata. Le grandezze in esame sono:

1.  $Y_{IE} = \frac{L_{IE}}{A}$  definita come trasmittanza termica periodica, ovvero l'ampiezza complessa della densità di flusso termico attraverso la superficie del componente adiacente all'ambiente interno, diviso per l'ampiezza complessa della temperatura all'esterno. A è la superficie frontale in m<sup>2</sup> e L<sub>IE</sub> è la conduttanza termica periodica, cioè il numero complesso che correla il flusso termico periodico su un lato del componente con la temperatura periodica sul lato opposto dello stesso, considerando condizioni sinusoidali. Questa grandezza indica la densità di flusso termico trasmesso all'interno per unità di superficie frontale, considerata costante la temperatura interna;

2. Il fattore di attenuazione  $f$ , che è il rapporto fra la trasmittanza termica periodica (dinamica)  $Y_{IE}$  del componente e quella stazionaria U; Questo rapporto è sempre compreso tra 0 e 1 e sta ad indicare la diminuzione percentuale di flusso termico entrante in ambiente interno rispetto a quello che entrerebbe con una parete avente capacità termica nulla;

3. Lo sfasamento  $\phi$ , che rappresenta la differenza tra l'istante in cui la sollecitazione è massima sul componente esterno e massima su quello interno,

4. La capacità termica areale interna,  $k_i$ , che è l'attitudine dell'elemento ad accumulare calore quando sottoposto ad una sollecitazione dinamica termica sulla superficie interna.

### 2.1.3 Bilanci di massa ed energetico

Per determinare i bilanci di massa ed energetico di un edificio inserito, bisogna tenere conto delle sollecitazioni termiche fornite dall'ambiente esterno che risultano quindi le forzanti dei flussi entranti o uscenti dall'edificio stesso.

Per comprendere quale sia il fabbisogno termo-energetico di un locale è fondamentale considerare tre tipi di bilanci:

- Bilancio di massa (Aria);
- Bilancio di massa (Vapore acqueo)
- Bilancio di energia;

#### Bilancio di massa (Aria)

Due sono i fenomeni che caratterizzano il bilancio della massa d'aria entrante/uscente in relazione ad un edificio: infiltrazione (ed esfiltrazione) e ventilazione.

I primi sono due fenomeni incontrollati, legati all'esistenza di infissi (porte finestre, fessure di vario tipo, mentre il terzo è di tipo controllato grazie a delle aperture create appositamente in un locale per garantire il ricambio d'aria più idoneo sia alla geometria dello stesso che al suo scopo.

Tenendo conto di tutti i contributi dei flussi d'aria entranti e uscenti si possono calcolare i ricambi orari ( $h^{-1}$ ), da cui:

$$n = \frac{q_v}{V} \quad (2.9)$$

Dove  $q_v$  è la portata volumetrica d'aria [ $m^3/s$ ] e  $V$  è il volume di controllo scelto [ $m^3$ ] che può essere una singola stanza o tutto l'edificio.

In termini di portate massiche, può essere definito invece il bilancio seguente:

$$\sum_i G_{a,in} - \sum_j G_{a,out} = \frac{dm}{dt} = 0 \quad (2.10)$$

Dove  $G_{in}$  e  $G_{out}$  [ $kg/s$ ] sono rispettivamente le portate d'aria in ingresso e in uscita dal volume di controllo e (mantenendo l'ambiente a pressione costante pari circa a quella ambiente) la loro somma algebrica risulterà nulla.

#### Bilancio di massa (Vapor d'acqua)

Il quantitativo di vapore acqueo in un ambiente è regolato dalla presenza di fonti dello stesso quali piante, animali, persone. La produzione di vapore acqueo da parte di questi ultimi è funzione del lavoro svolto all'interno dell'edificio e per effettuarne un bilancio è necessario conoscerne il titolo dei

flussi in ingresso e di quelli in uscita, così da poter ricavare:

$$G_{vap,imp} + G_{vap,int} + \sum_i (G_{a,in} * x_{in}) - \sum_j (G_{a,out} * x_{out}) = \frac{dm_{vap}}{dt} = 0 \quad (2.11)$$

Dove:

- $G_{vap,imp}$  è la portata di vapore generata dall'impianto di climatizzazione in kg/s;
- $G_{vap,int}$  è la portata di vapore generata dalle fonti interne in kg/s;
- I due termini in sommatoria indicano rispettivamente le portate di vapore entranti e uscenti in kg/s, con  $G_{a,in}$  e  $G_{a,out}$  portate d'aria secca e  $x_{in}$  e  $x_{out}$  i rispettivi titoli in  $kg_v/kg_a$ .

Caso semplificato:  $G_{a,in}=G_{a,out}$ .

Il vapore acqueo è una componente molto importante in un progetto di un impianto poiché esso è strettamente connesso al concetto di calore latente.

### Bilancio energetico

Ultima, ma fondamentale, tipologia di bilancio è quella energetica. Partendo dal primo principio della termodinamica per sistemi aperti infatti è possibile ottenere un bilancio di potenza per un edificio. In forma generale il primo principio risulta:

$$\sum_i Q_i - \sum_j L_j = \sum_k G_k * \left( h + g * z + \frac{v^2}{2} \right)_k * \Delta t + \Delta E_{tot} \quad (2.12)$$

Considerando trascurabili i termini potenziale e cinetico, essendo nullo nel volume di controllo il lavoro interno  $L_i$ , ipotizzando condizioni stazionarie e considerando le seguenti definizioni:

- $Q_i$  è il calore i-esimo in kJ positivo o negativo a seconda che sia in ingresso o in uscita dal sistema;
- $G_k$  è la portata massica in kg/s di aria in ingresso o in uscita dal sistema;
- $h$  è l'entalpia specifica massica in kJ/kg;
- $g$  è l'accelerazione gravitazionale pari a  $9,81 \text{ m/s}^2$ ;
- $z$  è la quota in m;
- $v$  è la velocità del fluido in m/s;
- $\Delta t$  è l'intervallo di tempo considerato e misurato in s.

È possibile semplificare il sistema con portata in ingresso e uscita uguali tra loro e ipotizzando che il fluido nel volume di controllo sia un gas a

comportamento ideale, il primo principio diviene allora:

$$\sum_i Q_i = G_a * c_p * (\Delta T) * \Delta t \quad (2.13)$$

In modo più opportuno, tale principio può essere riscritto considerando gli apporti termici e i fabbisogni, così da poter più semplicemente distinguere 2 casi tradizionalmente definiti come Invernale ed estivo (caso di riscaldamento e caso di raffrescamento).

$$Q_{int} + Q_{sol} + Q_{H,nd} = Q_{H,tr} + Q_{H,ve} \quad (2.14)$$

Dove:

- $Q_{int}$  rappresenta gli apporti dovuti ad oggetti interni (apparecchiature elettriche/elettroniche, illuminazione, ecc.);
- $Q_{H,nd}$  rappresenta gli apporti dovuti all'impianto di riscaldamento;
- $Q_{sol}$  rappresenta gli apporti dovuti all'energia irradiata dal sole;
- $Q_{H,tr}$  rappresenta le dispersioni per trasmissione attraverso l'involucro causate dalla differenza di temperatura tra interno ed esterno;
- $Q_{H,ve}$  rappresenta le dispersioni per ventilazione causate dalla differenza di temperatura tra interno ed esterno;

Caso estivo (raffrescamento)

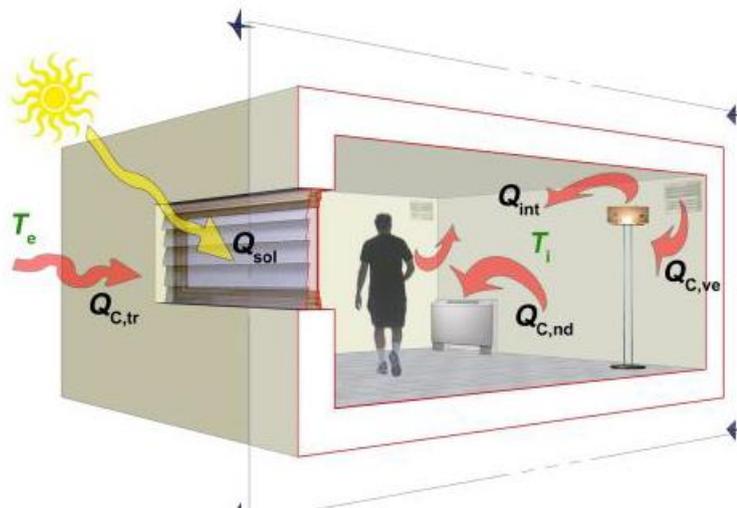


Figura 11. Caso estivo [6]

Nel caso estivo per il fabbisogno di raffrescamento la 2.14 diventa:

$$Q_{C,nd} = -Q_{C,tr} - Q_{C,ve} + Q_{int} + Q_{sol} \quad (2.15)$$

Caso invernale (riscaldamento)

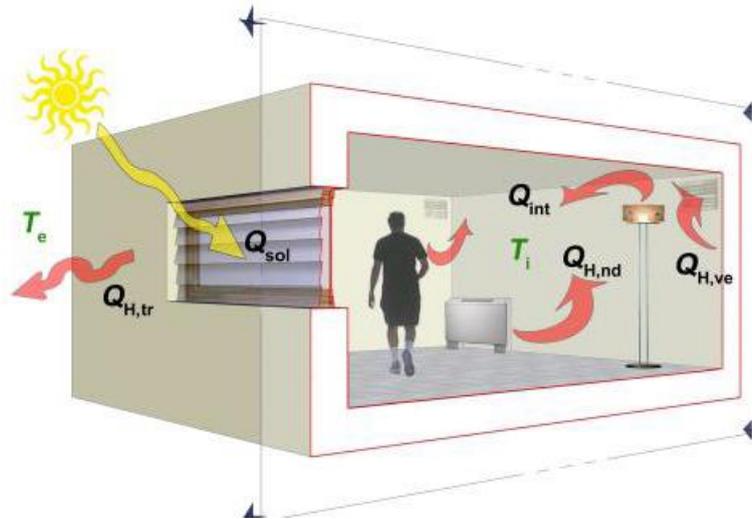


Figura 12. Caso invernale [6]

Nel caso invernale per il fabbisogno di riscaldamento la 2.14 diventa:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,tr} + Q_{H,ve} - Q_{int} - Q_{sol} \quad (2.16)$$

Questi bilanci possono ancora essere perfezionati attraverso dei fattori di utilizzazione che quantificano i flussi energetici utili alla riduzione del fabbisogno termico (in funzione del caso in esame).

Ne consegue allora, per il caso estivo:

$$Q_{C,nd} = -\eta_c * (Q_{C,tr} + Q_{C,v}) + Q_{int} + Q_{sol} \quad (2.17)$$

Mentre per il caso invernale:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,tr} + Q_{H,ve} - \eta_H * (Q_{int} + Q_{sol}) \quad (2.18)$$

Come si nota in entrambi i casi lo scopo del fattore di utilizzazione è quello di diminuire la quota dei flussi che hanno stesso segno del fabbisogno, in questo modo si diminuisce il valore assoluto del fabbisogno stesso, che sia esso di raffrescamento o di riscaldamento.

## Capitolo 3

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

La valutazione e la progettazione delle ottimali soluzioni impiantistiche HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) per un NZEB pongono quale obiettivo primario quello di massimizzare l'efficienza energetica globale dell'edificio in questione, senza tuttavia prescindere dall'ottimizzazione della qualità dell'aria dell'ambiente interno e il comfort termoigrometrico. Tenendo in conto le principali caratteristiche del locale, ad esempio i carichi termici, le dispersioni e la geometria, nonché caratteristiche geografiche e meteorologiche, è allora possibile effettuare delle simulazioni termoenergetiche finalizzate ad una scelta oculata dell'impianto di climatizzazione.

Di seguito sono classificate le differenti tipologie di impianti a disposizione dei progettisti per soddisfare tutti i requisiti precedentemente descritti.

#### 3.1.1 Impianti HVAC

Le soluzioni che un progettista può adottare sono molteplici e classificabili innanzitutto in funzione del fluido (o dei fluidi) termovettore.

Esistono impianti a tutt'aria, a tutt'acqua oppure misti. Per la refrigerazione vengono invece utilizzati dei circuiti a fluido frigorifero.

##### Impianti a tutt'aria

Dalla definizione fornita si può comprendere che l'unico fluido termovettore è l'aria. Questa viene prelevata dall'ambiente esterno (in alcuni casi ricircolata con una frazione d'aria prelevata dall'ambiente interno) e trattata in una UTA (*unità di trattamento aria*) nella quale viene filtrata, purificata ed infine reimpressa nell'ambiente interno. Molto spesso questa soluzione risulta conveniente in ambienti molto voluminosi (ospedali, scuole, aule universitarie, grossi magazzini, siti industriali, ecc.) nei quali assiduamente si verifichi la presenza di un elevato numero di utilizzatori o macchinari (generatori di vapore acqueo ed apporti termici). Uno dei motivi di successo di questo tipo di impianto è la garanzia di ottimizzazione del comfort termoigrometrico sia con carichi variabili che costanti, regolando la portata d'aria esterna e ricircolata infatti risulta relativamente semplice il

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

mantenimento degli standard ottimali della qualità dell'aria.

Un contro, non trascurabile ad esempio nel caso di uno ZEB (o NZEB) isolato, è la dimensione di una UTA. Questa infatti, specialmente per trattare volumi molto ampi, raggiunge dimensioni che spesso sono idonee all'affiancamento di un modulo abitativo ad alta efficienza energetica. Ulteriori svantaggi di questo impianto sono la difficoltà nella regolazione dell'umidità relativa e della temperatura quando l'ambiente non è omogeneo, quindi è suddiviso in diverse zone destinati a differenti scopi, nonché la presenza di forti correnti d'aria presso le bocchette di immissione. Infine, un'ultima problematica legata ad un impianto ad aria è la sua rumorosità.

#### Impianti misti (aria/acqua)

Rappresentano una soluzione che sfrutta due fluidi termovettori, acqua ed aria. Questo garantisce una grande flessibilità nella gestione dei carichi termici poiché è possibile trattare separatamente la quota sensibile e la quota latente del calore. Il controllo del calore latente, dell'umidità relativa viene effettuato ad aria, mentre la quota sensibile è gestita dall'impianto lato acqua.

L'acqua viene utilizzata attraverso pannelli radianti posti nella pavimentazione dell'edificio, i quali permettono un'ottima regolazione della temperatura in ambiente, soprattutto in condizioni di riscaldamento, rispettando i limiti di temperatura di 29°C imposti dalla UNI 10339. In caso di raffrescamento bisogna sempre tenere conto che la temperatura dell'acqua deve però essere sempre superiore a quella di rugiada alla pressione dell'ambiente interno considerato, per evitare i problemi di condensa. Utilizzando inoltre un impianto misto come quello previa descritto, diminuiscono le correnti d'aria localizzate che abbattano il livello di comfort nell'ambiente.

Uno svantaggio però, è la scarsa resa dei pannelli radianti in termini di refrigerazione per unità di superficie trattata, aggiungendo, poi, gli elevati costi di investimento non paragonabili ad un impianto a tutt'aria.

#### Impianti misti (aria/VRF)

Questo tipo di impianti non sfrutta acqua come termovettore, ma fluidi frigorigeni a portata variabile, da cui VRF (*Variable Refrigerant Flow*)

La portata di fluido nelle serpentine distribuite capillarmente varia in relazione ai carichi termici (di riscaldamento o di raffrescamento), garantendo a possibilità di un'ottimale regolazione in base alle esigenze dell'ambiente interno e dei suoi utenti, con il rischio però di fuoriuscite del fluido (potenzialmente dannoso per l'uomo e per l'ambiente). L'impianto lato aria invece offre gli stessi vantaggi del caso misto (aria/acqua) in termini

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

termoigrometrici, tuttavia naturalmente offre anche lo svantaggio di correnti d'aria localizzate presso i diffusori (bocchette).

	Vantaggi	Svantaggi
Impianti a tutt'aria	Un solo fluido termovettore Free Cooling (caso estivo) Condizioni di ottimale comfort termoigrometrico	Dimensioni elevate Correnti d'aria localizzate Rumore
Impianti misti (aria/acqua)	Volumi ridotti No rumore Condizioni di ottimale comfort termoigrometrico Correnti d'aria localizzate limitate	Costi elevati Scarsa cooling efficiency
Impianti misti (aria/VRF)	Volumi ridotti No rumore Condizioni di ottimale comfort termoigrometrico (anche in regolazione)	Correnti d'aria localizzate Possibilità di fuoriuscita fluido frigorifero

Tabella 3. Pro e contro degli impianti HVAC illustrati

#### 3.1.2 Recuperatori di calore

Definiti gli impianti che comportano il raggiungimento di un comfort ottimale, questi necessitano di componenti che ne massimizzino l'efficienza energetica. Un recuperatore di calore è la scelta più adeguata in un sistema di ventilazione, in quanto esso permette uno scambio termico tra il flusso di aria espulsa e quella di immissione nell'ambiente interno.

Esistono diversi tipi di recuperatori, alcuni sono progettati per il recupero della quota sensibile di calore, mentre altri sono recuperatori *totali*, essendo in grado di recuperare anche il calore latente. Questi ultimi sono, in effetti, i più efficienti, a fronte chiaramente di un costo iniziale superiore.

Se la quota di calore latente è troppo elevata nell'edificio, un recuperatore totale può risultare poco utile, al contrario invece è più vantaggiosa se può contribuire fortemente alla diminuzione dei carichi di umidificazione (caso invernale) o deumidificazione (caso estivo). In questi casi il recupero di calore avviene sia tramite scambio termico (e quindi scambio di flussi di energia) che tramite scambio massico, attraverso il trasferimento di vapore acqueo che avviene in diversi modi, in funzione della tipologia di recuperatore adottata.

L'utilizzo di un recuperatore di calore scelto con estrema attenzione può

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

ridurre la potenza a scopo di climatizzazione del 20%. Per non andare sotto questa percentuale il decreto legislativo 192/05, modificato come 311/06, non solo impone l'obbligatorietà di ventilazione meccanica, qualora non fosse esaustiva quella naturale, ma impone che nell'impianto meccanico si utilizzi un recuperatore di calore con efficienza maggiore o uguale al 50% (per quanto concerne la quota sensibile).

Questa efficienza è un valore ottenuto dalla definizione data nella norma ASHRAE Standard 84, come segue:

$$\varepsilon = \frac{G_e * (\theta_2 - \theta_1)}{G_{min} * (\theta_3 - \theta_1)} = \frac{G_r * (\theta_3 - \theta_4)}{G_{min} * (\theta_3 - \theta_1)} \quad (3.1)$$

Con:

- $\varepsilon$  efficienza di recupero (sensibile, latente o totale a seconda del recuperatore in esame);
- $\theta$  è la temperatura di bulbo asciutto in °C considerate umidità specifica  $x$  in g/kg ed entalpia specifica  $h$  in kJ/kg a seconda del tipo di recuperatore;
- $G_e$  è la portata massica di aria esterna (immessa) in kg/s;
- $G_r$  è la portata massica dell'aria estratta in kg/s;
- $G_{min}$  è la portata minima tra le prime due in kg/s;
- I pedici 1,2,3,4, rappresenta rispettivamente ingresso e uscita dell'aria di immissione e di espulsione;

In relazione alle caratteristiche dell'ambiente interno che si sta considerando, ai suoi utilizzi, ai suoi utenti, alla geometria e alla sua ubicazione, la scelta migliore per un recuperatore termico non è semplice.

Ne esistono infatti alcune tipologie ben strutturate e molto utilizzate in vari sistemi di ventilazione meccanica. La normativa UNI 9953, *Recuperatori di calore aria-aria negli impianti di condizionamento dell'aria. Definizione, classificazione, requisiti e prove*, offre un ampio spettro di tipologie di recuperatori suddivisi in categorie:

- Categoria I: Scambiatori statici a scambio diretto:
  - a) con parete di separazione
  - b) con parete di separazione porosa;
- Categoria II: Scambiatori statici a scambio indiretto:
  - a) senza cambiamento di fase;
  - b) con cambiamento di fase;
- Categoria III: Scambiatori rotativi a scambio diretto:
  - a) non igroscopico;
  - b) igroscopico.

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

#### Recuperatori statici a piastre

Sono recuperatori di calore in grado di recuperare sia la quota sensibile che la quota latente. Essi infatti non solo sfruttano lo scambio termico, ma nelle pareti fredde avviene anche la condensazione di parte del vapor d'acqua presente nell'aria umida proveniente dall'ambiente interno. Il calore di condensazione viene così trasferito all'aria di rinnovo (caso di riscaldamento). Generalmente le efficienze vanno dal 40% al 70%, ma in certi casi si può arrivare anche oltre l'80%, con l'unico contro di un costo di investimento maggiore.

Le piastre formano delle spaziatore attraverso cui passano i flussi d'aria di immissione ed espulsione, senza entrare mai in contatto grazie a delle sigillature. Lo scambio termico avviene facilmente attraverso le piastre sottili e con conducibilità elevata (in genere sono in alluminio), mentre la resistenza è data dalla convezione a causa dei bassi coefficienti convettivi. La regolazione di questi apparecchi avviene semplicemente grazie a delle serrande che creano un by-pass dell'aria immessa.

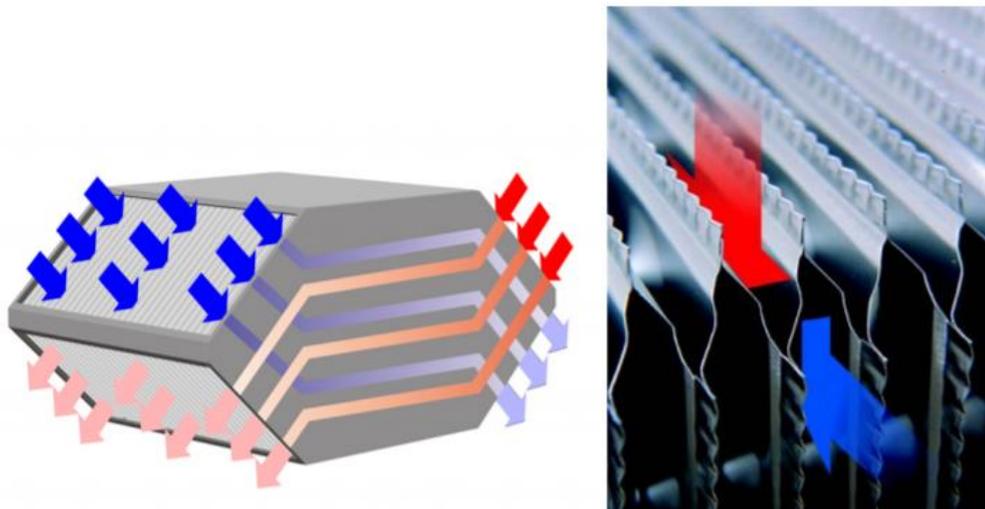


Figura 13. Recuperatori di calore statici a piastre [7]

#### Recuperatori rotativi

Questa tipologia di recuperatori è caratterizzata da un rotore cilindrico permeabile all'aria. I flussi di rinnovo e di espulsione attraversano ognuno una metà della sezione cilindrica in controcorrente. Mentre il cilindro ruota lentamente l'aria espulsa attraversa una matrice che accumula calore ceduto dal flusso, mentre l'aria di immissione si scalda acquisendo il calore accumulato in precedenza dalla matrice. In regime estivo avviene il contrario e quindi l'aria viene raffrescata e deumidificata. La regolazione dell'apparecchio avviene regolando la velocità di rotazione del motore cilindrico, infatti lo scambio termico è proporzionale a quest'ultima.

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

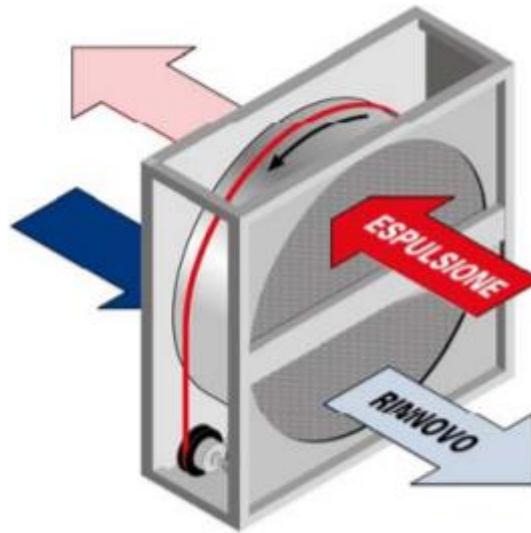


Figura 14. Recuperatore di calore rotativo [7]

#### Recuperatori a batterie con pompa (run around)

Funzionano grazie ad un fluido intermedio che viene fatto ricircolare in più scambiatori statici con tubi alettati: il calore viene ceduto dall'aria più calda al flusso più freddo passando attraverso una batteria che contiene questo fluido intermedio. Principalmente viene quindi trasferito il calore sensibile.

#### Recuperatore a tubi di calore (heat pipe)

Essi sono costituiti da uno scambiatore a tubi alettati suddiviso in due parti: una per l'aria di immissione e l'altra per quella espulsa. Nei tubi si trova una certa frazione di fluido allo stato liquido e la rimanente frazione volumica è riempita con lo stesso fluido allo stato gassoso. L'aria espulsa (in condizioni invernali) attraversa la sezione inferiore e cede calore al liquido. Questo evapora, sale e bagna la superficie superiore che è a contatto con l'aria fredda. I vapori del fluido condensano cedendo calore all'aria di immissione. Le gocce di condensa, cadendo per gravità, riavviano il ciclo.

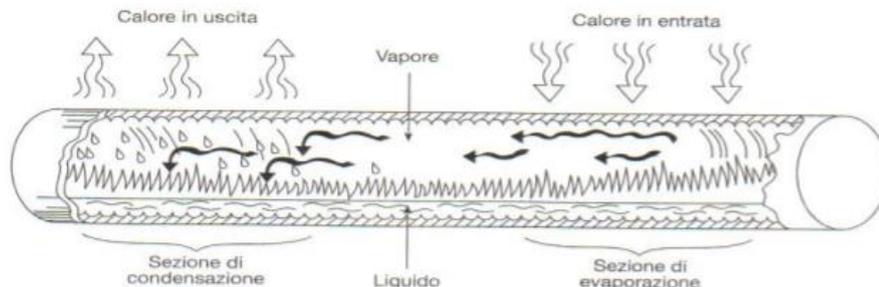


Figura 15. Recuperatore a tubi di calore [7]

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

#### Recuperatori a torri gemelle

Si tratta di un recuperatore particolare che sfrutta un sistema Aria-Fluido-Aria: una torre tratta l'aria di immissione e l'altra quella estratta dall'ambiente interno. Tra le due torri scorre un liquido (sale alogeno in soluzione acquosa come il cloruro di litio) pompato continuamente in modo da permettere al fluido di entrare in contatto diretto con i flussi di aria trasportando umidità e calore tra le correnti di aria stesse. Il ciclo avviene in entrambi i sensi in modo da poter soddisfare sia il caso estivo che invernale.

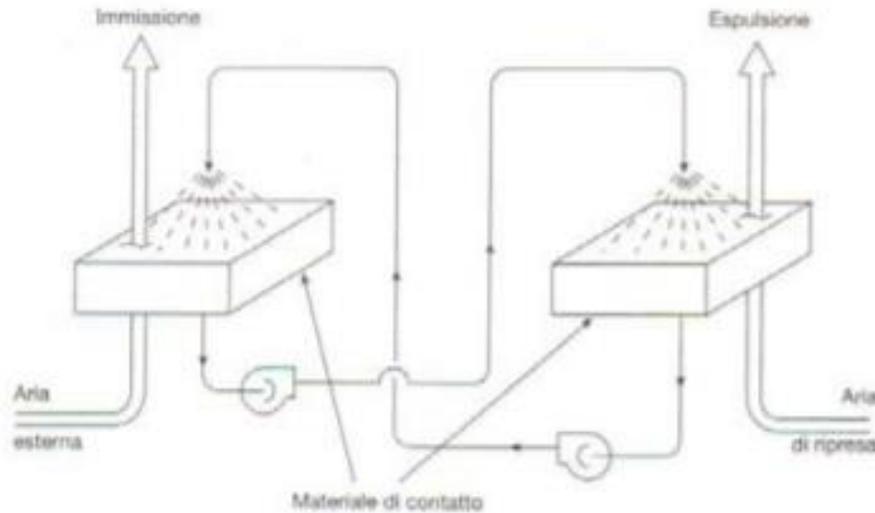


Figura 16. Recuperatore a torri gemelle [7]

	Vantaggi	Svantaggi
Recuperatori statici a piastre	No contaminazione tra flussi d'aria No rotori Flessibilità nell'impiego Basse cadute di pressione Facile pulizia No rumori	Scarsa efficacia di recupero riguardo al calore latente (avviene solo se la T della superficie è sotto quella di rugiada di una delle due correnti d'aria) Obbligo di flussi contigui
Recuperatori rotativi	Elevate superficie di scambio Elevate efficienza Recupero sensibile e latente Utilizzo di minori ulteriori dispositivi per umidificazione	Contaminazione dei flussi di aria Difficili per applicazione particolari come ospedali, sale operatorie, ecc.

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

Recuperatori a batterie con pompa (run around)	Flessibilità di utilizzo Recupero calore da fonti distanti tra loro No contaminazione flussi	Efficienza bassa (fluido intermedio), non oltre 50-60% Costi elevati
Recuperatore a tubi di calore (heat pipe)	No rotore Flessibili in dimensioni No contaminazione flussi	Difficili nell'installazione Regolazione per inclinazione dei tubi Necessità di supporti
Recuperatori a torri gemelle	Recupero calore tra fonti distanti tra loro Recupero quote sensibile e latente	Costi elevati Bassa efficienza (fluido intermedio) Difficile regolazione

Tabella 4. Vantaggi e svantaggi dei diversi tipi di recuperatori

#### 3.1.3 Pompe di calore

Per soddisfare i fabbisogni di climatizzazione di un ambiente, sempre più spesso si ricorre alle pompe di calore. Questi strumenti permettono il raggiungimento di tale scopo senza venir meno ai requisiti ormai fondamentali quali sostenibilità, ecocompatibilità e rendimenti energetici elevati.

Grazie al loro funzionamento infatti risultano molto più efficienti e conveniente degli impianti più tradizionali, inoltre sono caratterizzate da un ciclo che può essere ripercorso in entrambi i sensi, adeguato quindi sia ad un caso estivo che ad uno invernale.

Il funzionamento di una pompa di calore è basato sullo sfruttamento del calore a bassa temperatura presente nell'ambiente, secondo lo schema di seguito descritto:

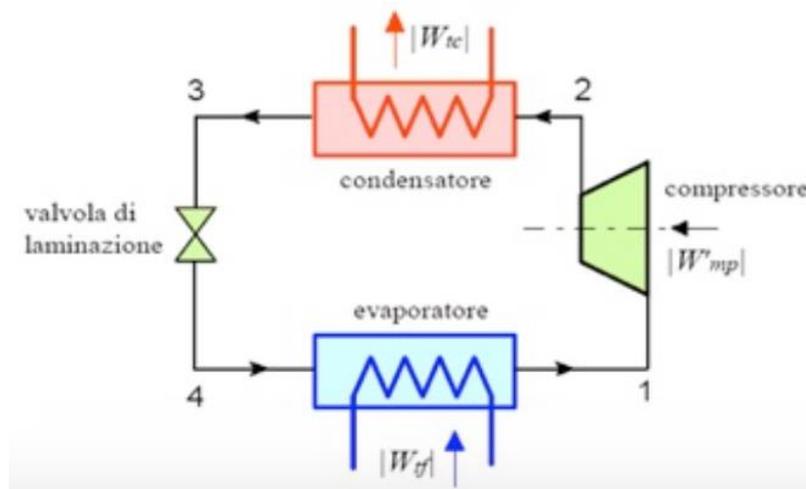


Figura 17. Ciclo di funzionamento di una generica pompa di calore

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

Questo ciclo può avvenire grazie all'uso di un fluido frigorifero a circuito chiuso che evapora nell'evaporatore, grazie al calore sottratto da un flusso d'aria che si raffredda e poi ricircolato da un compressore, tale refrigerante evaporato, condensa nel condensatore dove cede calore al flusso d'aria da riscaldare. Il ciclo termina poi con una laminazione del refrigerante, che a bassa pressione, è pronto per ricominciare ad evaporare.

Una pompa di calore necessita di potenza elettrica unicamente per il funzionamento del compressore, questo ne garantisce la sostenibilità poiché in termini di exergia, la potenza elettrica (a parità di valore assoluto in W) è la più difficile da ottenere, infatti è considerata la più nobile forma di energia.

Su un diagramma di p-h (pressione, entalpia massica), il ciclo può essere descritto come:

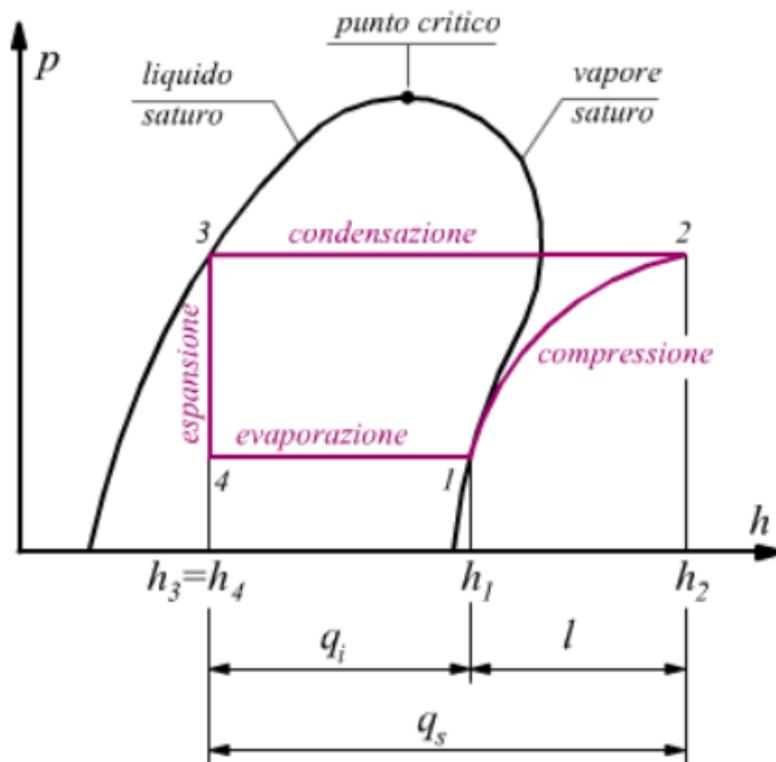


Figura 18. Ciclo di una tradizionale pompa di calore a compressione

Le trasformazioni descritte sono:

- 1-2: compressione con passaggio del refrigerante dalla pressione di evaporazione  $p_1$  alla pressione di condensazione  $p_2$  e la potenza utilizzata in questo tratto è quella elettrica di cui necessita il compressore;
- 2-3: condensazione del refrigerante con salto di entalpia pari al calore ceduto all'aria da scaldare;
- 3-4: espansione con valvola di laminazione, con conseguente salto

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

di pressione da  $p_2$  a  $p_1$ ;

- 4-1: evaporazione del refrigerante alla pressione  $p_1$ , con conseguente acquisizione di calore pari al salto entalpico considerato.

Possono essere definiti inoltre due coefficienti adimensionati in grado di dare ulteriori informazioni sulla pompa di calore:

- Rapporto di compressione  $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ ,
- Efficienza della pompa di calore, definita come:  $\epsilon = \frac{q_i}{l} = \frac{q_i}{\frac{q_s}{\beta} - 1}$ .

Dove  $q_i$  è il calore per l'evaporazione mentre  $q_s$  quello per la condensazione del refrigerante ed  $l$  è il lavoro di compressione, tutti visualizzabili come salti di entalpie dal grafico in figura, misurati in kJ/kg.

Il principio di funzionamento delle pompe di calore descritto precedentemente è stato applicato a flussi d'aria da scaldare o raffreddare grazie all'azione del refrigerante, tuttavia tale applicazione non è univoca, in quanto un'adeguata pompa di calore può essere sfruttata anche per scaldare acqua calda sanitaria. Quest'ultima soluzione è comunque poco utilizzata sia per i costi elevati, che per la necessità di scavare dei pozzi e la certezza che i detriti trascinati dall'acqua di falda possano, a lungo andare, provocare dei problemi all'impianto.

#### 3.1.4 Pannelli radianti

Ulteriori componenti di un impianto per la climatizzazione di interni ad elevata efficienza energetica sono i pannelli radianti. Essi costituiscono una soluzione molto efficace per il riscaldamento dell'aria sfruttando acqua calda che scorre all'interno di serpentine tubiere metalliche o resistenze elettriche (meno efficienti). Il calore viene trasferito principalmente per irraggiamento e in piccola parte anche per convezione, questo porta ad una stratificazione dell'aria, cioè ad una situazione in cui la temperatura desiderata (generalmente 20°C) si ottiene ad un'altezza di 1.50m, qualora i pannelli siano sistemati a pavimento, cioè circa all'altezza del torace, laddove risulta più idonea al raggiungimento dello stato di comfort ottimale, mentre risultano meno efficienti per il riscaldamento eventuali pannelli posizionati a soffitto o sospesi.[4]

Questo sistema può essere usato anche per il raffrescamento estivo, ma in questo caso la migliore efficienza si ha proprio con i pannelli a soffitto.

In ultimo luogo, nulla vieta di inserire i pannelli radianti per riscaldamento o raffreddamento come ultimo strato interno delle pareti verticali dell'involucro.

Nonostante i costi elevati, difficoltà manutentive e rigidi limiti riguardo

### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

al range di temperatura dell'acqua sia nel riscaldamento che nel raffrescamento, il sistema a pannelli radianti è molto funzionale e ricco di vantaggi: dal punto di vista economico, infatti, c'è un grosso risparmio garantito dall'ampia superficie irradiante che lavora appunto con alta densità di flusso termico. Per l'occhio sostanzialmente insistente, esso trasferisce calore uniformemente nell'ambiente, infatti genera un minore gradiente di temperatura tra piedi e testa degli utenti.

Valori verosimili dei flussi di potenza scambiati, quando la differenza di temperatura tra interno ed esterno è circa  $10^{\circ}\text{C}$ , sono  $110\text{ W/m}^2$  per la pavimentazione,  $50\text{ W/m}^2$  per il soffitto e  $80\text{ W/m}^2$  per le pareti, rimanendo circa invariati sia per il caso estivo che per quello invernale.



*Figura 19. Esempio di pannello radiante a pavimento*

Una seconda tipologia di pannelli radianti sono quelli a tubi capillari. Questi sono molto interessanti per l'installazione su tutte le pareti, hanno una efficienza molto elevata e garantiscono un ottimo risparmio energetico, che può arrivare fino al 50%. Il funzionamento è simile a quello dei capillari nell'epidermide umana, dove il sangue scorre trasferendo calore per lo più per irraggiamento. Questi tubi sono realizzati spesso in polipropilene e annegati nell'intonaco (1 cm) per creare uno strato nelle pareti che irraggi flusso termico e che funzioni sia in caso di raffrescamento che di riscaldamento.

Chiaramente, però, come per i pannelli radianti classici, nel caso si vogliano utilizzare sia per il riscaldamento che per il raffrescamento la

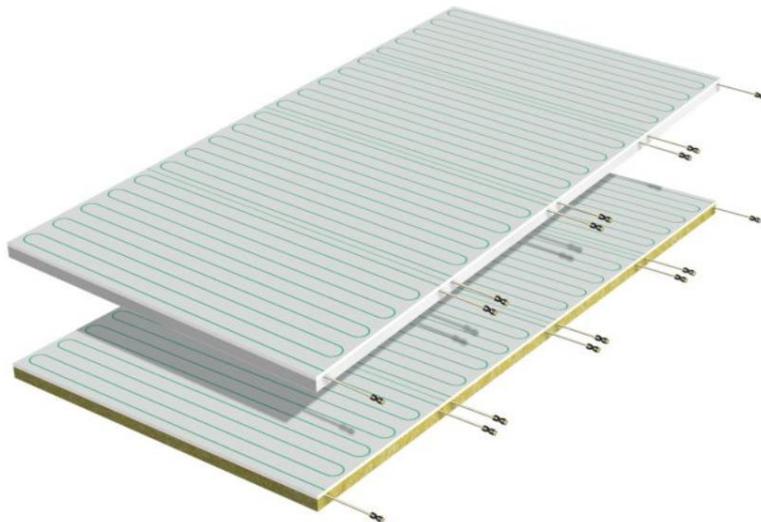
### 3.1 Soluzioni impiantistiche idonee ad un modulo abitativo ad alta efficienza

soluzione migliore è quella comprendente o le pareti verticali o il soffitto o entrambi. Risulta invece più conveniente l'installazione a pavimento per il solo caso di riscaldamento.

In ultimo luogo, dato che questo sistema costituisce in sostanza uno strato delle pareti dell'involucro non molto spesso al cui interno è annegata una rete di tubi capillari, la manutenzione risulta semplificata rispetto ai pannelli radianti tradizionali.



*Figura 20. Pannelli radianti a tubi capillari a soffitto*



*Figura 21. Dettaglio pannelli radianti a tubi capillari*

## Capitolo 4

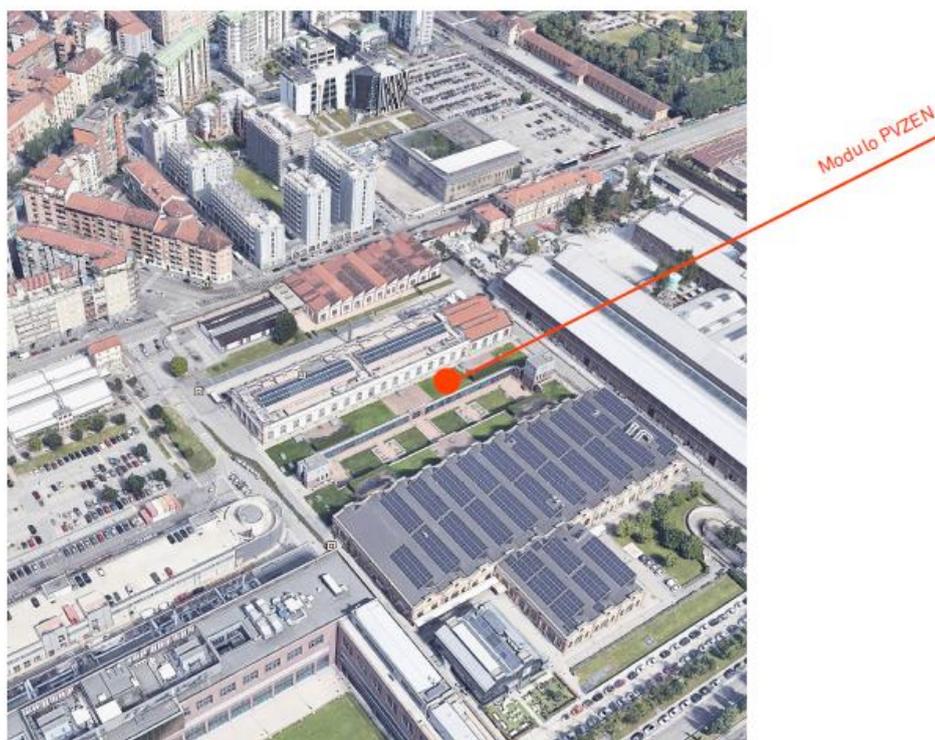
### 4.1 Il modulo abitativo ad alta efficienza energetica PVZEN

Il modulo abitativo “PVZEN LAB – Lorenza Bianco” è l’edificio ad alta efficienza pensato e progettato per la cittadella politecnica, un’area della sede centrale del Politecnico di Torino. Situato in un cortile esterno, questo dovrà fungere da aula studio (suddivisa in due aule indicate come Aula 1 e 2), con una sala di controllo e un locale tecnico annessi per il monitoraggio con le relative apparecchiature. La latitudine del sito è 45.0657 N mentre la longitudine è 7.6584 E. Il progetto, concluso in maggio 2019 e presentato al “Master in Architettura delle Costruzioni in legno 2018-19” nel giorno 28/05/2019 è stato seguito e ultimato da differenti progettisti, docenti e studenti. Un particolare dei Credits è riportato di seguito:

Proff.	G.Ambrosini	A. Perron Cabus	G. Callegari	M.Giuglia	V. Serra	P.Simeone
Progetto architettonico	E. Follegatti	E. Forestieri	L. Macario Ban	C. Zappia		
Progetto strutturale	M. Cuoppolo	E.Falappa	E. Fasce	D. Serra		
Progetto BIM	N. Farina	G. Preda	A. Selvaggio			
Analisi energetica involucro	C. Santamaria	G. Assenza	G. Sciortino			
Allestimento e gestione cantiere	M. Cuoppolo	M.Meloni				
Analisi LCC e LCA	M. Ansalone	M.Montis	G.Preda			

Tabella 5. Credits progetto PVZEN

#### 4.1 Il modulo abitativo ad alta efficienza energetica PVZEN



*Figura 22. Ubicazione del modulo PVZEN LAB [8]*

Di seguito le planimetrie aggiornate del modulo abitativo che sono state aggiornate rispetto agli studi precedenti svolti nella tesi di Basile Davide “*Analisi e simulazione termoenergetica dinamica di soluzioni impiantistiche per la climatizzazione di moduli prefabbricati ad alta efficienza energetica*” e Gasco Tommaso “*Analisi della generazione fotovoltaica e termo-energetica di un edificio ad alta efficienza energetica*”. Queste sono state presentate al master di architettura delle costruzioni in legno, svoltosi presso il Politecnico di Torino durante l’anno accademico 2018/2019.

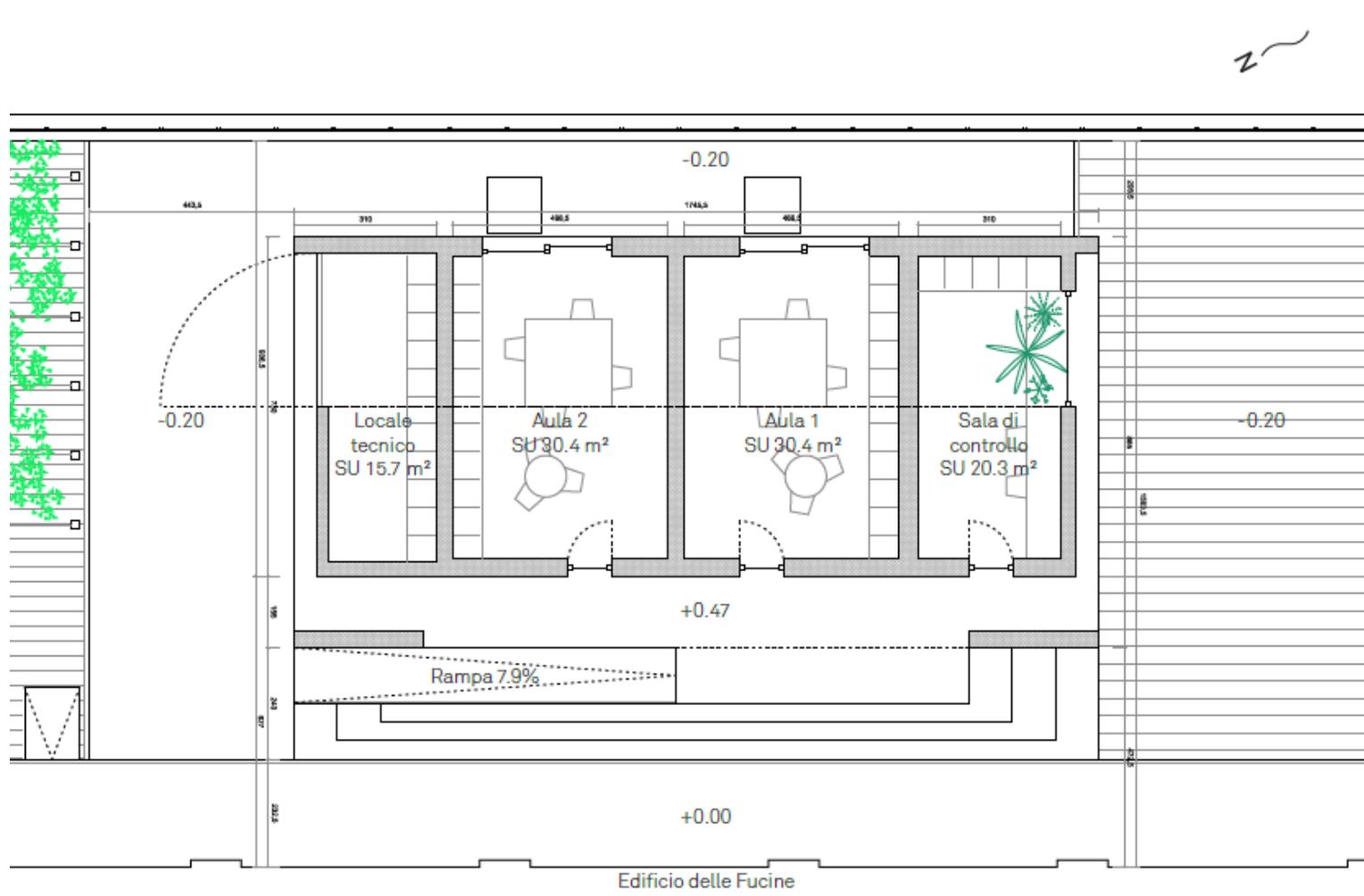


Figura 23. Planimetria del modulo PVZEN-LAB[8]

4.1 Il modulo abitativo ad alta efficienza energetica PVZEN

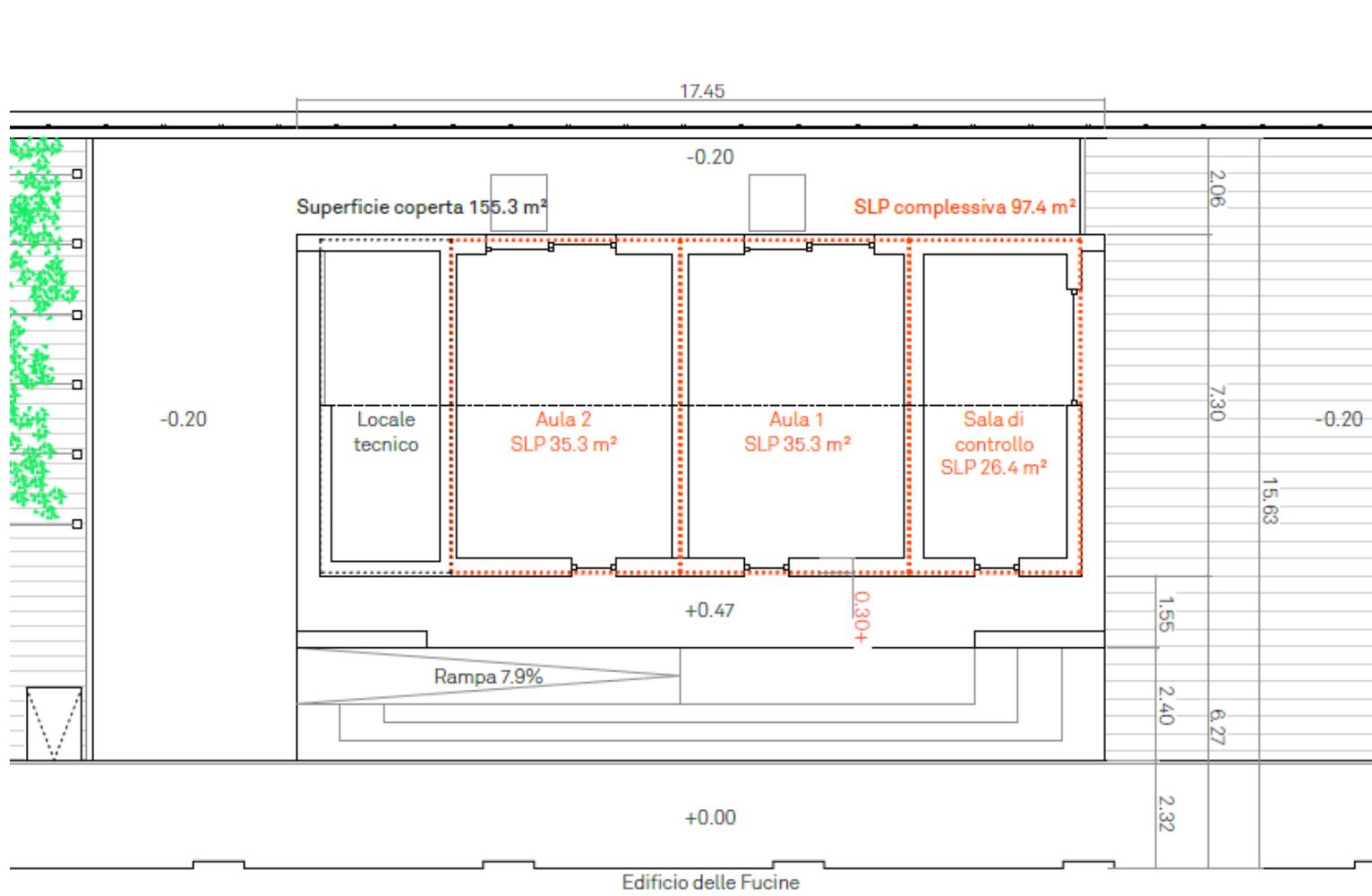


Figura 24. Seconda planimetria del modulo PVZEN-LAB [8]

## 4.1 Il modulo abitativo ad alta efficienza energetica PVZEN

Come si può notare dalle precedenti figure, il prefabbricato è costituito da una pianta di geometria rettangolare con una superficie coperta pari a 155.3 m<sup>2</sup>, includendo quindi anche una sala di controllo ed un locale tecnico.

Le due aule hanno la stessa superficie, pari a 35.3 m<sup>2</sup> e ospitano al massimo 10 persone ognuna. La sala di controllo è ipotizzata per un carico di al massimo 3 persone, infine il locale tecnico è sede di alcuni macchinari.

### 4.1.1 Caratteristiche termofisiche dell'edificio

Rispetto al 2017, attraverso l'aggiornamento effettuato in occasione del Master sono state apportate lievi modifiche alla pianta, alla superficie, alla geometria generale dell'edificio ma anche alle stratigrafie, allo scopo di migliorare sempre più l'efficienza energetica del modulo.

Le superfici di tutte e quattro le zone dell'edificio risultano molto simili al caso studio in esame nella precedente dei di Davide Brasile, ma a cambiare è comunque il volume degli ambienti a causa della geometria del tetto del modulo PVZEN che nel progetto attuale risulta spiovente, mentre un primo pensiero aveva portato ad un progetto semplificato parallelepipedo. I grandi cambiamenti sono stati effettuati a livello della stratigrafia delle pareti, asimmetrica al fine di valutare quali siano i migliori mezzi di isolamento. Per stratigrafia asimmetrica si vuole intendere che una parte dell'involucro è stato isolato considerando il "sistema telaio" e un'altra metà dell'involucro dell'edificio in esame segue invece il "sistema RISORSA20".

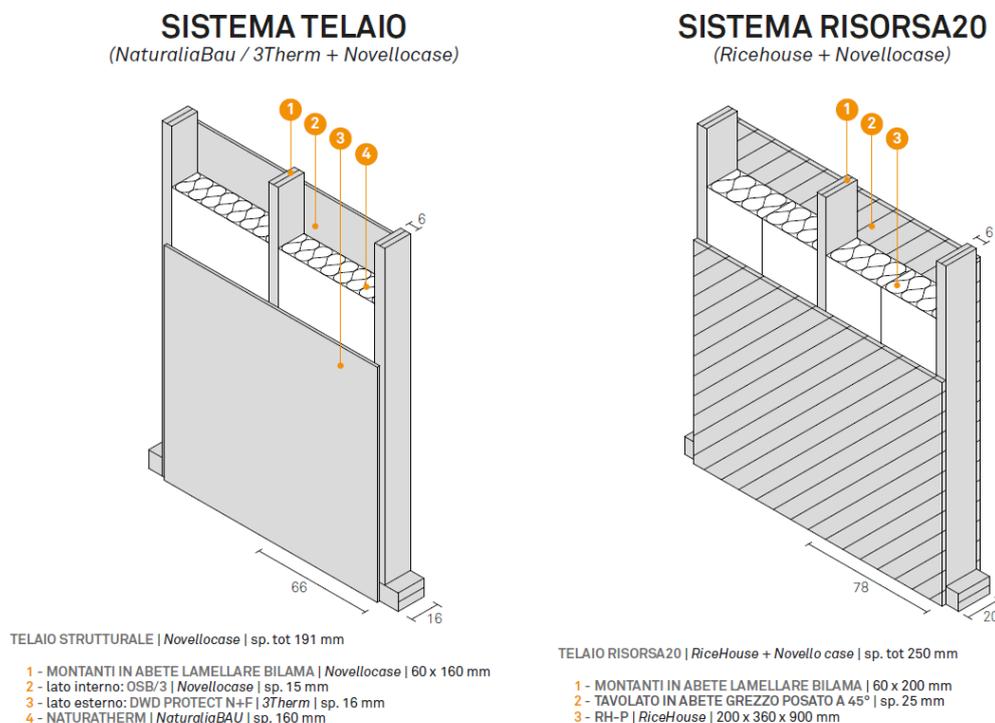


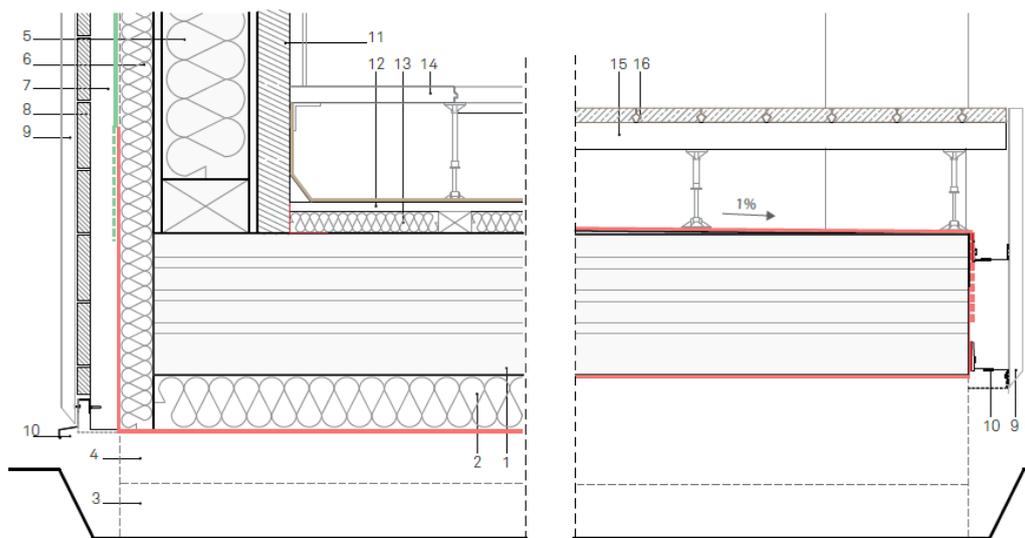
Figura 25. Descrizione "sistema telaio" e "sistema RISORSA20"/[8]

#### 4.1 Il modulo abitativo ad alta efficienza energetica PVZEN



Figura 26. Particolare planimetria con differenziazione del sistema di isolamento utilizzato[8]

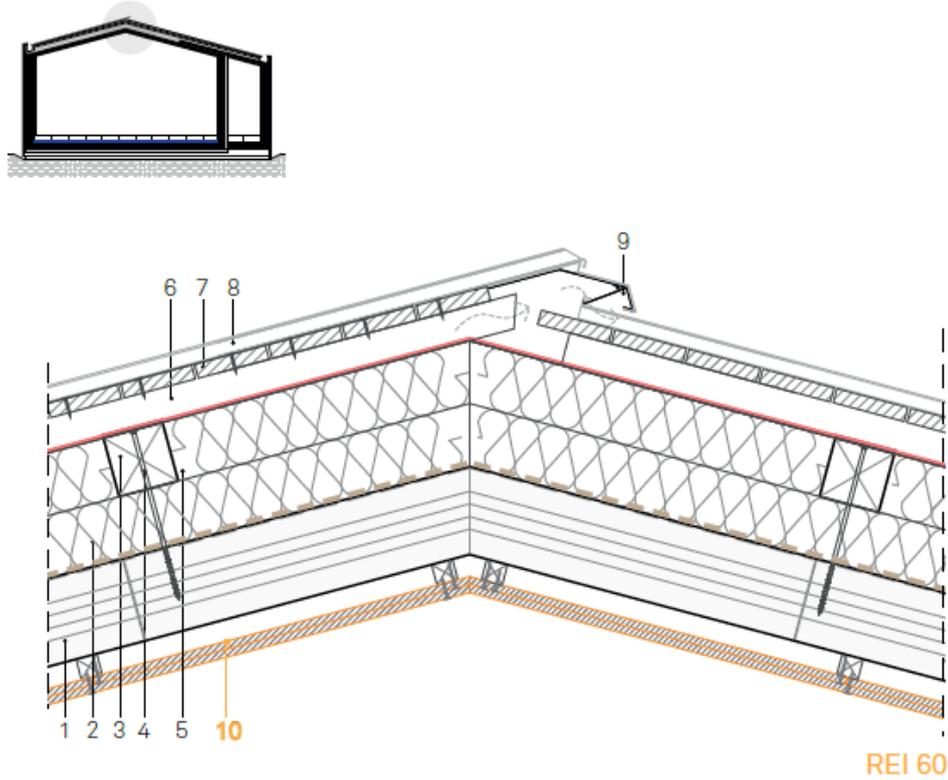
Inoltre, i dati della stratigrafia del soffitto e del pavimento sono riportati di seguito:



- 1 / CLT \_ Binderholz \_ Galloppini sp. 260 mm
- 2 / Corkpan \_ Tecnosugheri sp. 100 mm
- 3 / Profilo estruso in alluminio \_ Alufoot 120 x 150 mm
- 4 / Dormiente in larice \_ Galloppini \_ 200 x 200 mm
- 5 / Telaio strutturale \_ NovelloCase sp. 191 mm
- 6 / Naturatherm plus \_ NaturaliaBau sp. 60 mm
- 7 / Listello di sottostruttura 50 x 55 mm
- 8 / Tavolato grezzo \_ Galloppini sp. 24 mm
- 9 / Lamiera in acciaio zincato \_ Zintek sp. 0,7 mm

- 10 / Bandelle di ancoraggio \_ Zintek
- 11 / Controparete in listelli di abete sp. 60 mm
- 12 / OSB/3 \_ Galloppini sp. 18mm
- 13 / Naturatherm Plus \_ NaturaliaBau sp. 40 mm
- 14 / Pavimento flottante (laminato) \_ Petral sp. 30 mm
- 15 / Listello in legno termomodificato \_ 50 x 55 cm
- 16 / Doghe in legno termo modificato Luna SH Profix \_ Lunawood \_ 26 x 117 cm

Figura 27. Dettaglio stratigrafia pavimento modulo PVZEN [8]



- 1 / CLT\_ Binderholz sp. 140  
 2 / Naturatherm \_ NaturaliaBau sp. 100 mm  
 3 / Listello in abete\_ 100 x 100 mm  
 4 / Vite HBS \_ Rothoblaas \_ Lunghezza 320 mm  
 5 / Naturatherm plus \_ NaturaliaBau sp. 100 mm  
 6 / Listelli di ventilazione sp. 55 mm  
 7 / Tavolato in abete grezzo sp. 24mm  
 8 / Rivestimento in Lamiera aggraffata Zintek \_ Zintek sp. 0,7 mm  
 9 / Bandelle di ancoraggio colmo ventilato \_ Zintek  
 10 / Doppia Lastra in fibrogesso \_ Fermacell sp. 12,5 + 12,5 mm
- Stamisol Pack 500 \_ NaturaliaBau ————  
 Intello plus \_ NaturaliaBau - - - - -

Figura 28. Dettaglio stratigrafia soffitto modulo PVZEN [8]

## 4.2 La modellazione energetica

Una volta definite tutte le misure e tutte le stratigrafie, partendo da questi dato è stato realizzato un modello del modulo PVZEN attraverso l'uso del software *Sketch Up*. Basandomi su tale modello, che è quello utilizzato anche nella tesi di Angela amato “Comunità energetiche ed edifici a energia quasi zero: un tipico caso studio” è stato possibile effettuare degli studi sui carichi termici dell'edificio sfruttando un secondo software: *Energy plus*.

Quest'ultimo, nonostante un'interfaccia poco intuitiva ed invecchiata, risulta molto efficiente e di spiccata leggerezza computazionale per i calcoli da effettuare da qui in avanti. Il software gode di una struttura modulare che permette di interfacciarsi a tutti i punti interessanti del progetto che vanno dalla geometria alla termodinamica dei componenti dell'impianto, passando per i nodi di ingresso e uscita di ogni parte del sistema e dalla stratigrafia dell'involucro edilizio. La scelta di questo software è quindi ottimale poiché permette uno studio a 360° dell'oggetto in esame.

Nel caso specifico si è effettuato lo studio delle zone termiche facenti parte dell'edificio, ovvero:

Zona termica	Destinazione d'uso
Thermal zone 1	Sala controllo
Thermal zone 2	Aula studio 2
Thermal zone 3	Aula studio 1
Thermal zone 4	Locale tecnico

Tabella 6. Zonizzazione dell'edificio

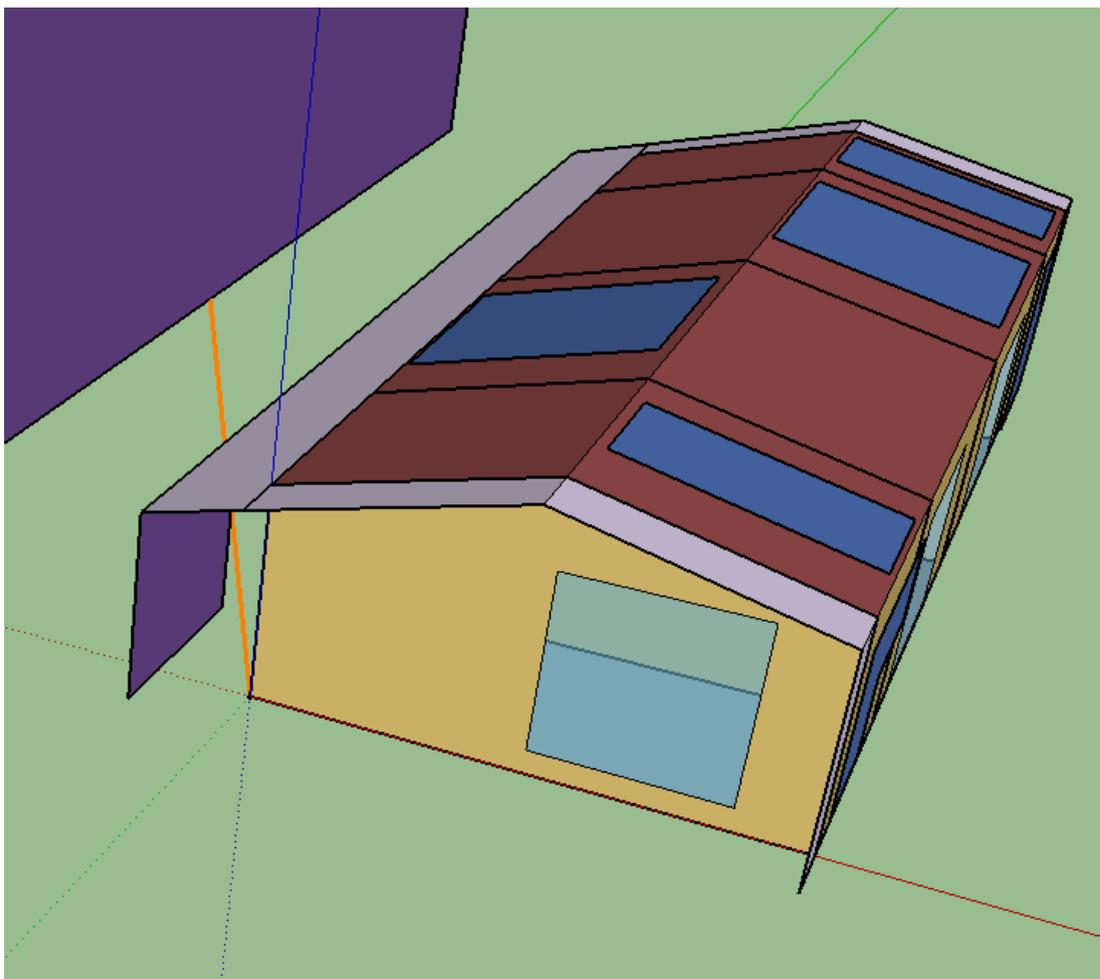


Figura 29. Modello PVZEN su Sketch Up

## 4.3 Calcolo dei carichi termici e frigoriferi

In questo paragrafo vengono descritti i due casi studio invernale ed estivo che rappresentano due punti fondamentali per effettuare il dimensionamento dell'impianto HVAC da utilizzare per la climatizzazione dell'edificio.

Per il caso estivo, sono state effettuate due tipologie di simulazioni: una per il caso senza ventilazione naturale ed una in cui invece quest'ultima è stata considerata. Il primo dei due casi indica quindi una condizione in cui non si sia ricambio orario d'aria dovuto all'apertura delle superfici finestrate da parte degli utenti delle zone climatizzate, il secondo invece tiene conto di tali ricambi d'aria. Lo studio delle due casistiche è stato effettuato allo scopo di evidenziare come questo tipo di ricambio d'aria possa influire sui carichi termici e frigoriferi dell'edificio ed inoltre notare il contributo sia della quota di calore sensibile che di quella latente.

### 4.3.1 Caso invernale

Per la presa in esame del caso invernale si è scelto come giorno di progetto il 06/01/2019. La scelta non è casuale, bensì rivolta al fatto che essendo un festivo, la simulazione non considera nessun apporto interno di cose o persone, dato che queste non sono presenti e le apparecchiature elettriche ed elettroniche non sono in funzione.

Le condizioni al contorno inoltre sono ipotizzate le peggiori possibili, che per questo caso studio equivalgono ad una irradianza solare incidente nulla e ad una temperatura dell'aria esterna di bulbo asciutto pari a  $-8^{\circ}\text{C}$  come da normative UNI EN 12831 (per il dimensionamento) e UNI/TR 10349-2.

La temperatura interna desiderata è quella di  $20^{\circ}\text{C}$  come da DPR 412/93, con un'ammissione di variazione massima di  $2^{\circ}\text{C}$ .

## 4.3 Calcolo dei carichi termici e frigoriferi

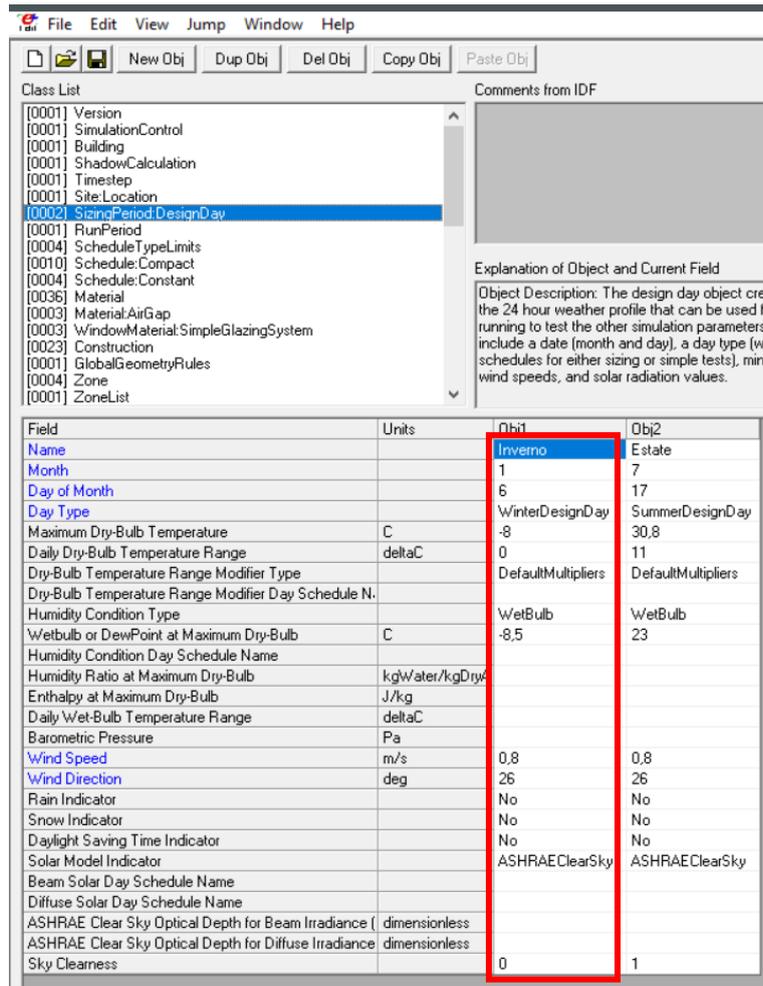


Figura 30. Giorno di progetto invernale su Energy plus

I risultati della simulazione per il giorno di progetto invernale sono riassunti nella tabella seguente:

Zone climatizzate	Carico termico in kW
Sala controllo	0,42
Aula studio 1	0,49
Aula studio 2	0,48
Locale tecnico	0,46
<b>TOTALE</b>	<b>1,85</b>

Tabella 7. Carichi termici per il caso di riscaldamento con ventilazione

### 4.3.2 Caso estivo

Invece, per il caso estivo si è scelto come giorno di progetto il 22/07/2019, un mercoledì. La simulazione in questo caso considera tutti i tipi di apporti interni di cose o persone. Le condizioni al contorno inoltre sono: una irradianza solare incidente che varia come fa figura seguente e ad una

temperatura dell'aria esterna di bulbo asciutto con andamento sinusoidale con un massimo di 30.8°C e un delta di 11°C, come da normative UNI EN ISO 13786:2008 e UNI/TR 10349-2.

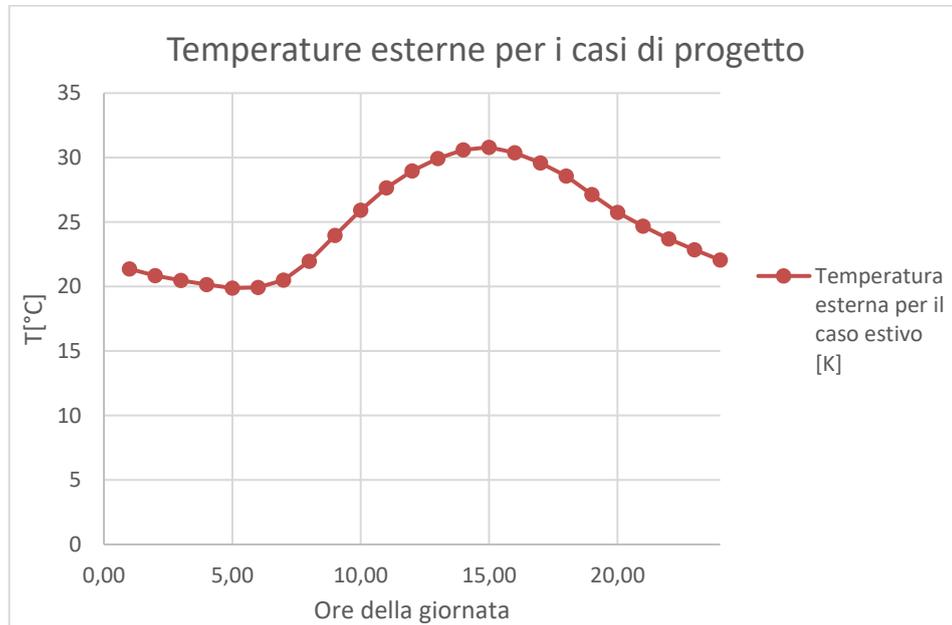


Figura 31. Temperature per i giorni di progetto in relazione alle ore della giornata

Inoltre, mentre nel caso invernale risultava irrilevante la scelta dell'umidità relativa, per quello estivo si è scelti un valore del 50%, a causa del quale la temperatura di bulbo umido minima è pari a 23°C anziché 19.8°C.

La temperatura interna desiderata invece è quella di 26°C.

### 4.3 Calcolo dei carichi termici e frigoriferi

Class List

- [0001] Version
- [0001] SimulationControl
- [0001] Building
- [0001] ShadowCalculation
- [0001] Timestep
- [0001] Site:Location
- [0002] SizingPeriod.DesignDay
- [0001] RunPeriod
- [0004] ScheduleTypeLimits
- [0010] Schedule:Compact
- [0004] Schedule:Constant
- [0036] Material
- [0003] Material:AirGap
- [0003] WindowMaterial:SimpleGlazingSystem
- [0023] Construction
- [0001] GlobalGeometryRules
- [0004] Zone
- [0001] ZoneList

Comments from IDF

Explanation of Object and Current Field

Object Description: The design day object creates the 24 hour weather profile that can be used for running to test the other simulation parameters. include a date (month and day), a day type (wh schedules for either sizing or simple tests), min/wind speeds, and solar radiation values.

Field	Units	Obj1	Obj2
Name		Inverno	Estate
Month		1	7
Day of Month		6	17
Day Type		WinterDesignDay	SummerDesignDay
Maximum Dry-Bulb Temperature	C	-8	30,8
Daily Dry-Bulb Temperature Range	deltaC	0	11
Dry-Bulb Temperature Range Modifier Type		DefaultMultipliers	DefaultMultipliers
Dry-Bulb Temperature Range Modifier Day Schedule N.			
Humidity Condition Type		WetBulb	WetBulb
Wetbulb or DewPoint at Maximum Dry-Bulb	C	-8,5	23
Humidity Condition Day Schedule Name			
Humidity Ratio at Maximum Dry-Bulb	kgWater/kgDryA		
Enthalpy at Maximum Dry-Bulb	J/kg		
Daily Wet-Bulb Temperature Range	deltaC		
Barometric Pressure	Pa		
Wind Speed	m/s	0,8	0,8
Wind Direction	deg	26	26
Rain Indicator		No	No
Snow Indicator		No	No
Daylight Saving Time Indicator		No	No
Solar Model Indicator		ASHRAEClearSky	ASHRAEClearSky
Beam Solar Day Schedule Name			
Diffuse Solar Day Schedule Name			
ASHRAE Clear Sky Optical Depth for Beam Irradiance	dimensionless		
ASHRAE Clear Sky Optical Depth for Diffuse Irradiance	dimensionless		
Sky Clearness		0	1

Figura 32. Giorno di progetto invernale su Energy plus

Gli apporti interni considerati sono proporzionali, chiaramente, all'utilizzo dei locali ed al livello di attività svolta all'interno degli stessi (entrambe caratteristiche impostate su Energy plus come schedules).

Di seguito possiamo vedere quali sono i principali apporti termici interni e l'andamento dell'irradianza solare:

### 4.3 Calcolo dei carichi termici e frigoriferi

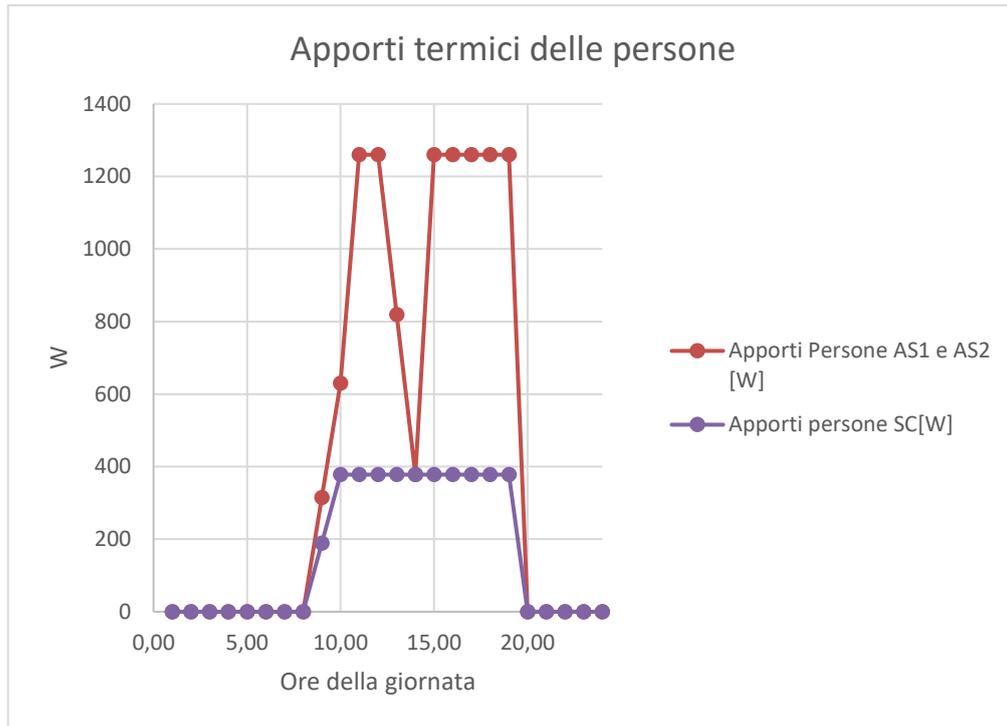


Figura 33. Apporti interni dovuti alle persone

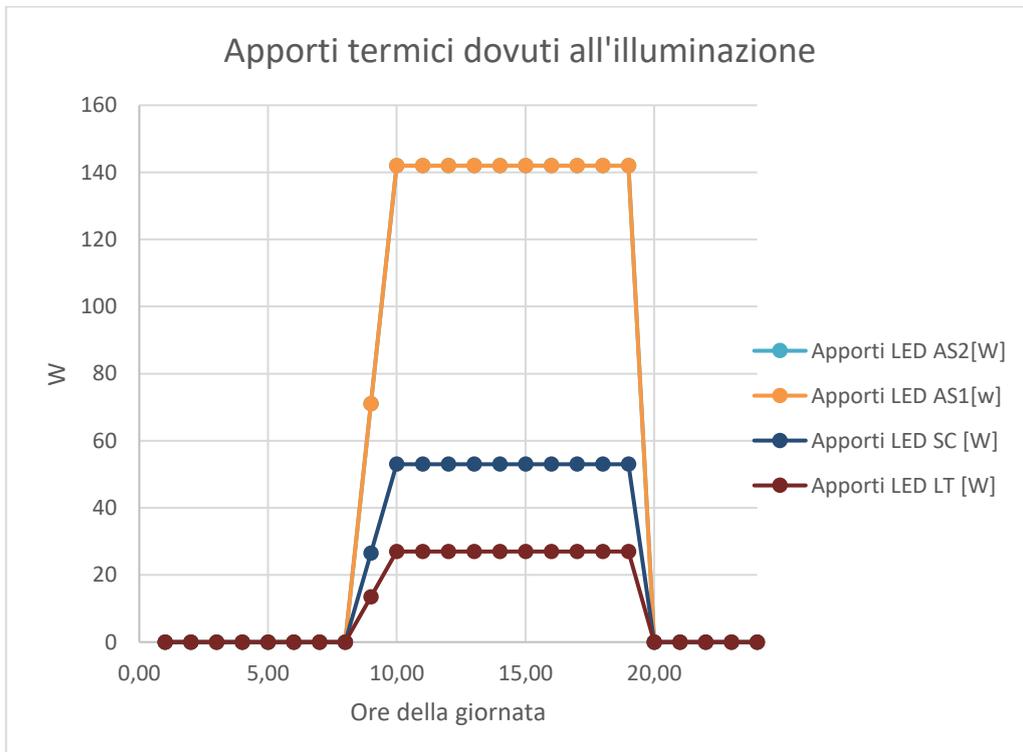


Figura 34. Apporti termici dovuti all'illuminazione

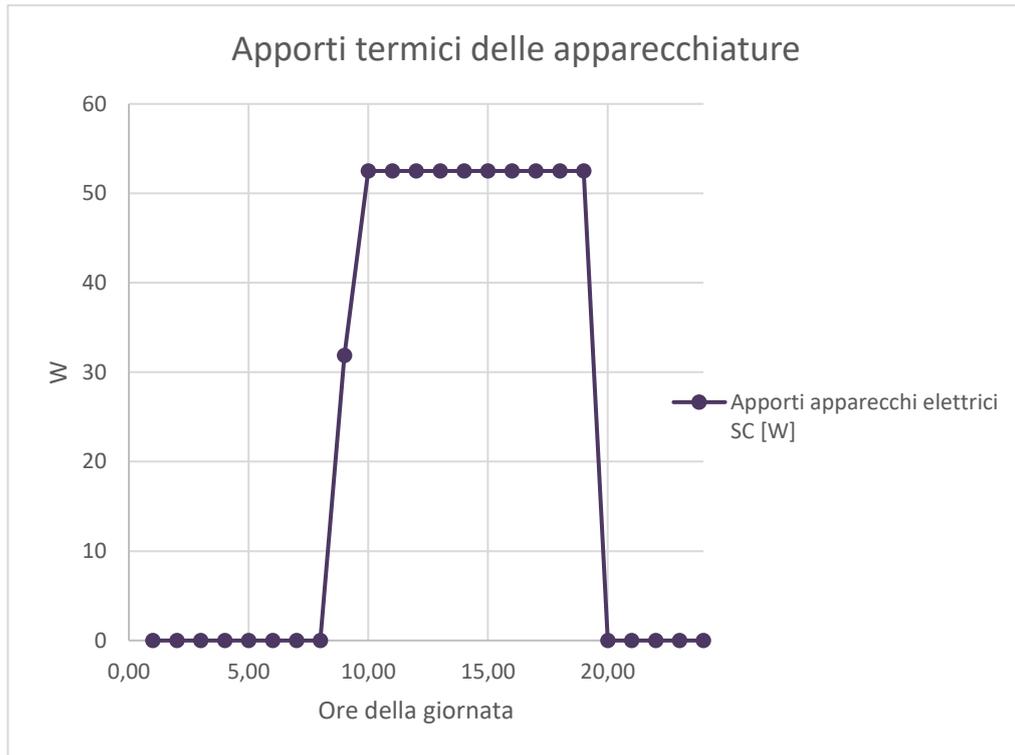


Figura 35. Apporti termici dovuti alle apparecchiature nella sala di controllo

Infine, i risultati della simulazione per il giorno di progetto estivo hanno prodotto le seguenti tendenze per i fabbisogni di raffrescamento per le zone climatizzate, rispettivamente per il caso con e senza ventilazione:

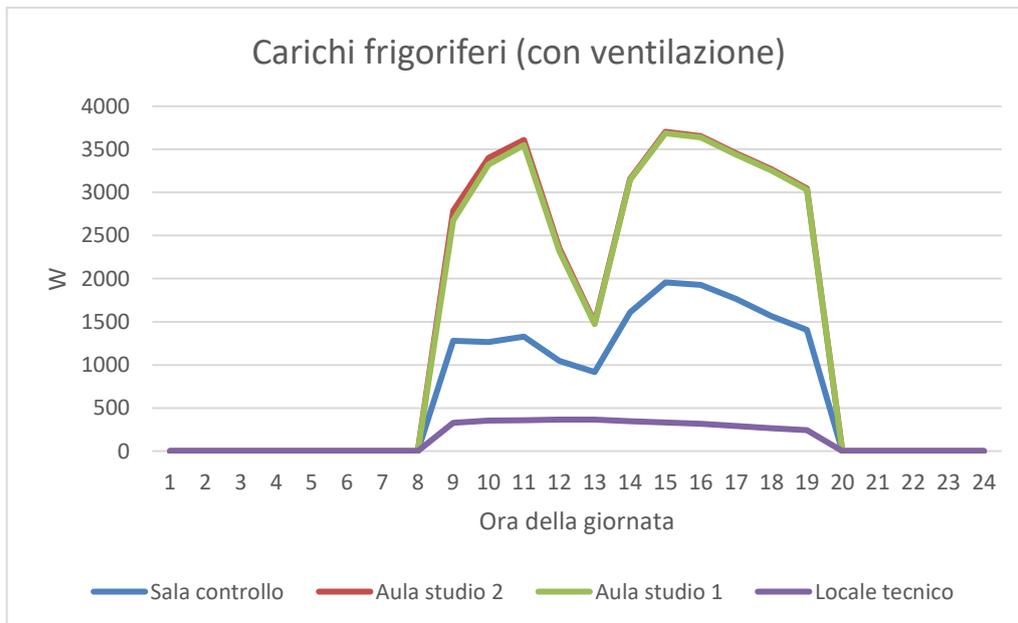


Figura 36. Carichi di raffrescamento locali climatizzati in un tipico giorno estivo con ventilazione

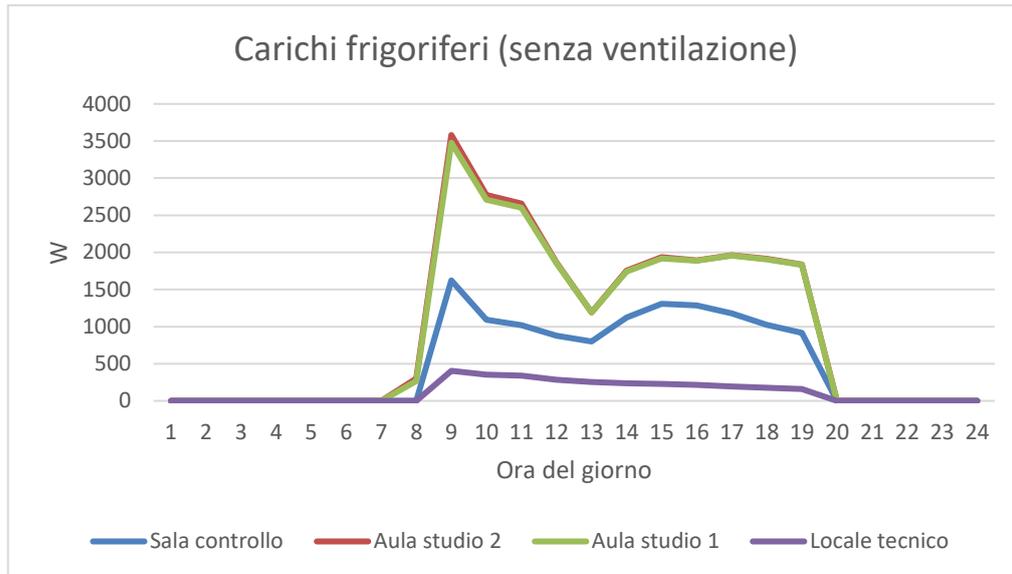


Figura 37. Carichi di raffrescamento locali climatizzati in un tipico giorno estivo senza ventilazione

Una volta effettuati calcoli e simulazioni relativi ai due casi estivo ed invernale emerge subito una differenza nei valori assoluti delle potenze in gioco. Effettivamente, dato il grado di isolamento che si può notare dalle stratigrafie precedenti, è giusto che in inverno sia più semplice scaldare gli ambienti recuperando energia (avendo dispersioni di calore irrisorie), mentre in estate c'è una maggiore necessità di raffrescare le zone che sono ricche di apporti termici le cui dispersioni sono isolate dall'involucro verso l'esterno e attenuate dalle sole infiltrazioni/esfiltrazioni d'aria.

Per progettare l'impianto HVAC sarà allora necessario tenere conto di questi dati, al fine di ottimizzare lo sfruttamento delle potenze in fase di riscaldamento e di raffrescamento, massimizzandone le efficienze attraverso una scelta oculata di tutti i componenti dell'impianto e dei suoi terminali.

Infine, considerando sia per il caso studio invernale che per l'estivo il contesto con ventilazione, poiché più realistico, è utile normalizzare i valori precedentemente ottenuti rispetto alle superfici dei locali climatizzati, allo scopo di ottenere delle valutazioni più efficienti:

Zone climatizzate	Superficie in m <sup>2</sup>
Sala controllo	20,3
Aula studio 1	30,4
Aula studio 2	30,4
Locale tecnico	15,7

Tabella 8. Superfici delle zone climatizzate

#### 4.3 Calcolo dei carichi termici e frigoriferi

Zone climatizzate	Carichi termici in $W/m^2$
Sala controllo	30
Aula studio 1	20
Aula studio 2	20
Locale tecnico	35

Tabella 9. Carichi termici delle zone climatizzate (approssimati per eccesso)

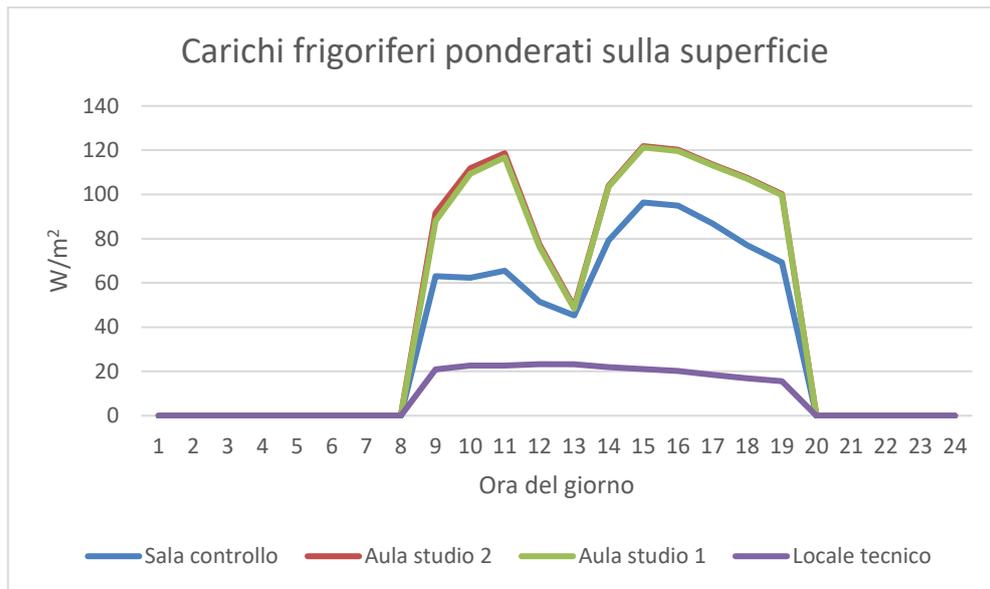


Figura 38. Carichi frigoriferi in  $W/m^2$  delle zone climatizzate (con ventilazione naturale)

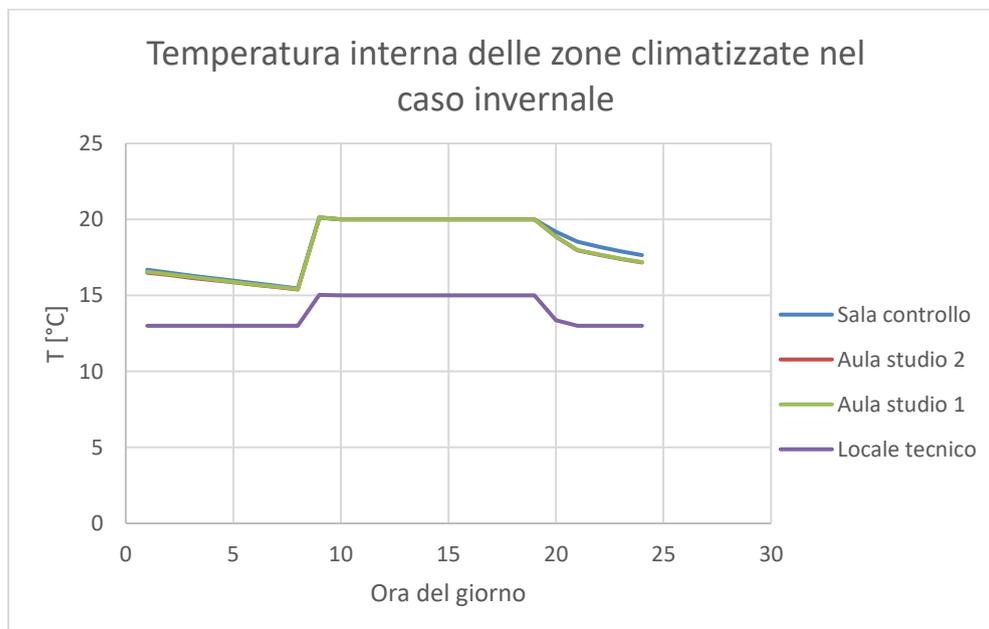


Figura 39. Temperature interne dei locali climatizzati in un tipico giorno invernale

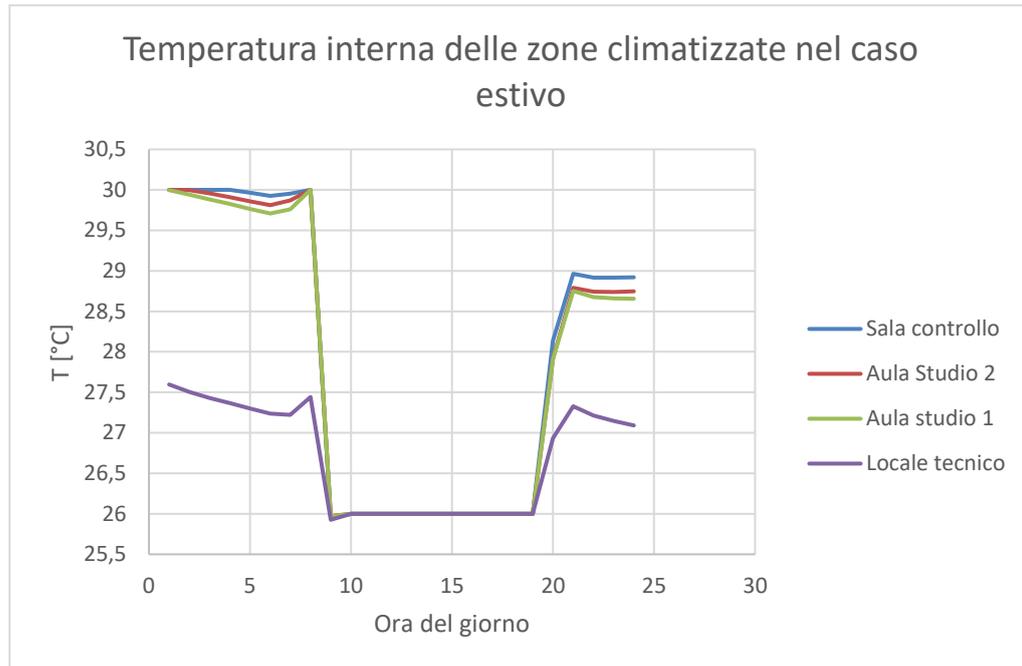


Figura 40. Temperature interne dei locali climatizzati in un tipico giorno estivo

### 4.3.3 Commenti sui risultati ottenuti

Nel caso in cui non ci sia ventilazione, sia in contesto invernale che in quello estivo l'impianto ideale HVAC lavora meglio: sostanzialmente i ricambi orari fanno variare le condizioni termoigrometriche all'interno dei locali, abbassando le temperature in inverno e alzandole in estate e questo sfasamento comporta un incremento dei carichi mostrati nelle figure precedenti. Nonostante ciò, bisogna notare che per il raggiungimento del comfort termoigrometrico ottimale è necessario che dei ricambi d'aria vengano effettuati (nel caso in esame sono stati considerati pari a  $0,015 \text{ m}^3/\text{s}/\text{persona}$ ).

Nel caso invernale è auspicabile che i carichi siano superiori nel caso di ventilazione effettuata dalle persone presenti durante le ore di utilizzo dell'edificio, nonostante non sia visibile dalle tabelle poiché nel caso invernale il giorno di progetto prevede che la presenza umana sia nulla (caso più cautelativo possibile, senza apporti termici) e di conseguenza sarà nulla anche la ventilazione naturale in entrambi i casi, tuttavia in un contesto estivo, dove invece gli apporti dovuti alla presenza umana sono considerati, questo incremento dei carichi frigoriferi può risultare poco intuitivo: attraverso la ventilazione naturale, l'aria esterna in ingresso nell'ambiente interno è sia ad una temperatura maggiore di quella già raffrescata, ma anche molto più umida. Dunque, il gravoso aumento dei carichi deriva, non solo dalla quota

#### 4.3 Calcolo dei carichi termici e frigoriferi

sensibile di potenza data dalla differenza di temperatura tra l'aria interna e quella esterna immessa nelle zone climatizzate, ma anche dalla quota latente dovuta al più alto titolo dell'aria in ingresso rispetto a quello dell'aria già deumidificata. Saranno quindi necessari un raffrescamento e una deumidificazione per l'aria immessa per ventilazione.

Infatti, facendo uno studio più specifico, è possibile distinguere i carichi sensibili da quelli latenti, la cui somma è chiaramente uguale ai carichi totali precedentemente visti. Di seguito le figure che mostrano le tendenze dei carichi secondo questa distinzione, che permettono di notare come i carichi latenti siano molto più gravosi con la ventilazione naturale rispetto al caso senza la stessa, mentre i carichi sensibili aumentano ma con un incremento molto minore.

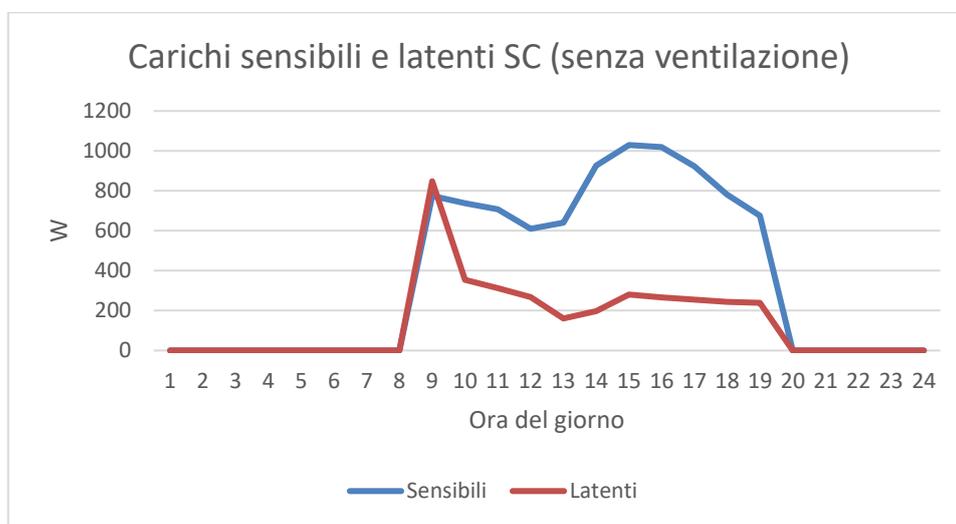


Figura 41. Carichi sensibili e latenti senza ventilazione SC

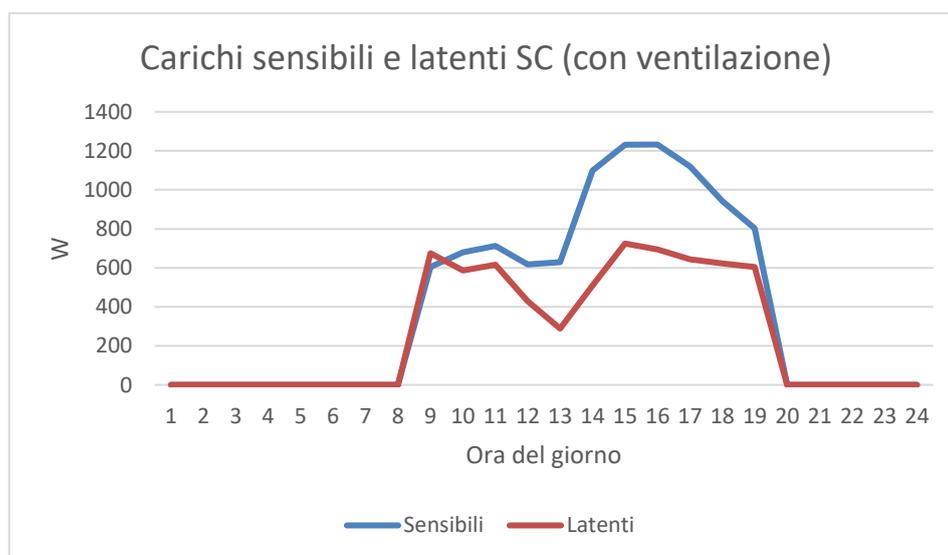


Figura 42. Carichi sensibili e latenti con ventilazione SC

#### 4.3 Calcolo dei carichi termici e frigoriferi

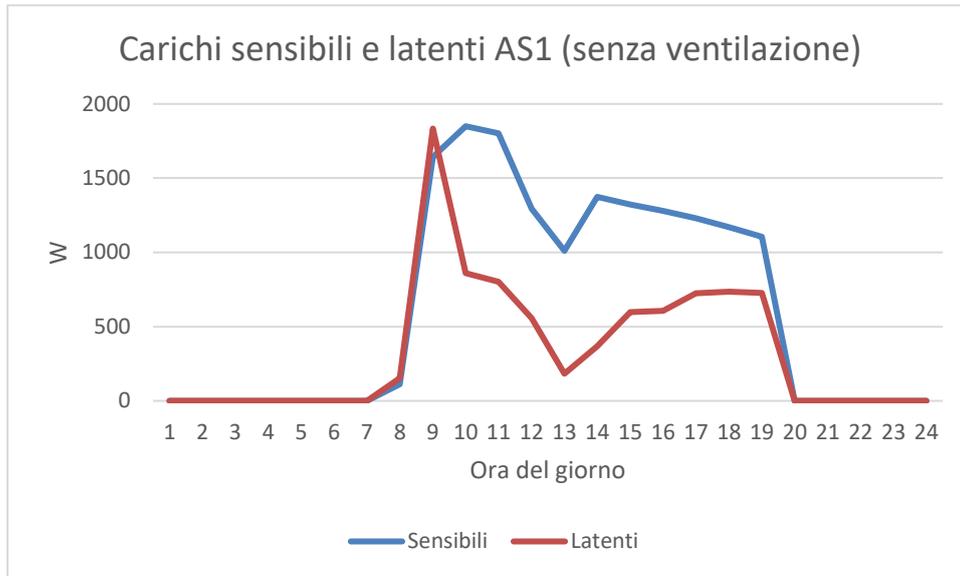


Figura 43. Carichi sensibili e latenti senza ventilazione AS1

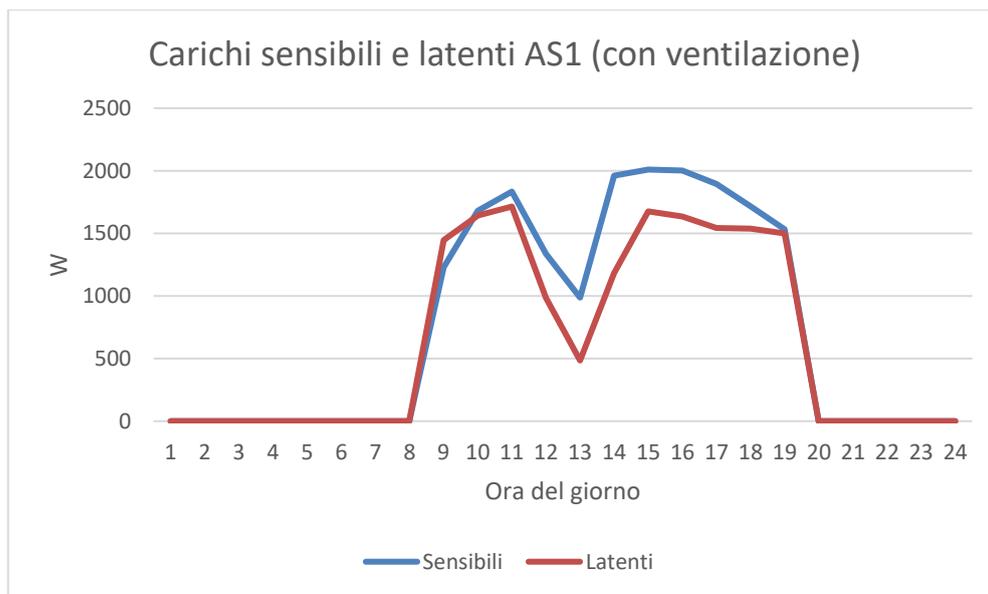


Figura 44. Carichi sensibili e latenti con ventilazione AS1

#### 4.3 Calcolo dei carichi termici e frigoriferi

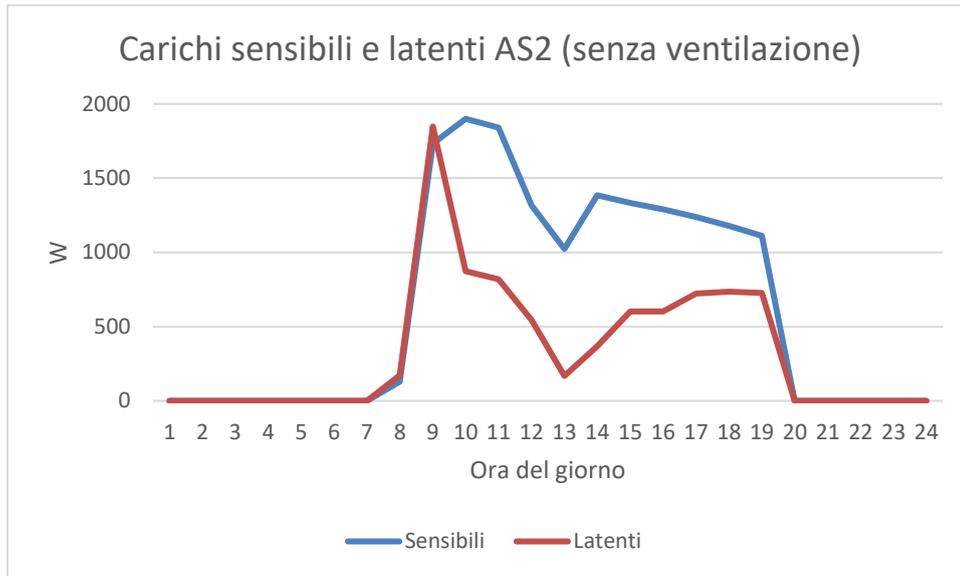


Figura 45. Carichi sensibili e latenti senza ventilazione AS2

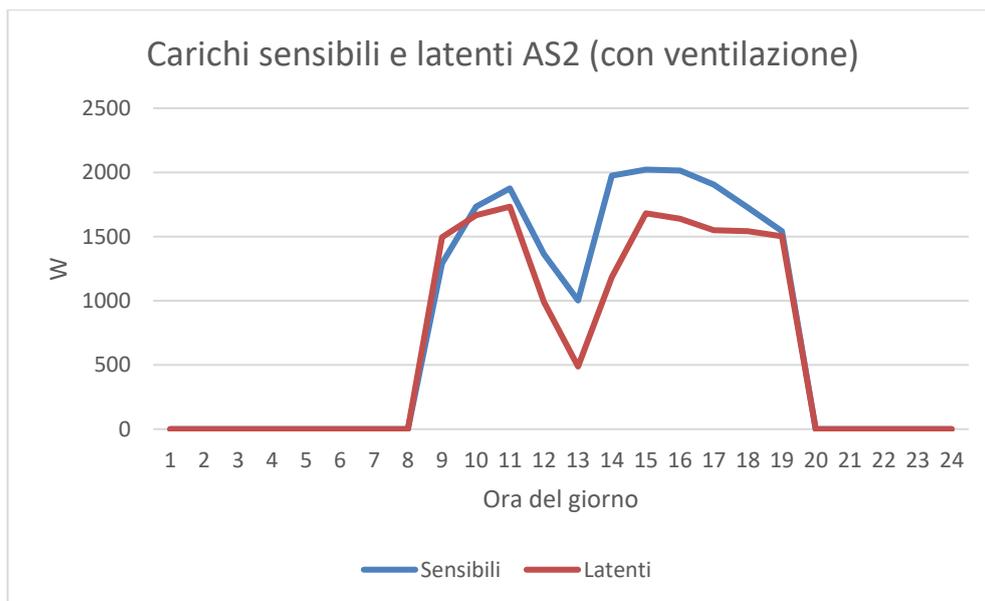


Figura 46. Carichi sensibili e latenti con ventilazione AS2

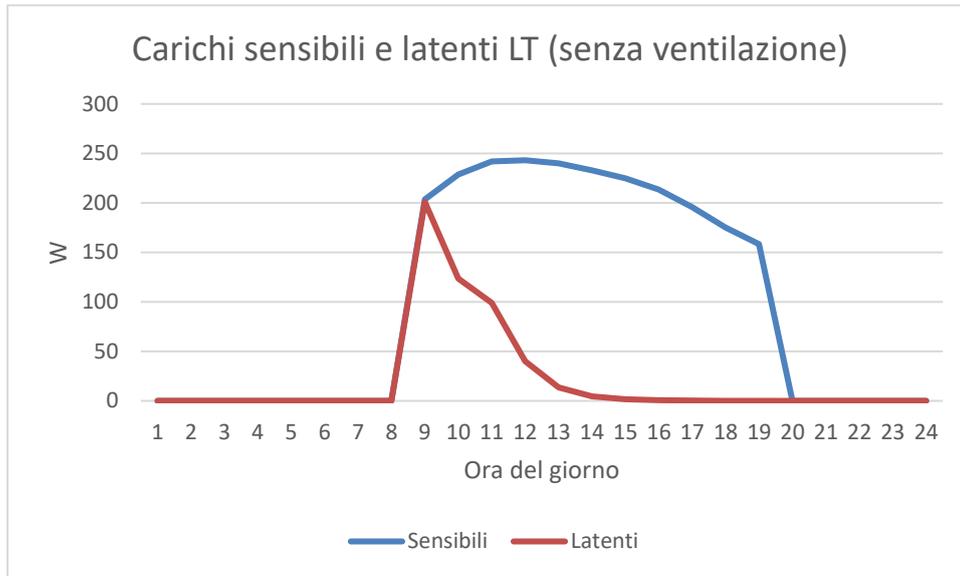


Figura 47. Carichi sensibili e latenti senza ventilazione LT

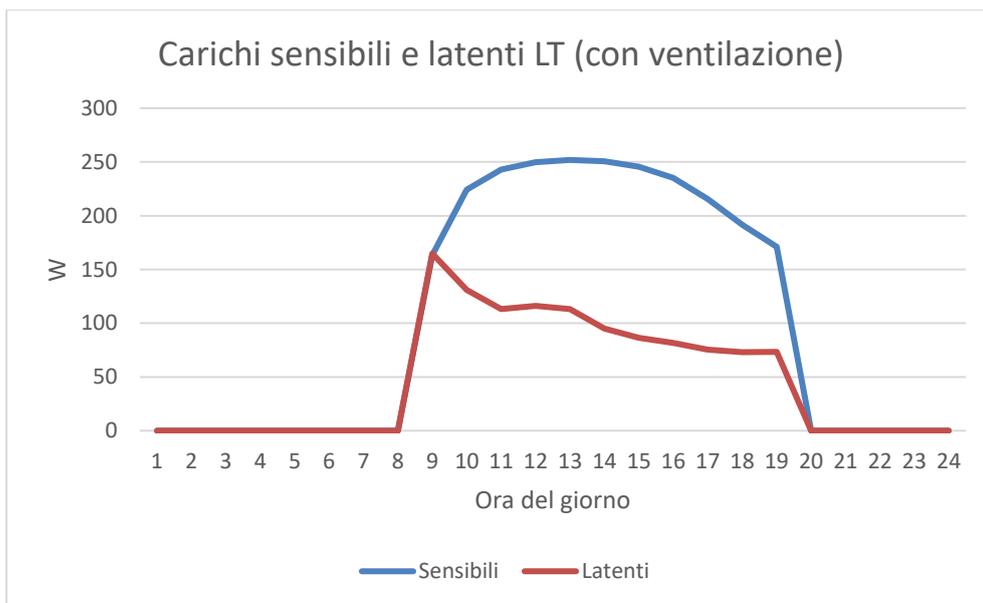


Figura 48. Carichi sensibili e latenti con ventilazione LT

In ultima analisi si può notare come nel locale tecnico, dove la presenza umana che regoli alcun tipo di ventilazione naturale è molto ridotta, i risultati sono molto simili.

Da questi grafici è molto intuibile come ci sia una forte influenza della quota latente di potenza introdotta in un caso estivo tipico. Quando l'aria esterna non climatizzata viene immessa in ambiente per ventilazione o infiltrazione la sua elevata umidità relativa fa aumentare molto proprio la frazione di calore latente da sottrarre e di conseguenza questo influisce sui carichi frigoriferi negativamente. In tutti i locali in cui la ventilazione naturale

è più frequente, dove si tiene conto quindi della presenza umana che la effettua, questo problema è preponderante rispetto al locale tecnico dove invece la situazione rimane invariata poiché non c'è ventilazione naturale ma solo infiltrazione, in previsione del fatto che di rado ci sia occupazione di tale zona.

## 4.4 Carichi annuali

Di seguito sono mostrate le tendenze annuali dei carichi, differenziando le zone climatizzate in esame nel PVZEN. Si noti che in questo caso la simulazione per l'ottenimento dei risultati è stata effettuata tenendo sempre conto della ventilazione naturale dovuta all'arieggiamento da parte degli utenti (caso più realistico) poiché risulterebbe poco interessante fare una distinzione con la casistica in cui non avviene ventilazione.

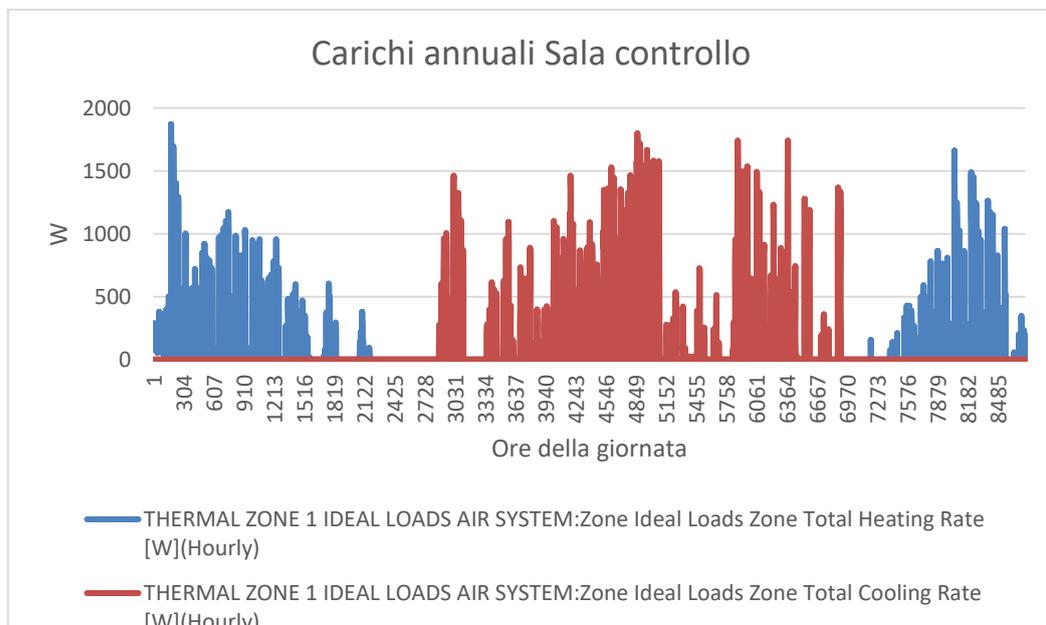


Figura 49. Carichi termici/frigoriferi annuali Sala controllo

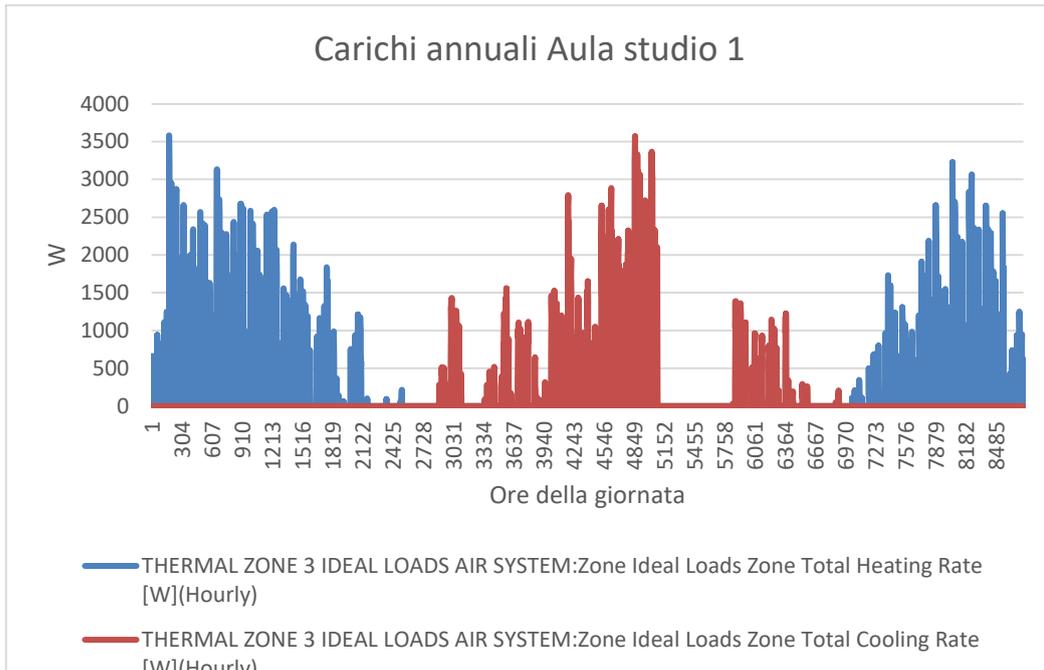


Figura 50. Carichi termici/frigoriferi annuali Aula studio 1

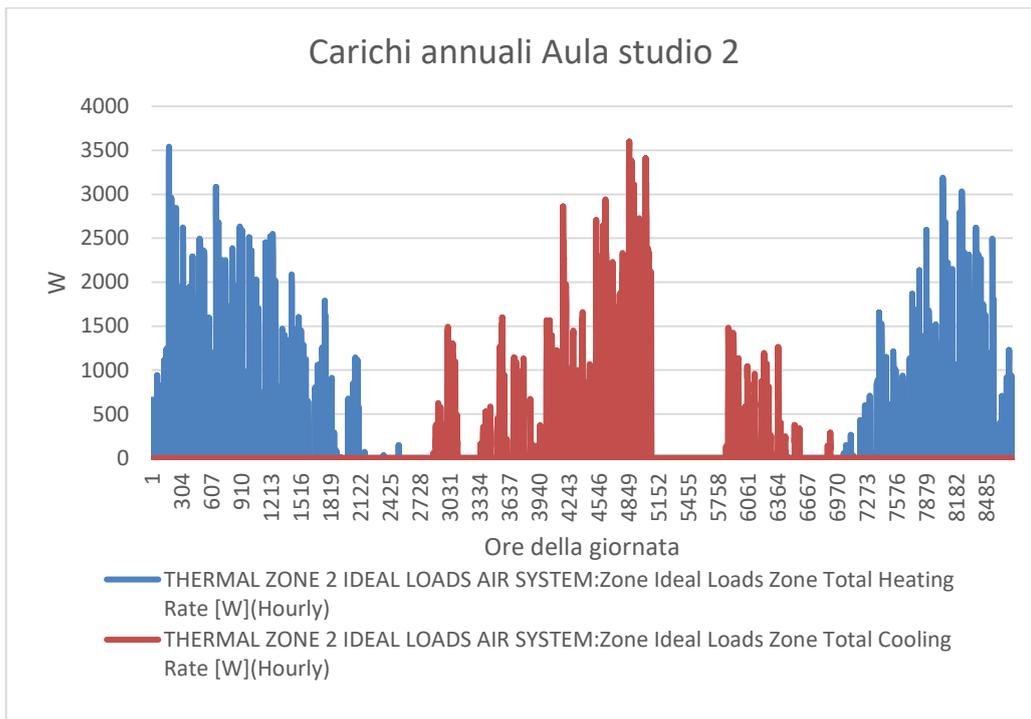


Figura 51. Carichi termici/frigoriferi annuali Aula studio 2

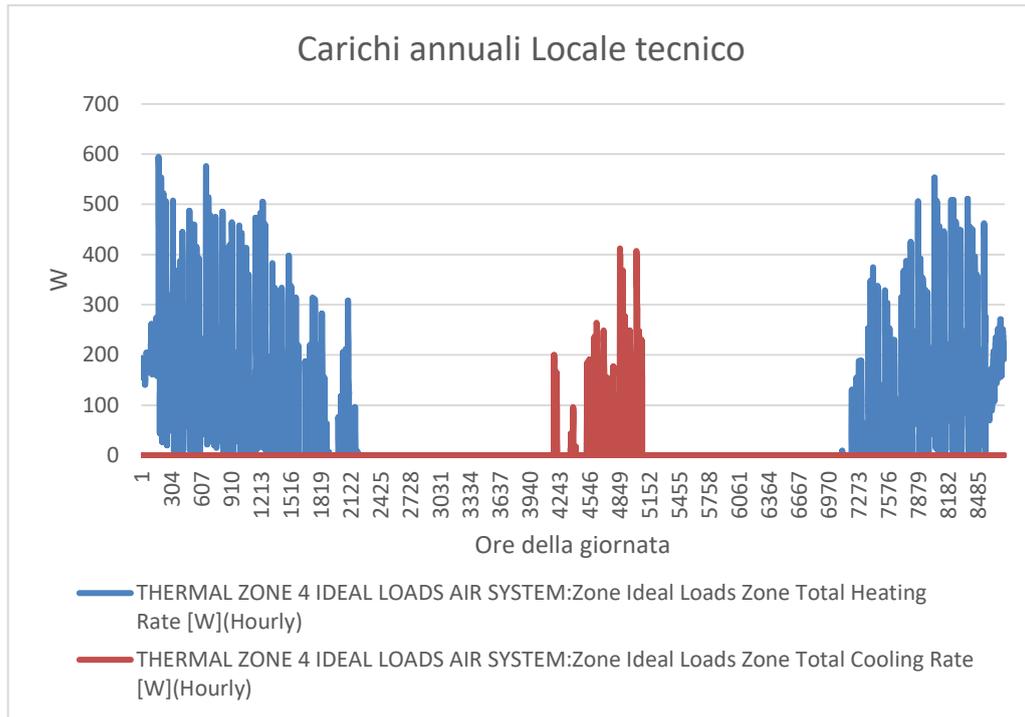


Figura 52. Carichi termici/frigoriferi annuali Locale tecnico

Da questi grafici è visualizzabile chiaramente il periodo invernale e quello estivo, dove le condizioni al contorno per l'ambiente esterno sono date dal file meteorologico che ha sfruttato il software Energy Plus per la simulazione annuale, mentre quelle riguardanti i locali climatizzati (Persone, LED, apparecchiature elettroniche di vario tipo, ecc.) fanno fede a quelle esposte precedentemente.

Tuttavia, per un'analisi più completa si è effettuato l'integrale delle aree relative ai grafici sovrastanti, calcolando per ogni zona termicamente climatizzata quale sia il fabbisogno in termini di energia. Questi ultimi sono riportati nella tabella riassuntiva seguente:

	Fabbisogno di riscaldamento in $\text{kWh}_t$	Fabbisogno di raffrescamento in $\text{kWh}_t$
Sala controllo	315.48	627.03
Aula studio 1	1047.757	847.59
Aula studio 2	1084.66	811.17
Locale tecnico	460.96	42.33
<b>TOTALE</b>	<b>2908.86</b>	<b>2328.13</b>

Tabella 10. Fabbisogni per il riscaldamento e il raffrescamento per le zone climatizzate

Partendo dai seguenti valori dei fabbisogni energetici, sarà studiato un impianto allo scopo di soddisfarli.

## Capitolo 5

### 5.1 Selezione dei componenti impiantistici

L'impianto termico che serve il modulo PVZEN deve essere dimensionate in funzione dei carichi ottenuti nel capitolo precedente. La scelta dei componenti, trattati nel capitolo 3 della presente tesi, deve essere oculata allo scopo di massimizzare l'efficienza energetica e rispettare, quindi, i requisiti di un edificio ad energia quasi zero.

Per cominciare la selezione dei componenti dell'impianto, si è deciso di trattare la generazione della potenza termica: la scelta ottimale risulta una pompa di calore reversibile, così che possa essere sfruttata sia nel caso di riscaldamento invernale che per la refrigerazione estiva. In secondo luogo, dato che è necessario incrementare fino al più alto valore possibile l'efficienza globale dell'edificio, bisogna selezionare un recuperatore di calore (statico nel caso in esame), il quale gioca un ruolo fondamentale nel risparmio energetico, pretrattando l'aria di immissione sfruttando quella di estrazione.

L'unità di trattamento aria servirà per il trattamento dell'aria in ingresso e uscita dai locali climatizzati, mentre in ultimo luogo dovranno essere scelti i terminali più adatti, che in questo caso risultano essere i fancoil tradizionali. Tuttavia, L'impianto non è a tutt'aria, ma misto; dunque, il lato acqua sarà gestito da dei pannelli radianti a tubi capillari a soffitto (del tipo *Frenger*, trattati anch'essi nel capitolo 3) che garantiscono leggerezza, affidabilità ed elevata efficienza energetica, soprattutto in caso di raffrescamento, quando oltre all'irraggiamento entra in gioco la convezione.

Attraverso l'impianto descritto, sarà possibile gestire la quota sensibile di potenza attraverso i pannelli radianti mentre la quota latente (e anche una parte di quella sensibile) sarà amministrata dall'UTA.

Per quanto concerne il monitoraggio dell'impianto termico è previsto per i seguenti parametri microclimatici:

- Parametri ambientali interni: Temperatura di bulbo secco dell'aria, umidità relativa dell'aria, concentrazione di CO<sub>2</sub>, illuminamento interno sul piano di lavoro;
- Parametri ambientali esterni: Temperatura di bulbo secco dell'aria, umidità relativa dell'aria, concentrazione di CO<sub>2</sub>, radiazione solare diretta sul piano orizzontale (a livello della copertura), radiazione solare diffusa su piano orizzontale (a livello della copertura).

Gli antecedenti parametri saranno monitorati e salvati con frequenza di campionamento di 5 minuti.

In ultima analisi è previsto anche il monitoraggio dei Carichi termici attraverso tradizionali contatori installati sui circuiti caldi e freddi di ogni pompa di calore, nonché il monitoraggio dei Carichi elettrici (previsto nell'impianto elettrico).

### 5.1.1 Selezione delle pompe di calore reversibili

Date le curve dei carichi ottenute nel capitolo 4, si è proceduti con la scelta delle pompe di calore del tipo *Hoval*. [9] (Appendice A) Queste sono risultate una scelta efficiente in relazione alla taglia e al carico da soddisfare nelle quattro zone climatizzate.

In via definitiva la soluzione è quella che segue:

- Pompa di calore aria/acqua del tipo *Hoval Belaria® SRM (4)* asservita ai pannelli radianti delle due aule studio. I livelli termici richiesti per il fluido caldo e freddo sono 35°C e 18°C rispettivamente (scheda tecnica in allegato);
- pompa di calore aria/acqua del tipo *Hoval Belaria® SRM (4)* asservita ai pannelli radianti dell'aula studio 1 e della sala controllo. I livelli termici richiesti per il fluido caldo e freddo sono 35°C e 18°C rispettivamente (scheda tecnica in allegato);
- pompa di calore aria/acqua del tipo *Hoval Belaria® SRM (8)* che serve la batteria calda nella stagione invernale e la batteria fredda nella stagione estiva. I livelli termici richiesti per il fluido caldo e freddo sono 35°C e 7°C rispettivamente (scheda tecnica in allegato).

Le tre pompe di calore dovrebbero trovarsi nel locale tecnico ed il loro ingombro (indicativo) è di 890/480/344 (A/L/P), mentre per le unità esterne previste per l'installazione di ogni pompa di calore è di 735/832/307 (A/L/P).

Infine, l'unità di trattamento dell'aria (che su un soppalco del locale tecnico) avrà un ingombro indicativo di 800/3000/800 (A/L/P) con sezione di 250/350 (A/L).

Le pompe di calore *Hoval Belaria® SRM (4)* hanno una potenza di riscaldamento pari a 3,3 kW con un COP pari a 4 mentre gode di una potenza frigorifera di 5,9 kW a fronte di un EER uguale a 3,2. Il COP e il EER indicano che, rispettivamente nei funzionamenti invernali ed estivi, ci sarà il consumo di  $1\text{kW}_{\text{el}}$  a fronte della potenza termica pari, nei due casi, a 4 e 3,2 kW.

Le pompe di calore *Hoval Belaria® SRM (8)*, invece, hanno una potenza di riscaldamento pari a 5,8 kW con un COP pari a 3,7 mentre gode di una

potenza frigorifera di 8,4 kW a fronte di un EER uguale a 3.

I dati sopra riportati tengono in considerazione come condizioni al contorno una temperatura esterna pari 2°C in inverno e 35°C in estate, per cui sono variabili in relazione alle condizioni climatiche. Caratteristiche più specifiche sono riportate nelle schede tecniche allegate.

Il principio di inversione del ciclo è quello tipico delle pompe di calore:

1. Il fluido refrigerante nella pompa di calore evapora. La potenza è data dall'ambiente circostante (aria, acqua, terra);
2. Il vapore del refrigerante viene compresso (consumo di energia elettrica nel compressore);
3. Il vapore del fluido refrigerante viene fatto condensare, raffreddandosi rilascia una certa quota di energia al sistema di riscaldamento (in funzione del COP della macchina);
4. Il fluido condensato viene rilasciato e il ciclo ha di nuovo inizio.

### 5.1.2 Selezione del recuperatore di calore

Il recuperatore di calore è stato selezionato in base ai parametri che lo caratterizzano e quindi all'idoneità al caso studio: il primo parametro è l'efficienza della macchina che è il principale indicatore della capacità prestazionale del macchinario. In secondo luogo, è necessario valutare quali siano le perdite di carico, la potenza elettrica richiesta dai ventilatori (da minimizzare) e le perdite d'aria.

Nonostante il recupero di calore sia sensibile che latente è certamente ottimale dal punto di vista energetico, nel nostro caso si è scelto l'utilizzo di un recuperatore statico. Questo sta a significare che sarà possibile il recupero di solo calore sensibile che però dal punto di vista dell'efficientamento energetico è comunque un'operazione estremamente conveniente. La motivazione di tale scelta risiede in un'analisi, seppur in prima approssimazione, di tipo economico dalla quale risulta sconveniente l'equipaggiamento con un recuperatore rotativo.

È ipotizzabile la selezione di recuperatori di calore del tipo Zehnder (Appendice B), che offre una serie definita ComfortAir XL [15] costituita da un recuperatore in controcorrente con un rendimento di circa il 90% in determinate condizioni di temperatura e umidità relativa dell'aria.

### 5.1.3 Selezione dei pannelli radianti a tubi capillari

I pannelli radianti a tubi capillari scelti per il caso in esame sono il modello Frenger [10], che rappresentano una scelta efficace soprattutto per il caso di refrigerazione, dove il carico frigorifero (sensibile e latente) è maggiore.

I pannelli possono gestire però solo una parte della quota sensibile, mentre la quota latente e la rimanente parte della sensibile sono amministrati lato aria.

Tuttavia, questa opzione scelta garantisce una migliore efficienza energetica per l'edificio e allo stesso tempo contribuisce in modo essenziale al raggiungimento del comfort termoigrometrico di raffrescamento.

Nonostante non siano particolarmente adatti al contesto di riscaldamento invernale (dove comunque i carichi termici sono inferiori rispetto a quelli estivi), i pannelli a tubi capillari hanno il vantaggio di omogenizzare la temperatura in ambiente senza spostamento di polveri nonché quello di agire in modo del tutto silenzioso, molto utile dato lo scopo finale, ad esempio, delle aule studio.

La manutenzione è rara e non complicata dato che si sta parlando di pannelli appesi a soffitto ed inoltre è intuitivo che si sfrutta al meglio lo spazio senza intaccare volumetria e stratigrafia dei locali.

## 5.2 Distribuzione dei componenti dell'impianto

Date le tipologie e le dimensioni dei componenti descritti nel paragrafo in precedenza, è necessario inserire i medesimi nel contesto del modulo PVZEN.

Per questo sono analizzati i casi in cui i terminali ad aria siano i tradizionali fancoil ed il caso in cui i terminali del circuito idronico siano invece pannelli radianti a tubi capillari del tipo Frenger, alimentati dalle sopra descritte pompe di calore Hoval Belaria. È poi illustrata l'unità di trattamento aria nell'eventuale soppalco all'interno del locale tecnico con le rispettive bocche di alimentazione e distribuzione di aria trattata negli ambienti climatizzati.

L'unità di trattamento aria del DOAS deve essere in grado di garantire la portata d'aria di rinnovo tale da sostituire il concetto di ventilazione naturale, per tal motivo le sezioni delle bocchette di uscita e dei condotti principali devono essere dimensionate relativamente alle portate condotte. È quindi necessario ipotizzare una velocità dell'aria nei condotti di immissione ed aspirazione delle zone climatizzate; un valore tipico è  $W_{air,Th. zone} = 2.2 \frac{m}{s}$ , poiché in tal modo si garantisce una velocità di immissione/aspirazione che non impatti negativamente sul comfort. Per le condotte principali di mandata e ripresa invece si può ipotizzare una tipica velocità dell'aria pari a  $W_{air} = 4 \frac{m}{s}$ .

Notando che la portata massima da garantire alle aule studio è pari a  $G_{air,AS} = 0.15 \frac{m^3}{s}$  mentre per la sala controllo è  $G_{air,SC} = 0.045 \frac{m^3}{s}$ , la portata totale nelle condotte principali risulta la somma delle stesse, perciò,

ipotizzando una densità dell'aria costante,  $G_{air,TOT} = 0.345 \frac{m^3}{s}$ . Chiaramente queste portate devono essere sovradimensionate come di conseguenza le condotte relative, a causa delle perdite di carico distribuite e localizzate presso le tubature.

Tali perdite di carico sono indicate nella formula che segue:

$$\Delta P = \Delta P_d + \Delta P_c + \Delta P_{diff} + \Delta P_{UTA} (Pa) \quad [16]$$

Dove:

- $\Delta P$  = perdita di carico totale sul circuito più sfavorito (Pa);
- $\Delta P_d$  = perdite distribuite (Pa);
- $\Delta P_c$  = perdite concentrate (Pa);
- $\Delta P_{diff}$  = perdite nei diffusori (Pa);
- $\Delta P_{UTA}$  = perdite nell'UTA (Pa);

Le perdite di carico devono essere computate in relazione alla tipologia:

- *Perdita di carico costante*: si moltiplica la lunghezza del circuito più sfavorito per il valore costante dato alla perdita di carico continua unitaria  $\Delta P_{d,unit}$ :

$$\Delta P = L * \Delta P_{d,unit} (Pa) \quad [16]$$

- *Perdite di carico concentrate*  $\Delta P_c$  del circuito più sfavorito, si calcolano mediante la seguente relazione:

$$\Delta P = \sum_{i=1}^N \xi_i * \rho * \frac{v_i^2}{2} (Pa) \quad [16]$$

Con:

- N = numero di discontinuità;
- $\xi_i$  = coefficiente perdite localizzate delle j-esima discontinuità;
- $\rho$  = densità aria in kg/m<sup>3</sup>;
- $v_i$  = velocità dell'aria nella discontinuità in m/s.

## 5.2 Distribuzione dei componenti dell'impianto

TIPO	CARATTERISTICHE	$\xi$
ALLARGAMENTO DI SEZIONE	lenta variazione a mezzo divergente	0
	brusca variazione di A1 e A2	*
CAMBIAMENTO DI DIREZIONE	angolo=90°, canale circolare o quadrato	1.5
	angolo=90°, canale rettangolare	2
	angolo=90° arrotondato	1
	angolo=135°	0.5
	angolo=90°, $r/D < 5$ (r=raggio del raccordo, D=diametro equivalente)	0.3
	angolo=90°, $r/D > 5$ (r=raggio del raccordo, D=diametro equivalente)	0
CONFLUENZA O DIRAMAZIONE	canale deviato di diametro D con raccordo	1.5
	canale non deviato di diametro $d=D$	1
	canale non deviato di diametro $d > 1.5 D$	0.7
	canale non deviato di diametro $d > 2 D$	0.4
	canale non deviato di diametro $d > 3 D$	0.2
	canale non deviato di diametro $d > 4 D$	0
	confluenza o diramazione a T	3
	confluenza o diramazione raccordata	1
BATTERIE DI SCAMBIO TERMICO	per rango	3.5
BOCCHETTE E GRIGLIE	con sezione libera uguale a quella del canale	2
	rapporto sezione libera/sezione canale = 1.5	0.5
* in questo caso $\xi$ dipende dalla velocità dell'aria		

Figura 53. Valori tipici del coefficiente delle perdite localizzate nelle condutture dell'aria [16]

- *Perdite di carico dell'UTA*: sono relative alle varie sezioni presenti nella stessa e sono riassunte, con valori verosimili, nella seguente tabella:

DISCONTINUITA'	CADUTA DI PRESSIONE (Pa)
CAMERA DI MISCELA	20 Pa
FILTRI PIANI	60 Pa
FILTRI AD ANGOLO	40 Pa
FILTRI A RULLO	50 Pa
FILTRI A TASCHE	80 Pa
SEZIONE UMIDIFICANTE	20 Pa
SEPARATORE DI GOCCE	30 Pa
FILTRI ASSOLUTI	500 Pa
BATTERIE DI RISCALDAMENTO	25 Pa per rango
BATTERIE DI RAFFREDDAMENTO	70 Pa (2 ranghi)
	80 Pa (3 ranghi)
	100 Pa (4 ranghi)
	140 Pa (6 ranghi)

Figura 54. Tipici valori di cadute di pressione nelle varie sezioni di una UTA [16]

- *Perdite di carico dei diffusori*: sono fornite nelle schede tecniche del venditore.

Uno schema qualitativo dell'impianto è il seguente:

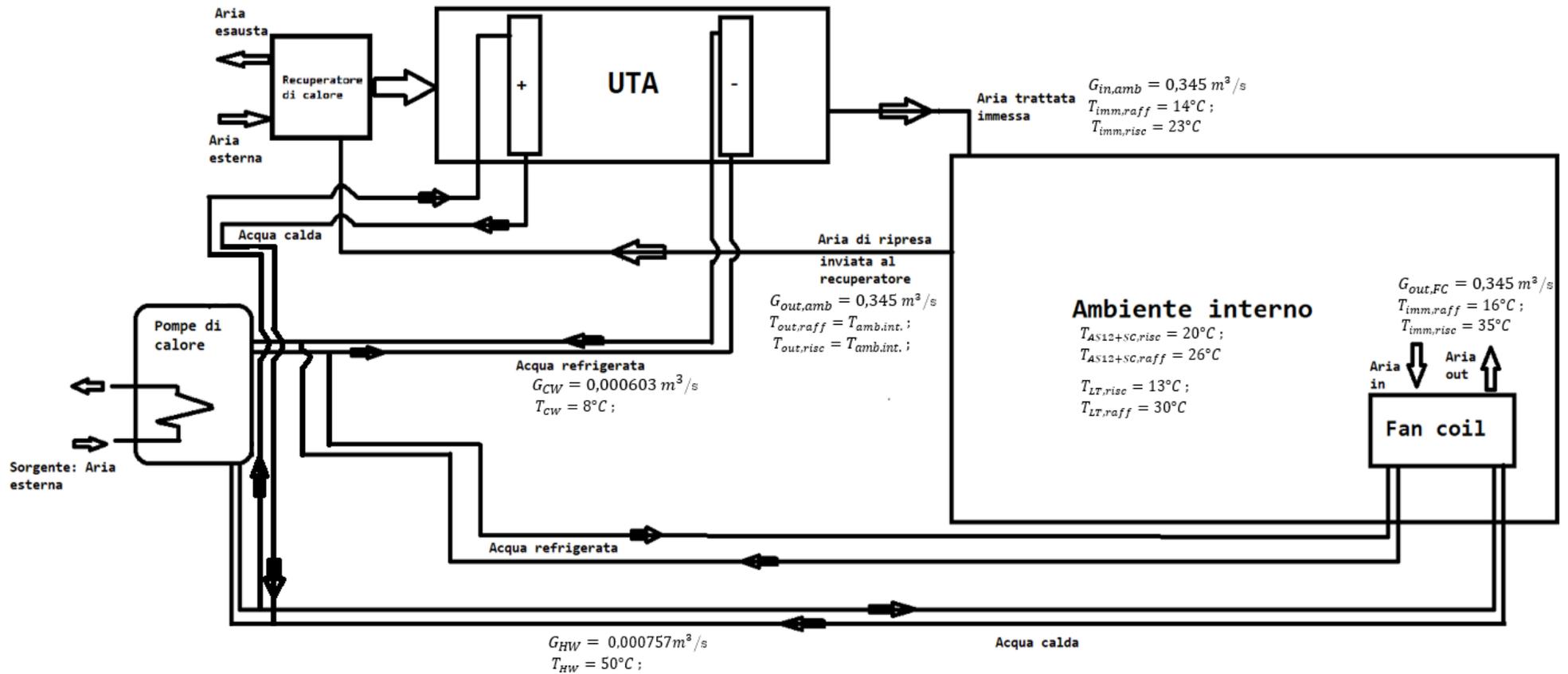


Figura 55. Schema a blocchi dell'impianto

Inoltre, di seguito, in modo più dettagliato, sono illustrati e descritti gli schemi qualitativi dell'unità di trattamento aria e dei canali di distribuzione, tenendo conto che i condotti possono correre in un controsoffitto.

- La sezione 0 rappresenta la sezione di ingresso per l'aria esterna da trattare (e da miscelare con una frazione di ricircolo di aria interna);
- Le sezioni 1,2,5,6,9,10 illustrano le bocchette di ripresa dell'aria esausta da inviare al recuperatore di calore e poi all'esterno;
- Le sezioni 3,4,7,11,12 illustrano le bocchette di mandata dell'aria trattata immessa nei locali climatizzati;

Proprio per motivi progettuali le condotte sono rappresentate in relazione alle portate che devono ospitare.

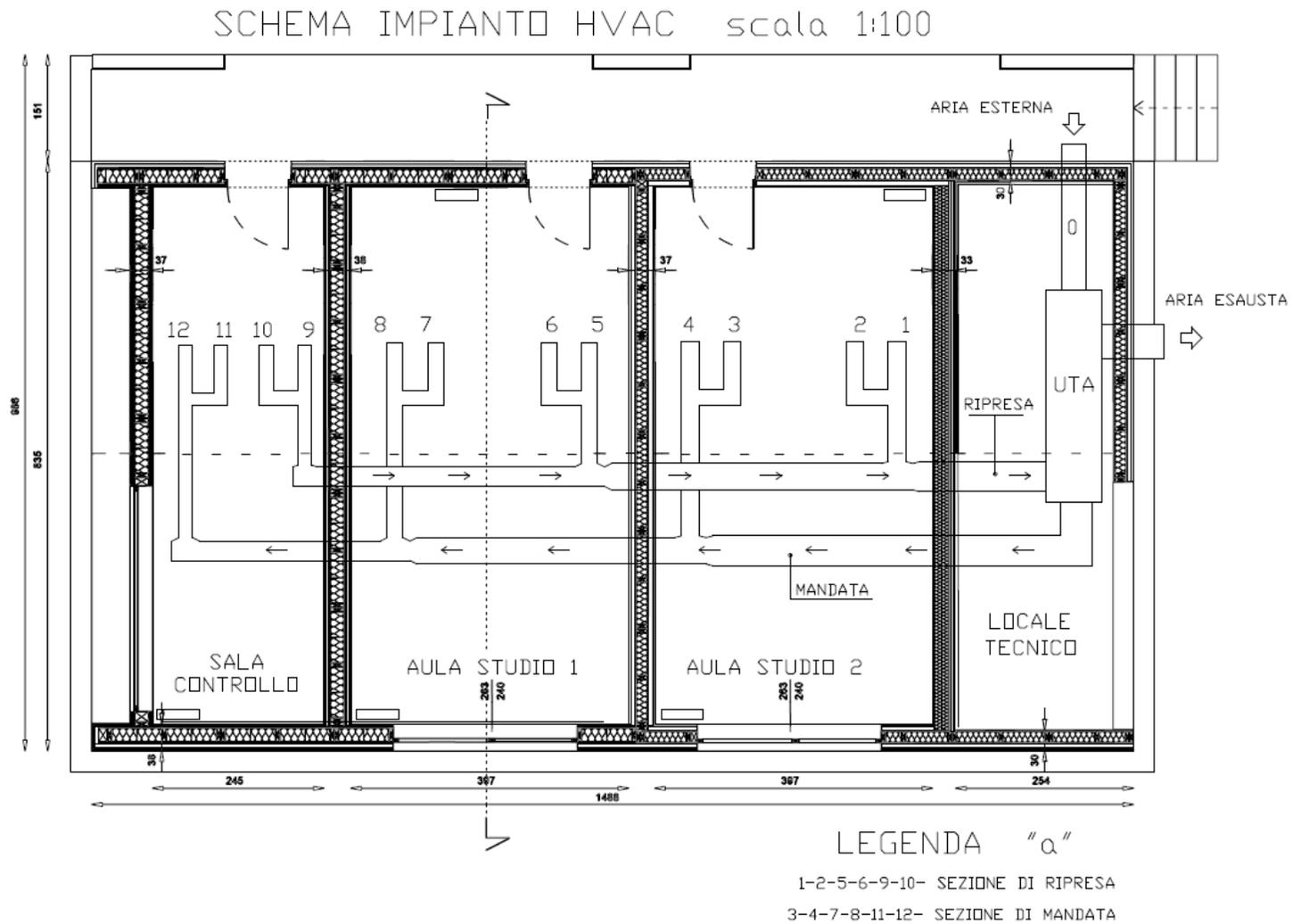


Figura 56. Planimetria PVZEN con particolare dell'unità di trattamento aria

## Capitolo 6

### 6.1 Modellazione dell'impianto di climatizzazione

Per la modellazione dell'impianto si è scelto di procedere per gradi: partendo dal modello sfruttato per il calcolo dei carichi termici e frigoriferi al capitolo 4, si è sostituito il sistema ideale usato dal software Energy Plus con l'impianto reale allo scopo di ottenere i risultati più interessanti per la progettazione termotecnica dello stesso. Per prima cosa si è proceduto con la modellazione di un impianto basato sui soli fan coil, analizzando i casi con e senza ventilazione meccanica. Successivamente si è modellizzato un impianto DOAS di ventilazione meccanica associato agli stessi fan coil precedentemente sfruttati.

#### 6.1.1 Modellazione dei soli fan coil

Funzionanti chiaramente sia nel caso invernale che in quello estivo, i fan coil scelti sono del tipo tradizionale, ad aria e a parete.

#### **FLAT i 2 - 5 kW**



*Figura 57. Esempio di fan coil ad aria a parete*

Economicamente convenienti, i fan coil sono ottimali soluzioni anche per quanto riguarda la regolazione della climatizzazione dell'ambiente ed inoltre risultano meno soggetti ad inerzia termica rispetto ad elementi come i pannelli radianti. Possono risultare un'opzione meno efficiente dal punto di vista energetico e hanno anche il contro di fornire dei punti dell'ambiente di scomfort termico, poiché localizzano l'immissione di aria più calda o più fredda

di quella media della zona climatizzata.

Una possibile scelta è ricaduta sui fan coil *Galletti Fan coil FLAT i 70*, essi possono risultare convenienti dato che hanno una potenza per il riscaldamento pari 2kW e garantiscono al contempo 5kW in raffrescamento. Sono inoltre in grado di lavorare, anche se solo parzialmente, anche sulla quota latente perciò risultano una scelta efficiente laddove l'umidità relativa dell'aria fosse un ostacolo non trascurabile per la climatizzazione degli ambienti. Le dimensioni sono quelle tipiche dei fan coil tradizionali, per cui si tratta di 874/1160/213 (A/L/P). Per ulteriori caratteristiche è allegata in appendice la scheda tecnica.

Partendo dal modello già analizzato e descritto nel capitolo 4, sfruttato per il calcolo dei carichi, sono stati inseriti i dati in riferimento ai fan coil:

Field	Units	Obj1	Obj2	Obj3	Obj4
Zone Name		Thermal Zone 1	Thermal Zone 2	Thermal Zone 3	Thermal Zone 4
Template Thermostat Name		Termostato SC	Termostato AS1	Termostato AS2	Termostato LT
Supply Air Maximum Flow Rate	m3/s	autosize	autosize	autosize	autosize
Zone Heating Sizing Factor		1,15	1,15	1,15	1,15
Zone Cooling Sizing Factor		1,25	1,25	1,25	1,25
Outdoor Air Method					
Outdoor Air Flow Rate per Person	m3/s	0	0	0	0
Outdoor Air Flow Rate per Zone Floor Area	m3/s-m2				
Outdoor Air Flow Rate per Zone	m3/s				
System Availability Schedule Name					
Supply Fan Total Efficiency		0,75	0,75	0,75	0,75
Supply Fan Delta Pressure	Pa	75	75	75	75
Supply Fan Motor Efficiency		0,9	0,9	0,9	0,9
Supply Fan Motor in Air Stream Fraction		1	1	1	1
Cooling Coil Type		ChilledWater	ChilledWater	ChilledWater	ChilledWater
Cooling Coil Availability Schedule Name					
Cooling Coil Design Setpoint	C	14	14	14	14
Heating Coil Type		HotWater	HotWater	HotWater	HotWater
Heating Coil Availability Schedule Name					
Heating Coil Design Setpoint	C	45	45	45	45
Dedicated Outdoor Air System Name					
Zone Cooling Design Supply Air Temperature Input Met		SupplyAirTemperat.	SupplyAirTemperat.	SupplyAirTemperat.	SupplyAirTemperat.
Zone Cooling Design Supply Air Temperature Differenc	deltaC	10	10	10	10
Zone Heating Design Supply Air Temperature Input Met		SupplyAirTemperat.	SupplyAirTemperat.	SupplyAirTemperat.	SupplyAirTemperat.
Zone Heating Design Supply Air Temperature Differenc	deltaC	15	15	15	15
Design Specification Outdoor Air Object Name					
Design Specification Zone Air Distribution Object Name					
Capacity Control Method					
Low Speed Supply Air Flow Ratio		0,33	0,33	0,33	0,33
Medium Speed Supply Air Flow Ratio		0,66	0,66	0,66	0,66
Outdoor Air Schedule Name		..	..	..	..

Figura 58. HVACTemplate:Fancoil

È necessario stabilire il *Sizing factor* sia per il riscaldamento che per il raffrescamento: in questo caso si sono scelti i valori rispettivi pari a 1.15 e 1.25 che sono valori tipici di questi coefficienti di sicurezza.

Un ulteriore valore da inserire nel template è quello dell'efficienza della

ventola, che di default è pari a 0,7, ma che è più verosimile al valore di 0,75 scegliendo dei fan coil di buona qualità.

Impostando le temperature di setpoint per il riscaldamento e raffrescamento e la portata d'aria, sfruttando poi i tipici valori di default riguardanti le efficienze del rotore e della variazione di pressione fornita dalla ventola, si completa il quadro riguardante i fan coil nelle zone climatizzate.

Di seguito sono descritti e illustrati gli elementi che completano il file, partendo dai *ChilledWaterLoop* e *HotWaterLoop*, per terminare con *Boiler* e *Chiller*, che possono essere sostituiti da una pompa di calore di pari potenza, aumentando l'efficienza energetica dell'impianto.

The screenshot shows a software window with a menu bar (File, Edit, View, Jump, Window, Help) and a toolbar (New Obj, Dup Obj, Del Obj, Copy Obj, Paste Obj). Below the toolbar is a 'Class List' panel with a scrollable list of object classes. The class 'HVACTemplate:Plant:ChilledWaterLoop' is selected and highlighted in blue. To the right of the class list is a 'Comments from IDF' panel, which is currently empty. Below the class list is a 'Field' table with three columns: 'Field', 'Units', and 'Obj1'. The table contains various parameters for the 'Chilled Water Loop' object, such as 'Pump Schedule Name', 'Chilled Water Design Setpoint', 'Chilled Water Pump Configuration', etc.

Field	Units	Obj1
Name		Chilled Water Loop
Pump Schedule Name		Always On Contin
Pump Control Type		Intermittent
Chiller Plant Operation Scheme Type		Default
Chiller Plant Equipment Operation Schemes Name		
Chilled Water Setpoint Schedule Name		
Chilled Water Design Setpoint	C	8
Chilled Water Pump Configuration		ConstantPrimaryNo
Primary Chilled Water Pump Rated Head	Pa	179352
Secondary Chilled Water Pump Rated Head	Pa	179352
Condenser Plant Operation Scheme Type		Default
Condenser Equipment Operation Schemes Name		
Condenser Water Temperature Control Type		
Condenser Water Setpoint Schedule Name		
Condenser Water Design Setpoint	C	30
Condenser Water Pump Rated Head	Pa	179352
Chilled Water Setpoint Reset Type		None
Chilled Water Setpoint at Outdoor Dry-Bulb Low	C	12.2
Chilled Water Reset Outdoor Dry-Bulb Low	C	15.6
Chilled Water Setpoint at Outdoor Dry-Bulb High	C	6.7
Chilled Water Reset Outdoor Dry-Bulb High	C	26.7
Chilled Water Primary Pump Type		SinglePump
Chilled Water Secondary Pump Type		SinglePump
Condenser Water Pump Type		SinglePump
Chilled Water Supply Side Bypass Pipe		Yes
Chilled Water Demand Side Bypass Pipe		Yes
Condenser Water Supply Side Bypass Pipe		Yes
Condenser Water Demand Side Bypass Pipe		Yes
Fluid Type		Water
Loop Design Delta Temperature	deltaC	6,67
Minimum Outdoor Dry Bulb Temperature	C	
Chilled Water Load Distribution Scheme		Sequential load

Figura 59. HVACTemplate:ChilledWaterLoop

## 6.1 Modellazione dell'impianto di climatizzazione

Field	Units	Obj1
Name		Hot Water Loop
Pump Schedule Name		Always On Continuc
Pump Control Type		Intermittent
Hot Water Plant Operation Scheme Type		Default
Hot Water Plant Equipment Operation Schemes Name		
Hot Water Setpoint Schedule Name		
Hot Water Design Setpoint	C	50
Hot Water Pump Configuration		ConstantFlow
Hot Water Pump Rated Head	Pa	179352
Hot Water Setpoint Reset Type		None
Hot Water Setpoint at Outdoor Dry-Bulb Low	C	50
Hot Water Reset Outdoor Dry-Bulb Low	C	-6,7
Hot Water Setpoint at Outdoor Dry-Bulb High	C	65,6
Hot Water Reset Outdoor Dry-Bulb High	C	10
Hot Water Pump Type		SinglePump
Supply Side Bypass Pipe		Yes
Demand Side Bypass Pipe		Yes
Fluid Type		Water
Loop Design Delta Temperature	deltaC	10
Maximum Outdoor Dry Bulb Temperature	C	
Load Distribution Scheme		SequentialLoad

Figura 60. HVACTemplate:HotWaterLoop

Field	Units	Obj1
Name		chiller
Chiller Type		ElectricScrewChiller
Capacity	W	autosize
Nominal COP	W/W	3
Condenser Type		AirCooled
Priority		
Sizing Factor		1
Minimum Part Load Ratio		
Maximum Part Load Ratio		1
Optimum Part Load Ratio		1
Minimum Unloading Ratio		0,25
Leaving Chilled Water Lower Temperature Limit	C	5

Figura 61. HVACTemplate:Chiller

## 6.1 Modellazione dell'impianto di climatizzazione

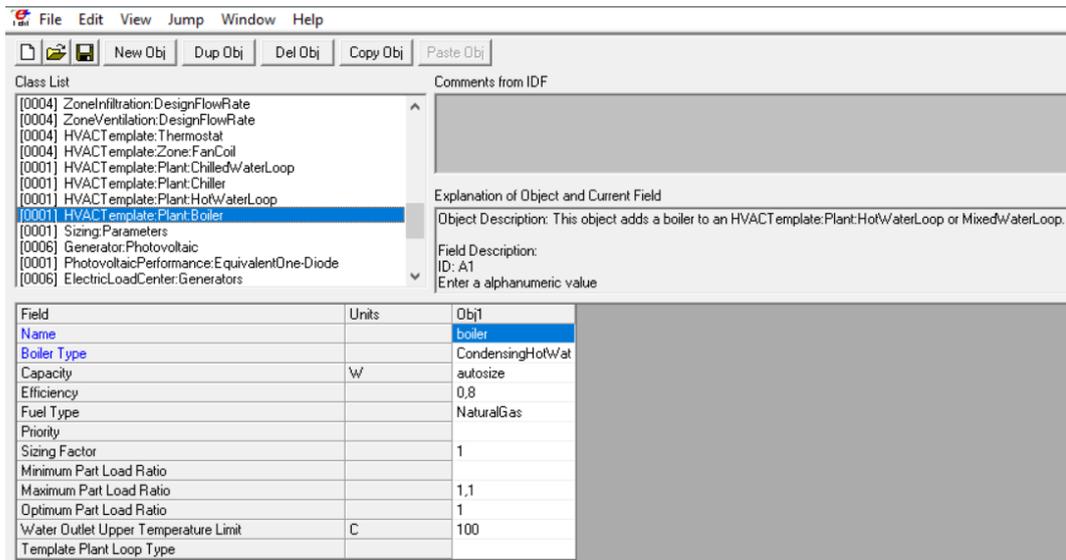


Figura 62. HVACTemplate:Boiler

### 6.1.2 Modellazione dell'impianto a fan coil e ventilazione meccanica (DOAS)

Il secondo step della modellazione verso l'impianto finale è stato l'inserimento del DOAS (*Dedicated outdoor air system*) nel modello di Energy Plus. Considerando il file .idf generato per lo studio dei soli fan coil è stato possibile definire un nuovo template per il sistema di ventilazione meccanica, che sostituisce quella naturale, la quale, naturalmente, deve essere imposta come nulla.

L'aria ventilata meccanicamente sarà quindi trattata nell'UTA mostrata al capitolo 5, in cui sarà montato anche un recuperatore di calore con scheda tecnica in appendice. L'utilizzo di un recuperatore implica il ricircolo dell'aria, imponendo quindi che una frazione di quella esausta estratta dagli ambienti interni sia sfruttata. La portata di aria esterna viene preriscaldata (o pre-raffrescata) in questo scambiatore di calore statico che recupera parte del calore sensibile (con un'efficienza circa pari all'85%).

Il progetto non prevede un DOAS per ogni zona climatizzata, bensì uno soltanto che gestisca le portate esauste e di immissione di ogni stanza. Un esempio di schema illustrato è il seguente:

## 6.1 Modellazione dell'impianto di climatizzazione

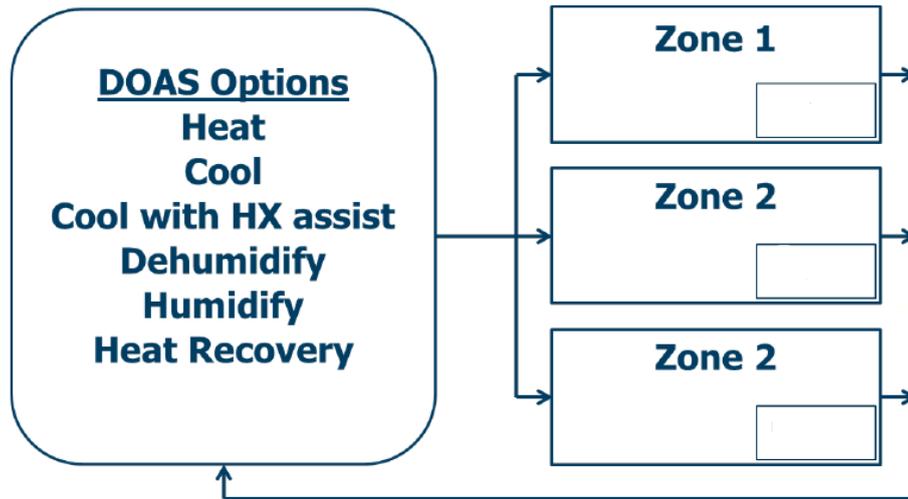


Figura 63. Schema connessioni DOAS e locali climatizzati.

Dunque, su Energy Plus è stato necessario implementare un *HVACTemplate:System:DedicatedOutdoorAir*, come segue:

The screenshot shows the EnergyPlus software interface. The 'Class List' on the left has 'HVACTemplate:System:DedicatedOutdoorAir' selected. The 'Field Description' table below provides the configuration for this object.

Field	Units	Obj1
Name		DOAS-1
System Availability Schedule Name		Occupazione AS_of
Air Outlet Type		DirectIntoZone
Supply Fan Flow Rate	m3/s	autosize
Supply Fan Total Efficiency		0,75
Supply Fan Delta Pressure	Pa	1000
Supply Fan Motor Efficiency		0,9
Supply Fan Motor in Air Stream Fraction		1
Supply Fan Placement		DrawThrough
Cooling Coil Type		ChilledWater
Cooling Coil Availability Schedule Name		
Cooling Coil Setpoint Control Type		FixedSetpoint
Cooling Coil Design Setpoint	C	12,8
Cooling Coil Setpoint Schedule Name		
Cooling Coil Setpoint at Outdoor Dry-Bulb Low	C	15,6
Cooling Coil Reset Outdoor Dry-Bulb Low	C	15,6
Cooling Coil Setpoint at Outdoor Dry-Bulb High	C	12,8
Cooling Coil Reset Outdoor Dry-Bulb High	C	23,3
DX Cooling Coil Gross Rated Total Capacity	W	autosize
DX Cooling Coil Gross Rated Sensible Heat Ratio		autosize
DX Cooling Coil Gross Rated COP	W/W	3
Heating Coil Type		HotWater
Heating Coil Availability Schedule Name		
Heating Coil Setpoint Control Type		FixedSetpoint
Heating Coil Design Setpoint	C	12,2
Heating Coil Setpoint Schedule Name		
Heating Coil Setpoint at Outdoor Dry-Bulb Low	C	15
Heating Coil Reset Outdoor Dry-Bulb Low	C	7,8
Heating Coil Setpoint at Outdoor Dry-Bulb High	C	12,2
Heating Coil Reset Outdoor Dry-Bulb High	C	12,2
Gas Heating Coil Efficiency		0,8
Gas Heating Coil Parasitic Electric Load	W	

Figura 64. *HVACTemplate:System:DedicatedOutdoorAir*

Sfruttando poi i fan coil dell'impianto già utilizzato nelle simulazioni antecedenti, si può procedere con l'ottenimento dei risultati voluti, tenendo conto che la ventilazione sarà quella gestita dall'unità di trattamento aria meccanicamente. Ulteriore vantaggio di questo sistema è che l'aria viene immessa negli ambienti climatizzati ad una temperatura prestabilita in relazione alla potenza della batteria calda o fredda (a seconda che si tratti di caso invernale o estivo). Infatti, ottimizzando le condizioni dell'aria immessa in ambiente è possibile minimizzare i Carichi dei fan coil, migliorando globalmente l'efficienza dell'impianto.

## 6.2 Risultati finali del modello

### 6.2.1 Risultati modello dei soli fan coil

Dalla simulazione del modello in cui sono sfruttati i soli fan coil è possibile estrapolare i risultati più interessanti e utili per comprendere i Carichi necessari per coprire i carichi termici e frigoriferi.

L'analisi è stata fatta per i giorni di progetto invernale ed estivo in analogia con il calcolo di carichi, non cambiano di conseguenza le condizioni al contorno, in seguito sono riportati anche le potenze annuali. Inoltre, si è considerata la ventilazione di tipo naturale, dato che non è ancora presente un *Dedicated outdoor air system (DOAS)* per la ventilazione meccanica.

#### Giorno di progetto invernale

Nel caso di riscaldamento, fissando le temperature interne di setpoint per i fan coil si ottiene un andamento delle seguenti temperature medie in ognuna delle quattro zone climatizzate:

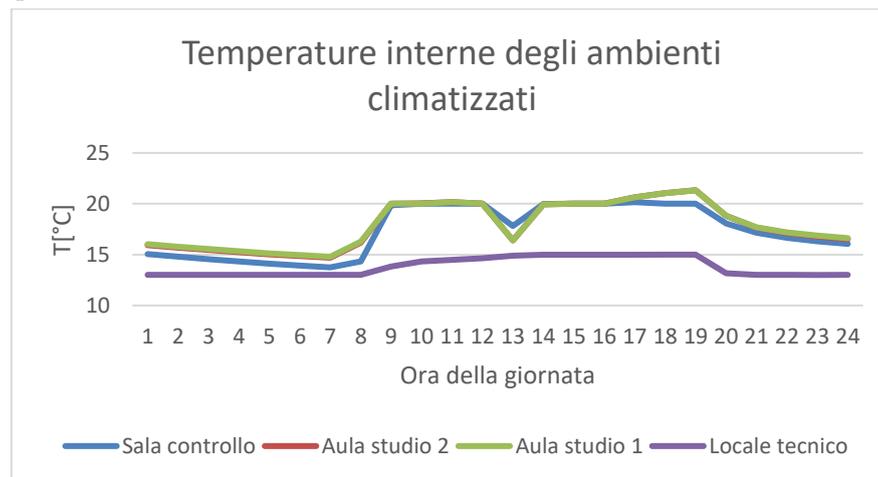


Figura 65. Temperature medie interne ambienti climatizzati nel giorno di progetto invernale

Partendo dalle medesime condizioni al contorno illustrate al capitolo 4

per il giorno di progetto invernale, sono stati calcolati e riportati di seguito i carichi relativi all'impianto fan coil in esame:

Zone climatizzate	Carico termico in kW
Sala controllo	0,42
Aula studio 1	0,49
Aula studio 2	0,48
Locale tecnico	0,46
<b>TOTALE</b>	<b>1,85</b>

Tabella 11. Carichi relativi ai fan coil nel giorno di progetto invernale

È possibile notare come i valori previa tabellati siano pressoché identici a quelli computati durante il calcolo dei carichi termici. Questo indica che i carichi dei fan coil per il caso invernale, sono coerenti con gli studi che sono stati effettuati in precedenza sull'edificio.

#### Giorno di progetto estivo

Nel caso di raffrescamento, fissando le temperature interne di set point per i fan coil si ottiene un andamento delle seguenti temperature medie in ognuna delle quattro zone climatizzate:

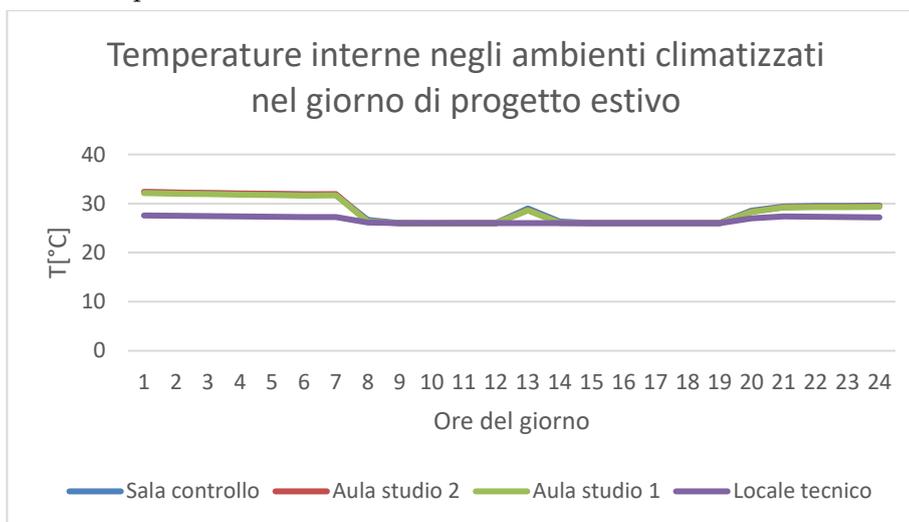


Figura 66. Temperature medie interne nei locali climatizzati per il giorno di progetto estivo

Mentre la temperatura esterna risulta essere la medesima condizione al contorno usata nel calcolo dei carichi frigoriferi:

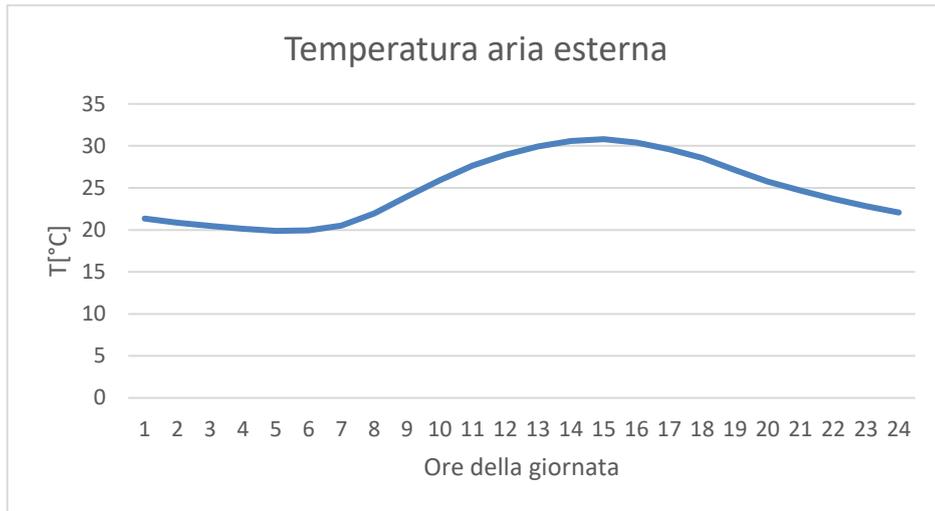


Figura 67. Temperatura aria esterna per il giorno di progetto estivo

Considerando tutti i tipi di apporti interni e le condizioni al contorno precedentemente descritte si ottengono i seguenti profili dei carichi dell'impianto:

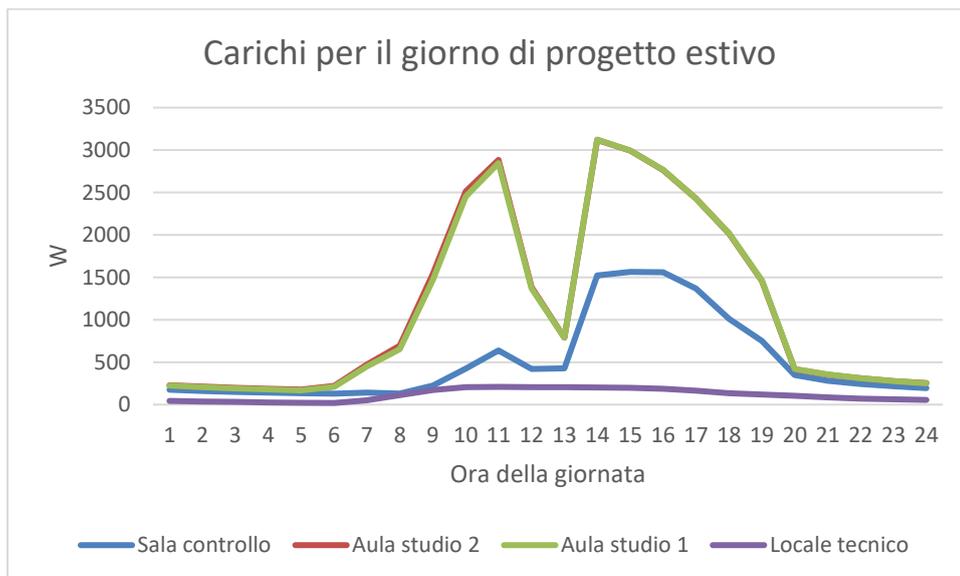


Figura 68. Carichi relativi ai fan coil nel giorno di progetto estivo

Come nel capitolo 4, si nota che: la ventilazione naturale dovuta alle aperture modifica le condizioni termiche ed igrometriche degli ambienti climatizzati in funzione all'occupazione umana, permettendo l'ingresso di aria esterna (quindi con temperatura e titolo pari a quelli dell'aria esterna) che deve essere raffrescata e anche deumidificata. L'aumento del calore sensibile, ma soprattutto di quello latente, sono le due cause di tali tendenze dei carichi dei fan coil per il raffrescamento estivo. Poiché i fan coil sono poco efficienti per lo smaltimento del calore latente, nonostante quelli selezionati in

precedenza lavorino parzialmente in deumidificazione, vedono incrementare la potenza per l'ottenimento delle condizioni termoisometriche di comfort ottimale.

### Risultati simulazioni annuali

Di seguito sono riportati i risultati delle simulazioni annuali effettuate con i soli fan coil per l'impianto di climatizzazione delle quattro zone interessate:

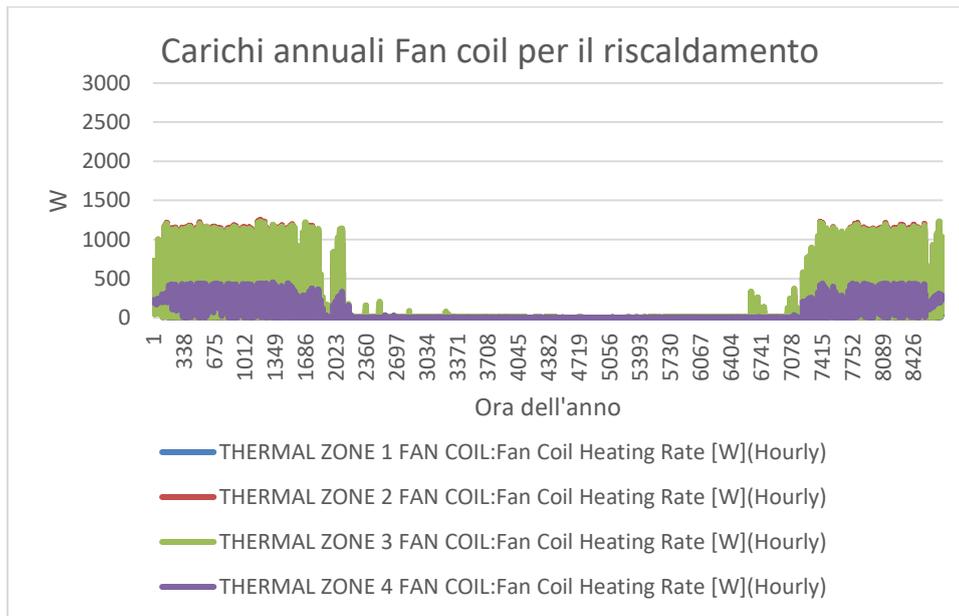


Figura 69. Carichi annuali Fan coil per il riscaldamento

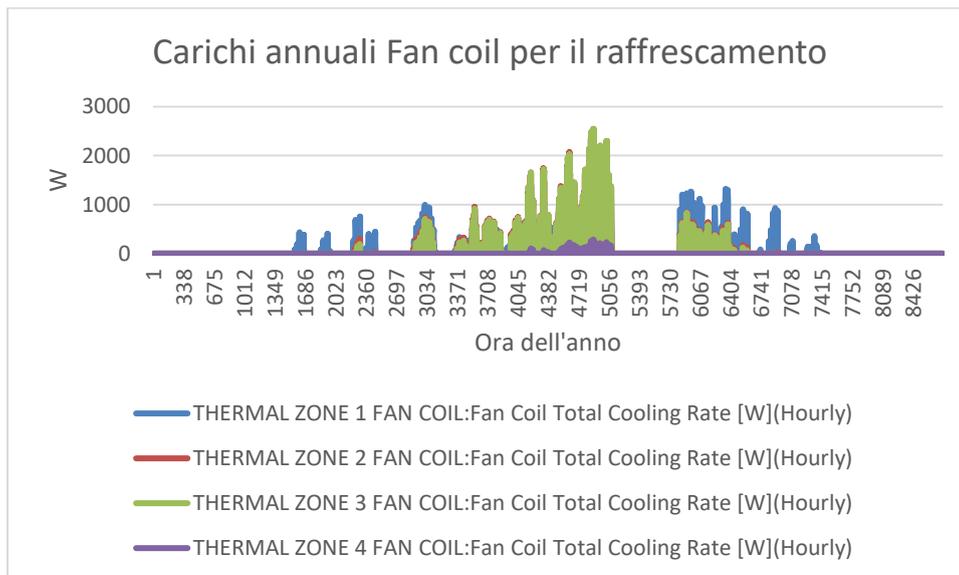


Figura 70. Carichi annuali Fan coil per il raffrescamento

Analizzando la situazione reale (con ventilazione naturale da parte degli utenti delle zone climatizzate) si nota come in parte del periodo invernale (marzo) risulterebbe una necessità di raffrescamento, cosa che nella realtà non accade poiché la semplice ventilazione basterebbe a migliorare le condizioni di comfort termico raffrescando l'ambiente. Ovviamente, si nota un picco dei carichi estivi (luglio) quando, oltre alle condizioni esterne, la ventilazione naturale e le infiltrazioni contribuiscono negativamente alla climatizzazione dell'ambiente, innalzandone la temperatura e l'umidità relativa.

Infine, come è stato fatto per lo studio dei carichi frigoriferi e termici al capitolo 4, è utile visualizzare le energie in gioco per il riscaldamento e per il raffreddamento dei locali, partendo proprio dai risultati delle simulazioni sovrastanti:

	Consumi di riscaldamento in KWh <sub>t</sub>	Consumi di raffrescamento in KWh <sub>t</sub>
Sala controllo	381.08	731.84
Aula studio 1	911.39	929.41
Aula studio 2	927.11	897.56
Locale tecnico	562.97	56.45
<b>TOTALE</b>	<b>2782.56</b>	<b>2615.29</b>

Tabella 12. Consumi fan coil in kWh per il riscaldamento e il raffrescamento

### 6.2.2 Risultati modello dell'impianto a fan coil e ventilazione meccanica (*DOAS*)

Attraverso l'utilizzo del DOAS per il trattamento dell'aria si riducono in generale i carichi dei fan coil. Questa diminuzione si nota sia nel caso invernale che in quello estivo.

#### Giorno di progetto invernale

Partendo dal giorno di progetto invernale, ricordando che le condizioni al contorno non sono dissimili da quelle utilizzate per gli studi precedenti relativi al riscaldamento, sono stati ottenuti i profili delle temperature interne medie degli ambienti in esame e dei carichi per i fan coil:

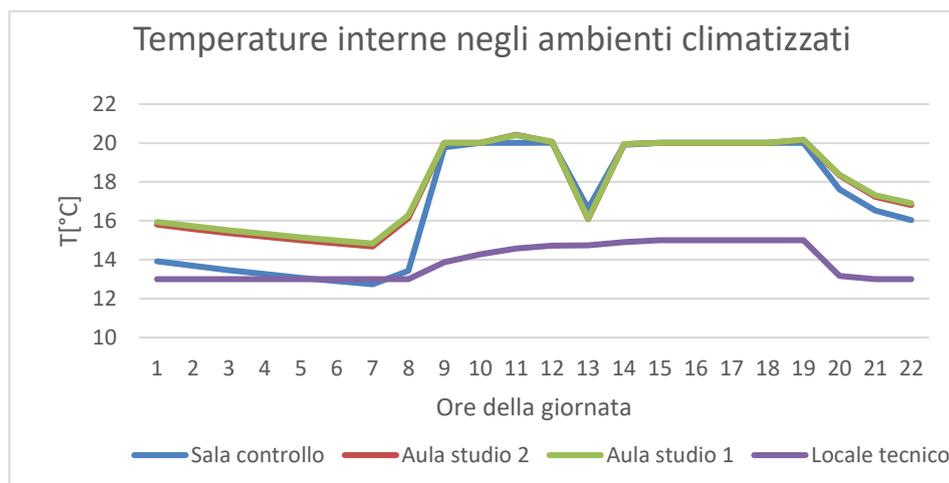


Figura 71. Temperature medie interne negli ambienti climatizzati

Zone climatizzate	Carico termico fan coil in kW
Sala controllo	0,15
Aula studio 1	0,17
Aula studio 2	0,16
Locale tecnico	0,18
TOTALE	0,66

Tabella 13. Carichi per il riscaldamento caso ventilazione meccanica

Il fatto che ci sia stato un decremento dei carichi in fase di riscaldamento da parte dei fan coil vuole dire che la restante quota di potenza necessaria per il soddisfacimento del carico totale (1,85 kW) è fornita dalla batteria calda presente nel DOAS.

#### Giorno di progetto estivo

Nel caso di raffrescamento, fissando le temperature interne di set point per i fan coil e sfruttando le medesime condizioni al contorno considerate nei precedenti casi estivi e imponendo la tendenza sinusoidale della temperatura esterna previa descritta, si è ottenuto un andamento delle seguenti temperature medie in ognuna delle quattro zone climatizzate:

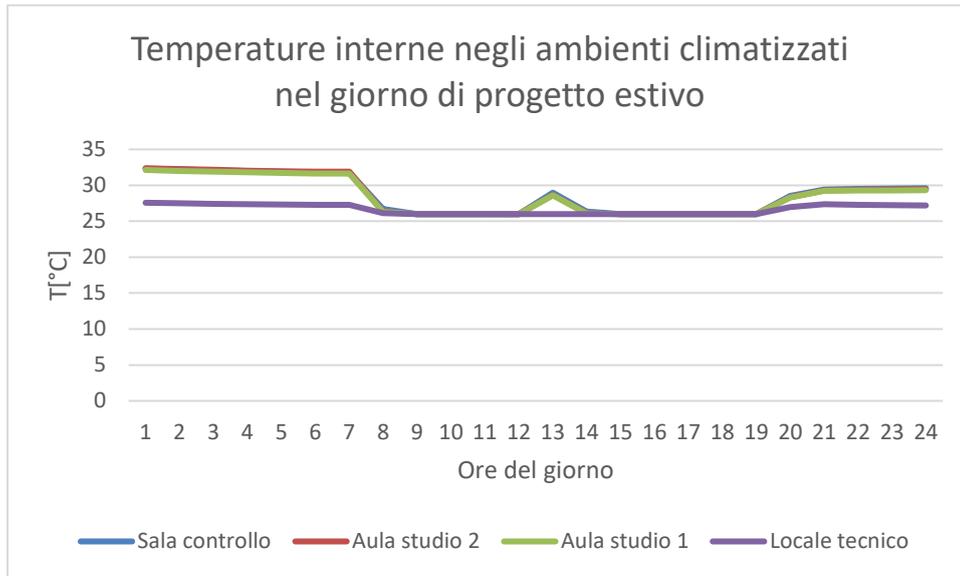


Figura 72. Temperature medie interne negli ambienti climatizzati

Per quanto riguarda i carichi dei fan coil, anche in questo caso inferiori al caso antecedente, i grafici ricavati sono:

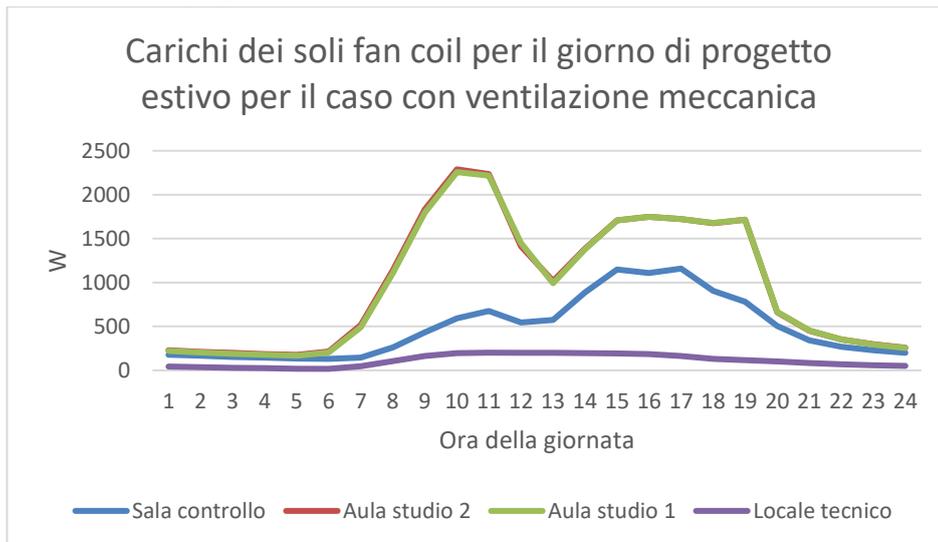


Figura 73. Carichi dei soli fan coil per il giorno di progetto estivo per il con ventilazione meccanica

Ora per ora, durante tutta la giornata di progetto estivo si nota un picco dei carichi dei fan coil inferiore rispetto al caso precedente. Come per il caso invernale ciò è dovuto al contributo nel raffreddamento dato dalla batteria fredda dell'unità di trattamento aria che provvede ad immettere aria già raffrescata, pari alla differenza di potenza tra i carichi precedentemente computati e quelli del caso attuale.

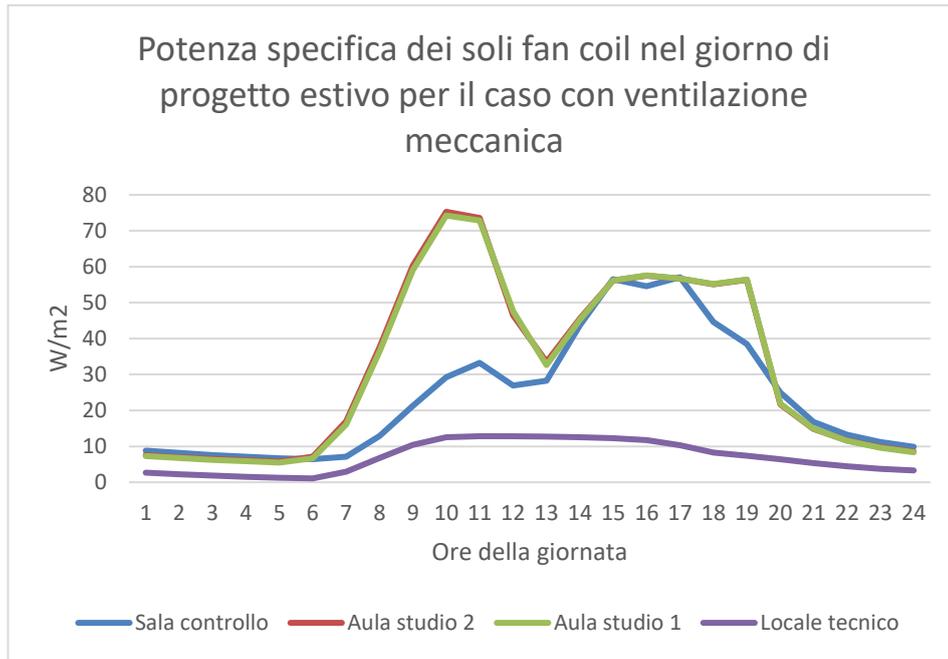


Figura 74. Potenza specifica dei soli fan coil nel giorno di progetto estivo per il caso con ventilazione meccanica

### Risultati simulazioni annuali

Di seguito sono riportati i risultati delle simulazioni annuali (anno 2019) effettuate con i fan coil associati al DOAS, distinguendo le quattro zone di interesse:

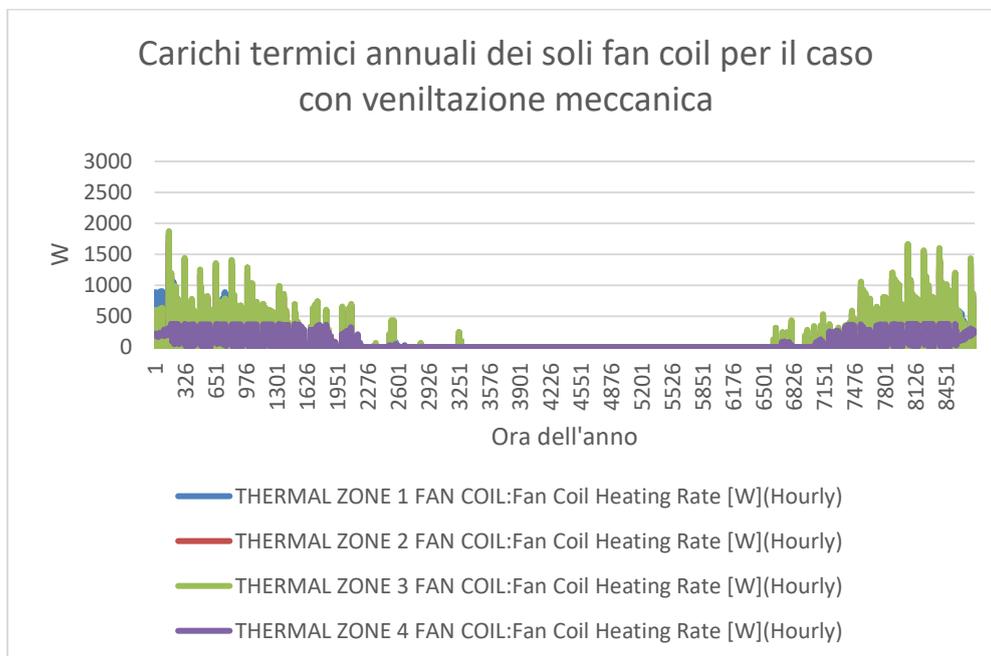


Figura 75. Carichi fan coil annuali per il riscaldamento con ventilazione meccanica

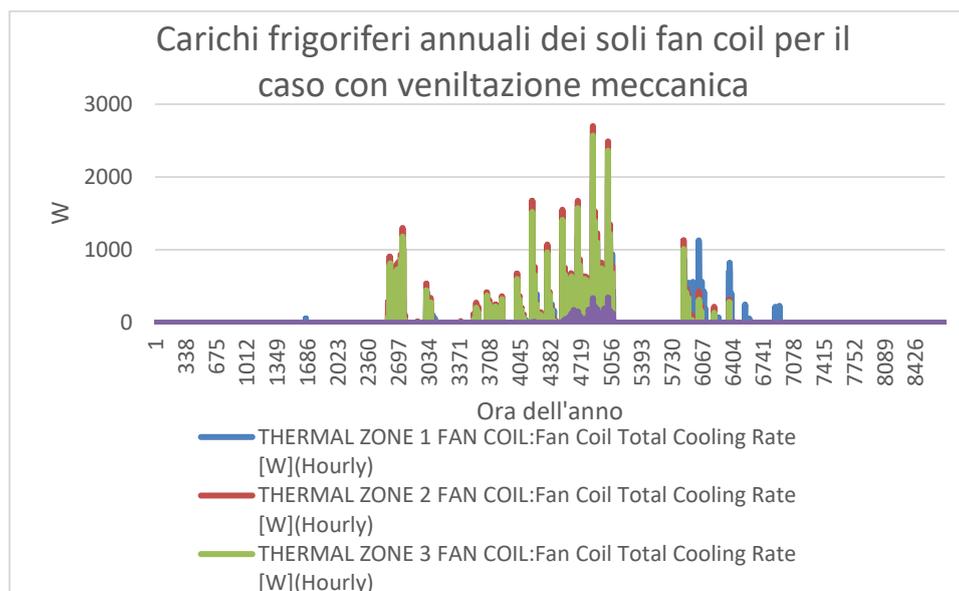


Figura 76. Carichi fan coil annuali per il raffrescamento con ventilazione meccanica

È evidente anche dai grafici annuali come la potenza dei fan coil abbia dei picchi inferiori a quelli visti dopo la simulazione con i soli terminali ad aria, senza il DOAS, per i motivi citati durante lo studio dei giorni di progetto di questo caso.

Di seguito è possibile un ulteriore riscontro dei consumi inferiori dei fan coil, infatti analogamente ai casi precedenti è stata calcolata l'energia consumata annualmente dai fan coil nel sistema in esame che prevede tali terminali associati alla ventilazione meccanica tramite DOAS:

	Consumi di riscaldamento in kWh <sub>t</sub>	Consumi di raffrescamento in kWh <sub>t</sub>
Sala controllo	185.12	82.22
Aula studio 1	371.93	86.20
Aula studio 2	411.66	75.12
Locale tecnico	556.83	22.27
<b>TOTALE</b>	<b>1525.53</b>	<b>265.81</b>

Tabella 14. Consumi di riscaldamento e di raffrescamento dei fan coil associati a ventilazione meccanica in kWh

Un'ulteriore quota di energia, o di potenza se si fa riferimento ai grafici delle figure sovrastanti, sia nel caso invernale che in quello estivo, è gestita tramite il sistema di ventilazione meccanica e quindi dal DOAS. Le batterie calda e fredda del sistema di ventilazione infatti cedono una portata d'aria a una data temperatura a seconda del fabbisogno da soddisfare.

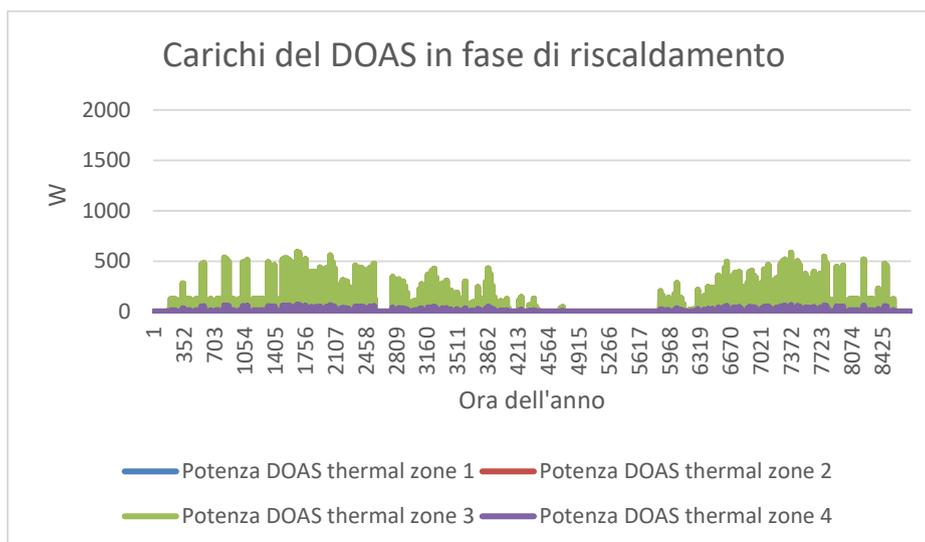


Figura 77. Carichi ammisitradi dal DOAS in fase di riscaldamento

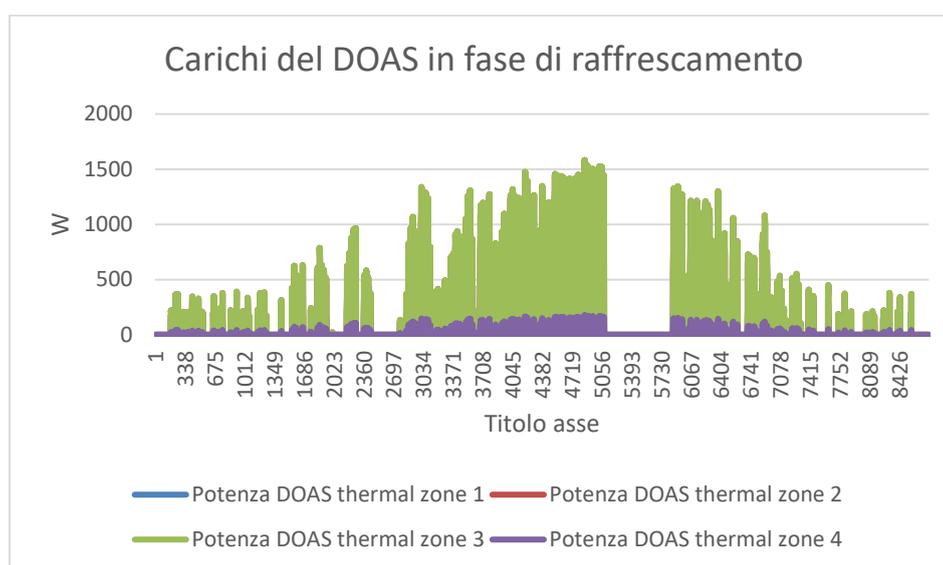


Figura 78. Carichi ammisitradi dal DOAS in fase di raffrescamento

Ed infine, coerentemente con le potenze riportata di sopra, segue il calcolo dei consumi energetici nelle due fasi, relativi al DOAS.

	Consumi di riscaldamento in kWh <sub>t</sub>	Consumi di raffrescamento in kWh <sub>t</sub>
Sala controllo	69.11	299.61
Aula studio 1	230.38	998.69
Aula studio 2	230.38	998.69
Locale tecnico	6.95	110.99
<b>TOTALE</b>	<b>536.84</b>	<b>2407.97</b>

Figura 79. Consumi DOAS in fase di riscaldamento e raffrescamento

Si evince anche dal sistema di ventilazione meccanica, come il problema del raffrescamento sia più accentuato rispetto a quello del riscaldamento in quanto, coerentemente con il grado di isolamento di tutte le pareti dell'edificio, il caso invernale è più facilmente gestibile dall'impianto, anche considerando i soli fan coil, ma in particolare sfruttando questi ultimi in collaborazione con un DOAS.

Come ulteriori analisi, per approfondire lo studio sul caso in esame, sono state considerate delle tipiche settimane, una invernale ed una estiva, tratte dalla simulazione annuale svolta con il software Energy Plus, dalle quali emergono dettagli importanti relativi agli impianti ma si ricordi comunque che le condizioni al contorno utilizzate per questa analisi qualitativa non sono quelle previste dalla normativa per il caso invernale ed estivo, infatti sarà possibile notare di seguito come alcuni fattori (ad es. le temperature dell'aria esterna) non corrispondono a quelle definite dalla legislazione. Ciò può giustificare alcune incoerenze sui calcoli effettuati, ma può comunque fornire un ottimo punto di vista per il dimensionamento degli impianti e per capire come essi lavorino sull'edificio.

#### Tipica settimana invernale

Considerando la settimana dal 14 gennaio al 19 gennaio come esempio di settimana invernale generica, si sono redatti i seguenti grafici allo scopo di comprendere come agisca il sistema di ventilazione meccanica in simbiosi con i terminali ad aria allo scopo di garantire il benessere termoisometrico nei locali climatizzati.

	Sala di controllo	Aula studio 1	Aula studio 2	Locale tecnico
Temperatura di setpoint invernale [°C]	20	20	20	15

Tabella 15. Temperatura di setpoint invernale [°C]

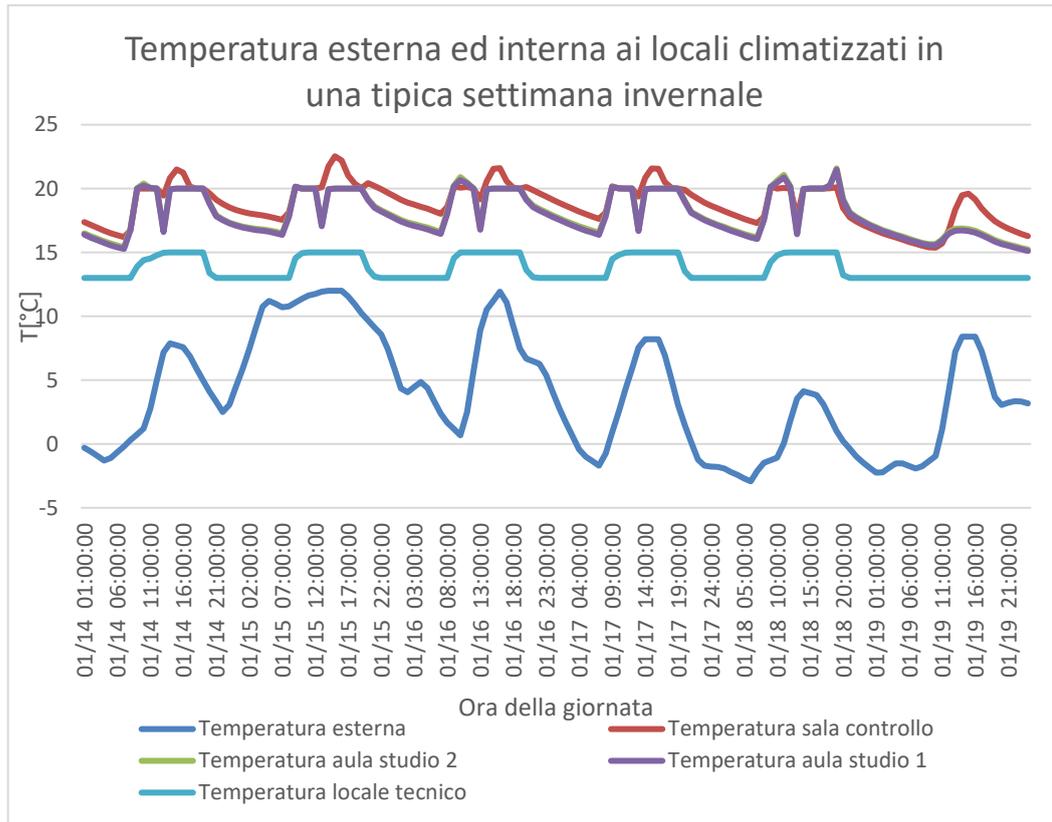


Figura 80. Temperatura esterna ed interna ai locali climatizzati in una tipica settimana invernale

Si noti innanzitutto come la temperatura esterna invernale non sia costante e pari a  $-8^{\circ}\text{C}$  come nel caso più cautelativo previsto dalla normativa, bensì abbia un regime dinamico fornito dai dati meteo sfruttati per il modello. Questo ci garantisce comunque una buona approssimazione delle grandezze che stiamo considerando e quindi del dimensionamento degli apparecchi considerati.

Le tendenze delle temperature interne dei locali climatizzati indicano inoltre che, proporzionalmente alla presenza umana essere devono essere portate ad un valore prossimo a quelle di set point indicato in tabella. A questo scopo il sistema di climatizzazione agisce come di seguito illustrato:

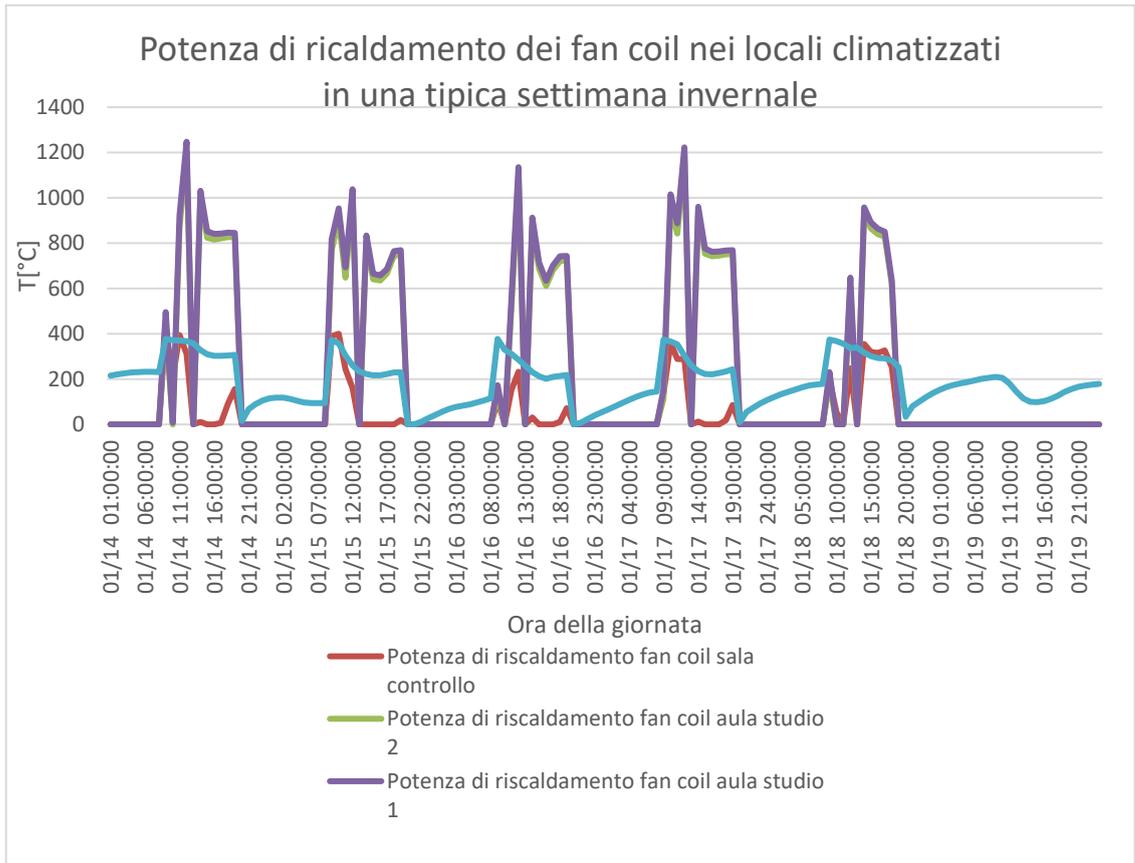


Figura 81. Potenza di riscaldamento dei fan coil nei locali climatizzati in una tipica settimana invernale

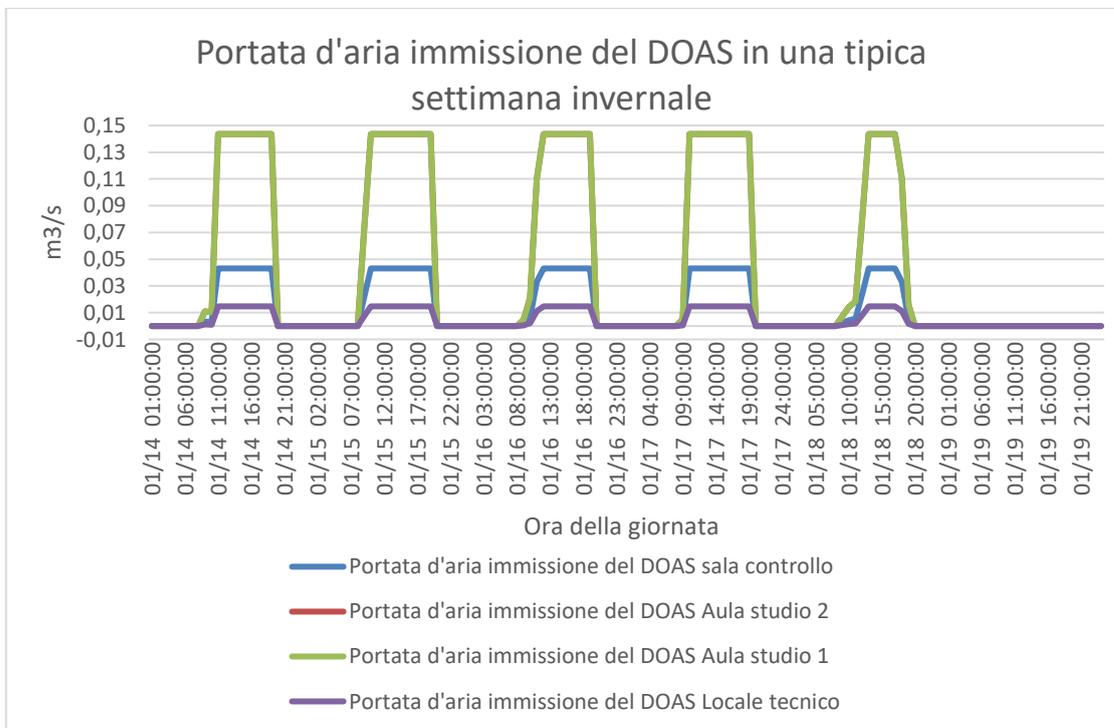


Figura 82. Portata d'aria immissione del DOAS in una tipica settimana invernale

Dai seguenti grafici si evince come il DOAS contribuisca alla climatizzazione inviando la portata d'aria desiderata, pari a 0,015 m<sup>3</sup>/s/persona nelle zone climatizzate. La temperatura dell'aria inviata nel caso di riscaldamento è pari a 23°C, allo scopo di mantenere le condizioni di comfort più a lungo possibile in modo tale che i fan coil possano lavorare con meno transitori possibili e quindi delineando un grosso risparmio energetico. Dalla figura 81, si nota, di conseguenza, così come nel giorno di progetto invernale, come i terminali abbiano bisogno di minor potenza per il soddisfacimento dei carichi termici, proprio grazie all'intervento del DOAS.

#### Tipica settimana estiva

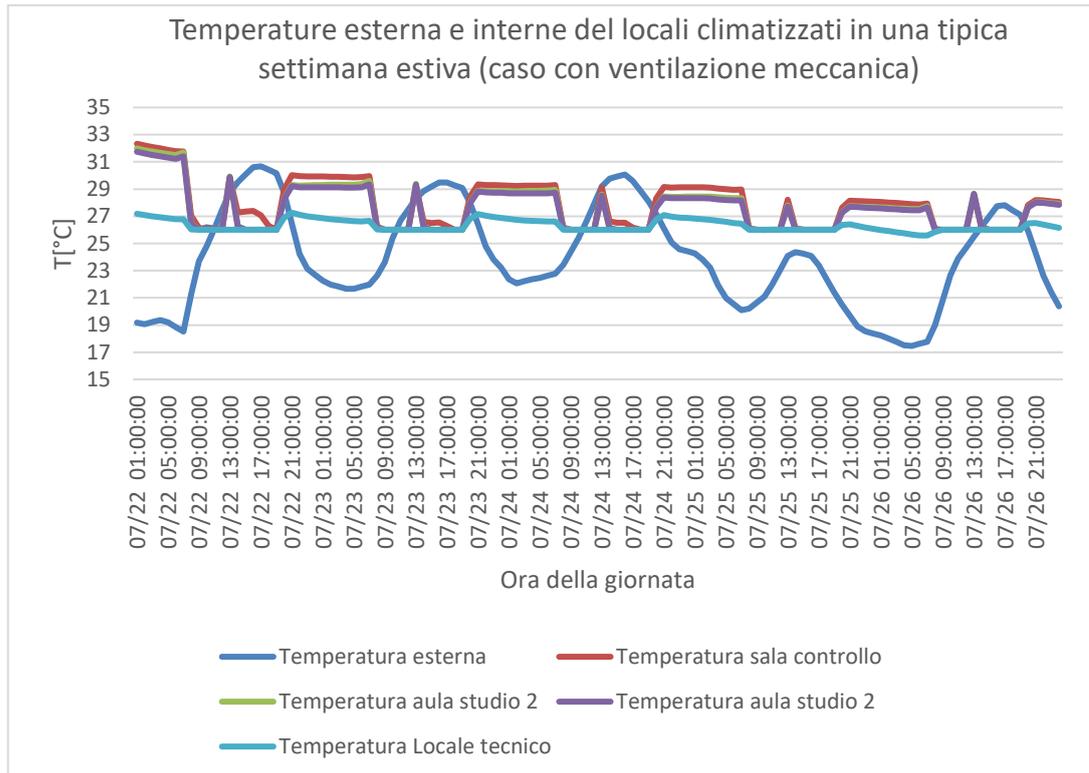
Considerando la settimana dal 22 luglio al 27 luglio come esempio di settimana estiva, si sono redatti i seguenti grafici allo scopo di comprendere come agisca il sistema di ventilazione meccanica in simbiosi con i terminali ad aria allo scopo di garantire il benessere termoigrometrico nei locali climatizzati

Come per il caso precedente, sono stabilite delle temperature di set point per i vari locali climatizzati.

	Sala di controllo	Aula studio 1	Aula studio 2	Locale tecnico
Temperatura di set point estiva [°C]	26	26	26	26

*Tabella 16. Temperatura di set point estive [°C]*

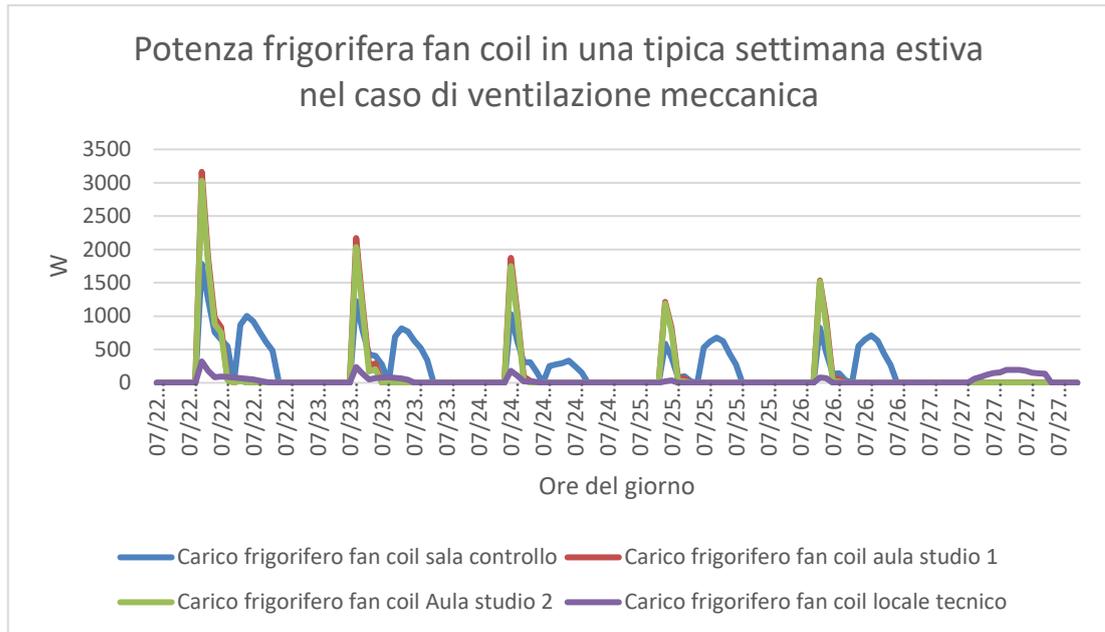
I termostati impostati alle temperature desiderate, seguono il profilo di occupazione dei locali climatizzati, questo fa sì che la tendenza delle temperature interne dei locali, relativamente anche a quella esterna sia del tipo mostrato in figura:



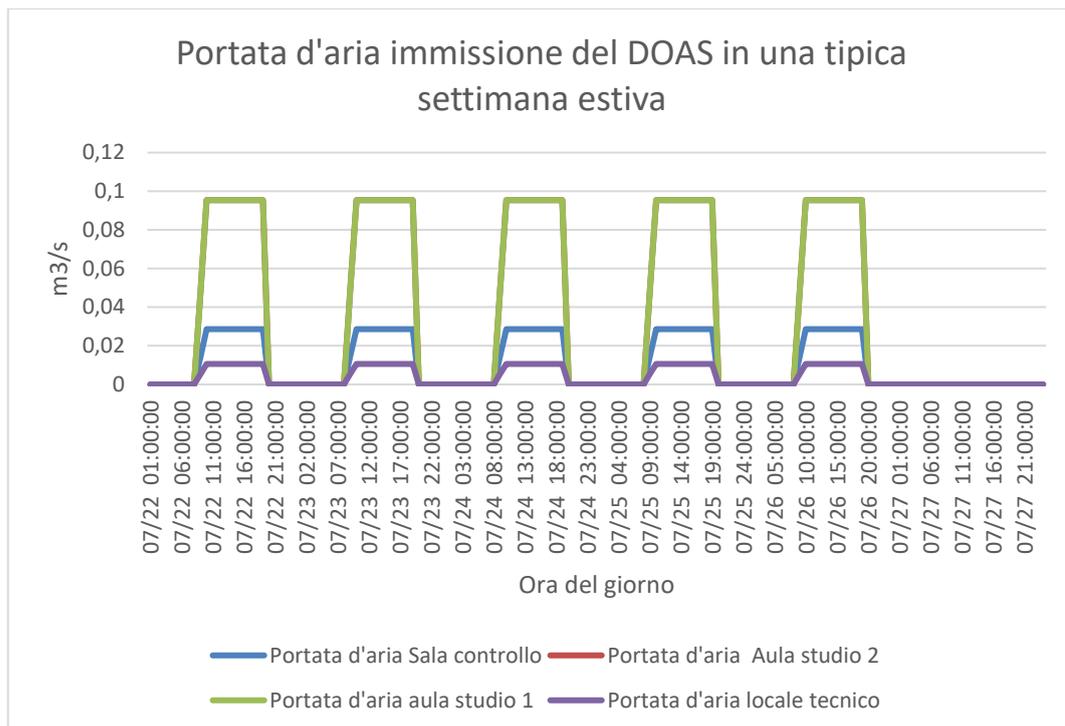
*Figura 83. Temperatura esterna ed interna ai locali climatizzati in una tipica settimana estiva*

Si noti innanzitutto come la temperatura esterna estiva non sia periodica e perfettamente identica per ogni giorno ma abbia un regime dinamico fornito dai dati meteo sfruttati per il modello. Questo ci garantisce comunque una buona approssimazione delle grandezze che stiamo considerando e quindi del dimensionamento degli apparecchi considerati.

Le tendenze delle temperature interne delle zone climatizzate indicano inoltre che, proporzionalmente alla presenza umana devono essere portate ad un valore prossimo a quelle di set point indicato in tabella. A questo scopo il sistema di climatizzazione, nelle sue varie componenti, agisce come illustrato:



*Figura 84. Potenza di riscaldamento dei fan coil nei locali climatizzati in una tipica settimana estiva*

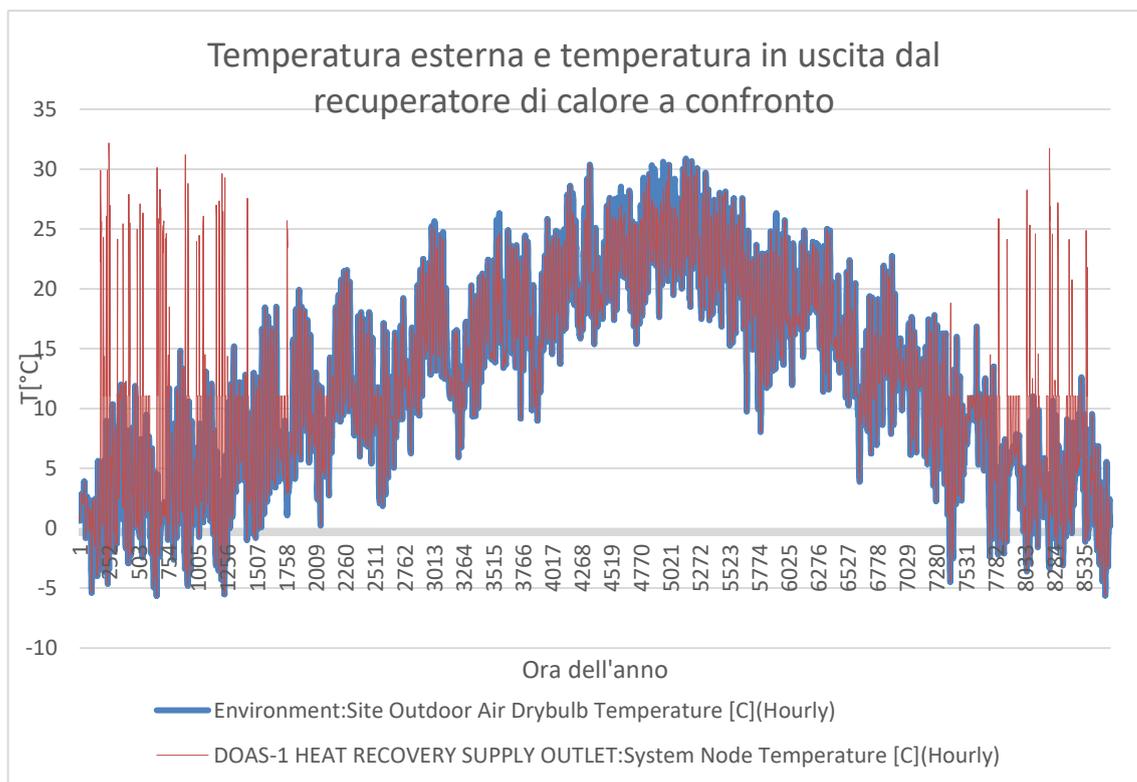


*Figura 85. Portata d'aria immissione del DOAS in una tipica settimana estiva*

Dai seguenti grafici si evince come il DOAS contribuisca alla climatizzazione inviando la portata d'aria desiderata, pari a  $0,015 \text{ m}^3/\text{s}/\text{persona}$  nelle zone climatizzate. La temperatura dell'aria inviata è pari a  $14^\circ\text{C}$ , allo scopo di mantenere le condizioni di comfort più a lungo possibile in

modo tale che i fan coil possano lavorare con meno transitori possibili e quindi delineando un risparmio energetico. Dall'andamento della potenza frigorifera dei terminali, si nota, di conseguenza, così come nel giorno di progetto estivo, come questi abbiano bisogno di minor potenza per il soddisfacimento dei carichi di raffrescamento, proprio grazie all'intervento del DOAS.

Questo garantisce in ottica di raffrescamento, un grande risparmio energetico sull'utilizzo dei fan coil, con lo svantaggio di spendere potenza per la batteria fredda dell'unità di trattamento aria. Questo accade perché dato che il DOAS supplisce i terminali, in caso estivo, è costretto a raffrescare aria calda che arriva dall'esterno senza che il recuperatore di calore possa incidere in modo notevole. Infatti, attraverso un confronto tra le temperature dell'aria esterna annuale e la temperatura in uscita dal recuperatore di calore del DOAS è possibile evidenziare come in inverno il recuperatore fornisca notevole ausilio al riscaldamento, portando l'aria in ingresso alla UTA già quasi alla temperatura desiderata per il comfort termico, mentre in estate questo non avviene:



## Capitolo 7

# Conclusioni

Nella fase iniziale di questo lavoro di tesi si è voluto evidenziare il concetto di un edificio con elevata efficienza energetica. Questa tipologia di edifici deve coesistere con una realtà, quella moderna, in cui le fonti di energie rinnovabili ed alternative hanno la necessità di entrare fortemente nell'ecosistema energetico mondiale, l'obiettivo è quindi quello di riuscire ad associare queste forme di energie agli edifici di nuova costruzione e ristrutturati, allo scopo di innalzarne l'efficienza.

Una caratteristica fondamentale sotto questo aspetto, per gli edifici in questione, è l'impianto di climatizzazione, il quale spesso rappresenta i maggiori consumi energetici. In questo caso specifico preso in esame si tratta di un sistema che possa gestire le due aule studio facenti parte del modulo PVZEN, la sala di monitoraggio e controllo ed infine il locale tecnico.

Fondamentale è lo sfruttamento di un recuperatore di calore che ha permesso un forte risparmio energetico, permettendo al DOAS di non trattare aria di rinnovo proveniente direttamente dall'ambiente esterno, bensì di poter prima recuperare il calore da quella esausta.

Chiaramente il recuperatore garantisce un lavoro ottimale in fase di riscaldamento più che in raffrescamento, e questo ha fatto sì che i consumi del DOAS in fase di raffrescamento siano più gravosi rispetto a quelli del caso invernale.

Inoltre, in condizioni stazionarie, il DOAS, garantisce ai terminali ad aria, di non lavorare troppo in fase di spunto, quindi in transitorio, dove la potenza è molto superiore rispetto a quella stazionaria, dato che proprio i fan coil hanno invece il compito di gestire i carichi di picco, in modo da ottenere una temperatura e una umidità relativa che siano sempre prossime a quelle del comfort termoigrometrico desiderato.

Rispetto agli studi precedenti effettuati sullo stesso modulo PVZEN, la gestione dei carichi di riscaldamento è molto migliorata, nonostante una volumetria incrementata, grazie allo sfruttamento di materiali isolanti ottimali ad elevata resistenza termica, il caso estivo invece rappresenta ancora il problema più gravoso, a causa di tutti gli apporti termici considerati, sia da parte degli occupanti che da parte di tutte le apparecchiature elettriche (LED, PC, Proiettori, Smartphone, ecc).

Un'ultima nota è dedicata alle pompe di calore; esse sono state dimensionate per soddisfare i carichi che devono supportare, ma si può pensare di effettuare delle modifiche all'impianto e quindi potrebbe essere necessario rivedere anche le taglie delle pompe. In questo caso una modifica che si

potrebbe pensare sarebbe quella di sfruttare dei pannelli radianti (direttamente serviti dalle pompe di calore, che così non serviranno soltanto il DOAS) e che potrebbe sostituire i terminali ad aria. In questo caso le possibilità sono varie, ma dopo essere già stata ipotizzata in studi passati relativi al PVZEN quella di sfruttare dei pannelli radianti a pavimento con scarsi risultati soprattutto in raffrescamento, si può rielaborare questa idea progettuale con l'ipotesi di pannelli a tubi capillari del tipo Franger, sfruttandoli con un posizionamento a soffitto.

Per ridurre ulteriormente i carichi dovuti alla radiazione solare, si possono sfruttare delle schermature, chiaramente mobili così da non influire negativamente sui consumi dovuti all'illuminazione, la quale certamente sarà di tipo LED, ormai diffusa su larghissima scala grazie all'efficienza sia luminosa che energetica.

# Appendice A - Pompe di calore: Schede tecniche



**Pompe di calore aria/acqua**  
Belaria®

**Hoval**

Responsabile per l'energia e l'ambiente

**Recupero di energia economico ed ecologico dall'aria ambiente.  
Per edifici nuovi e da riqualificare.**



Primo piano del ventilatore assiale nell'unità esterna di Belaria® SRM.

## Pompe di calore aria/acqua Belaria®

Le pompe di calore aria/acqua Belaria® utilizzano l'energia immagazzinata nell'aria circostante per il riscaldamento e la preparazione di acqua calda sanitaria. Esse funzionano in modo estremamente efficiente e offrono pertanto un eccellente rapporto prezzo/prestazioni.

La soluzione su misura per ogni tipo di impiego. Persino nel settore delle riqualificazioni, dove i requisiti di sistema richiedono temperature elevate superiori a 60°C e le tradizionali pompe di calore aria/acqua raggiungono i propri limiti, Hoval offre un'opzione che convince con valori di efficienza eccellenti.



## Efficaci all'interno di un sistema

Le pompe di calore aria/acqua Belaria® si mostrano particolarmente potenti in abbinamento ad altri componenti Hoval – comandate centralmente dal dispositivo di regolazione TopTronic®E.

Dispositivo di regolazione Hoval TopTronic®E



Sistemi solari Hoval



Ventilazione meccanica controllata Hoval



Bollitori Hoval



Accumuli termici Hoval



Pompe di calore/ bollitori Hoval



Caldaie a condensazione a gas e a gasolio Hoval

## Pompe di calore aria/acqua Belaria®.

**PDCMODULOSYSTEMA**  
POMPE DI CALORE EFFICIENTI CON SISTEMA



**Belaria® SRM**  
Pompa di calore modulante in esecuzione Split;  
per edifici nuovi e ristrutturazioni.



**Belaria® SHM**  
Pompa di calore ad alta temperatura  
modulante in esecuzione Split;  
per la riqualificazione di vecchi edifici e la  
sostituzione dell'impianto di riscaldamento.



**Belaria® twin I, Belaria® twin IR**  
Pompa di calore a 2 stadi  
in versione monoblocco per l'installazione interna;  
per edifici nuovi e ristrutturazioni.



**Belaria® compact IR**  
Pompa di calore con  
accumulo termico integrato  
in versione monoblocco  
per l'installazione interna;  
per edifici nuovi e ristrutturazioni.



**Belaria® twin A, Belaria® twin AR**  
Pompa di calore a 2 stadi  
in versione monoblocco per l'installazione esterna;  
per edifici nuovi e ristrutturazioni.

L'etichetta  
energetica ErP  
in vigore a partire da  
settembre 2016 classifica  
apparecchi di riscaldamento  
apparecchi per la  
preparazione di acqua calda  
e accumuli termici in base  
all'efficienza energetica  
e al risparmio di risorse.

**Belaria®.**  
**I punti di forza in sintesi.**





**Dispositivo di regolazione  
TopTronic® E.  
Una nuova generazione.**

Intelligente: la giusta temperatura ambiente anche in caso di meteo variabile.

**Ecologico**

Assumiti la responsabilità per l'Energia e l'Ambiente senza rinunciare al massimo benessere. Adesso è più facile che mai.

Grazie alle caldaie e pompe di calore Hoval di nuova generazione userai meno energia, limiterai l'impatto sull'ambiente e darai un contributo alla salvaguardia del nostro pianeta.

**Affidabile**

Puoi completamente fidarti di noi.

Le caldaie e le pompe di calore Hoval di nuova generazione informeranno automaticamente te e il servizio assistenza quando avranno bisogno di manutenzione o riparazione.

Il servizio assistenza Hoval è sempre a tua disposizione. Lo confermano oltre 500 000 clienti soddisfatti da tutto il mondo. Le nostre referenze parlano da sole.

**Economico**

Le caldaie e le pompe di calore Hoval di nuova generazione si caratterizzano per la miglior classe di efficienza energetica, per cui ti aiuteranno a ridurre il costo dell'energia.

Forniscono le dati e informazioni sul funzionamento e l'efficienza in tempo reale e in passato, permettendoti di avere una panoramica dei costi dell'energia. Con un solo click.

**Intelligente**

Le previsioni meteo in tempo reale vengono utilizzate in modo automatico per riscaldare la casa nelle mattine fredde e ridurre la potenza durante i pomeriggi di sole.

Ti permettono di controllare il riscaldamento tramite lo smartphone per adattarlo meglio alle Tue abitudini giornaliere o settimanali – così puoi risparmiare energia durante le giornate di lavoro e poter godere del calore nelle ore notturne.



Comando a distanza del riscaldamento anche lontano da casa.



Facile comando nell'abitazione.



Hoval Desk – i costi sotto controllo



Indicazione di manutenzione automatica.

## Belaria®

### La massima efficienza consente di risparmiare preziosa energia elettrica

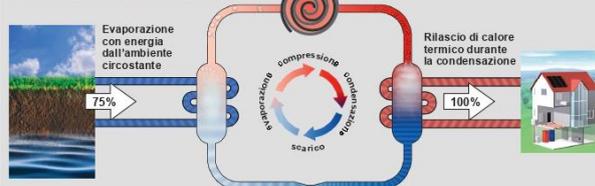


#### Comfort termico sostenibile

La pompa di calore aria/acqua Belaria® utilizza il calore ambiente contenuto nell'aria e produce calore di riscaldamento per l'intera casa utilizzando l'elettricità come energia motrice. 1 chilowatt di corrente produce fino a 5 chilowatt di calore.

Le pompe di calore aria/acqua Belaria® garantiscono un'elevata economicità e gli elevati coefficienti di prestazione COP degli apparecchi ne sono la prova. I valori COP mostrano il rapporto tra l'energia termica fornita e l'energia elettrica consumata. Più alto è questo valore, più economico sarà il funzionamento della pompa di calore e minore sarà il consumo di corrente. I valori COP di tutte le pompe di calore Hoval vengono testati e certificati da istituti di prova indipendenti.

#### Il principio di funzionamento delle pompe di calore: calore per il riscaldamento ricavato dall'energia gratuita dell'ambiente circostante\*



In un processo ciclico a 4 stadi, le pompe di calore generano il calore di riscaldamento dall'energia gratuita dell'ambiente circostante:

1. Il fluido refrigerante all'interno della pompa di calore viene fatto evaporare. L'enorme fabbisogno energetico necessario a tal fine viene ricavato dall'energia proveniente dall'ambiente circostante (aria, terra, acqua).
2. Il vapore del fluido refrigerante viene portato a un livello di temperatura superiore attraverso la compressione all'interno del compressore. Come energia motrice per il compressore viene impiegata corrente elettrica.
3. Il vapore del fluido refrigerante riscaldato condensa (si liquefa) e rilascia l'energia in esso immagazzinata (ca. 75% "energia di evaporazione" + 25% energia motrice) al sistema di riscaldamento sotto forma di calore.
4. Il fluido refrigerante viene rilasciato e il ciclo ricomincia dall'inizio.

\* L'esempio si riferisce ad un COP di 4, ovvero con 1 parte (25%) di energia elettrica vengono generate 4 parti (100%) di energia termica.



#### Affidabile produzione di calore anche a temperature "artiche"

Le pompe di calore aria/acqua Belaria® consentono di sfruttare l'aria esterna come energia anche con temperature fino a -20 °C.

Tuttavia, più basse sono le temperature, minore è la potenza termica delle pompe di calore. Per questo in alcuni casi le pompe di calore aria/acqua vengono dotate di un riscaldamento supplementare che copre i fabbisogni massimi di calore in caso di temperature esterne estremamente basse.



#### Una soluzione perfetta per ogni campo d'impiego

Il passaggio dall'energia fossile alla tecnologia del futuro, ovvero le pompe di calore, è sempre vantaggioso. Che si tratti di un nuovo edificio, una riqualificazione totale o della più economica sostituzione di una caldaia, la serie Belaria® offre una soluzione su misura per ogni esigenza e campo d'impiego.



#### Maggiore comfort grazie alla funzione di raffreddamento disponibile come optional

Le pompe di calore aria/acqua Hoval possono essere utilizzate anche in estate come gruppo motore per il raffreddamento attivo. Questa ulteriore funzione comfort è integrata nei modelli Belaria® SRM, Belaria® twin IR e Belaria® twin AR.



#### Bassa rumorosità e modalità sussurro

Un'eccellente insonorizzazione e il funzionamento del ventilatore con regolazione della velocità rendono le pompe di calore aria/acqua Belaria® particolarmente silenziose. Con la «modalità silenziosa» attivata il livello di rumorosità viene ulteriormente ridotto.



#### Qualità certificata

Le pompe di calore aria/acqua Hoval sono provviste del sigillo di qualità internazionale delle pompe di calore. Il sigillo ufficiale garantisce una straordinaria efficienza energetica, elevata affidabilità e un servizio di assistenza ai clienti completo.



## Belaria® SRM e Belaria® SHM. Modulanti – per edifici nuovi e da riqualificare.

### Per edifici nuovi:

**Belaria® SRM** contiene tutti i principali componenti e può essere montata a muro in modo facile, rapido e con il minimo ingombro.

**PDCMODULOSYSTEMA**  
POMPE DI CALORE EFFICIENTI CON SYSTEMA

Il Pdc - modulo di sistema è un nuovo standard per la progettazione e la realizzazione di impianti a pompa di calore per le nuove costruzioni e i risanamenti fino a 16 kW di potenza termica resa.



Unità esterna Belaria® SRM (4-8)

### Unità esterne silenziose e a basso consumo

con compressori modulanti con regolazione del numero di giri e ventilatori per un migliore rendimento e un funzionamento silenzioso.



Unità esterna Belaria® SRM (11-16)  
Belaria® SHM (11-16)

### Ottimale per ristrutturazioni:

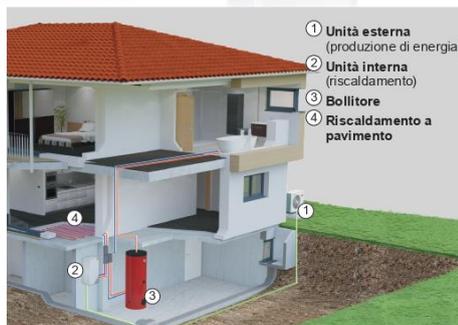
#### Belaria® SHM

con vaso di espansione integrato e pompa di circolazione di riscaldamento ad alta efficienza.

Particolarmente adatte per ristrutturazioni grazie a elevate temperature di mandata fino a 80 °C: in caso di sostituzione dell'impianto di riscaldamento viene sostituito solo il generatore di calore, mentre i corpi scaldanti dei radiatori presenti possono continuare a essere utilizzati.



- Soluzione dai costi contenuti** per edifici nuovi e da riqualificare
- I migliori valori di efficienza** grazie all'adattamento della potenza (modulazione)
- Silenziose** grazie ai compressori e ai ventilatori con regolazione della velocità
- Con bollitore integrato** disponibile (Belaria® SRM)
- Eccellente rendimento** anche ad alte temperature di riscaldamento (Belaria® SHM)
- Ideali per ristrutturazioni:** i corpi scaldanti presenti possono continuare a essere utilizzati (Belaria® SHM)



- Unità esterna (produzione di energia)
- Unità interna (riscaldamento)
- Bollitore
- Riscaldamento a pavimento

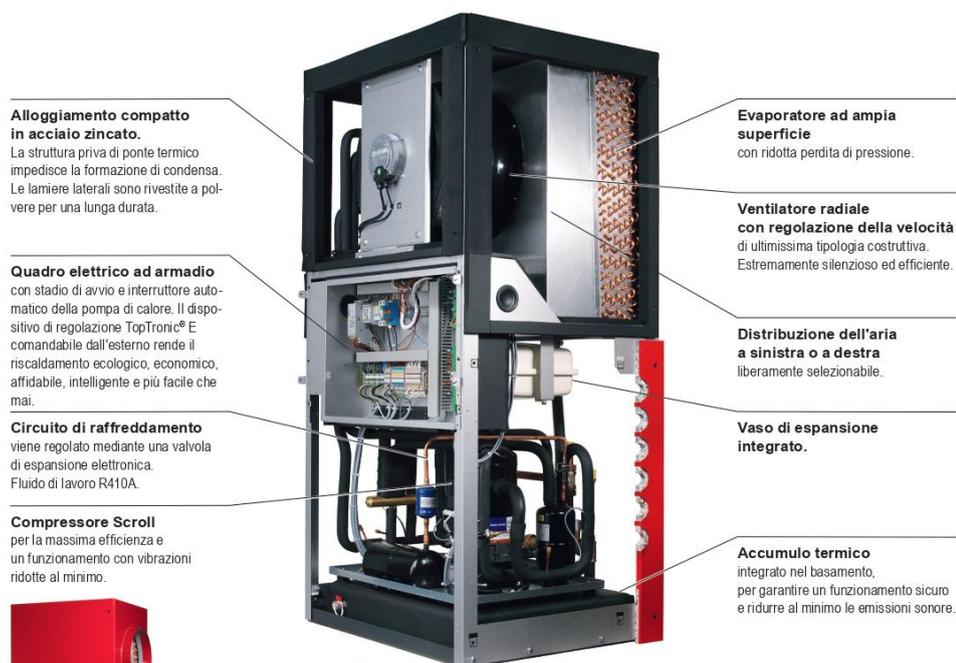
Dati tecnici di Belaria® SRM/SHM		SRM (4)	SRM (6)	SRM (8)	SRM (11)	SRM (14)	SRM (16)	SHM (11)	SHM (14)	SHM (16)
Classe di efficienza energetica <sup>9</sup>		A+++	A++	A++	A++	A++	A++	A+	A+	A+
Potenza termica con A2/W35 <sup>1)</sup>		3,3	4,7	5,8	8,6	10,3	11,7	9,5	11,8	13,2
Coefficiente di prestazione COP*		4,0	3,8	3,7	3,7	3,5	3,4	2,9	2,7	2,6
Potenza termica con A-7/W35 <sup>2)</sup>		4,6	5,4	6,4	8,8	11,7	12,1	9,7	11,9	12,7
Coefficiente di prestazione COP*		2,8	2,9	2,8	2,9	2,8	2,6	2,1	2,2	2,2
Potenza frigorifera con A35/W18 <sup>3)</sup>		5,9	7,3	8,4	15,1	16,1	16,8			
EER**		3,2	3,2	3,0	3,4	3,0	2,8			
Peso	Unità interna	kg	44	48	48	48	48	144	144	144
	Unità esterna	kg	54	56	56	113	113	120	120	120
Dimensioni (L/A/P)	Unità interna	mm	480/890/344				600/705/695			
	Unità esterna	mm	832/735/307		900/1345/320		900/1345/320			

1) Dati prestazionali (riscaldamento): con temperatura esterna di 2 °C / acqua di riscaldamento a 35 °C (EN 14511)  
 2) Dati prestazionali (riscaldamento): con temperatura esterna di -7 °C / acqua di riscaldamento a 35 °C (EN 14511)  
 3) Dati prestazionali (raffrescamento): con temperatura esterna di 35 °C / acqua di raffreddamento a 18 °C  
 4) Dati prestazionali (riscaldamento): con temperatura esterna di 2 °C / acqua di riscaldamento a 45 °C (EN 14511)  
 5) Dati prestazionali (riscaldamento): con temperatura esterna di -7 °C / acqua di riscaldamento a 65 °C (EN 14511)  
 6) Etichetta combinata, incl. regolazione

\* COP = rapporto potenza termica/energia consumata, ad es.: COP 3,7 = 3,7 kW di potenza termica con consumo di corrente di solo 1 kW  
 \*\* EER = rapporto potenza di raffreddamento/energia consumata, ad es.: EER 3,5 = 3,5 kW potenza di raffreddamento con consumo di corrente di solo 1kW

Con riserva di modifiche

## Belaria® compact IR (7-11). Con accumulo termico integrato per l'installazione interna.



**Alloggiamento compatto in acciaio zincato.**  
La struttura priva di ponte termico impedisce la formazione di condensa. Le lamiere laterali sono rivestite a polvere per una lunga durata.

**Quadro elettrico ad armadio**  
con stadio di avvio e interruttore automatico della pompa di calore. Il dispositivo di regolazione TopTronic® E comandabile dall'esterno rende il riscaldamento ecologico, economico, affidabile, intelligente e più facile che mai.

**Circuito di raffreddamento**  
viene regolato mediante una valvola di espansione elettronica. Fluido di lavoro R410A.

**Compressore Scroll**  
per la massima efficienza e un funzionamento con vibrazioni ridotte al minimo.

**Evaporatore ad ampia superficie**  
con ridotta perdita di pressione.

**Ventilatore radiale con regolazione della velocità**  
di ultimissima tipologia costruttiva. Estremamente silenzioso ed efficiente.

**Distribuzione dell'aria a sinistra o a destra**  
liberamente selezionabile.

**Vaso di espansione integrato.**

**Accumulo termico**  
integrato nel basamento, per garantire un funzionamento sicuro e ridurre al minimo le emissioni sonore.



**PDCMODULOSYSTEMA**  
POMPE DI CALORE EFFICIENTI CON SYSTEMA

Das Wärmepumpen-System-Modul ist ein neuer Standard in der Planung und Ausführung von Wärmepumpenanlagen im Neubau und bei Sanierungen bis zu einer Heizleistung von ca. 15kW.

- Accumulo termico integrato
- COP estremamente elevato
- Dimensioni compatte
- Esecuzione in 2 parti disponibile per un più facile montaggio

Belaria compact IR nel nuovo design: la distribuzione dell'aria può essere selezionata a sinistra o a destra.

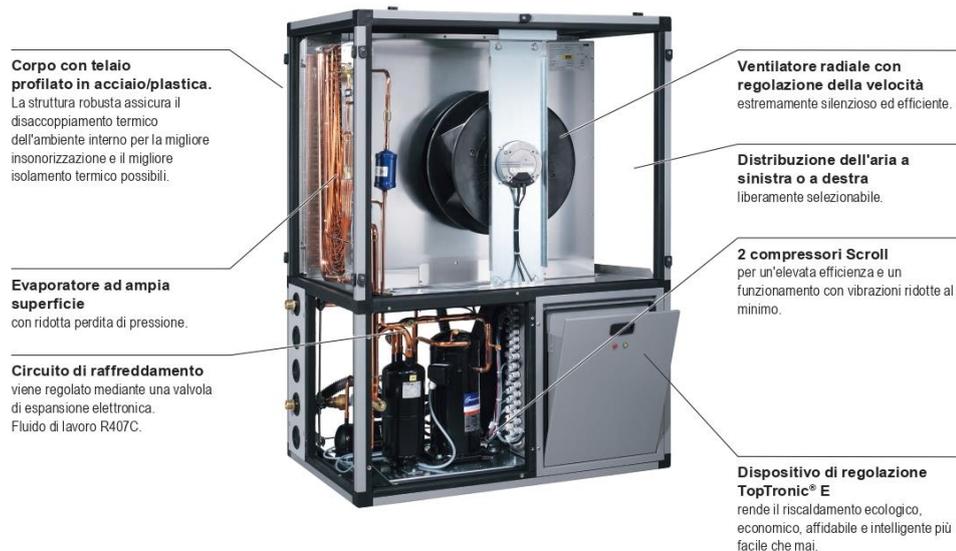
Dati tecnici di Belaria®compact IR		(7)	(9)	(11)
Classe di efficienza energetica (etichetta combinata, incl. regolazione)		A++	A+++	A++
Potenza termica	kW	6,6	9,5	10,9
Coefficiente di prestazione COP* (ΔT 5K; EN 14511)		4,1	4,2	4,0
Peso	kg	310	315	317
Dimensioni (L/A/P)	mm	910 / 1830 / 780		

Dati prestazionali (riscaldamento): con temperatura esterna di 2°C / acqua di riscaldamento a 35°C (EN 14511)

\* COP = rapporto potenza termica/energia consumata, ad es.: COP 3.7 = 3,7 kW di potenza termica con consumo di corrente di solo 1 kW

Con riserva di modifiche

## Belaria® twin I (15-30) ▪ Belaria® twin IR (15-30). Installazione interna e 2 livelli di potenza per la massima efficienza.



- i** • Installazione interna
- Ampia gamma di potenza da 15 a 30 kW
- 2 compressori danno 2 livelli di potenza
- A richiesta con funzione di raffreddamento (modelli IR)



Dati tecnici di Belaria® twin I/IR	twin I (15)	twin I (20)	twin I (25)	twin I (30)	twin IR (15)	twin IR (20)	twin IR (25)	twin IR (30)
Classe di efficienza energetica (etichetta combinata incl. regolazione)	A+	A++	A++	A++	A+	A++	A++	A++
Potenza termica (1°/2° stadio) kW	8,0/15,9	10,4/20,8	12,5/25,0	15,2/30,4	8,0/15,9	10,4/20,8	12,5/25,0	15,2/30,4
Coefficiente di prestazione COP* -172°stadio	3,9/3,6	3,9/3,5	3,9/3,5	3,8/3,4	3,9/3,5	3,9/3,5	3,9/3,5	3,8/3,4
Potenza frigorifera (1°/2° stadio) kW	-				7,0/14,0	8,4/16,8	10,4/20,8	12,2/24,4
Peso kg	370	400	455	485	370	400	455	485
Dimensioni (L/A/P) mm	1200/1630/780	1200/1735/880	1300/1935/980		1200/1630/780	1200/1735/880	1300/1935/980	

Dati prestazionali (riscaldamento): con temperatura esterna di 2 °C / acqua di riscaldamento a 35 °C  
 Dati prestazionali (raffreddamento): con temperatura esterna di 35 °C / acqua di raffreddamento a 10 °C  
 \* COP = rapporto potenza termica/energia consumata, ad es.: COP 3.7 = 3,7 kW di potenza termica con consumo di corrente di solo 1 kW

## Belaria® twin A (17-32) - Belaria® twin AR (17-32). Installazione esterna e 2 livelli di potenza per la massima efficienza.

**PDCMODULOSYSTEMA**  
POMPE DI CALORE EFFICIENTI CON SYSTEMA

Il PdC - modulo di sistema è un nuovo standard per la progettazione e la realizzazione di impianti a pompa di calore per le nuove costruzioni e i risanamenti fino a 15 kW di potenza termica resa.



- **Installazione esterna**
- **3 livelli di potenza da 17 a 32 kW**
- **2 compressori danno 2 livelli di potenza**
- **Ultimissima tecnologia di ventilatori** per ridotte emissioni sonore
- **A richiesta con funzione di raffreddamento** (modelli AR)
- **Dispositivo di regolazione TopTronic® E** nel quadro elettrico a parete all'interno dell'edificio.



**Dispositivo di regolazione TopTronic® E**  
(nell'alloggiamento a parete) rende il riscaldamento ecologico, economico, affidabile, intelligente e più facile che mai.

Dati tecnici di Belaria® twin A/AR		twIn A (17)	twIn A (24)	twIn A (32)	twIn AR (17)	twIn AR (24)	twIn AR (32)
Classe di efficienza energetica (etichetta combinata incl. regolazione)		A++	A++	A++	A+++	A+++	A+++
Potenza termica (1°/2° stadio)	kW	10,3/17,2	13,1/23,7	18,6/31,6	10,3/17,2	13,1/23,7	18,6/31,6
Coefficiente di prestazione COP* - 1°/2° stadio		4,6/4,1	4,6/4,1	4,5/4,0	4,6/4,1	4,6/4,1	4,5/4,0
Potenza frigorifera (1°/2° stadio)	kW	-	-	-	9,2/17,6	12,7/24,3	16,2/30,9
Peso	kg	430	575	590	430	575	590
Dimensioni (L/A/P)	mm	1923/1199/925	1923/1399/925		1923/1199/925	1923/1399/925	

Dati prestazionali (riscaldamento): con temperatura esterna di 2 °C / acqua di riscaldamento a 35 °C  
Dati prestazionali (raffreddamento): con temperatura esterna di 35 °C / acqua di raffreddamento a 7 °C

Con riserva di modifiche

\* COP = rapporto potenza termica/energia consumata, ad es.: COP 3.7 = 3,7 kW di potenza termica con consumo di corrente di solo 1 kW

## Belaria® nella pratica. Diversificate come i requisiti.

### Risanamento dell'impianto di riscaldamento in una casa monofamiliare di grandi dimensioni

#### Belaria® twin A installata esternamente

Il riscaldamento a olio combustibile preesistente è stato sostituito con una Belaria® twin A (17) installata esternamente. Grazie all'eliminazione della caldaia a gasolio e dei serbatoi del gasolio è stato possibile utilizzare il precedente locale caldaia in modo differente.

Oltre a consentire il passaggio ad un'energia ecocompatibile, è stato possibile ridurre drasticamente i costi energetici per il riscaldamento e l'acqua calda.



Risanamento dell'impianto di riscaldamento con un Belaria®twin A (17) installato esternamente

### Massima efficienza nel nuovo edificio grazie alla combinazione con una ventilazione meccanica controllata

#### Belaria® SRM e Hoval HomeVent per un clima interno sano e gradevole

Una pompa di calore può essere combinata in modo ideale con una ventilazione meccanica controllata. Il calore generato in modo ecologico non va perso durante la ventilazione e il recupero dell'umidità di Hoval HomeVent garantisce un clima interno costantemente gradevole. Nonostante queste numerose funzioni, la soluzione di sistema è adatta anche agli spazi più ristretti.

A richiesta, con la combinazione di pompa di calore Split e ventilazione meccanica controllata è possibile ottenere un raffrescamento altamente efficiente (esempio a destra senza questa opzione).



Confortevole clima ambientale in una casa monofamiliare grazie alla soluzione di sistema Hoval per il riscaldamento, l'acqua calda sanitaria e la ventilazione comfort.

### Risanamento di un impianto di riscaldamento in uno spazio estremamente ridotto

#### Belaria® compact IR installata internamente

Grazie alle sue dimensioni compatte, all'accumulo termico integrato e alla flessibile distribuzione dell'aria, Belaria® compact IR rappresenta la scelta ideale per i lavori di ristrutturazione.



Silenziosa e a ingombro ridotto.



Risanamento di un impianto di riscaldamento con un Belaria® compact IR installato internamente.

**Prestazioni Hoval su cui potete sempre fare pieno affidamento!**

**Hoval**



**Soluzioni globali e ben collaudate da un solo partner**

La tecnologia dei sistemi Hoval semplifica l'abbinamento di diverse tecnologie e crea una piattaforma affidabile per realizzare soluzioni efficaci e dal funzionamento sicuro. Alcuni esempi: la combinazione di un qualsiasi impianto di riscaldamento con un sistema ad energia solare per la produzione di acqua calda, oppure l'integrazione di un impianto Hoval per la ventilazione meccanica controllata dei locali in un edificio di nuova costruzione. Hoval: un solo fornitore per tutti gli impianti!



**Collaborazione competente per la progettazione**

Approfittate del nostro vasto know-how e della competenza dei nostri specialisti. Vi assistiamo con piacere durante tutte le fasi di progettazione del vostro impianto. Lavorando in stretta collaborazione con voi e tenendo conto di tutte le esigenze imposte dal fornitore di energia, elaboriamo la soluzione più economica e più efficiente dal profilo dei costi.



**Il servizio Hoval: la competenza dei professionisti**

La messa in funzione impeccabile del vostro impianto Hoval verrà eseguita esclusivamente da tecnici Hoval appositamente formati e specializzati. Avrete così la garanzia di avere un impianto che funziona a regola d'arte sin dal primo giorno d'esercizio. Per la manutenzione e la riparazione dei guasti è inoltre a vostra disposizione il nostro competente servizio d'assistenza ai clienti operativo 24 ore su 24 e 365 giorni all'anno. Il servizio Hoval è raggiungibile allo 0848 848 464.

**Responsabile per l'energia e l'ambiente**

La società Hoval fa parte delle aziende leader a livello internazionale specializzate nel settore della climatizzazione degli ambienti. Hoval vanta un'esperienza di oltre 70 anni che la motiva a continuare a ricercare e realizzare soluzioni straordinarie e tecnicamente all'avanguardia. La massimizzazione dell'efficienza energetica e la protezione dell'ambiente sono per l'azienda uno stimolo e al contempo un obiettivo da perseguire con convinzione. Hoval si è affermata come fornitore di soluzioni globali nel campo dei sistemi intelligenti di riscaldamento e di ventilazione meccanica controllata che esporta in oltre 50 paesi.

**Centri Regionali Hoval SA**

**Ticino**  
Via San Mamete 88, 6805 Mezzovico-Vira  
Tel. 0848 848 969  
Fax 091 610 43 61  
ticino@hoval.ch

**Svizzera romanda**  
Ch. de Closalet 12, CP 225, 1023 Crissier 1  
Tel. 0848 848 363  
Fax 0848 848 767  
crissier@hoval.ch

**Berna**  
Aemmenmattstrasse 43, 3123 Belp  
Tel. 031 818 70 00  
Fax 031 818 70 01  
rc.bern@hoval.ch

**Riscaldamento a distanza**  
General Wille-Strasse 201, 8706 Feldmeilen  
Tel. 044 925 65 65  
Fax 044 923 11 39  
verbundwaerme@hoval.ch

**Svizzera centrale**  
General Wille-Strasse 201, 8706 Feldmeilen  
Tel. 0848 811 940  
Fax 0848 811 941  
rc.zent.schweiz@hoval.ch

**Svizzera nordoccidentale**  
Lischmatt 7, 4624 Härkingen  
Tel. 0848 640 640  
Fax 0848 640 641  
rc.nordwest@hoval.ch

**Svizzera orientale**  
Santisstrasse 2a, 9500 Wil  
Tel. 0848 811 920  
Fax 0848 811 921  
rc.ostschweiz@hoval.ch

**Svizzera sudorientale/Liechtenstein**  
Mühleulstrasse 4, 9470 Buchs  
Tel. 0848 811 970  
Fax 0848 811 971  
rc.suedost@hoval.ch

**Zurigo/Electro-Oil**  
General Wille-Strasse 201, 8706 Feldmeilen  
Tel. 0848 811 930  
Fax 0848 811 931  
rc.zuerich@hoval.ch

**Tecnica di climatizzazione**  
General Wille-Strasse 201, 8706 Feldmeilen  
Tel. 0848 811 950  
Fax 0848 811 951  
klimatechnik@hoval.ch

04/2016 | (Con riserva di modifiche ed errori di stampa e di composizione)

Il vostro partner Hoval

**Hoval SA**  
General Wille-Strasse 201  
8706 Feldmeilen  
www.hoval.ch

# Appendice B – Recuperatori di calore: Schede tecniche

**zehnder**

## Zehnder ComfoAir XL

Unità per ventilazione comfort

La gamma Zehnder ComfoAir XL comprende una serie di unità per Ventilazione Meccanica Controllata con recupero di calore ad altissima efficienza, ideale per condomini ed edifici residenziali in genere e per applicazioni non residenziali di modeste dimensioni. Le unità sono disponibili di sei differenti taglie, con portata d'aria da 800 a 6000 m<sup>3</sup>/h: CA XL 800, 1500, 2200, 3300, 4400 e 6000.

Il case delle unità ComfoAir XL è di qualità unica, infatti la doppia guarnizione dei pannelli assicura la massima tenuta all'aria. Il telaio è costituito da pannelli a doppia parete con 44 mm di spessore di isolante all'interno (0,51 Wm<sup>2</sup>/K).



CA XL Indoor



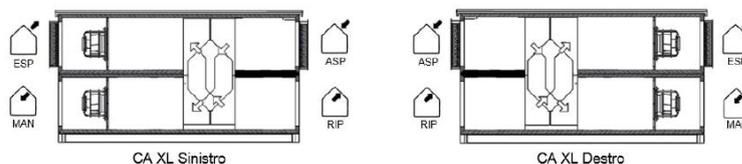
CA XL Outdoor

### Caratteristiche

- Tutte le unità ComfoAir XL sono certificate PHI;
- Unità differenti per installazione indoor ed outdoor;
- Regolazione delle batterie di post-trattamento dal PCB;
- Serranda per chiudere il condotto dell'aria di espulsione;
- Serranda per chiudere il condotto dell'aria di aspirazione;
- Serranda di bypass per free cooling modulante;
- Verso delle connessioni aerauliche sul lato destro o sinistro;
- Regolazione con interfaccia MODbus o Input analogico 0-10V;
- Possibilità di installazione di serie di una batteria di preriscaldamento;
- Regolazione della portata d'aria "a volume costante" o "a portata costante";
- Differenti tecnologie di filtraggio: ISO Coarse  $\geq$  65% (G4) / ISO ePM1  $\geq$  50% (F7), compatti o a tasca;
- Possibilità di installazione di batterie di post-trattamento in riscaldamento ed in raffreddamento
- Sifone installato di serie nella sezione aria di ripresa per minimizzare il rischio di congelamento;
- Segnalazione degli allarmi direttamente sul display a bordo macchina;
- Ventilatori Green Tech EC con pale curvate all'indietro installati su giunti antivibranti.

### Installazione e specifiche elettriche

L'unità di ventilazione ComfoAir XL può essere installata sia all'interno che all'esterno dell'involucro termico, con il lato della ripresa e della mandata dell'aria verso l'interno a destra o a sinistra.



ComfoAir XL	Max Potenza elettrica [kW]	Max corrente assorbita [A]	Tensione di alimentazione [V]
CA XL 800	0,86	5,6	1 ~ 230
CA XL 1500	1,56	6,9	1 ~ 230
CA XL 2200	1,59	7,1	1 ~ 230
CA XL 3300	2,68	11,6	1 ~ 230
CA XL 4400	3,00	13,2	1 ~ 230
CA XL 6000	4,5	6,4	3 ~ 400

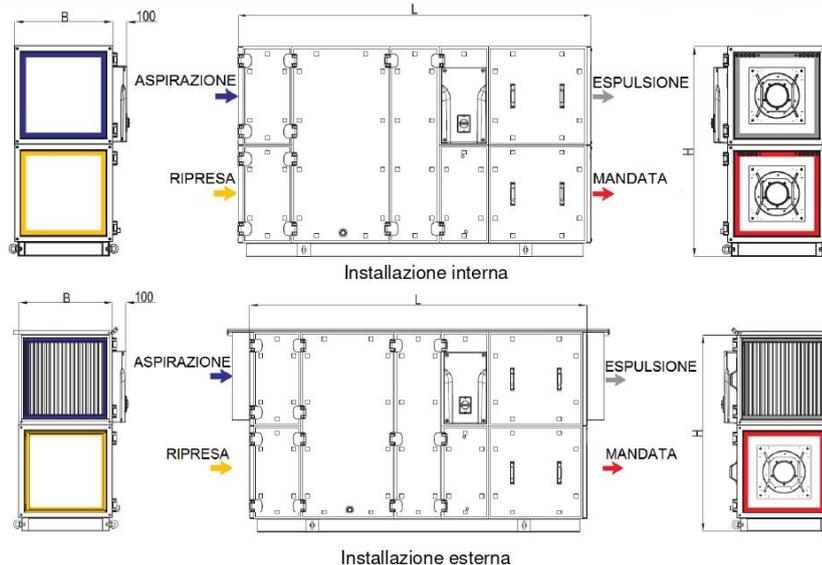
ZTI-CA XL\_V0818\_it, con riserva di modifiche



## Zehnder ComfoAir XL

Unità per ventilazione comfort

### Dimensioni ComfoAir XL 800 – 6000



CA XL	L	B	H	Installazione	Massa [kg]	Connessione canali aerulici			
						Asp	Rip	Esp	Man
800	1750	700	1168	Indoor Outdoor	235 – 275 335 – 385	525 x 395	525 x 395	525 x 395	525 x 395
1500	1750	1050	1168	Indoor Outdoor	310 – 340 420 – 460	875 x 395	875 x 395	875 x 395	875 x 395
2200	2514	700	1500	Indoor Outdoor	450 – 600 560 – 750	612 x 612	612 x 612	612 x 612	612 x 612
3300	2514	1050	1500	Indoor Outdoor	600 – 750 730 – 920	962 x 612	962 x 612	962 x 612	962 x 612
4400	2514	1400	1500	Indoor Outdoor	750 – 900 900 – 1090	1312 x 612	1312 x 612	1312 x 612	1612 x 612
6000	2514	1750	1500	Indoor Outdoor	900 – 1050 1070 – 1280	1662 x 612	1662 x 612	1662 x 612	1662 x 612

Tutte le misure sono in mm. Le dimensioni riportate si riferiscono alle versioni standard equipaggiate con filtri a pannello, è possibile installare, mantenendo le stesse dimensioni, la batteria di post – riscaldamento.

### Optional

Le dimensioni riportate indicano l'aumento della lunghezza delle unità CA XL per l'installazione dei diversi optional:

Tipo di optional	Maggiorazione lunghezza [mm]
Filtro a tasca o batteria di preriscaldamento (*) o spazio vuoto	350
Batteria di raffreddamento o spazio vuoto	350

(\*) ComfoAir XL 800 e ComfoAir XL 1500 non richiedono maggiorazioni della lunghezza per l'utilizzo della batteria di preriscaldamento.

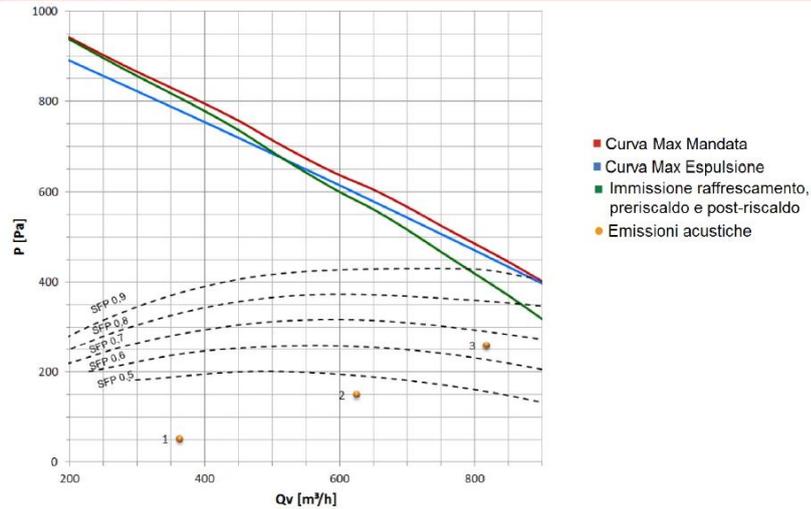
ZTI-CA-XL\_V0818, it, con riserva di modifiche



## Zehnder ComfoAir XL

Unità per ventilazione comfort

### ComfoAir XL 800



Emissioni acustiche

Rumorosità	Punto di lavoro			Banda di frequenza [Hz]						L <sub>wa</sub> * [dB(A)]
	Punto	Portata Qv [m³/h]	Prevalenza P [Pa]	125	250	500	1000	2000	4000	
				[dB]						
Canale Mandata	1	363	52	72,6	66,7	58,3	58,9	59,2	50,3	65
	2	625	150	73,5	72,1	63,4	63,1	63,6	55,9	70
	3	818	260	74,4	78,3	69,2	67,9	68,6	62,3	75
Canale Ripresa	1	363	52	56,8	46,2	37,5	38,0	31,8	22,4	45
	2	625	150	60,6	52,4	43,0	42,6	36,1	27,8	49
	3	818	260	64,9	59,3	49,2	47,9	40,9	33,9	55
Unità CA XL 800	1	363	52	46,0	50,3	41,3	39,6	44,3	18,8	48
	2	625	150	46,8	55,7	46,5	43,8	48,7	24,4	53
	3	818	260	47,8	61,8	52,3	48,6	53,7	30,8	58

(\* L<sub>w,0</sub> = 10-12; distanza 0 m

Specifiche tecniche

Velocità ventilatori	Portata [m³/h]	Prevalenza [Pa]	Potenza elettrica [W <sub>e</sub> ]	Assorbimento [A]	Cos Phi	RPM
Bassa	363	52	86	0,6	0,62	1330
Media	625	150	270	1,8	0,65	2065
Alta	818	260	531	3,5	0,66	2617

Efficienza energetica

Certificato PHI	PHI
Efficienza	80%
SFP	0,42 Wh/m³
Range di portata di certificazione	300 – 535 m³/h



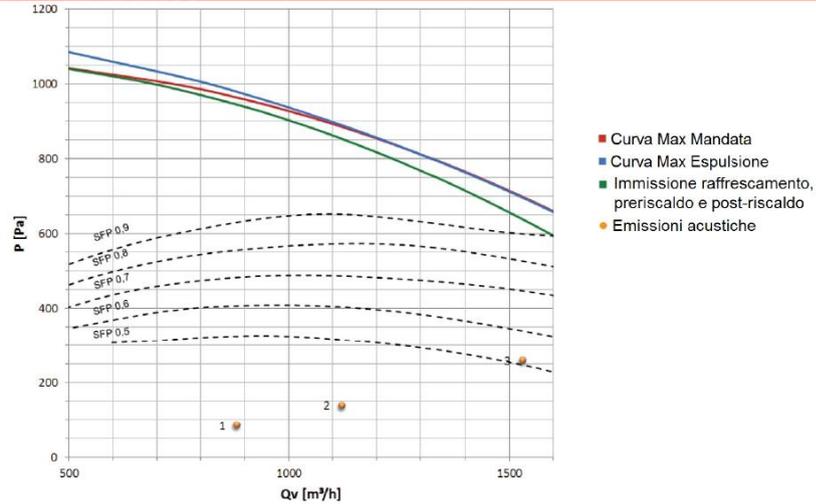
ZT1-CA-XL\_V0818, it, con riserva di modifiche



## Zehnder ComfoAir XL

Unità per ventilazione comfort

### ComfoAir XL 1500



#### Emissioni acustiche

Rumorosità	Punto di lavoro			Banda di frequenza [Hz]						L <sub>WA</sub> * [dB(A)]
	Punto	Portata Qv [m³/h]	Prevalenza P [Pa]	125	250	500	1000	2000	4000	
				[dB]						
Canale Mandata	1	881	86	68,4	76,5	66,3	64,9	66,1	60,7	73
	2	1119	139	69,3	76,9	68,7	67,0	68,1	63,0	74
	3	1528	260	71,3	77,7	74,0	71,8	72,7	68,2	78
Canale Ripresa	1	881	86	61,0	59,5	55,2	49,6	45,9	37,6	57
	2	1119	139	61,8	61,7	57,4	51,5	47,6	39,6	59
	3	1528	260	63,7	66,6	62,3	55,8	51,4	44,2	63
Unità CA XL 1500	1	881	86	53,5	62,0	49,3	45,2	52,3	30,1	57
	2	1119	139	54,3	62,3	51,6	47,3	54,3	32,3	59
	3	1528	260	56,3	63,2	57,0	52,0	58,8	37,5	62

(\*) L<sub>w,0</sub> = 10-12; distanza 0 m

#### Specifiche tecniche

Velocità ventilatori	Portata [m³/h]	Prevalenza [Pa]	Potenza elettrica [W <sub>e</sub> ]	Assorbimento [A]	Cos Phi	RPM
Bassa	622	43	95	0,9	0,45	1276
Media	1119	139	350	1,7	0,89	2102
Alta	1528	260	783	3,5	0,97	2783

#### Efficienza energetica

Certificato PHI	PHI
Efficienza	80%
SFP	0,41 Wh/m³
Range di portata di certificazione	500 – 1000 m³/h



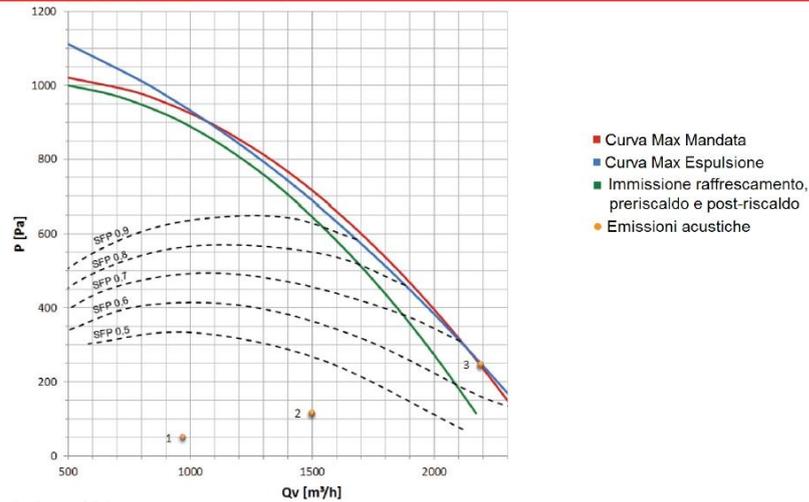
ZT1-CA\_XL\_V0818, it, con riserva di modifiche



## Zehnder ComfoAir XL

Unità per ventilazione comfort

### ComfoAir XL 2200



#### Emissioni acustiche

Rumorosità	Punto di lavoro			Banda di frequenza [Hz]						L <sub>wa</sub> * [dB(A)]
	Punto	Portata Qv [m³/h]	Prevalenza P [Pa]	125	250	500	1000	2000	4000	
				[dB]						
Canale Mandata	1	986	50	69,3	72,5	59,2	62,6	63,0	56,0	69
	2	1498	116	72,0	76,8	69,8	71,0	71,0	65,2	77
	3	2187	247	75,7	82,6	84,2	82,3	81,7	77,6	88
Canale Ripresa	1	986	50	60,1	63,6	49,5	49,3	41,4	33,8	57
	2	1498	116	65,3	66,0	59,7	58,0	49,4	42,2	63
	3	2187	247	72,4	69,3	73,4	69,6	60,2	53,6	74
Unità CA XL 2200	1	986	50	54,6	63,4	47,3	46,3	50,7	29,1	57
	2	1498	116	57,3	67,7	57,9	54,7	58,6	38,3	64
	3	2187	247	60,9	73,5	72,3	66,0	69,3	50,8	74

(\*) L<sub>w,0</sub> = 10..12; distanza 0 m

#### Specifiche tecniche

Velocità ventilatori	Portata [m³/h]	Prevalenza [Pa]	Potenza elettrica [W <sub>e</sub> ]	Assorbimento [A]	Cos Phi	RPM
Bassa	704	26	93	0,8	0,47	1252
Media	1498	116	521	2,4	0,95	2454
Alta	2187	247	1460	6,4	0,99	3487

#### Efficienza energetica

Certificato PHI	PHI
Efficienza	80%
SFP	0,37 Wh/m³
Range di portata di certificazione	750 – 1500 m³/h



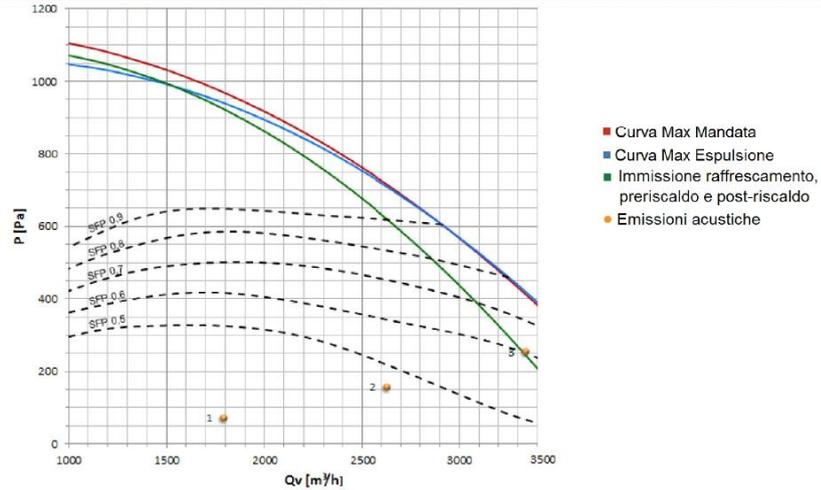
ZT1-CA-XL\_V0818, it, con riserva di modifiche



## Zehnder ComfoAir XL

Unità per ventilazione comfort

### ComfoAir XL 3300



#### Emissioni acustiche

Rumorosità	Punto di lavoro			Banda di frequenza [Hz]						L <sub>WA</sub> * [dB(A)]
	Punto	Portata Qv [m³/h]	Prevalenza P [Pa]	125	250	500	1000	2000	4000	
				[dB]						
Canale Mandata	1	1788	73	72,6	82,1	72,0	74,0	72,7	67,6	79
	2	2623	158	77,0	87,5	79,1	81,0	79,5	74,7	86
	3	3334	255	80,7	92,2	85,1	86,9	85,2	80,8	92
Canale Ripresa	1	1788	73	64,5	64,6	59,3	49,2	46,6	38,3	60
	2	2623	158	66,4	72,4	67,4	56,5	53,0	45,4	68
	3	3334	255	68,0	79,1	74,4	62,7	58,4	51,4	74
Unità CA XL 3300	1	1788	73	55,3	57,9	50,2	52,7	59,6	34,5	57
	2	2623	158	59,7	63,3	57,2	59,6	56,3	41,6	63
	3	3334	255	63,4	68,0	63,2	65,6	62,0	47,6	69

(\*) L<sub>w,0</sub> = 10..12; distanza 0 m

#### Specifiche tecniche

Velocità ventilatori	Portata [m³/h]	Prevalenza [Pa]	Potenza elettrica [W <sub>e</sub> ]	Assorbimento [A]	Cos Phi	RPM
Bassa	1360	42	250		1,3	1189
Media	2623	158	1119		4,9	2141
Alta	3334	255	2112		9,2	2675

#### Efficienza energetica

Certificato PHI	PHI
Efficienza	85%
SFP	0,41 Wh/m³
Range di portata di certificazione	1100 – 2200 m³/h



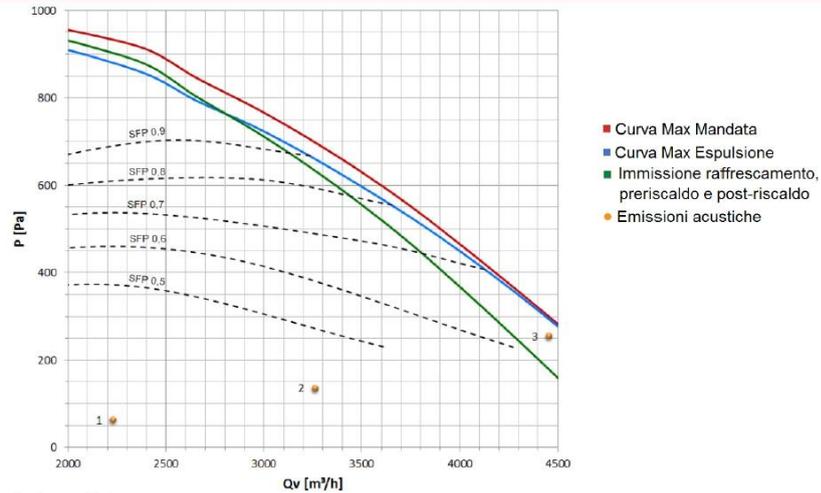
ZT-CA-XL\_V0818, it, con riserva di modifiche



## Zehnder ComfoAir XL

Unità per ventilazione comfort

### ComfoAir XL 4400



#### Emissioni acustiche

Rumorosità	Punto di lavoro			Banda di frequenza [Hz]						L <sub>WA</sub> * [dB(A)]
	Punto	Portata Qv [m³/h]	Prevalenza P [Pa]	125	250	500	1000	2000	4000	
				[dB]						
Canale Mandata	1	2228	64	79,9	61,2	62,1	64,6	60,5	51,6	69
	2	3261	137	82,3	87,0	81,5	83,5	80,4	74,8	87
	3	4453	256	79,6	91,8	85,5	86,9	84,6	79,7	91
Canale Ripresa	1	2228	64	65,4	59,1	53,4	49,9	47,3	37,2	57
	2	3261	137	74,2	77,7	67,8	64,8	63,1	55,9	73
	3	4453	256	75,3	83,7	72,6	69,9	69,1	63,2	78
Unità CA XL 4400	1	2228	64	72,6	47,5	45,5	46,8	44,8	20,4	57
	2	3261	137	74,9	73,3	73,3	65,7	64,7	43,6	71
	3	4453	256	72,3	78,1	78,1	69,1	68,8	48,5	75

(\* ) L<sub>w,0</sub> = 10..12; distanza 0 m

#### Specifiche tecniche

Velocità ventilatori	Portata [m³/h]	Prevalenza [Pa]	Potenza elettrica [W <sub>e</sub> ]	Assorbimento [A]	Cos Phi	RPM
Bassa	1706	38	260	1,4	0,81	1018
Media	2745	97	772	3,4	0,98	1547
Alta	4246	233	2380	10,3	1,00	2307

#### Efficienza energetica

Certificato PHI	PHI
Efficienza	83% (3200 m³/h) – 85% (2600 m³/h) – 87% (2000 m³/h)
SFP	0,42 Wh/m³
Range di portata di certificazione	1500 – 3200 m³/h



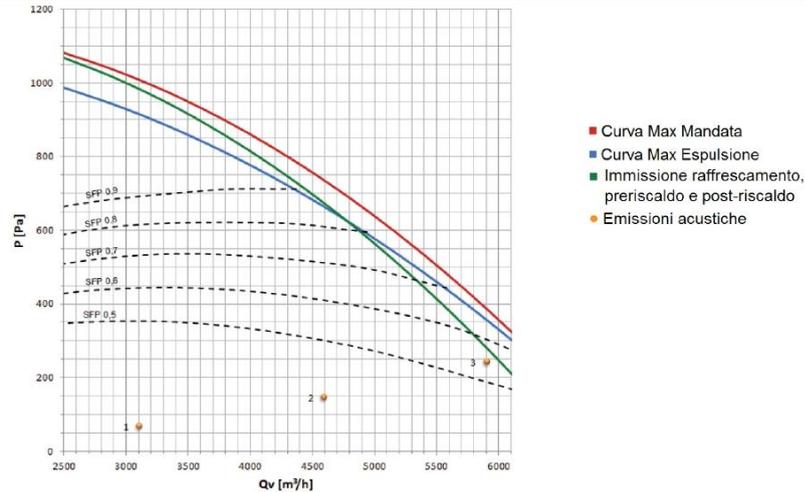
ZTI-CA.XL\_V0818, it, con riserva di modifiche



## Zehnder ComfoAir XL

Unità per ventilazione comfort

### ComfoAir XL 6000



#### Emissioni acustiche

Rumorosità	Punto di lavoro			Banda di frequenza [Hz]					L <sub>WA</sub> * [dB(A)]	
	Punto	Portata Q <sub>v</sub> [m³/h]	Prevalenza P [Pa]	125	250	500	1000	2000		4000
				[dB]						
Canale Mandata	1	3105	67	83,4	75,0	70,8	72,4	68,3	61,7	76
	2	4592	146	83,8	85,1	79,3	80,8	76,4	70,5	85
	3	5899	242	83,6	94,1	87,0	88,4	83,7	78,3	92
Canale Ripresa	1	3105	67	70,6	72,0	60,4	56,6	52,5	42,2	66
	2	4592	146	75,4	78,8	68,2	65,1	61,2	51,9	73
	3	5899	242	79,6	85,4	75,1	72,8	69,2	60,9	80
Unità CA XL 6000	1	3105	67	78,1	65,5	57,5	57,6	56,7	30,4	65
	2	4592	146	78,5	75,6	65,9	66,0	64,8	39,2	72
	3	5899	242	78,3	84,6	73,6	73,6	72,1	47,0	80

(\*) L<sub>w,0</sub> = 10..12; distanza 0 m

#### Specifiche tecniche

Velocità ventilatori	Portata [m³/h]	Prevalenza [Pa]	Potenza elettrica [W <sub>e</sub> ]	Assorbimento [A]	Cos Phi	RPM
Bassa	3105	67	658	1,4	0,70	1192
Media	4592	146	1658	2,8	2,86	1697
Alta	5899	242	3200	0,93	5,00	2144

#### Efficienza energetica

Certificato PHI	PHI
Efficienza	85%
SFP	0,42 Wh/m³
Range di portata di certificazione	2000 – 4000 m³/h



ZT1-CA.XL\_V0818, it, con riserva di modifiche

# Appendice C – Fan coil

## Fan coil FLAT i



Ventilconvettore di design con ventilatore centrifugo e motore BLDC

### FLAT i 2 - 5 kW



Tecnologia e design in un'unica soluzione

I terminali idronici FLAT i di Galletti sono equipaggiati con motore elettrico a magneti permanenti (brushless) che, controllato da un inverter, consente la variazione continua del numero di giri del ventilatore.

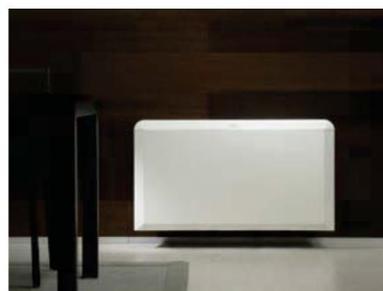
Oltre all'importante riduzione degli assorbimenti elettrici rispetto ai motori AC, l'utilizzo della tecnologia BLDC inverter permette di adeguare continuamente il funzionamento dell'unità all'effettivo carico termogrometrico dell'ambiente con evidenti benefici dal punto di vista del comfort ed acustico.

Il suo impiego è particolarmente efficace nelle frequenti situazioni di funzionamento ai carichi parziali, regime che si presenta con maggior frequenza, quando la logica di regolazione permette velocità di rotazione del motore molto ridotte con eccezionali riduzioni dei consumi elettrici e delle emissioni acustiche.

Il funzionamento delle unità con motore brushless è gestito dal pannello di comando a microprocessore EVO, MYCOMFORT LARGE, TED utilizzando una uscita analogica (0-10 V) che viene collegata all'inverter.

#### PLUS

- » Motore BLDC controllato da inverter
- » Bassi consumi energetici
- » Funzionamento modulante
- » Ventilatori centrifughi in ABS
- » Integrabile ad ERGO
- » Mobile di design con ABS stabilizzato agli UV
- » Microswitch sul flap uscita aria
- » Attacchi idraulici reversibili



#### VERSIONI DISPONIBILI



##### FLAT L i

Installazione in vista sospeso a parete, mobile di copertura con uscita aria verticale.



##### FLAT U i

Installazione a pavimento e soffitto con mobile di copertura, uscita aria verticale e griglia di aspirazione aria completa di filtri.

COMPONENTI PRINCIPALI

**Mobile di copertura dal design raffinato**

Colore RAL9010, pannello frontale in lamiera di acciaio. Flancate, griglia superiore e portelle laterali realizzate in ABS stabilizzato agli UV per mantenere il colore inalterato nel tempo. La griglia superiore è costituita da un flap ed alette orientabili. Il flap è dotato di microinterruttore che interrompe il funzionamento dell'unità quando viene posto in posizione di chiusura.



**Struttura**

Realizzata in lamiera di acciaio zincato di elevato spessore, isolata termicamente ed acusticamente con pannelli autoestinguenti di classe 1. La versione FLAT UI è predisposta per installazione sia orizzontale sia verticale grazie al doppio sistema di raccolta e scarico condensa.

**Batteria di scambio termico**

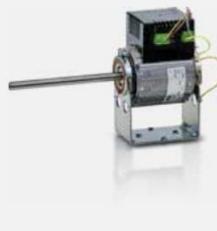
Ad alta efficienza in tubo di rame ed alette in alluminio, è corredata di collettori in ottone e valvola di sfiato. Gli attacchi idraulici sono reversibili in fase di installazione. Su richiesta è possibile montare una batteria addizionale, per impianti a 4 tubi.

**Ventilatori**

Centrifughi a doppia aspirazione, bilanciati staticamente e dinamicamente, sono realizzati in ABS antistatico con pale a profilo alare e moduli sfalsati. I ventilatori sono alloggiati in una coclea in ABS ad alta efficienza.

**Motore elettrico BLDC**

L'unità è dotata di scheda inverter di controllo del motore, che può essere separata oppure montata a bordo del motore stesso, la quale permette un preciso settaggio della massima velocità di rotazione del motore (segnale di controllo 0-10 V) anche nei casi in cui sia necessario limitare la massima velocità di rotazione per contenere i livelli sonori.



**Filtro aria**

Filtro rigenerabile realizzato in polipropilene a rido d'ape, facilmente estraibile per le operazioni di manutenzione. Nella versione FLAT UI i filtri aria sono inseriti nella griglia di aspirazione.



Terminali idronici - FLAT i

ACCESSORI	
<b>Pannelli di comando elettronici a microprocessore con display</b>	
<b>DIST</b>	Distanziale per comandi MY COMFORT per installazione a parete
<b>EVOBOARD</b>	Scheda di potenza per comando EVO
<b>EVOISP</b>	Interfaccia utente con display per comando EVO
<b>KBFLAE</b>	Kit installazione comandi MY COMFORT a bordo FLAT
<b>MCLE</b>	Comando a microprocessore con display MY COMFORT LARGE
<b>MCSUE</b>	Sonda umidità per comandi MY COMFORT (medium e large), EVO
<b>MCSWE</b>	Sonda acqua per comandi MY COMFORT, EVO, LED 508
<b>Pannelli di comando elettronici a microprocessore</b>	
<b>KB F</b>	Kit per installazione dei comandi TED a bordo di FLAT/FLAT S
<b>TED 10</b>	Comando elettronico per il controllo del ventilatore inverter BLDC e di una o due valvole ON/OFF 230V
<b>TED SWA</b>	Sonda temperatura aria o acqua per comandi TED
<b>Batteria addizionale per impianti a 4 tubi</b>	
<b>DF</b>	Batteria addizionale ad 1 rango per impianti a 4 tubi
<b>Bacchette ausiliarie di raccolta condensa, gusci isolanti, pompa scarico condensa</b>	
<b>BH</b>	Bacchetta ausiliaria per ventilcomettri ad installazione orizzontale
<b>BV</b>	Bacchetta ausiliaria per ventilcomettri ad installazione verticale
<b>GIVKL</b>	Guscio isolante per valvola VKS, attacchi idraulici a sinistra
<b>GIVKR</b>	Guscio isolante per valvola VKS, attacchi idraulici a destra
<b>Zoccoli di sostegno e copertura</b>	
<b>ZL</b>	Coppia di zoccoli di sostegno e copertura per FLAT L
<b>Pannelli di chiusura posteriore</b>	
<b>PH</b>	Pannello posteriore verniciato per modelli ad installazione orizzontale con mobile
<b>PV</b>	Pannello posteriore verniciato per modelli ad installazione verticale con mobile
<b>Valvole</b>	
<b>V2VDF+STD</b>	Valvole a 2 vie, attuatori ON/OFF o MODULANTI, alimentazione 230 V o 24 V, kit idraulici, per batteria principale e addizionale
<b>V2VSTD</b>	Valvole a 2 vie, attuatori ON/OFF o MODULANTI, alimentazione 230 V o 24 V, kit idraulici, per batteria principale
<b>V3VDF</b>	Valvole a 3 vie, attuatori ON/OFF o MODULANTI, alimentazione 230 V o 24 V, kit idraulici, per batteria addizionale
<b>V3VSTD</b>	Valvole a 3 vie, attuatori ON/OFF o MODULANTI, alimentazione 230 V o 24 V, kit idraulici, per batteria principale

**Fan coil FLAT i**



DATI TECNICI NOMINALI

FLAT i			20			40			70		
Velocità			min	med	max	min	med	max	min	med	max
Tensione in ingresso	(E)	V	6,10	8,10	8,30	4,60	6,80	8,60	5,80	8,30	8,50
Resa raffreddamento totale	(1)	kW	1,44	1,81	2,27	1,74	2,39	2,92	2,64	3,46	4,46
Resa raffreddamento sensibile	(1)	kW	1,06	1,32	1,72	1,32	1,83	2,26	2,12	2,80	3,70
Resa raffreddamento totale	(2)(E)	kW	1,43	1,80	2,25	1,73	2,38	2,90	2,63	3,44	4,41
Resa raffreddamento sensibile	(2)(E)	kW	1,05	1,31	1,70	1,31	1,82	2,24	2,11	2,78	3,65
Classe FCEER	(E)		B			A			B		
Portata acqua	(1)	l/h	247	310	390	299	411	501	454	593	765
Perdita di carico	(1)(E)	kPa	6	9	13	4	7	10	4	7	11
Resa riscaldamento	(3)(E)	kW	1,82	2,23	2,86	2,18	2,90	3,48	3,62	4,63	5,87
Perdita di carico	(3)(E)	kPa	5	7	11	3	5	8	3	5	9
Resa riscaldamento	(4)(E)	kW	1,52	1,84	2,39	1,76	2,32	2,89	2,96	3,76	4,96
Classe FCOP	(E)		B			B			B		
Portata a acqua	(4)	l/h	264	319	416	305	402	503	516	653	862
Perdita di carico	(4)(E)	kPa	6	8	12	3	5	8	8	14	22
Portata aria nominale		m <sup>3</sup> /h	216	284	378	283	407	520	482	659	911
Potenza assorbita	(E)	W	7	11	22	7	12	24	13	21	49
Potenza sonora globale	(E)	dB(A)	38	44	50	33	41	48	43	51	58
Resa riscaldamento DF 1R	(5)(E)	kW	1,44	1,65	1,96	1,96	2,35	2,74	2,98	3,46	4,16
Portata acqua DF 1R	(5)	l/h	126	144	172	172	205	240	261	303	365
Perdita di carico DF 1R	(5)(E)	kPa	3	4	6	7	10	13	3	3	5

- (1) Temperatura acqua 7°C / 12°C, temperatura aria 27°C bulbo secco / 19°C bulbo umido (47% umidità relativa)  
 (2) Espressa secondo la EN1397:2015  
 (3) Temperatura acqua in ingresso 50°C, portata acqua come funzionamento in raffreddamento, temperatura aria 20°C  
 (4) Temperatura acqua 45°C / 40°C, temperatura aria 20°C  
 (5) Temperatura acqua 65°C / 55°C, temperatura aria 20°C  
 (E) Dati certificati EUROVENT  
 Alimentazione elettrica 230-1-50 (V-ph-Hz)

DISEGNI DIMENSIONALI

**FLAT Li**

**LEGENDA**

1	Attacchi Idraulici femmina batteria standard $\phi$ 1/2"
2	Attacchi Idraulici batteria aggiuntiva ad 1 rango DF $\phi$ 1/2"
3	Diametro scarico condensa installazione verticale $\phi$ 16 mm
$\phi$	Diametro scarico condensa installazione orizzontale $\phi$ 17 mm

FLAT Li	A mm	L mm	 kg
20	534	820	19
40	704	990	23
70	874	1160	28

**FLAT Ui**

**LEGENDA**

1	Attacchi Idraulici femmina batteria standard $\phi$ 1/2"
2	Attacchi Idraulici batteria aggiuntiva ad 1 rango DF $\phi$ 1/2"
3	Diametro scarico condensa installazione verticale $\phi$ 16 mm
$\phi$	Diametro scarico condensa installazione orizzontale $\phi$ 17 mm

FLAT Ui	A mm	L mm	 kg
20	534	820	20
40	704	990	25
70	874	1160	29

Terminali idronici - FLAT i

## Bibliografia

- [1] Filippi M., Fabrizio E., “Il concetto di Zero Energy Building”
- [2] Kurtnitski J., Allard F., Braham D., Goeders G., Heiselberg P., Jagemar L., Kosonen R., Lebrun J., Mazzarella L., Railio J., Seppänen O., Schmidt M., Virta M., 2011. “How to define nearly net zero Energy buildings nZEB”, REHVA Journal, May 2011, p Progress toward Advanced Energy Design Guides (AEDG) and costeffective net-zero-energy (NZE) buildings
- [3] Gasco T., 2018, “Analisi della generazione fotovoltaica e termo-energetica di un edificio ad alta efficienza energetica”
- [4] Brasile D., 2018, “Analisi e simulazione termoenergetica dinamica di soluzioni impiantistiche per la climatizzazione di moduli prefabbricati ad alta efficienza energetica”
- [5] Galleri C., 2017, “Analisi della generazione fotovoltaica e dei carichi termici ed elettrici di un modulo abitativo ad alta efficienza energetica”
- [6] Capozzoli A., “Le nuove tecnologie impiantistiche per il risparmio energetico”
- [7] Joppolo C.M., Leone C., Molinaroli L., “Recuperatori di calore aria-aria: tecnologie e prestazioni”
- [8] Ambrosini G., Perron Cabus A., Callegari G., Giuglia M., Serra V., Simeone P., Presentazione progetto architettonico Modulo Abitativo “PZEN LAB -Lorenza Bianco” per il master in architettura delle costruzioni in legno 2018-2019
- [9] Hoval.it. *Soluzioni tecnologicamente avanzate per il riscaldamento ed il benessere in ambiente*  
URL:[https://www.hoval.it/prodotti/?c\\_product\\_location=891&c\\_product\\_energy=688&c\\_product\\_use=694](https://www.hoval.it/prodotti/?c_product_location=891&c_product_energy=688&c_product_use=694)
- [10] Itpfrenger.it. *Controsoffitti radianti* URL: <http://www.itpfrenger.it/it/>
- [11] Consilium.europa.eu. *Accordo di Parigi sui cambiamenti climatici* URL: <https://www.consilium.europa.eu/it/policies/climate-change/timeline/>
- [12] Reteclima.it *Piano 20-20-20: il pacchetto clima energia 20-20-20* URL: <https://www.reteclima.it/piano-20-20-20-il-pacchetto-clima-energia-20-20-20/>
- [13] Naturalia.bau.it. *Naturatherm* URL: <https://www.naturalia-bau.it/it/prodotti/isolanti/naturatherm/>  
URL: <http://naturalia-bau.roversoftware.it/calc.php?s=6>  
URL: <http://naturalia-bau.roversoftware.it/calc.php?s=38>
- [14] Zintek.it. URL: [https://www.zintek.it/it/content/Prodotto~30/Caratteristiche\\_tecniche~52](https://www.zintek.it/it/content/Prodotto~30/Caratteristiche_tecniche~52)
- [15] Zehnder.it. *Recuperatori di calore ComfortAir XL* URL:

- <https://www.zehnder.it/dispositivi-di-ventilazione/recupero-del-calore-centralizzato/recuperatore-di-calore-da-600m%C2%B3h/zehnder-comfoair-xl-3300>
- [16] E. Moretti, *Corso di impianti tecnici per l'edilizia* “Impianti di condizionamento: criteri di progetto.”
- [17] Ecoclima.com URL : <https://www.ecoclima.com/catalogo-generale/diffusione~1/bocchette~118/eba-bocchette-di-mandata-in-alluminio-passo-20-mm~133.html>
- [18] Galletti.com *Fan coil e ventilconvettori* URL: <https://www.galletti.com/>