POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in

Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

TALL BUILDINGS: CRITERI DI PROGETTAZIONE DEGLI IMPIANTI HVAC E ANALISI COSTI-BENEFICI APPLICATA A UN CASO STUDIO

Relatore
Prof. Marco Carlo Masoero

Candidato
Dennis Boetto

Anno Accademico 2020/2021

Abstract

I grattacieli assumono un interesse particolare alla fine del XIX secolo in risposta ad un contemporaneo aumento di costo dei lotti urbani e ad una crescita esponenziale della popolazione. La progettazione dei sistemi meccanici nei *tall buildings* è in continua evoluzione per rispondere progressivamente alle preoccupazioni economiche e alle politiche locali, oltre che alle esigenze di utilizzo ottimale dello spazio.

Nel presente lavoro di tesi sono state effettuate alcune analisi in merito alle maggiori problematiche legate al dimensionamento degli impianti HVAC di edifici di grande altezza. Un'indagine di tipo informativo ha permesso di evidenziare le soluzioni progettuali adottate nei principali grattacieli italiani. In un'ottica di integrazione del sistema impiantistico con quello edilizio, si è rivelato di fondamentale importanza valutare l'effettivo spazio utilizzato per l'alloggiamento dei vari componenti impiantistici attraverso lo studio architettonico dei *tall buildings*.

L'obiettivo primario nella progettazione di un impianto meccanico in un edificio a torre, differentemente da ciò che avviene nelle costruzioni tradizionali, è diminuire la pressione di esercizio agente su terminali, tubazioni, valvole e raccordi presente nei livelli più bassi. Attraverso le informazioni raccolte da alcune delle maggiori aziende produttrici di apparecchiature e componenti impiantistici, è stato possibile definire le pressioni di lavoro accettabili per il corretto funzionamento degli impianti di climatizzazione.

Per valutare le differenti soluzioni progettuali attuabili nelle costruzioni a sviluppo verticale, sono stati eseguiti tre dimensionamenti di impianti HVAC su un edificio tipo, rispettivamente con due stadi di scambio termico, con uno unico ed infine con l'utilizzo di due centrali termofrigorifere. La presenza degli scambiatori di calore fornisce protezione alla centrale termica dagli effetti del battente idrostatico ma, d'altro canto, introduce delle problematiche legate alla necessità di adottare salti termici che comportano un sovradimensionamento delle apparecchiature. La progettazione termotecnica deve tenere in debita considerazione i costi d'investimento, le spese operative, le esigenze presenti e future degli occupanti e le problematiche ambientali.

I risultati scaturiti dall'analisi delle tre soluzioni hanno permesso di effettuare un confronto tra i costi e i benefici di ciascuna, delineandone limiti e potenzialità.

Ringraziamenti

Ringrazio il Prof. Ing. Marco Masoero, sempre disponibile e puntuale, per la passione e la conoscenza che è riuscito a trasmettermi durante il percorso di studi.

Un sentito grazie al Prof. Ing. Matteo Bo, per sua la disponibilità e per le preziose informazioni tecniche che mi ha fornito.

Un ringraziamento speciale va al Sig. Marco Caleffi per avermi dato l'opportunità di svolgere il progetto tesi presso l'azienda *Caleffi S.p.A.* in un clima professionale e sereno. Ringrazio inoltre tutto lo staff dell'azienda, in modo particolare gli Ingg. Alessia Soldarini, Elia Cremona e Mattia Tomasoni, coordinati dall' Ing. Domenico Mazzetti, per il loro indispensabile sostegno.

Non posso non menzionare i miei genitori, e in più in generale la mia famiglia, che da sempre mi sostengono nella realizzazione dei miei progetti. Non potrò mai ringraziarvi abbastanza per avermi supportato e guidato con amore e dedizione rispettando sempre le mie scelte.

Grazie ai miei amici d'infanzia Andrea e Marco per essere stati presenti nelle battaglie e nei momenti di svago, costruendo insieme ricordi indelebili. Grazie al mio collega e amico Lupo per aver condiviso con me gioie e dolori del percorso universitario.

Grazie a Daniela, per avermi trasmesso la sua immensa forza di volontà e dedizione nel raggiungere un obiettivo. Grazie per tutto il tempo che mi hai dedicato con amore e pazienza. Grazie perché ci sei sempre stata.

Sommario

1. *STORIA ED EVOLUZIONE* **1**

1.1 La storia dei *tall buildings* in Italia **13**

2. *CLASSIFICAZIONE* **17**

2.1 Metodi per la misura dell'altezza **20**

2.2 Gli edifici più alti al mondo **21**

3. *ARCHITETTURA* **23**

3.1 Nucleo di un *tall building* **23**

3.1.1 Posizione del nucleo **24**

3.1.2 Componenti principali del nucleo **26**

3.1.3 Schema esempio di un nucleo **28**

3.2 Altezza interpiano **31**

3.3 La facciata **34**

3.3.1 Caratteristiche della facciata **34**

3.3.2 Definizione di facciata a doppia pelle **36**

3.3.3 Ombreggiatura di un edificio alto **42**

3.3.4 Vetri e infissi per un edificio alto **45**

3.4 Effetto camino **47**

3.4.1 Calcolo dell'effetto camino **49**

3.4.2 Dati climatici **51**

3.4.3 Effetti del vento **52**

3.4.4 Minimizzare l'effetto camino **55**

3.5 Shanghai Tower **57**

4. *L'IDRONICA NEGLI EDIFICI DI GRANDE ALTEZZA* **63**

4.1 Le pressioni di esercizio dei principali componenti di un impianto HVAC **63**

4.2 I dispositivi per il bilanciamento dei circuiti **67**

4.3 L'impatto della posizione della centrale termofrigorifera **69**

4.4 Le soluzioni progettuali adottate nei *tall buildings* italiani **73**

5. *CASO STUDIO* **85**

5.1 Caratteristiche costruttive **86**

5.2 Considerazioni preliminari **88**

5.3 Scelta dei sistemi per la produzione di energia e dei terminali d'utenza **90**

5.4 Caso studio 1: Edificio con due stadi di scambio termico **92**

5.4.1 Architettura del sistema impiantistico 92
5.4.2 Altezza interpiano 94
5.4.3 Dimensionamento dell'impianto 95
5.5 Caso studio 2: Edificio con uno stadio di scambio termico 110
5.6 Caso studio 3: Edificio con due centrali termiche 112
5.7 Caleffi Hydronic Design 116
5.7.1 Introduzione 116
5.7.2 Modellazione e dimensionamento del circuito di distribuzione 116
5.8 Analisi dell'investimento iniziale 122
5.8.1 Edificio con due stadi di scambio termico 123
5.8.2 Edificio con uno stadio di scambio termico 128
5.8.3 Edificio con due centrali termofrigorifere 130
5.9 Analisi dei costi di esercizio 134
5.9.1 Edificio con due stadi di scambio termico 140
5.9.2 Edificio con uno stadio di scambio termico 143
5.9.3 Edificio con due centrali termofrigorifere 145
6. *CONCLUSIONI* 149
7. *BIBLIOGRAFIA* 155
8. *ALLEGATI* 159
Allegato A 159
Allegato B 161
Allegato C 163
Allegato D 167
Allegato E 171

“La domanda interessante è perché l'uomo vuole costruire fino al cielo. Che cosa c'è nel desiderio di dominio, o di raggiungere Dio, o di orgoglio privato; le Piramidi ne sono un esempio, ma il tall building ne è certamente un altro".

Philip Johnson

"Dal singolo 'grattacielo' ai gruppi urbani di 'canyon di cemento', i tall buildings hanno sempre combinato una specie di ammirazione e riverenza per la grandezza dell'impresa con una sorta di paura per la minaccia ai valori umani implicita nell'operare su così vasta scala. La Torre di Babele, ad esempio, è citata come un monito contro l'orgoglio e l'esagerazione, non come un obiettivo da ricercare".

Hall Jr JR

1. STORIA ED EVOLUZIONE

Il tema religioso, fin dai tempi più remoti, ha spinto gli uomini a edificare simboli come rappresentanti del legame diretto tra uomo e divino. Le prime torri costruite come significato simbolico risalgono ad alcuni millenni a.C.; denominate "ziggurat" e nate in Mesopotamia, presentavano dei gradini accavallati uno all'altro con una dimensione che diminuiva al crescere della quota. La Torre di Babele, il mito narrato nel libro della Genesi, innalzata nell'antica Babilonia, rappresenta proprio il volere dell'uomo di entrare in contatto con il cielo. Archeologicamente parlando, si correla il biblico edificio alla mastodontica ziqqurat Etemenanki, costruita nel secondo millennio a.C.. La sua base, verificata archeologicamente, era un quadrato di 91 metri di lato con un'altezza che potrebbe aver raggiunto i 91 metri.

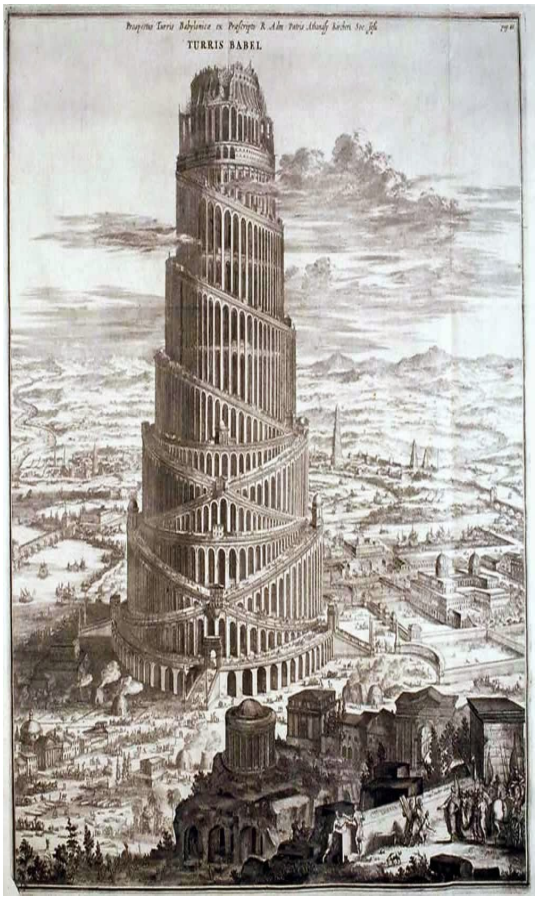


Figura 1.1 - La Torre di Babele secondo Athanasius Kircher – 1679

Nell'antico Egitto, le prime costruzioni a sviluppo verticale furono le piramidi; esse fungevano da dimora funeraria e venivano realizzate per volere del Faraone con lo scopo di testimoniarne la sua grandezza terrena.

Molti anni dopo, circa nel 25 a.C., l'architetto romano Vitruvio spiegò perché i condomini a Roma dovessero necessariamente svilupparsi in verticale: *"Tuttavia, con questa grandezza della città e l'affollamento in crescita di cittadini, è necessario fornire numerose abitazioni. Pertanto, poiché un sito pianeggiante non era in grado di ricevere una tale moltitudine di persone per abitare in città, le circostanze stesse hanno costretto il resort ad aumentare l'altezza degli edifici. E così per mezzo di pilastri di pietra, muri di mattoni bruciati, muri di pietra di macerie, torri sono state innalzate, e queste unite insieme da frequenti pavimenti di assi producono piani superiori con belle*

vedute sulla città con il massimo vantaggio. Pertanto, i muri vengono innalzati a una grande altezza attraverso vari piani." (Vitruvio, De architectura II, 8, 17, 15 a.C). Testo tradotto in italiano.

I condomini più alti nell'antica Roma, chiamati "insulae", erano quindi considerati una soluzione per far fronte all'aumento continuo della popolazione. Tuttavia, gli insulae risultavano molto pericolosi; vi era un elevato rischio di incendi mortali e, per via della scarsa qualità della costruzione, spesso tali edifici arrivavano a crollare. Di conseguenza, gli imperatori romani furono costretti ad intervenire stabilendo limitazioni sull'altezza degli edifici, limiti che non sempre venivano rispettati. Tra le insulae di Roma, la più alta si presume fosse la Felicles, poiché fu l'unica ad essere menzionata per nome tra le migliaia di insulae presenti in una guida di Roma del IV secolo. Un libro precedente, scritto da Tertulliano nel III secolo, suggerisce che l'Insulae Felicles avesse addirittura 12 piani. Purtroppo, attualmente, non vi è alcuna conferma archeologica di questa costruzione.

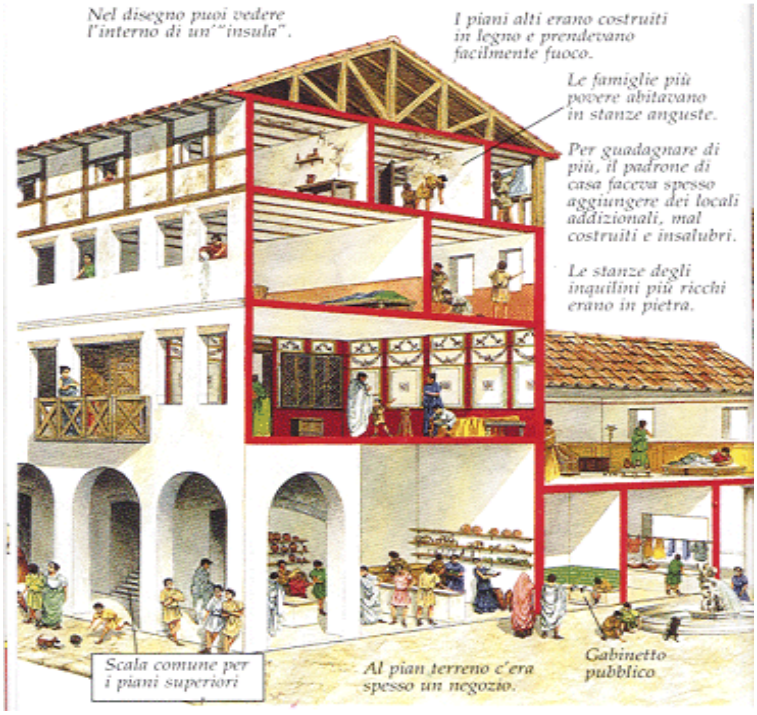


Figura 1.2 – Condominio dell'antica Roma

Figura 1.3 - Possibile posizione dell'Insula Felicles, l'Edificio di Felicula

In tempi meno remoti, il giorno di Natale dell'800, Carlo Magno venne incoronato Imperatore dei Romani da papa Leone III, fondando quello che fu in seguito conosciuto come l'Impero Carolingio. Con Carlo Magno si assistette ad un avanzamento nella storia dell'Europa occidentale in favore di un nuovo modello di impero. Egli riuscì a unificare diplomaticamente etnie diverse, riunendole tutte al cospetto di un'unica religione. È inerente a questo periodo l'inizio delle molteplici realizzazioni di chiese e torri, in particolare in Europa, nel continente asiatico e in Siria. Le torri cominciano a sorgere anche per scopi difensivi, definendo inoltre il perimetro di un luogo e una migliore visione esterna, lasciando la funzione simbolica ad altre costruzioni, come piramidi e obelischi. Da qui, e per molto tempo, il tema religioso sarà nuovamente quello che spingerà gli architetti e gli ingegneri verso l'edificazione di nuove torri, rendendole elementi caratteristici e unici per lo stile. Con il passare degli anni, si è andati verso una modifica della geometria

Figura 1.4 - Veduta attuale Torre di Pisa e Cattedrale di Santa Maria Assunta

costruttiva, passando da forme rettangolari/rotonde a semicircolari/poligonali. A partire dall'undicesimo secolo, le costruzioni verticali edificate nei complessi delle cattedrali assumono un ruolo preponderante rispetto alla dimensione della cattedrale stessa, con una crescente altezza e un aumento del loro numero. In Italia, nel 1173 viene inaugurata la Torre di Pisa, campanile di 56 metri della Cattedrale di Santa Maria Assunta.

Durante il periodo medievale, si assiste ad una crescita nella costruzione di edifici a sviluppo verticale commissionati dalle famiglie nobili come simbolo di potere delle famiglie stesse; questa tendenza provoca un disordine architettonico anche nei piccoli borghi in cui lo skyline risulta saturo di edifici. Un esempio è dato dalla cittadina di San Gimignano in Toscana, dove si ergono 72 torri che sfiorano anche i 51 metri.

Figura 1.5 - Veduta della città di San Gimignano (Toscana), Italia

La fine del Medioevo segna l'inizio del Rinascimento, Stato e Chiesa cominciano a dividersi e in Europa si iniziano a vedere differenti tipi di approccio verso l'architettura. Architetti e ingegneri perdono entusiasmo per le torri e i campanili; il fascino manifestato nell'Età di mezzo da tali

costruzioni non attrae più e, di conseguenza, si va in favore di nuovi edifici, più simili e necessari al nuovo sistema sociale che si sta instaurando in quel tempo. Si inaugurano infatti, da questo momento in avanti, nuove tipologie di costruzioni urbanistiche.

Nel XV secolo, il municipio di Bruxelles fu costruito per essere un simbolo del potere secolare, guadagnando preminenza sulla nobiltà e sulla chiesa. La sua torre è alta 97 metri.

Figura 1.6 - Municipio di Bruxelles, altezza di 37 metri esclusa la torre, Belgio - 1420

Un secolo dopo, la città scozzese di Edimburgo si trovò ad affrontare una crescita della popolazione in una città ormai di dimensioni ridotte rispetto al numero degli abitanti. Come in epoca romana, Edimburgo fu costretta a considerare l'altezza come soluzione. Vista la posizione collinare di Edimburgo, spesso le case dovevano essere costruite su un terreno in pendenza; in tal caso i piani nella parte anteriore dell'edificio erano limitati, viceversa nella parte posteriore.

Circa sessant'anni dopo, nel 1753, iniziò la costruzione del Royal Exchange. L'edificio disponeva di unità residenziali e spazi commerciali, suddivisi in quattro piani nella parte anteriore e dodici in quella posteriore che raggiungeva un'altezza massima di 36 metri. Il Royal Exchange fu probabilmente uno degli ultimi edifici a sviluppo verticale costruiti a Edimburgo in quel periodo.

Durante il corso del XVIII secolo, la rivoluzione industriale genera una nuova corrente di pensiero: il concetto di "Liberté, Égalité, Fraternité". La monarchia viene quindi capovolta e la Chiesa cattolica romana viene pervasa da un nuovo movimento culturale: l'Illuminismo.

Uno dei primi ambienti cattolici a consentire la ricerca scientifica fu il monastero benedettino di Kremsmünster in Austria. Tra il 1749 e il 1758, il monastero costruì un osservatorio chiamato Mathematische Turm. Poiché l'astronomia era l'obiettivo principale di tale edificio, l'architetto Desing progettò una torre alta 49 metri con l'obiettivo di porre l'osservatorio sulla

cima. All'epoca c'era poca esperienza con costruzioni in pietra per edifici di quell'altezza, di conseguenza, parte della torre incompiuta crollò nel 1755. Tuttavia, la costruzione fu ripresa e completata per entrare in funzione nel 1758.

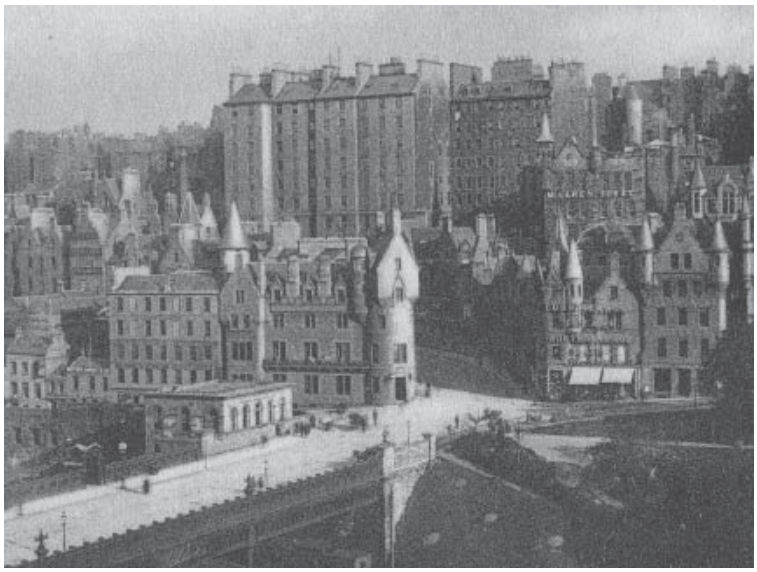


Figura 1.7 - City Chambers, formerly the Royal Exchange (36 m) in Edinburgh, 1753 - CTBUH Journal Issue I (2011)

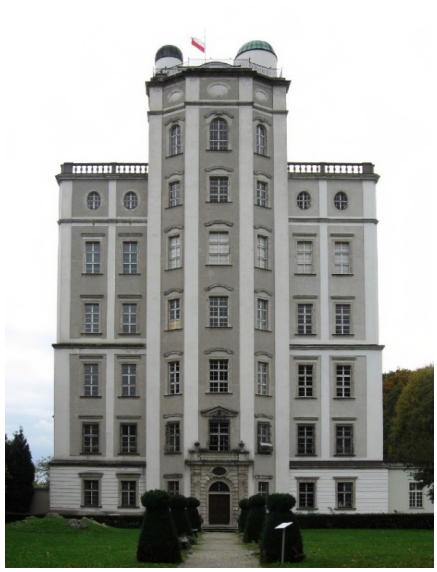


Figura 1.8 - Mathematische Turm, Kremsmünster, 1758 - CTBUH Journal Issue I (2011)

Più di 150 anni fa le città avevano un aspetto molto diverso da come appaiono oggi. Le unità immobiliari e gli spazi commerciali raramente superavano altezze degne di nota, i paesaggi urbani tendevano ad essere piatti e uniformi, a parte monumenti, templi, municipi e cattedrali.

*"Storicamente, la parola 'torre' designava la chiesa e il municipio fino alla nascita del grattacielo. Il principale cambiamento evolutivo è avvenuto quando, da una torre di guardia 'Campanile del Rinascimento' o 'minareto dell'architettura islamica', si è passati all'edificio adibito ad uffici." (*Beedle LS et al., 2007). Testo tradotto in italiano.

I progressi più importanti che hanno portato i *tall buildings* a dominare gli skyline delle città attuali sono due:

1. Nel 1853, l'inventore Elisha Graves Otis presenta il primo ascensore. Da quel momento in poi sarà possibile spostarsi in verticale ad una velocità maggiore e con sforzo minore rispetto all'utilizzo di una scala.
2. Nel 1870 entrano in commercio i telai in acciaio, molto più resistenti e leggeri degli allora attuali in legno e ghisa.

I telai in acciaio ignifugo erano in grado di sopportare il peso di più piani, consentendo ai progettisti di spingersi a quote maggiori senza il rischio di crolli accidentali. Inoltre, lo scheletro dell'edificio divenne molto meno soggetto ad incendi, grazie alle innovative proprietà del nuovo materiale.

"Questo nuovo metodo di costruzione ha ridotto lo spessore delle pareti, aumentato lo spazio prezioso sul pavimento e, poiché pesava molto meno della muratura, ha consentito enormi aumenti di altezza. Liberata dai vincoli della costruzione tradizionale, la facciata potrebbe ora essere aperta con finestre per massimizzare la quantità di luce diurna che raggiunge l'interno dell'edificio." (Dupré J., 2001). Testo tradotto in italiano.

Nella costruzione di un grattacielo, oltre al materiale, è di fondamentale importanza fornire una base solida come supporto all'edificio, come specificato nel testo di Sonder B.: *"Il metodo egiziano di base allargata non funzionò per i grattacieli poiché un peso eccessivo avrebbe gravato su un'area troppo piccola. I costruttori moderni dovettero passare a un altro metodo antico, l'uso romano di pali, che venivano conficcati nel terreno fino alla base rocciosa."* (Sonder B., 1999). Testo tradotto in italiano.

Figura 1.9 - Otis mostra pubblicamente il primo ascensore di sicurezza al mondo: taglia drasticamente il cavo e la

Parigi fu una di quelle città particolarmente influenzate dall'arrivo di materiali moderni per l'edilizia. Infatti, nel 1885, G. Eiffel presentò un piano per la costruzione di una torre alta 300 metri. Fu uno dei primi progetti a presentare una struttura in acciaio con quattro appoggi in ferro, un sistema innovativo per contrastare le avversità atmosferiche.

Figura 1.10 - Torre Eiffel presentata alla "Exposition Universelle" di Parigi nel 1889

Il grattacielo nasce principalmente per soddisfare due differenti esigenze: massimo sfruttamento di superfici urbanistiche, per far fronte al progressivo aumento della popolazione, e necessità di elogiare il pregio di ciascun finanziatore. In precedenza, i livelli di un edificio più apprezzati erano i primi due fuori terra, poiché raggiungibili con le scale in minor tempo. I livelli superiori invece, di ridotto valore economico, erano spesso destinati alla servitù dello stabile. Questa diversificazione sociale si evidenziava anche nel progetto estetico esterno, infatti i primi piani erano ricchi di elementi decorativi ed inoltre dotati di balconi. Con l'invenzione di Otis, la possibilità di spostarsi verticalmente in modo rapido ribaltò la situazione: i livelli più alti, maggiormente insonorizzati dai rumori della città e solitamente più luminosi, divennero i più lussuosi.

La storia dei *tall buildings*, come vengono intesi oggi giorno, nasce nel Nord America, più precisamente nell'attuale metropoli di Chicago. Nel 1871, tale città fu quasi totalmente demolita da un incendio, il fuoco divampando divorò case che per la maggior parte erano composte da legno e ghisa. Dopo il disastro, le attività edilizie vennero spinte a riedificare rapidamente la città incoraggiati dall'ottimo periodo di crescita economica che gli Stati Uniti stavano vivendo. La ricostruzione doveva essere anche efficiente, gli edifici dovevano risultare sicuri e le aree urbanistiche dovevano essere sfruttate al massimo. A seguito del disastro, venne innalzato il primo edificio a sviluppo verticale della storia moderna: l'Home Insurance Building, disegnato da

William Le Baron Jenney, architetto formatosi in uno dei primi istituti che affrontarono il tema *tall buildings*, la Scuola di Chicago. Da quel momento in poi, le imprese cominciarono a edificare costruzioni non più interamente in muratura ma includendo anche una struttura metallica, che consentiva all'edificio un maggiore sviluppo in altezza e allo stesso tempo una migliore resistenza strutturale.

Louis Sullivan definiva un edificio a sviluppo verticale come segue: *"Da un punto di vista generale, questi sono i requisiti pratici. Occorrono: primo: un sotterraneo per le caldaie e gli impianti, ecc. – in breve gli impianti per l'energia, il riscaldamento, l'illuminazione, ecc. -; secondo: il cosiddetto pianterreno destinato ai negozi, alle banche, o ad altre funzioni necessitanti di ampie superfici, grandi spazi, notevole illuminazione, diretta accessibilità; terzo: un secondo piano direttamente accessibile attraverso le scale – di solito uno spazio ampliamente frazionato, indipendente dai vincoli strutturali, generosamente vetrato e con ampie aperture; quarto: sopra quelli, un numero indefinito di piani per uffici, un volume dopo l'altro, ogni volume uguale all'altro – ogni ufficio è simile a una cella di alveare, un semplice compartimento e nulla più -; quinto e ultimo: al culmine di questa piramide vi è uno spazio o un piano che, in quanto relazionato alla vita e all'utilità della struttura, possiede una natura fisiologica – precisamente l'attico… Infine, o meglio, all'inizio, vi deve essere al pianterreno un ingresso principale o un'entrata comune per tutti gli utenti e i visitatori dell'edificio…"*

(Louis Sullivan, 1896). Testo tradotto e adattato in italiano.

Dal punto di vista ingegneristico e architettonico, il *tall building* più innovativo dell'anteguerra fu senza dubbio il PSFS Building (Philadelphia Saving Fund Building) (1932), poiché fu portatore di innovazioni tecnologiche quali il progetto di un nuovo impianto di HVAC e una nuova capacità costruttiva più moderna.

Figura 1.11 - Home Insurance Building

Figura 1.12 - PSFS Building

Nel 1930 e nel 1931 a New York furono costruiti due degli edifici più alti del mondo: il Chrysler Building di 77 piani con i suoi 319 metri di altezza e l'Empire State Building di 102 piani con 381 metri di altezza. Quest'ultimo, considerato "l'ottava meraviglia del mondo", è stato costruito nel tempo record di 410 giorni. Dopo il sorgere di questi edifici, furono costruite strutture di 40, 50 e 60 piani in tutti gli Stati Uniti.

Figura 1.13 - Chrysler Building

Nel 1929 Wall Street fu colpita da una crisi nera, trascinando con sé anche il resto del mondo. Per rispondere al crollo economico, gli industriali Rockefeller fecero costruire un complesso di edifici tra il 1933 e il 1940. L'insieme di questi edifici è di notevole rilievo, non tanto per le altezze raggiunte, bensì per la nuova visione dei grattacieli intesi come ripetizione di sé stessi in grado di racchiudere al proprio interno spazi sociali.

Figura 1.14 - Empire State Building 1931

"I grattacieli iniziarono ad apparire a Shanghai, Hong Kong, San Paolo e in altre grandi città asiatiche e latinoamericane negli anni '30, con l'adesione dell'Europa e dell'Australia entro la metà del secolo."
(National Geographic Society, 2007). Testo tradotto in italiano.

Il 4 aprile 1973 vengono inaugurate le WTC (World Trade Center 1 e 2), meglio note come "Torri Gemelle". Forse una dei più grandi simboli di New York, il cui crollo, avvenuto solo trent'anni dopo, segnerà per sempre la storia degli Stati Uniti d'America.

Figura 1.15 – Le Torri Gemelle

Figura 1.16 – Rockfeller Center

A partire dagli anni '90, il settore delle costruzioni verticali viene accolto anche dagli altri stati del mondo: non è più solo l'America la protagonista di questa filosofia costruttiva. Ne sono un esempio la Jin Mao Tower cinese e le Petronas Towers di Kuala Lumpur. Nello stesso frangente, negli Emirati Arabi vi è una città in fase di costruzione: Dubai, dove la National Bank, il primo grattacielo realizzato nella città, spingerà altri finanziatori a realizzare costruzioni ad alto livello tecnologico per soddisfare i più abbienti. In Europa, negli stessi anni, viene edificata la Commerzbank di Francoforte, realizzata con sistemi avanzati ed efficienti, premendo per la prima volta sull'argomento sostenibilità. Le tematiche dell'era contemporanea derivano proprio dalle sperimentazioni e dagli sviluppi ottenuti negli anni Novanta.

1.1 La storia dei *tall buildings* in Italia

In Italia, lo scenario degli edifici a sviluppo verticale si evolve in maniera più decisa solo a partire dagli anni Trenta, grazie alle grandi variazioni urbane promosse dalle politiche nazionaliste del tempo, portando alla costruzione di opere di elevata monumentalità. È proprio un architetto esponente del Regime, Piacentini, che dopo gli studi svolti sull'architettura americana, progetta Torrione INA di Brescia (1928), univocamente riconosciuto come il primo grattacelo italiano. Due anni dopo, lo stesso ideatore lavora alla costruzione di un'altra torre, la Torre Piacentini, questa volta nel capoluogo Ligure. La torre di Genova deterrà per quasi vent'anni il record di struttura in cemento armato più alta d'Europa.

Figura 1.17 - Torrione INA Brescia

Analogamente a Torino, grazie ad un progetto di ricostruzione delle zone centrali, nel 1933 si innalza il primo edificio a sviluppo verticale residenziale: Torre Littoria. Il progetto, che ha visto la cooperazione tra l'architetto Armando Melis de Villa e l'ingegner Bernocco, presenta una parte basale di nove piani nella quale poggia una torre di 19 piani che misura 87 metri di altezza; l'edificio raggiunge un'altezza totale di 109 metri, se si considera l'antenna metallica posta in cima.

Figura 1.18 - Torre Piacentini

Attualmente nel capoluogo piemontese è presente un *tall building* premiato con il riconoscimento Leed (Leadership in Energy and Environmental Design) Platinum, il livello massimo assegnato dal Green Building Council. Si tratta del grattacelo Intesa Sanpaolo, progettato da Renzo Piano. Un edificio all'avanguardia per sostenibilità ambientale e innovazione architettonica; con i suoi 166 metri di altezza è diventato un simbolo della Torino più moderna.

Figura 1.19 - Grattacelo Intesa San Paolo a Torino

Figura 1.20 - Piazza Castello e la Torre Littoria di Torino in una cartolina degli anni Trenta.

Se a Brescia si erge il primo grattacielo italiano negli anni Trenta, sarà però il capoluogo lombardo a sperimentare l'architettura di importazione americana. Nel secondo dopo guerra, Luigi Mattioni progetta Torre Breda, alta 117 metri e realizzata nel 1955. Tale costruzione, definita come l'edificio in cemento armato più alto del mondo, chiamata "il grattacielo di Milano", supera la soglia di altezza della Madonnina ubicata sopra il Duomo. Pochi anni dopo, la skyline di Milano continua a mutare, soprattutto grazie a costruzioni come torre Velasca (1958) dei BBPR, e grattacielo Pirelli (1960) di

Giò Ponti. Entrambi gli edifici, pezzi unici ancora oggi, nascono sulla scia delle nuove tecnologie che si stavano affacciando sul territorio Nazionale.

Attualmente è la *Torre Unicredit di Milano, quartier generale dell'omonimo gruppo bancario,* **il *tall building* che detiene il record italiano in altezza. Sono tre edifici** *realizzati interamente in ferro e vetro, dove il più alto tra loro misura 156 metri, per un totale di 31 piani.*

Figura 1.21 - Veduta attuale Skyline di Milano

2. CLASSIFICAZIONE

In base ai dati forniti dalla American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), gli edifici a sviluppo verticale possono essere classificati in tre modi:

- Tall, sopra i 100 metri;
- Supertall, sopra i 300 metri;
- Megatall, sopra i 600 metri.

La società americana, nel 2015, ha identificato nel mondo 1730 Tall buildings, 80 Supertall buildings e 27 Megatall buildings.

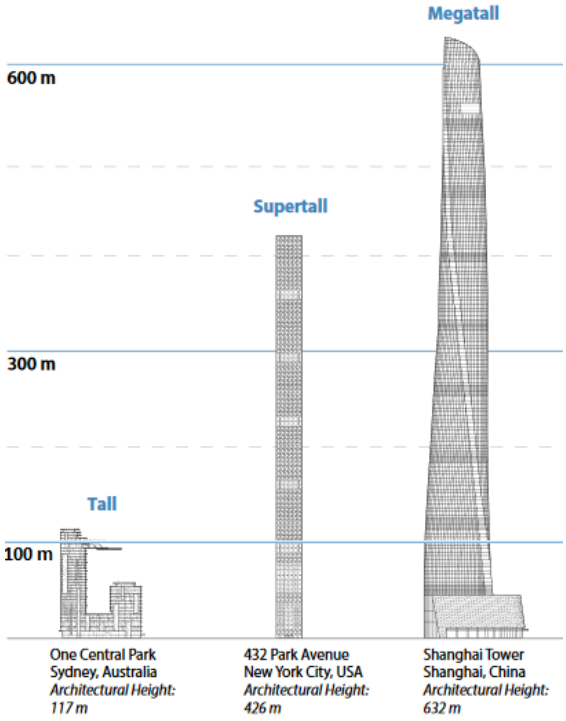


Figura 2.1 – Classificazione edifici a sviluppo verticale - CTBUH, Height Criteria for Measuring & Defining Tall Buildings Paper (2020)

Invece, secondo il Council on *Tall Buildings* and Urban Habitat (CTBUH), *"che sviluppa gli standard internazionali per misurare e definire gli edifici alti ed è riconosciuto come arbitro per il conferimento di designazioni come "L'edificio più alto del mondo""*, non c'è una vera e propria definizione per gli edifici che non superano i 300 metri di quota. Tuttavia, in base al CTBUH, vi sono alcuni criteri che possono accreditare la definizione di "Tall" ad un edificio che si sviluppa verticalmente:

- L'altezza è relativa al contesto: un edificio di 17 piani, in una città dove le altre costruzioni dispongono di molti livelli, come New York o Tokyo, potrebbe non essere considerato come "Tall". Viceversa, un edificio con gli stessi piani collocato in una cittadina europea di provincia, dove rispetto alla media risulterebbe più alto, rientrerebbe nella definizione di "Tall".

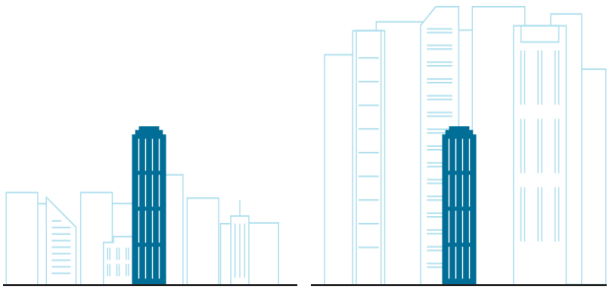


Figura 2.2 - CTBUH, Height Criteria for Measuring & Defining Tall Buildings Paper (2020)

Figura 2.3 - Grattacielo Lancia a Torino, 17 piani e 62 m di altezza

VS

Figura 2.4 - Izumi Garden Residence a Tokyo (indicato dalla freccia), 32 piani e 116 m di altezza

- Proporzioni: un edificio più snello può sembrare apparentemente molto più alto rispetto ad un altro che copre, a livello di base, una grande area urbana.

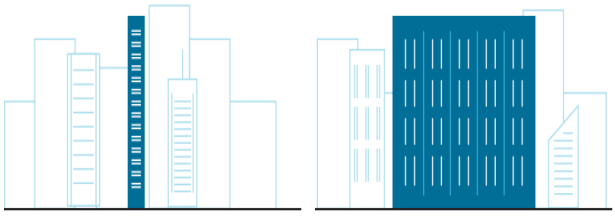


Figura 2.5 – CTBUH, Height Criteria for Measuring & Defining Tall Buildings Paper (2020)

Figura 2.6 – Edificio Foster + Partners Tower, New York

VS

Figura 2.7 - Merchandise Mart, Chicago. L'edificio commerciale più largo al mondo

- Tecnologie adottate: un edificio deve possedere un mezzo di trasporto verticale all'avanguardia, una struttura interna in grado di resistere alle forze esercitate dal vento nelle quote più alte, un impianto di climatizzazione efficiente, ecc.

Sebbene il numero di piani sia uno scarso indicatore della definizione di un edificio alto, a causa delle possibili destinazioni finali di ogni livello, in base al CTBUH, *"un edificio di almeno 14 piani o con più di 50 metri di altezza può essere definito un Tall building"*.

2.1 Metodi per la misura dell'altezza

La misura, riconosciuta dal CTBUH, valuta l'altezza dell'edificio a partire dal livello dell'ingresso più basso, significativo, all'aperto e pedonale[1] considerando come estremi superiori tre punti a tre altezze diverse:

1. il punto architettonico più alto dell'edificio, comprese le guglie ma escluse le antenne, la segnaletica, i pennoni o altra attrezzatura tecnico-funzionale. Questa misura è la più utilizzata, ed è impiegata per definire la classifica CTBUH degli Edifici più alti del mondo[1];
2. il livello del pavimento del piano più alto occupabile all'interno dell'edificio[1];
3. il punto più alto dell'edificio, indipendentemente dal materiale o dalla funzione dell'elemento più alto[1].

La figura qui di fianco evidenzia come le tre metodologie di misura elencate precedentemente possano fornire risultati alquanto differenti.

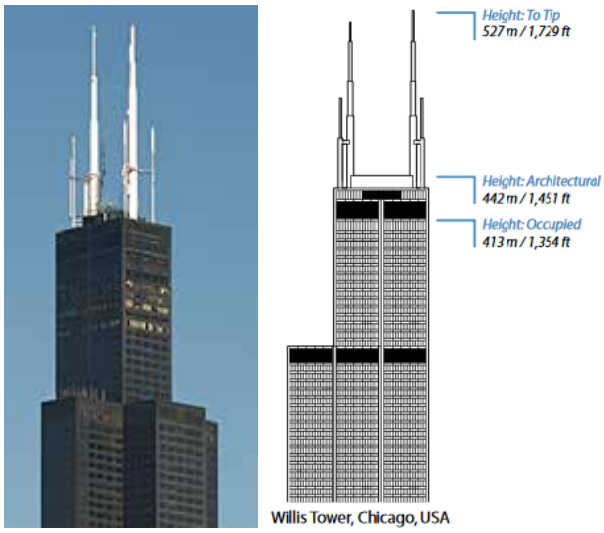


Figura 2.8 – CTBUH, Height Criteria for Measuring & Defining Tall Buildings Paper (2020)

[1] *CTBUH Paper*

2.2 Gli edifici più alti al mondo

Il settore degli edifici a sviluppo verticale è in continuo sviluppo. A livello ingegneristico, i progettisti si scontrano ogni giorno con sfide sempre più difficili, per appagare le ambizioni dei committenti che puntano ad avere una costruzione che ne simboleggi la loro importanza. La passione, l'ossessione e la necessità di costruire strutture altissime spingono l'edilizia moderna a migliorarsi ogni giorno.

Nel 1972, il CTBUH ha compilato per la prima volta un elenco dei cento edifici più alti al mondo; 36 si trovano nel Nord America, 41 sono in Asia e 16 in Medio Oriente. Secondo le informazioni ottenute dal portale sopracitato, nella seguente figura è riportato cronologicamente il superamento del record di altezza a partire dal 1890 fino alla data attuale:

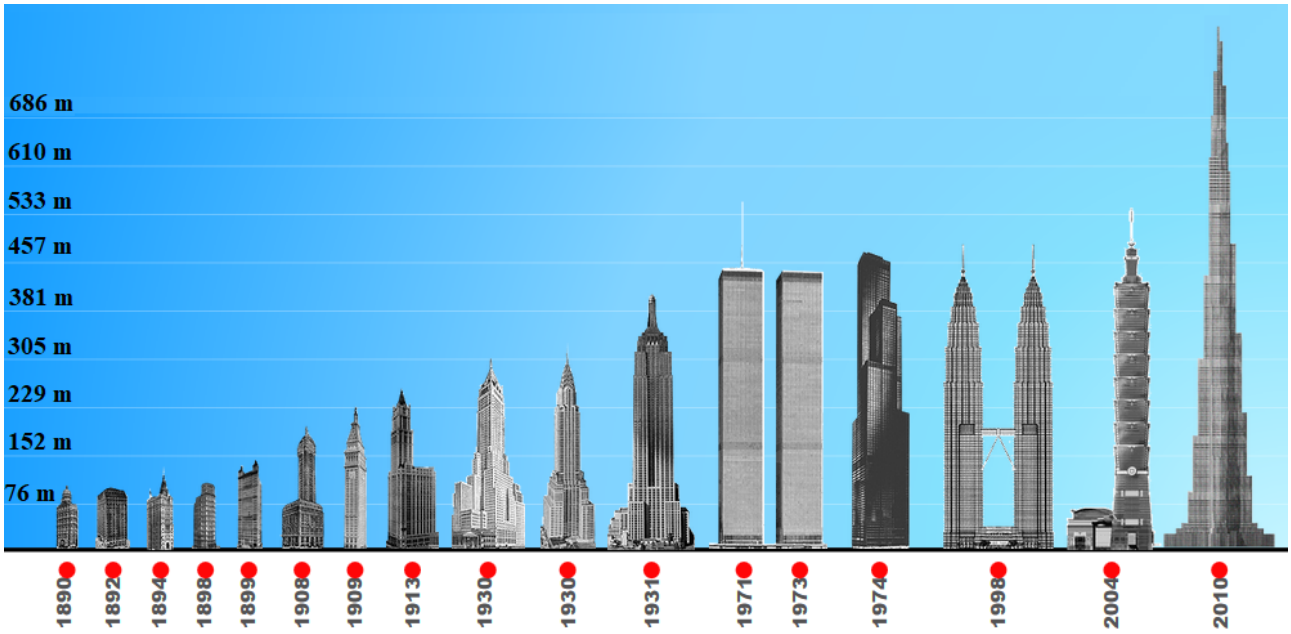


Figura 2.9 - Cronologia temporale dei grattacieli che hanno detenuto il titolo di "più alto del mondo" dal 1890 ad oggi - skyscraper.org

"Il numero di grattacieli, la loro altezza e il loro ritmo di costruzione sono barometri della prosperità degli affari. La storia dei grattacieli mostra un sorprendente parallelo con l'evoluzione geografica del movimento dei capitali sulla mappa del mondo."

(Mierop C., 1995). Testo tradotto in italiano.

Il crescente tasso di urbanizzazione degli ultimi decenni ha visto una tendenza accelerata nella costruzione di grattacieli in tutto il mondo, in particolare nelle economie emergenti. Attualmente, nella "Top three" mondiale, troviamo al primo posto il Burj Khalifa. Con i suoi 828 metri di altezza, suddivisi in 163 piani, risulta l'edificio più alto al mondo e fulcro dello sviluppo moderno del centro di Dubai. Si tratta di una costruzione principalmente residenziale: i piani inferiori sono occupati da un hotel, sopra il quale si trovano appartamenti condominiali fino al 124° livello, i 37 piani più alti, invece, sono riservati alle suite per uffici aziendali d'élite. Al di sopra del 156° piano, la torre della struttura passa dal cemento all'acciaio e sulla cima conclude l'edificio un tubo del peso di 350 tonnellate.
Seguono in classifica la Shangai Tower cinese (632 m), trattata successivamente come caso esempio, e, al gradino più basso del podio, il Makkah Royal Clock Tower sito alla Mecca, alto 601 m e suddiviso in 120 piani ad uso misto. Quest'ultimo è stato riconosciuto come la torre con orologio più alta al mondo.

3. ARCHITETTURA

Per la costruzione di un edificio a sviluppo verticale è necessario che l'architetto sia affiancato da un team di progettazione avente competenze in molteplici settori. I quesiti da affrontare in sede di sviluppo includono certamente considerazioni estetiche. Essi potrebbero riguardare: l'introduzione o meno di un ampio atrio, l'ubicazione di un parcheggio sotterraneo, l'utilizzo dei piani inferiori come spazi commerciali o ancora l'inclusione in progetto di appartamenti in affitto o condomini. Ognuna di queste possibilità porterebbe a dover considerare un'intera varietà di requisiti HVAC, influendo sull'ingombro stesso della struttura e limitando di conseguenza lo spazio adoperabile per le componentistiche meccaniche ed elettriche. Di conseguenza, le considerazioni sull'architettura che verranno trattate in questo capitolo sono di fondamentale importanza per la progettazione di un impianto meccanico. Le questioni riguarderanno la composizione del nucleo dei servizi principali, la determinazione dell'altezza da piano a piano, le caratteristiche delle facciate e l'influenza dello "stack effect" sull'edificio.

3.1 Nucleo di un *tall building*

Il nucleo di servizio può essere definito come *"un elemento che raccoglie gli spazi necessari per fornire connessioni verticali visive, fisiche e funzionali che funzionano efficacemente per distribuire i servizi attraverso l'edificio"* (Trabucco, 2010). La sua progettazione è estremamente complessa, in quanto deve saper soddisfare le esigenze degli occupanti e, allo stesso tempo, semplificare il passaggio dei servizi meccanici ed elettrici. Molto spesso però, le necessità di chi utilizza l'edificio non sono stabilite a priori e questo genera solitamente costi di sviluppo elevati. Infine, è di notevole rilievo la configurazione che viene associata al nucleo dell'edificio, poiché influisce direttamente sull'area netta utilizzabile e quindi vendibile, sul sistema strutturale, sui servizi, sulle prestazioni ambientali, sulle viste, sull'accesso, sull'uscita e altro ancora. Pertanto, il core deve necessariamente essere disposto sfruttando gli spazi nella maniera più efficiente possibile.

3.1.1 Posizione del nucleo

La posizione delle aree principali è importante in qualsiasi edificio, ma ancora di più negli edifici a sviluppo verticale, poiché, molto spesso, i sistemi di ventilazione e scarico vengono instradati all'interno del nucleo dove risiedono anche la maggior parte delle componentistiche meccaniche.
Secondo ASHRAE, si utilizzano comunemente tre tipi di core:

- Nucleo centrale;
- Nucleo unilaterale;
- Doppio nucleo.

Nei luoghi in cui il clima è caldo e umido si suggerisce di posizionare i nuclei sulle facciate est ed ovest per isolare maggiormente le zone interne. Invece, alcuni studi dimostrano che in un edificio con facciate vetrate a nord e a sud, occorre implementare una configurazione a doppio nucleo, collocando i core ad est e ad ovest dell'edificio, per riuscire a minimizzare la potenza necessaria per il raffrescamento.

In un edificio a nucleo centrale, la posizione del core è all'interno del perimetro, circondato da una superficie abitabile. La configurazione a nucleo centrale è presente nella maggior parte degli edifici a sviluppo verticale, poiché è in grado di fornire la massima flessibilità nella suddivisione architettonica del piano, caratteristica utile soprattutto in caso di un livello costituito da più ambienti. Inoltre, con questo metodo, è possibile far passare i condotti di climatizzazione da un lato all'altro attraverso il pavimento, sfruttando al massimo il potenziale del core. Il nucleo centrale offre vantaggi sia strutturali sia di progettazione: essendo rigido, risulta un mezzo adoperabile per resistere alle forze esercitate del vento e, grazie alla sua posizione, può essere sviluppato come spina centrale dell'edificio semplificandone la costruzione.

In un edificio con nucleo perimetrale, il core si trova sul perimetro della forma dell'edificio, ma non sporge oltre. Si opta per questa tipologia solo in alcuni casi: un edificio con pavimenti piccoli o confinante con un altro edificio già esistente. Queste circostanze offrono l'opportunità di introdurre l'aria esterna direttamente dal pavimento, aumentando, di conseguenza, l'efficienza dell'impianto di climatizzazione.

Negli edifici con ampie superfici di pavimento, possono invece essere necessari più nuclei per ridurre la distanza da percorrere per scale, servizi igienici e ascensori. In alternativa, è possibile trovare un singolo nucleo in posizione centrale per una parte dell'altezza e un altro sul perimetro che si occupa degli altri livelli. In questo caso si ha un edificio a nucleo misto, che include alcuni servizi di base in una posizione centrale e altri servizi di base in una posizione perimetrale.

Il CTBUH elenca una quarta tipologia di area di servizio: il nucleo sfalsato rispetto all'edificio (Fig. 3.1). Solitamente, la maggior parte degli edifici costruiti con questo tipo di core include aree con alcuni servizi principali anche al centro o nel perimetro, rientrando nella categoria a nucleo misto. Tuttavia, un nucleo sfalsato, secondo il Consiglio sui *Tall Buildings*, è definito tale se vengono rispettati i seguenti fattori:

- *"Il nucleo (o parti del nucleo) deve sporgere oltre il perimetro dell'edificio per almeno un terzo dell'altezza totale della costruzione. In questo caso, il perimetro dell'edificio è considerato la condizione limite della pianta della torre";*
- *"Vi devono essere quantità significative di servizi di fornitura di base oltre il perimetro dell'edificio. Ciò significa che, ad esempio, una singola scala sfalsata o un ascensore in vetro al di fuori del perimetro dell'edificio non denota un nucleo sfalsato"*;

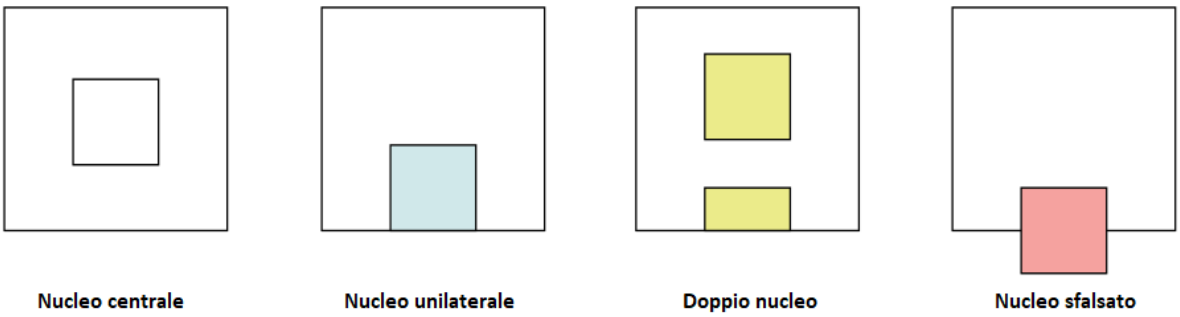


Figura 3.1 – Classificazione delle tipologie di nucleo. Offset Cores: Trends, Drivers and Frequency in Tall Buildings - CTBUH Journal Issue II (2019)

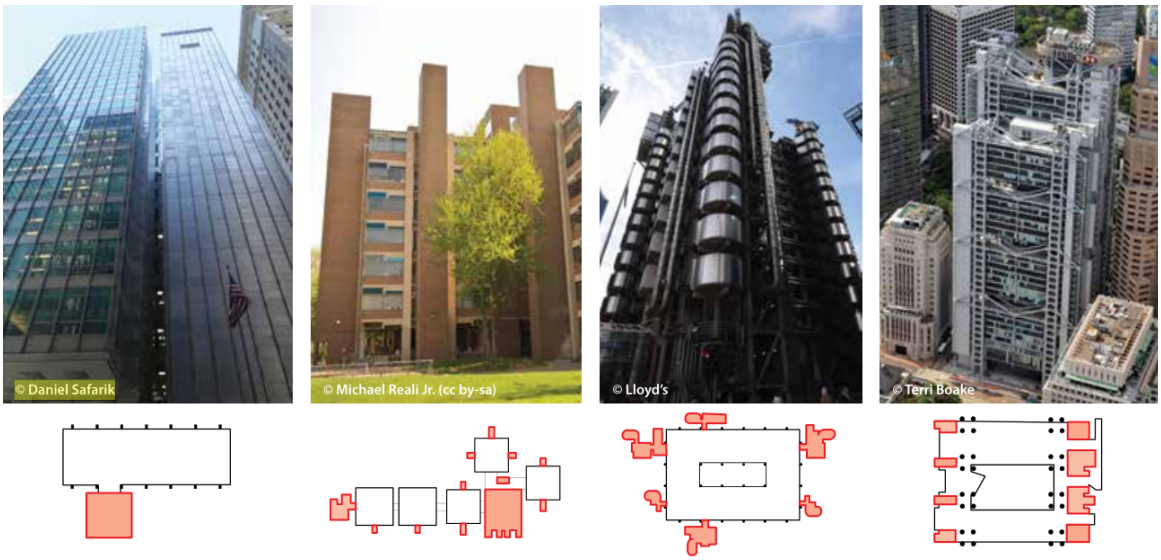


Figura 3.2 - Architettura/Design | 41CTBUH Journal | Edizione II 2019. L'ascesa della torre a nucleo sfalsato tra la metà e la fine del XX secolo. Da sinistra a destra: Inland Steel Building, Chicago, 1958; Richards Medical Research Laboratories, Philadelphia, 1965; e Lloyd's Building, Londra, 1986; Sede centrale della HSBC, Hong Kong, 1985.

3.1.2 Componenti principali del nucleo

In base ai dati forniti da ASHRAE, il nucleo deve sempre incorporare almeno le seguenti entità:

- Scale antincendio;
- Elementi di trasporto verticale, quali ascensori (per passeggeri, servizi o merci) e scale mobili;
- Servizi igienici per entrambi i sessi;
- Armadi quadri elettrici;
- Armadi per le telecomunicazioni;
- Locali per ventilatori (se la climatizzazione avviene da pavimento per ogni piano) o grandi pozzi di mandata e ripresa dell'aria (se la climatizzazione è regolata dai ventilatori centrali);
- Spazio per il transito delle varie componentistiche meccaniche ed idrauliche.

Dal punto di vista dell'assetto, la posizione dei servizi del core deve permettere di semplificare la gestione del passaggio degli occupanti da un

piano all'altro, tanto durante il funzionamento ordinario dell'edificio quanto durante una fase emergenziale di evacuazione.

A prescindere dalla norma locale in vigore, l'installazione di un minimo di due scale è sempre richiesta. Inoltre, sebbene gli ingressi delle scale debbano essere posizionati il più lontano possibile l'uno dall'altro, il codice impone una massima distanza tra esse che il progetto deve rispettare, aumentando il numero di scale antincendio fino al soddisfacimento dei requisiti imposti.

Negli edifici che superano approssimativamente i 15-20 piani, sono generalmente incluse più file di ascensori, in modo tale da soddisfare i criteri richiesti per l'intervallo di salita/discesa e per i tempi di attesa. Tuttavia, nella progettazione di un nucleo dove si impiegano più banchi di ascensori, diventa più complesso individuare efficacemente le posizioni in cui collocare le condutture HVAC, le tubazioni e le colonne montanti elettriche. Inoltre, un edificio commerciale alto di prima classe, include altresì i montacarichi di servizio, utilizzati per spostare materiali, merci o attrezzature.

La progettazione dei servizi igienici è guidata, come di consueto, dal codice edilizio locale, il quale impone un numero minimo di dispositivi (gabinetti, orinatoi e servizi igienici) per ogni sesso e il numero minimo di bagni per disabili. Questi ultimi, possono essere collocati all'interno dei bagni maschili, femminili o possono essere situati in un bagno unisex separato.
Per definire il numero minimo di dispositivi richiesti per entrambi i sessi è necessario valutare la densità di occupazione (persona per unità di superficie); in ogni caso il numero di impianti imposto dalla norma viene spesso superato a scopo cautelativo.
Inoltre, per piani dotati di superfici modeste, potrebbe essere necessario prevedere due servizi igienici per ogni sesso, per limitare la distanza di viaggio di qualsiasi occupante a una lunghezza ragionevole. Questo può portare all'introduzione di un nucleo ausiliario separato, più piccolo, lontano da quello principale, che conterrà il bagno aggiuntivo e ulteriori scale quando necessarie.

Un altro problema importante, nella progettazione di un nucleo, è il posizionamento degli armadi contenenti i quadri elettrici. Devono essere soddisfatti i criteri di potenza calcolati in fase di sviluppo e, al contempo, per non incorrere in sanzioni, non si devono oltrepassare i limiti di distanza

percorribile dal cavo di distribuzione del pavimento su un dato piano. In generale, su un piano con area maggiore di 2400 m2, sarà necessario più di un armadio elettrico.

L'armadio volto alle telecomunicazioni ha subito un'importante serie di cambiamenti nell'ultimo decennio. In origine vi era un solo fornitore di servizi telefonici, ma al giorno d'oggi, all'interno di un edificio di grandi dimensioni, si hanno fino a dodici società di telecomunicazioni che effettuano il trasferimento del servizio.
Ai livelli inferiori, sarà necessario uno spazio con più punti di ingresso per ciascun fornitore, per consentire il trasferimento del servizio da almeno due strade diverse garantendone la continuità in caso di emergenza.
L'armadio per le telecomunicazioni viene altresì utilizzato per ospitare i sistemi di allarme antincendio e di gestione dell'edificio. Questo spazio è presente su tutti i piani, pertanto può essere facilmente raggiunto dal personale addetto alla manutenzione o da quello operativo durante le emergenze.

La necessità di spazio e la disposizione per il transito di condutture HVAC verrà discussa nel Capitolo 4 "L'idronica negli edifici di grande altezza".

3.1.3 Schema esempio di un nucleo

L'esempio riportato in Figura 3.3 è interessante, poiché mostra una possibile configurazione di un nucleo con tre diversi banchi di ascensori passeggeri: quelli da PE1 a PE6 servono i piani inferiori, da PE7 a PE12 i livelli intermedi e infine da PE13 a PE17 i piani più alti.

Nel layout si può notare la presenza di un ascensore di servizio (SE1), di dimensioni maggiori rispetto agli altri, che serve tutti i piani dal seminterrato fino alla sala attrezzature meccaniche posta al livello più alto.

Nel progetto in esempio, l'area tra le sponde degli ascensori di media altezza è utilizzata per il bagno degli uomini, mentre lo spazio tra gli ascensori dei piani più alti è utilizzato per il bagno delle donne. Si utilizzano locali ventilati piano per piano, con il locale ventilatori posto nei pressi degli ascensori che servono i primi piani. Gli armadi per i quadri elettrici e per le

telecomunicazioni sono collocati ai lati del nucleo ad eccezione di quello per le componentistiche elettriche situato vicino al locale ventilatori.

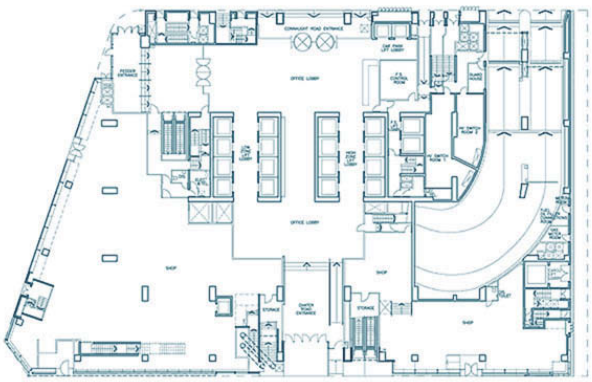


Figura 3.3.1 - Schema di un nucleo centrale al piano terra – ASHRAE - Design Guide for Tall, Supertall, and Megatall Building Systems (2020)

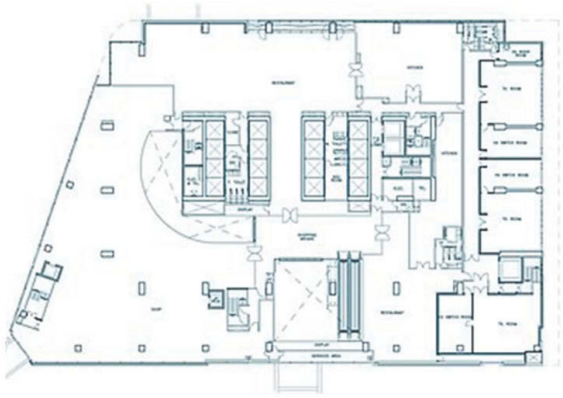


Figura 3.3.2 - Schema di un nucleo centrale al 2° piano - ASHRAE - Design Guide for Tall, Supertall, and Megatall Building Systems (2020)

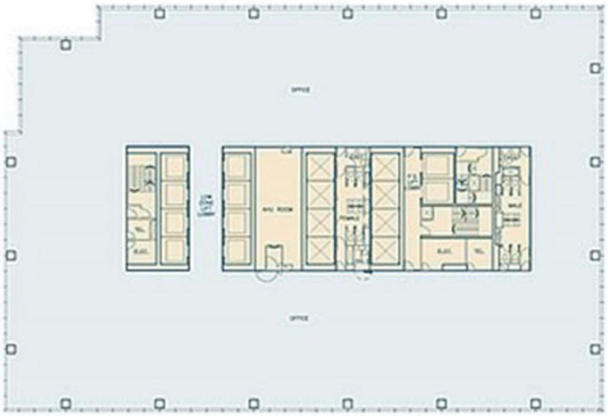


Figura 3.3.3 - Schema di un nucleo centrale al 5° piano - ASHRAE - Design Guide for Tall, Supertall, and Megatall Building Systems (2020)

Figura 3.3.4 - Schema di un nucleo centrale al 27° piano - ASHRAE - Design Guide for Tall, Supertall, and Megatall Building Systems (2020)

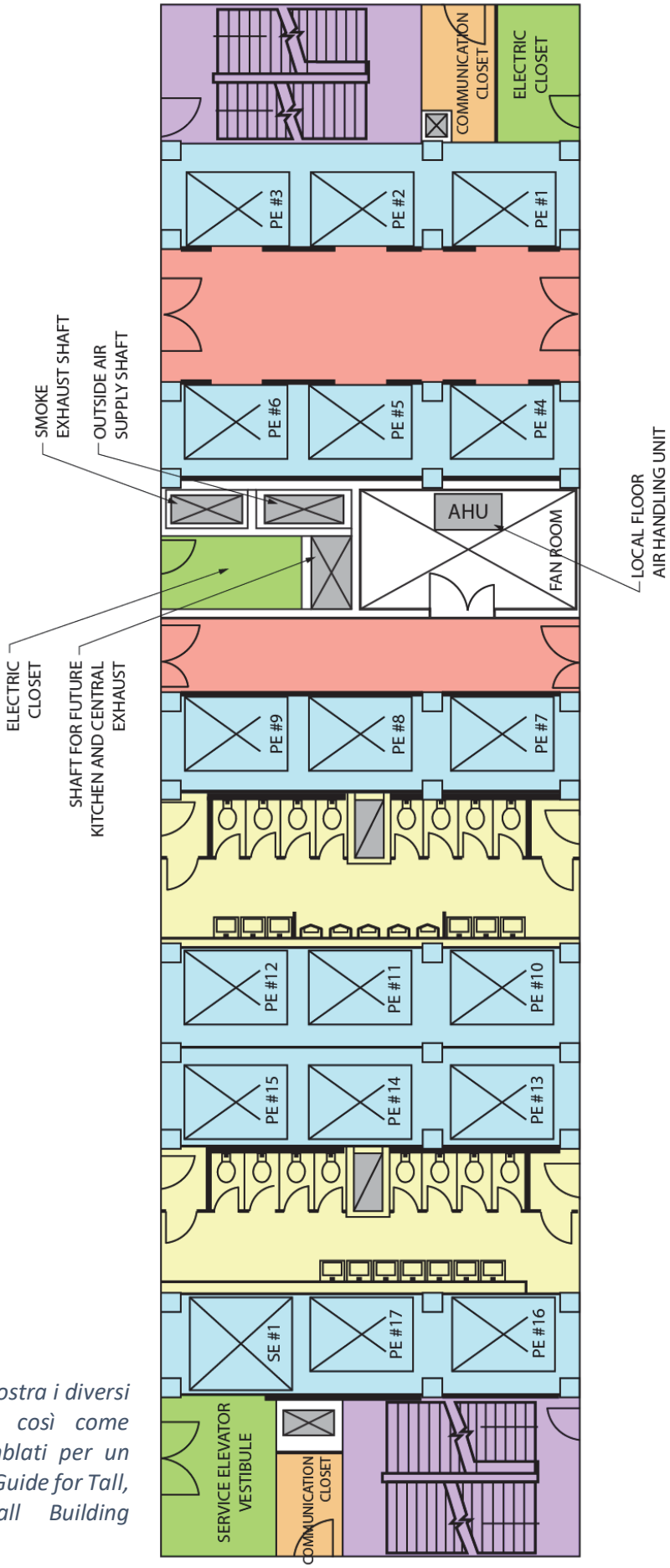


Figura 3.3.5 - La Figura mostra i diversi elementi in un nucleo così come potrebbero essere assemblati per un edificio. ASHRAE - Design Guide for Tall, Supertall, and Megatall Building Systems (2020)

3.2 Altezza interpiano

Il progetto del sistema solaio coinvolge attivamente ogni membro del team di progettazione, sia che si occupi della parte strutturale sia che abbia un ruolo nel campo meccanico, elettrico o antincendio. La collaborazione tra i professionisti coinvolti nella costruzione è fondamentale: le condutture, le tubazioni HVAC, l'illuminazione, il sistema di distribuzione elettrica e le tubazioni sprinkler devono essere completamente integrate nella costruzione. L'inclusione della componentistica nelle sedi strutturali potrà quindi determinare i requisiti di spazio tra la parte superiore del soffitto e la parte inferiore della soletta del piano superiore.
Il costo complessivo di un edificio a sviluppo verticale è influenzato dalla distanza pavimento-pavimento dei singoli piani; anche una piccola variazione di questa misura, se moltiplicata per il numero di piani, influenza notevolmente il bilancio economico della costruzione. Inoltre, un incremento di tale altezza aumenterebbe la lunghezza degli elementi strutturali verticali e dei componenti meccanici, idraulici ed elettrici. Di conseguenza, una piccola riduzione di spazio del sistema solaio può portare grandi benefici in termini di costo complessivo dell'edificio.
Il processo di progettazione comporta compromessi sia dal lato architettonico sia da quello ingegneristico. L'obiettivo principale del team è quello di fornire il compromesso più conveniente tra il sistema strutturale e gli elementi meccanici ed elettrici. Tutti i professionisti coinvolti, per massimizzare lo spazio vivibile, avranno il compito di ridurre la dimensione verticale della cavità del soffitto al minimo possibile.

Il cambiamento recente più significativo nella costruzione degli edifici consiste nell'introduzione nei locali adibiti ad uffici di spazi di lavoro sempre più "smart". La necessità di soddisfare le esigenze elettroniche connesse al lavoro "smart" ha portato, negli edifici commerciali alti, a considerare l'inclusione di un pavimento sopraelevato. Tali pavimenti, chiamati anche galleggianti, sono composti da un insieme di elementi metallici portanti che sostengono i pannelli calpestabili. Rispetto alla tipologia tradizionale, consentono di ottenere un'intercapedine per alloggiare servizi ed impianti, garantendo il trasferimento di prese elettriche e collegamenti informatici ad un costo relativamente basso. Sotto la superficie di calpestio, viene creato un volume tecnico senza barriere, vasto quanto l'intero piano dell'edificio e

sempre accessibile in ogni suo punto. Questa caratteristica permette inoltre di abbattere i costi rendendo non necessaria un'eventuale reinstallazione degli impianti a fronte di una modifica nella disposizione di un ambiente.
Nonostante si pensi che l'utilizzo dei pavimenti sopraelevati provochi una diminuzione dell'altezza interpiano, l'implementazione di un sistema di distribuzione della climatizzazione sottopavimento porterebbe ad un aumento di tale altezza.
L'altezza da pavimento a pavimento, richiesta per soddisfare le esigenze di un edificio alto adibito ad uffici, è solitamente compresa tra i 3,8m e i 4,1m, a seconda della norma locale in vigore. Prendendo come esempio la sezione mostrata in Figura 3.4, la distanza tra il fondo del soffitto e il fondo del pavimento superiore risulta essere 1,2 m. Questo spazio contiene gli apparecchi di illuminazione, i condotti, le tubazioni degli sprinkler e il sistema in acciaio strutturale che supporta la lastra. Qualsiasi modifica inerente alle dimensioni degli elementi raffigurati comporterà un conseguente aumento/diminuzione dell'altezza interpiano. L'utilizzo della tecnologia LED rende possibile l'impiego di apparecchiature con valori di illuminamento medio elevati a fronte di un minore ingombro semplificando l'instradamento delle altre componentistiche meccaniche ed idrauliche.

È consigliabile collocare un pavimento galleggiante alto circa 700 mm nelle aree utilizzate come data center. Invece, nei piani dedicati alle relazioni con i clienti, gli spazi sono normalmente aperti e richiedono un'altezza vivibile di almeno 3m, per consentire una facile comunicazione tra gli occupanti anche negli ambienti "open space".

Le discussioni riguardanti la progettazione vera e propria dell'altezza interpiano verranno trattate in modo tecnico nel Capitolo 5 "Caso studio".

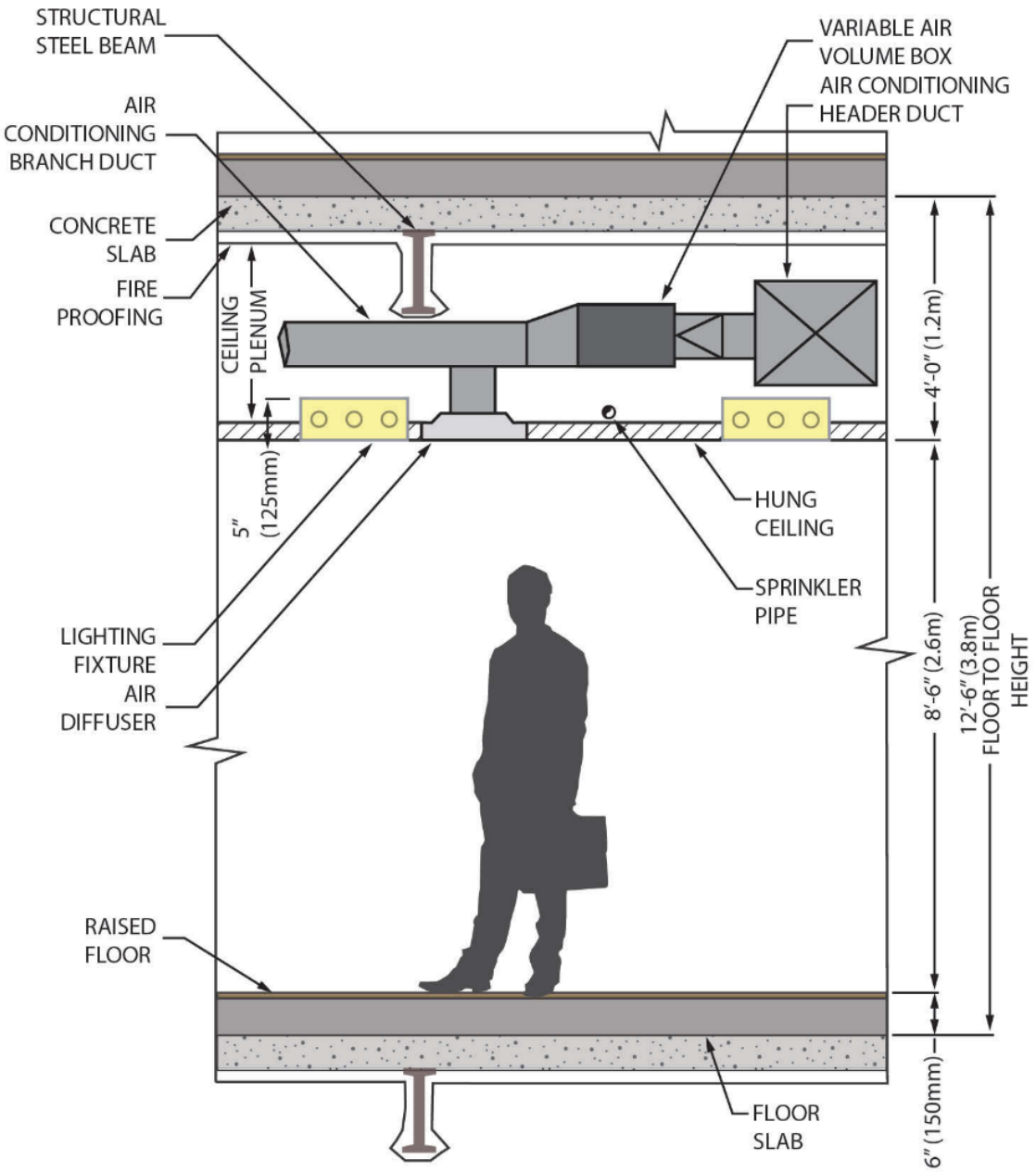


Figura 3.4 - Una tipica sezione di altezza interpiano. ASHRAE - Design Guide for Tall, Supertall, and Megatall Building Systems (2020)

3.3 La facciata

L'orientamento di un edificio è normalmente definito a priori dalla proprietà immobiliare che ne sviluppa il progetto architettonico; il progettista HVAC, in base alla disposizione dell'edificio pianificata, deve considerare un sistema di facciate che riduca al minimo i tassi di infiltrazione e i carichi solari.

Per gli edifici di modesta altezza, l'infiltrazione dovuta ai carichi di vento può essere significativa, in particolare nei siti in corrispondenza dei quali non sono presenti edifici adiacenti che possano mitigare forti correnti.

La presenza di edifici esistenti può inoltre determinare ombreggiature, che, a meno di un'eventuale demolizione, potrebbero ridurre il carico di raffreddamento annuale sul nuovo edificio proposto. Pertanto, una possibile costruzione o demolizione futura di edifici adiacenti deve essere considerata nei calcoli di bilancio per l'impianto di riscaldamento/raffreddamento.

Infine, se le strutture adiacenti presentano facciate in vetro riflettente, mediante la radiazione solare riflessa, possono incrementare il carico solare inizialmente valutato come piccolo o comunque meno influente.

3.3.1 Caratteristiche della facciata

L'involucro è uno degli elementi cruciali nella costruzione degli edifici a sviluppo verticale. L'esigenza di dover soddisfare adeguati canoni estetici e, al contempo, di risparmio energetico, rende l'involucro edilizio una delle parti più costose e rischiose dell'edificio. Progettare una facciata che abbia alte prestazioni è essenziale per ridurre al minimo il carico di raffreddamento, migliorare il comfort interno e mantenere una buona vista paesaggistica.

Secondo ASHRAE, la facciata, considerata come involucro edilizio e vetrate, svolge diverse funzioni:

- protezione da vento e pioggia;
- isolamento dal caldo d'estate e dal freddo d'inverno;
- riduzione della trasmissione della radiazione solare;

- eliminazione dell'abbagliamento;
- riduzione al minimo di infiltrazioni ed esfiltrazioni;
- controllo dei livelli di luce diurna;
- fornitura di luce diurna per minimizzare la domanda di elettricità per l'illuminazione e ridurre i carichi di raffreddamento associati;
- estetica;
- facilità di pulizia e manutenzione;
- consentire agli occupanti di controllare il loro ambiente;
- fornitura di ventilazione naturale;
- mitigazione della trasmissione del suono dall'esterno all'interno;
- sicurezza, in particolare ai piani inferiori;
- resistenza alle forti cariche di vento.

Un aspetto da prendere in considerazione nella valutazione di una facciata è la possibile presenza di infiltrazioni d'aria attraverso l'involucro dell'edificio. Questo fenomeno, che ha un impatto considerevole sui carichi energetici e di conseguenza sui costi associati, si verifica attraverso le aperture e passaggi della facciata, che possono variare in dimensioni, da grandi, quali porte e finestre, a minuscole, come crepe e fessure. La qualità della costruzione diventa quindi importante; per cui i giunti tra le finestre e la facciata dell'edificio devono essere adeguatamente sigillati per ridurre al minimo tali infiltrazioni. Il flusso d'aria esterno, che penetra nell'edificio, è per lo più determinato da differenze di pressione, causate a loro volta da raffiche di vento esterne o dal gradiente di temperatura tra interno ed esterno. In base alle indicazioni di ASHRAE, le infiltrazioni possono essere controllate mediante la ventilazione, pressurizzando i piani inferiori durante la stagione di riscaldamento e i piani superiori durante quella di raffreddamento.

Uno degli obiettivi principali nella progettazione di una facciata è quello di ridurre al minimo il solar gain (apporto solare), portandolo intorno al 10-20% della radiazione totale incidente. Tali livelli possono essere raggiunti riducendo al minimo l'area della finestra, ventilando la facciata e installando vetri orientabili. Una possibile soluzione per integrare questi metodi è una facciata a doppia pelle.

3.3.2 Definizione di facciata a doppia pelle

Una doppia facciata (Fig. 3.5) può essere descritta come una facciata composta da diversi strati, principalmente vetrati, separati da una cavità d'aria (chiamata anche intercapedine). Nell'intercapedine sono contenute la maggior parte delle apparecchiature automatizzate, come dispositivi di schermatura solare, prese d'aria motorizzate e ventilatori.

Gli strati della facciata, dall'interno verso l'esterno, sono elencati qui di seguito (Poirazis 2006):

- Vetri interni, a doppio vetro isolante (è possibile utilizzare un rivestimento trasparente basso emissivo, vetri a controllo solare, ecc.), possono essere aperti dall'utente per consentire la ventilazione naturale.
- Cavità d'aria tra i due vetri, a ventilazione naturale o meccanica. La larghezza dell'intercapedine può variare, in funzione del progetto, da 200 mm a più di 2 m; questa misura determina il modo in cui può essere mantenuta la facciata. La schermatura solare a controllo automatico può essere integrata al suo interno.
- Vetri esterni, solitamente a vetro singolo indurito.

Sulla base delle indicazioni di ASHRAE, le caratteristiche che contraddistinguono una facciata a doppia pelle rispetto ad una tradizionale sono le seguenti:

Figura 3.5 - Sezione di una facciata a doppia pelle - ASHRAE - Design Guide for Tall, Supertall, and Megatall Building Systems (2020)

1. riduzione della trasmissione solare dal 10% al 15%;
2. livello di isolamento acustico elevato;
3. ritorno dell'aria attraverso lo strato interno in cui si trovano le tende solari;
4. tende solari (e di conseguenza livello di luce diurna) possono essere automatiche o controllate dagli occupanti;
5. Aria esterna fornita ad alto livello, con ventilazione naturale, che rimuove il calore, facilitata attraverso la cavità;
6. L'aria di ritorno riscaldata può essere utilizzata per preriscaldare la portata d'aria proveniente dall'esterno;
7. Uso minimo dello spazio interno.

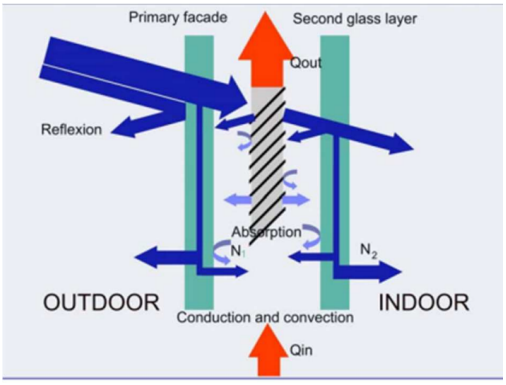


Figura 3.6 - Van der Aa Ad et al., Annex 44 – Final Report – Designing With Responsive Building Elements, Aalborg University (2011)

Secondo il BBRI (2002) le facciate a doppia pelle vengono classificate in base a:

- **Tipologia di ventilazione:** naturale, meccanica o ibrida. La ventilazione meccanica viene impiegata solo nei casi in cui le forze motrici naturali risultino insufficienti per gli scopi prefissati.

  Nelle facciate areate in modo naturale si possono adottare diverse modalità di ventilazione: mediante l'apertura manuale delle finestre o per via di prese d'aria motorizzate (Fig. 3.7) Al contrario, le facciate ventilate meccanicamente non sono, generalmente, dotate di prese d'aria.

Figura 3.7 - Presa d'aria motorizzata - Impact of double ventilated facades in building (2015)

- **Partizionamento della cavità d'aria**, riferito alla divisione fisica tra lo strato interno ed esterno della facciata. Si riportano in Tabella 3.1 le tipologie di facciate in base alla conformazione dell'intercapedine.

Moduli per facciate a un piano o a celle singole	L'intercapedine è suddivisa orizzontalmente e verticalmente a livello di ogni modulo di facciata. La dimensione della cavità d'aria è tipicamente di circa 15 cm. Il pannello interno in vetro può essere aperto per motivi di manutenzione. (Figura 3.9
Facciata a corridoio	Le facciate a corridoio sono caratterizzate da un'ampia intercapedine d'aria suddivisa a livello di ogni piano. La cavità d'aria situata tra le due pelli vetrate costituisce un corridoio su un intero piano o su più uffici adiacenti. (Figura 3.11)
Facciata multipiano	Le facciate a più piani non sono divisibili né verticalmente né orizzontalmente. L'intercapedine presenta griglie metalliche a livello di ogni piano che ne consentono la circolazione agli addetti, in particolare per ragioni di manutenzione. (Figura 3.13)
Facciata a canale	Le facciate a canale sono costituite da un'alternanza di finestre a cassonetto e segmenti di pozzo verticali. Ad ogni piano, i vani verticali sono collegati con le finestre dei box adiacenti mediante un'apertura di bypass. L'effetto camino richiama l'aria dai box finestrini nei vani verticali e da lì fino in alto, dove viene emessa. (Figura 3.15)

Tabella 3.1 – Tipologia di facciata in funzione della conformazione dell'intercapedine

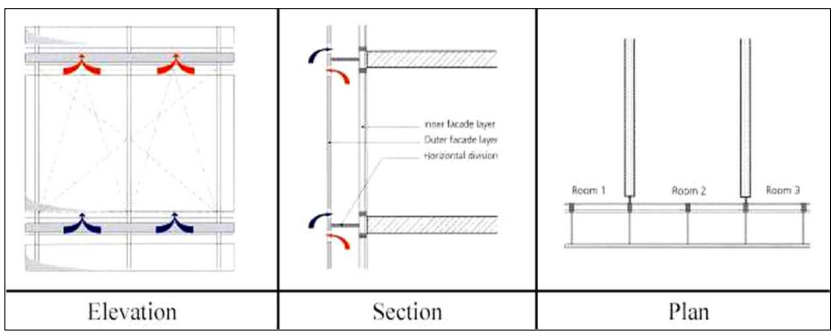


Figura 3.8 - VGR2016 – VIII Edizione

Figura 3.9 - Moduli di facciata a un piano - Impact of double ventilated facades in building (2015)

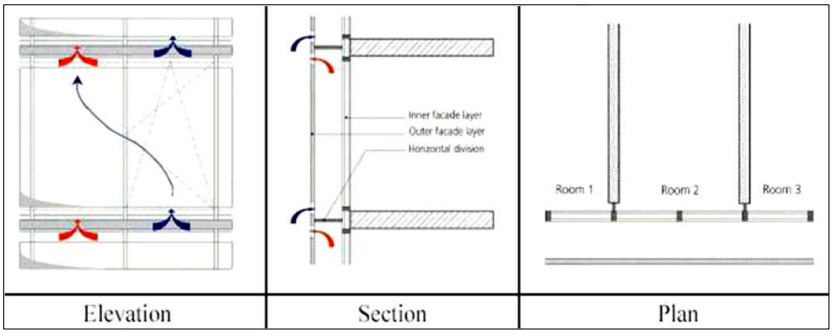


Figura 3.10 - VGR, VIII Edizione

Figura 3.11 - Facciata a corridoio - Impact of double ventilated facades in building (2015)

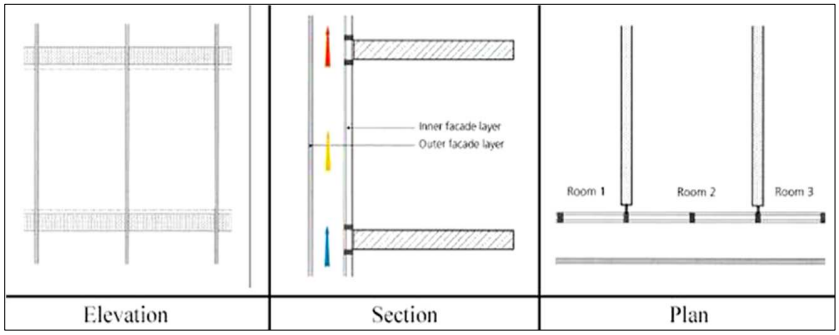


Figura 3.12 - VGR, VIII Edizione

Figura 3.13 - Facciata multipiano - Impact of double ventilated facades in building (2015)

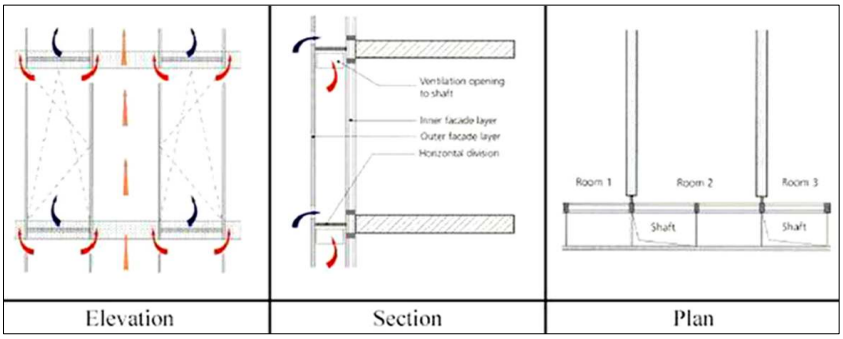


Figura 3.14 - VGR, VIII Edizione

Figura 3.15 – Facciata a canale - VGR, VIII Edizione

- **Modalità di ventilazione**, si riferisce all'origine e alla destinazione dell'aria che circola nell'intercapedine. In base alla presenza o meno di prese d'aria, la facciata potrebbe adottare cinque modalità di ventilazione (Fig. 3.16):

    1. barriera d'aria per esterno;
    2. barriera d'aria per interno;
    3. fornitura d'aria;
    4. espulsione d'aria;
    5. tenuta d'aria.

  Durante la stagione invernale è necessario serrare l'intercapedine in modo che l'aria si scaldi mediante irraggiamento solare e le dispersioni dal vetrocamera interno diminuiscano. Se la pelle esterna è fissa, e disposta come in modalità di ventilazione 1, deve essere garantito il surriscaldamento dell'aria tra gli strati. Nei mesi estivi invece, la cavità d'aria deve rimanere aperta così che la ventilazione contribuisca a raffrescare lo strato interno della facciata. In questo caso, se la pelle esterna non è mobile, le aperture devono essere dimensionate in modo tale da garantire un forte movimento dell'aria all'interno dell'intercapedine.

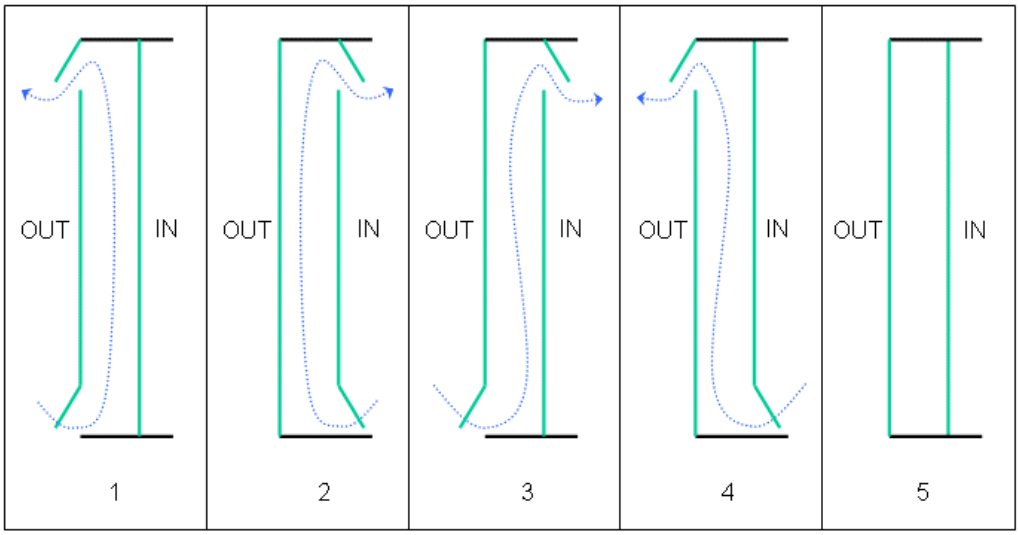


Figura 3.16 - Modalità di ventilazione - Impact of double ventilated facades in building (2015)

3.3.3 Ombreggiatura di un edificio alto

Nei *tall buildings*, l'utilizzo di dispositivi di gestione solare e ombreggiatura è un elemento indispensabile in molte tecniche di costruzione ecocompatibili. Lo scopo principale dell'introduzione di componenti schermanti negli edifici alti è quello di creare un ambiente interno confortevole che sia fresco d'estate e caldo d'inverno. I dispositivi ben progettati possono ridurre drasticamente il guadagno di calore solare dell'edificio, ovvero minimizzare le necessità di raffreddamento e migliorare la qualità dell'illuminazione negli spazi interni. Soprattutto nei climi in cui domina il caldo, le strategie di ombreggiatura hanno quindi un peso importante nella progettazione.

Solitamente vengono privilegiati dispositivi di ombreggiatura posti all'esterno, poiché, così facendo, sebbene la manutenzione delle tende risulti più complessa, parte della radiazione solare fatica a penetrare nello spazio interno.

Ogni facciata richiede una tecnica distintiva di schermatura; il prospetto nord non necessita di ombreggiatura, in quanto non avviene alcuna penetrazione solare ad eccezione dei mesi estivi nelle ore del mattino e della sera. Per minimizzare il fabbisogno energetico, nelle facciate esposte a sud si consiglia di orientare le tende orizzontalmente, viceversa, nelle parti est ed ovest si raccomanda di posizionarle verticalmente. La lunghezza della proiezione è decisa in funzione della geometria della finestra e dell'elevazione del sole a mezzogiorno.

Tali dispositivi consentono di eliminare completamente la penetrazione della radiazione solare in estate e ne permettono la penetrazione durante tutto l'inverno, favorendo in quest'ultimo caso la generazione passiva di calore. Invece, le tende collocate nella parte interna possono essere utilizzate solamente per il controllo dell'abbagliamento, ma non per diminuire l'apporto in termini di calore dovuto alla radiazione solare. La progettazione di dispositivi di ombreggiamento efficaci dipenderà quindi dall'orientamento rispetto al sole di ogni facciata dell'edificio.

Secondo IJRESM, i dispositivi di ombreggiamento possono essere classificati come di seguito:

a) Opaco mobile: tende a rullo, tende da sole ecc. Riducono i guadagni solari ma impediscono il movimento dell'aria e impediscono la vista esterna;
b) Feritoie: regolabili o fisse. In una certa misura ostacolano il movimento dell'aria e forniscono ombra all'edificio dalla radiazione solare;
c) Opaco fisso: sporgenze che proteggono dal sole e dalla pioggia.

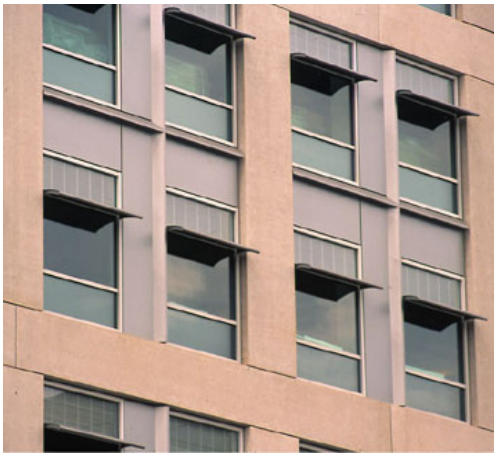


Figura 3.17 - Sporgenze opache fisse

Figura 3.18 - Tende a rullo sopra e feritoie sotto

Nella Tabella 3.2 si definiscono, in base ai dati forniti da Bansal (1988), i criteri di ombreggiamento per gli edifici nelle varie zone climatiche:

Clima	Requisiti
Caldo e secco	Ombreggiatura completa tutto l'anno
Caldo e umido	Ombreggiatura completa per tutto l'anno, ma il design dovrebbe essere fatto in modo che la ventilazione non sia influenzata
Temperato	Ombreggiatura completa solo durante le principali ore di sole ma tutto l'anno
Freddo e nuvoloso	Nessuna ombreggiatura
Freddo e soleggiato	Ombreggiatura solo durante i mesi estivi
Composito	Ombreggiatura solo durante i mesi estivi

Tabella 3.2 – Criteri di ombreggiamento

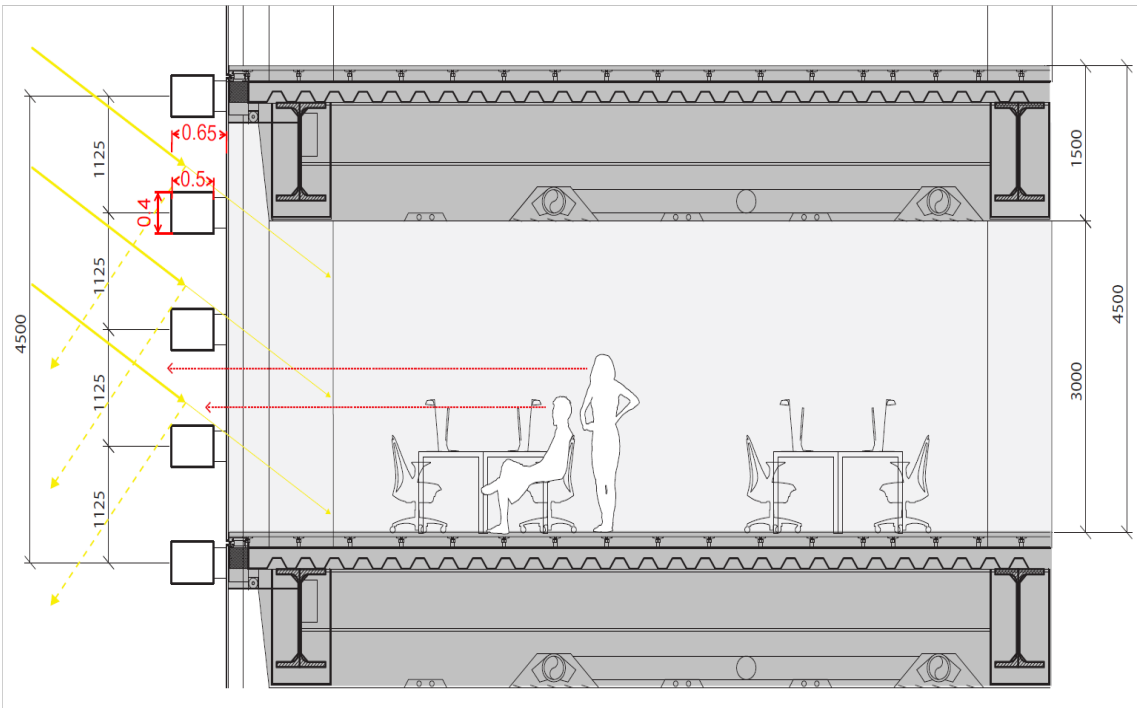


Figura 3.19 - Una tipica sezione di una facciata con elementi ombreggianti esterni - ASHRAE - Design Guide for Tall, Supertall, and Megatall Building Systems (2020)

3.3.4 Vetri e infissi per un edificio alto

Ci sono due fattori chiave che devono essere considerati quando si installano finestre su edifici con molti piani: il primo, e più importante, è la sicurezza durante il funzionamento e il secondo è la resistenza alle intemperie.

Nelle prime fasi della progettazione è necessario prendere in considerazione la decisione su come pulire, mantenere e riverniciare le finestre. È possibile adempiere a questi compiti sia dall'interno sia dall'esterno dell'edificio. Se viene scelta una strategia esterna, vengono impiegati impianti speciali quali ad esempio: attrezzature di accesso mobile sul tetto e/o discese in corda doppia (Fig. 3.20). Al contrario, se si agisce dall'interno, il design e la scelta della finestra sono fondamentali. Per questa metodologia esistono in commercio varie soluzioni che permettono di pulire dall'interno la parte di vetro esterna. Queste includono: inversione a vasistas, perno orizzontale, perno verticale, inversione dell'oscillazione laterale, guida laterale e, ovviamente, le finestre con apertura verso l'interno.

Figura 3.20 - Discesa in corda doppia per la pulizia dei vetri della facciata

Nel mercato attuale, oltre alle soluzioni tecnologiche ad alte performance ottenute grazie all'utilizzo di finestre con doppi e tripli vetri, possono essere presi in considerazione anche i vetri fotocromici, termocromici ed elettrocromici con proprietà tali da permettere al materiale di modificare i

suoi parametri, rendendolo più efficace nella risposta alle esigenze di comfort interno. I vetri fotocromici variano le proprie caratteristiche ottiche in funzione della loro esposizione ai raggi ultravioletti solari: maggiore è tale radiazione maggiore sarà l'oscuramento derivante. I vetri termocromici hanno proprietà ottiche che vengono alterate in funzione della loro temperatura: più è alta la temperatura, più il vetro si opacizza. I vetri elettrocromici, infine, si colorano a fronte di una tensione elettrica esercitata sul materiale, offrendo una soluzione in grado di fornire elevate prestazioni energetiche, con il risultato di un miglior comfort termico/visivo per gli occupanti, senza però compromettere la libertà di progettazione. Con questo tipo di vetro, l'utente ha la capacità, mediante un comando, di controllare dinamicamente e in modo reversibile il guadagno solare e la trasmissione della luce visibile. Un esempio delle prestazioni eccezionali di tale tecnologia è visibile in Figura 3.21.

Figura 3.21 - Vista esterna della Morgan Library presso la Colorado State University, dove sono stati installati vetri elettrocromici in un moderno design a cubo di vetro.

3.4 Effetto camino

Viene definito “effetto camino” il comportamento di un edificio durante la stagione fredda, quando, per effetto della convezione naturale, l’aria entra dai piani inferiori, fluisce attraverso l’edificio ed esce dai piani superiori.

La ventilazione naturale e le infiltrazioni sono guidate dalle differenze di pressione attraverso l'involucro dell'edificio, imputabili sia all’esterno, a causa dal vento e dalle differenze di densità dell'aria, sia all’interno, dovute principalmente ai dispositivi di combustione, ai canali di distribuzione termica che presentano perdite, ai sistemi di ventilazione meccanica e alle aperture nell’involucro dell’edificio.

Viceversa, nei climi caldi si può osservare un processo inverso: in questo caso, l'aria interna all’edificio risulta più fredda, quindi tende a fluire verso il basso creando un accumulo attorno alla parte inferiore dell'edificio; la differenza di pressione spinge l'aria fuori e aspira quella più calda dall’esterno. L’aria, risalendo, viene raffreddata nuovamente mediante gli impianti dell’edificio, generando in questo caso il cosiddetto “effetto camino inverso”. Tuttavia, maggior considerazione viene riservata all’effetto diretto, in quanto nella fase di progettazione risulta spesso più problematico.

Il differenziale di pressione creato dall'effetto camino è direttamente proporzionale sia alla quota raggiunta dall’edificio sia al gradiente di temperatura che si genera tra interno ed esterno. Sebbene tale ΔP si verifichi in tutti gli edifici, anche in quelli più bassi, la sua influenza risulta maggiore negli edifici alti. L’impatto dell’effetto camino in un edificio dipende, oltre che dal fattore altezza, dalla resistenza interna al flusso d'aria verticale, dalla posizione, dalle caratteristiche di resistenza al flusso delle aperture dell'involucro, dal terreno locale e dalla schermatura dell'edificio.

La figura sottostante evidenzia come il movimento dell'aria in entrata e in uscita dall'edificio aumenti all'aumentare della distanza dal livello di pressione neutra.

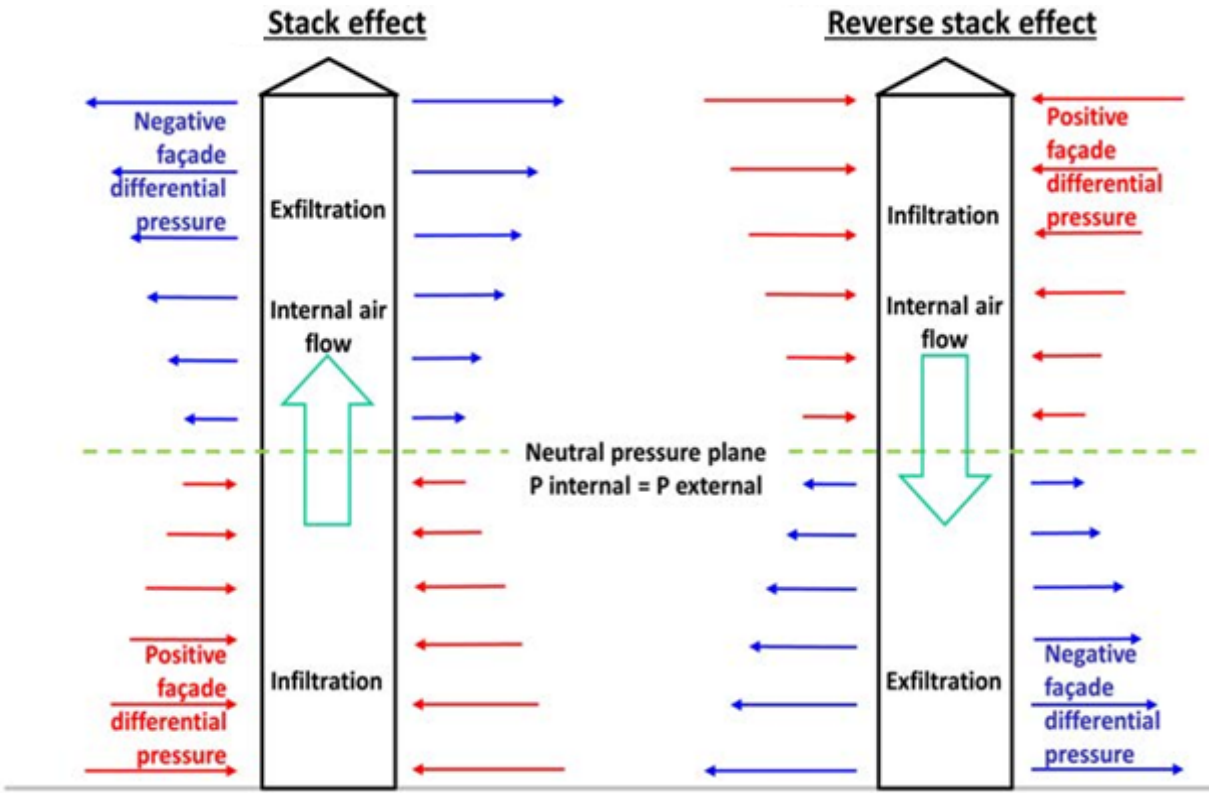


Figura 3.22 - Il flusso d'aria causato dall'effetto stack e dall'effetto stack inverso - International Journal of High-Rise Buildings Volume 5 Number 4 (2016)

Secondo l'International Journal of High-Rise Buildings (Volume 5, Number 4, 2016), le principali sfide nella progettazione di un edificio a sviluppo verticale associate al fenomeno dell'effetto camino risultano essere:

- Funzionamento delle porte dell'ascensore: a causa dell'eccessiva differenza di pressione tra di esse, potrebbero non funzionare correttamente.
- Funzionamento delle porte a battente: gli utenti, a causa dell'eccessiva differenza di pressione tra le porte, potrebbero avere difficoltà nell'aprirle/chiuderle.
- Evitare un movimento eccessivo del flusso d'aria: può verificarsi all'interno di spazi occupati come atri, corridoi, ecc.
- Evitare la propagazione/diffusione di fumo, odori e altri contaminanti indesiderati in tutto l'edificio: un sistema di scarico progettato in modo improprio potrebbe interferire con il corretto funzionamento del dispositivo di ventilazione, causando una depressurizzazione con

conseguente aumento della velocità di ingresso di radon e di altri inquinanti provenienti dai garage o spazi di stoccaggio.

- Strategia di riscaldamento/raffreddamento: a causa dell'eccessiva infiltrazione attraverso l'involucro di aria fredda (calda) negli ambienti dei livelli inferiori (superiori), potrebbe essere necessaria una fornitura di energia extra per riscaldare (raffreddare) tali spazi.
- Rumore dovuto al flusso: il flusso d'aria ad alta velocità attraverso le varie fessure dell'edificio (es. aperture delle porte, feritoie o aperture per la ventilazione naturale) potrebbe essere la causa di fischi acuti con conseguente disagio per gli occupanti.
- Strategia antincendio: un movimento eccessivo del flusso d'aria all'interno dell'edificio alto potrebbe aumentare la velocità di propagazione del fumo e del fuoco. Inoltre, una deviazione eccessiva dai livelli di pressurizzazione prestabiliti lungo i principali percorsi di evacuazione (ad esempio trombe delle scale e corridoi) potrebbe impedire lo svolgimento delle procedure di evacuazione degli occupanti.

3.4.1 Calcolo dell'effetto camino

Per valutare l'impatto che può avere l'effetto camino su un edificio a sviluppo verticale, in base ai dati forniti da ASHRAE, è necessario definire alcuni parametri riguardanti l'aria che fluisce al suo interno, in funzione dell'altezza dell'edificio H:

- temperatura assunta costante $T_H = 20\ [°C]$;
- pressione $P_H = 101.325\ (1 - 2.25577\ 10^{-5}\ \text{x}\ H)^{5.25588}\ [Pa]$;
- densità $\rho_H = 1/[287.055 * (T_H + 273.15) * (1 + 1.6078 * 0.00673 * P_H)/1000]\ [\frac{kg}{m^3}]$;

Il **gradiente di pressione** generato dall'effetto camino ad un'altezza H è dato da:

$$\boldsymbol{\Delta P_s} = \rho_0[(T_i - T_o)/T_i\ ]\ g\ (h_{NPL} - h)\ [Pa]$$

Dove:

- $T_o = temperatura\ esterna\ assoluta\ [K]$
- $T_i = temperatura\ interna\ assoluta\ [K]$
- $\rho_o = densità\ aria\ esterna\ [kg/m^3]$
- $\rho_i = densità\ aria\ interna\ [kg/m^3]$
- $h = altezza\ dal\ piano\ terra\ [m]$
- $h_{NPL} = altezza\ del\ livello\ di\ pressione\ neutra$
  $sopra\ il\ piano\ di\ riferimento\ senza\ altre\ forze\ motrici\ [m]$

Il livello di pressione neutra NPL (neutral pressure level) è definito come il livello a cui le pressioni interna ed esterna sono perfettamente equalizzate. La posizione di tale livello, in ogni edificio, varia in funzione di:

- permeabilità dell'involucro;
- partizioni interne;
- scale;
- vani degli ascensori;
- condotti;
- sistemi di climatizzazione e scarico.

Secondo ASHRAE, a causa delle aree di fuoriuscita non uniformi di un edificio, per stimare l'ubicazione dell'NPL si equiparano i flussi che attraversano le due aree di perdita:

$$h_{NPL} = \frac{H}{1 + \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 * \left(\frac{T_i}{T_o}\right)}\ [m]$$

Con A_1 e A_2 aree di perdita inferiore e superiore.

Una volta calcolati, questi parametri possono essere utilizzati in modelli fisici a zona singola per stimare l'infiltrazione. La Figura 3.23 fornisce i potenziali differenziali massimi che possono verificarsi in un edificio alto. I valori intermedi possono variare in modo significativo rispetto al grafico, per esempio per effetto del vento o durante il funzionamento dei sistemi di trattamento dell'aria.

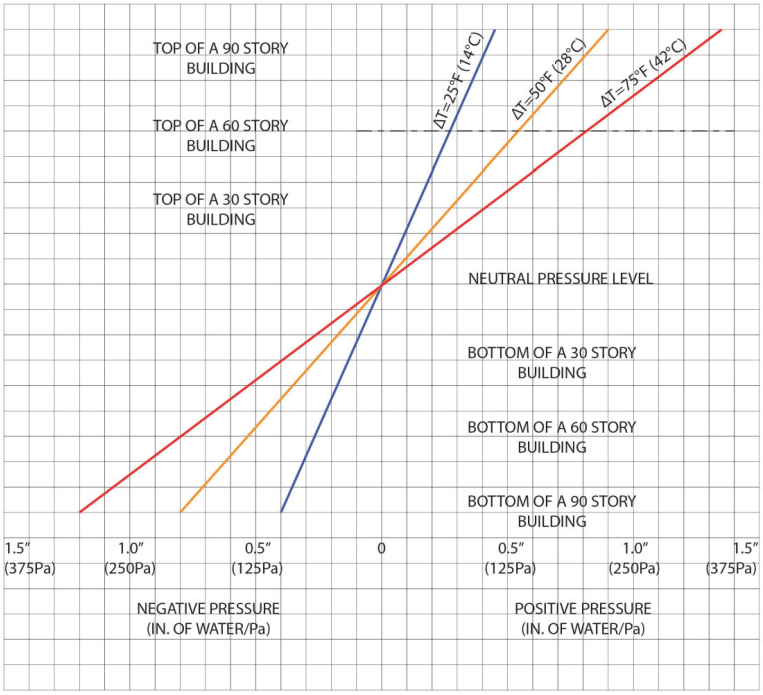


Figura 3.23 - Gradiente di pressione teorico dell'effetto camino calcolato in funzione delle temperature e altezze degli edifici. - ASHRAE guide (2015)

3.4.2 Dati climatici

Nella progettazione di edifici a sviluppo verticale acquisiscono sempre più importanza i dati meteorologici specifici per una data quota, soprattutto per dimensionare correttamente le apparecchiature HVAC. Inoltre, il clima e le condizioni del vento nella parte superiore di un edificio alto sono alquanto differenti, pertanto riuscire a reperire dati climatici il più accurati possibile nella zona di interesse è fondamentale per tenere in considerazione l'effetto camino.

Per un'analisi accurata delle condizioni in quota non è praticabile utilizzare dati semplici standardizzati; una diversa velocità del vento, la presenza di pioggia o di altri eventi atmosferici portano ad una modellizzazione climatica

più complessa. Secondo ASHRAE, un mezzo efficace per reperire dati climatici è quello di eseguire una delle seguenti operazioni:

- **Effettuare le misure tramite tecnologie di rilevamento remoto o rilasci di palloncini**. Offre misurazioni dirette e il protocollo di misurazione può essere stabilito per eseguire misurazioni simultanee al suolo e in quota;
- **Modellizzare i dati utilizzando tecniche di previsione meteorologica**. Può essere utilizzato per generare dati climatici per qualsiasi luogo del pianeta, per diverse altitudini e, inoltre, per condizioni climatiche del passato.

3.4.3 Effetti del vento

Oltre alla forza di galleggiamento è importante tenere conto anche dell'impatto che la pressione del vento esercita sulla facciata dell'edificio. Quando il vento lambisce l'involucro di un edificio scorre attorno e sopra creando distribuzioni di pressioni nelle superfici esterne; ciò accade in funzione della densità dell'aria, dell'orientamento della facciata, delle condizioni circostanti, della velocità e direzione del vento. Tali pressioni, rispetto a quella statica, risultano positive sul lato della facciata che viene colpito dal vento e negative sui lati sottovento e sul tetto. Come anticipato prima, i livelli inferiori e superiori degli edifici alti sono soggetti a velocità del vento moderatamente diverse, pertanto, verificare l'impatto dell'infiltrazione e dell'esfiltrazione sulla superficie esterna dell'edificio risulta di grande interesse. In particolare, le pressioni positive generate dal vento massimizzano l'infiltrazione contrastando l'esfiltrazione, mentre quelle negative lavorano nel senso opposto (vedi Fig. 3.24).

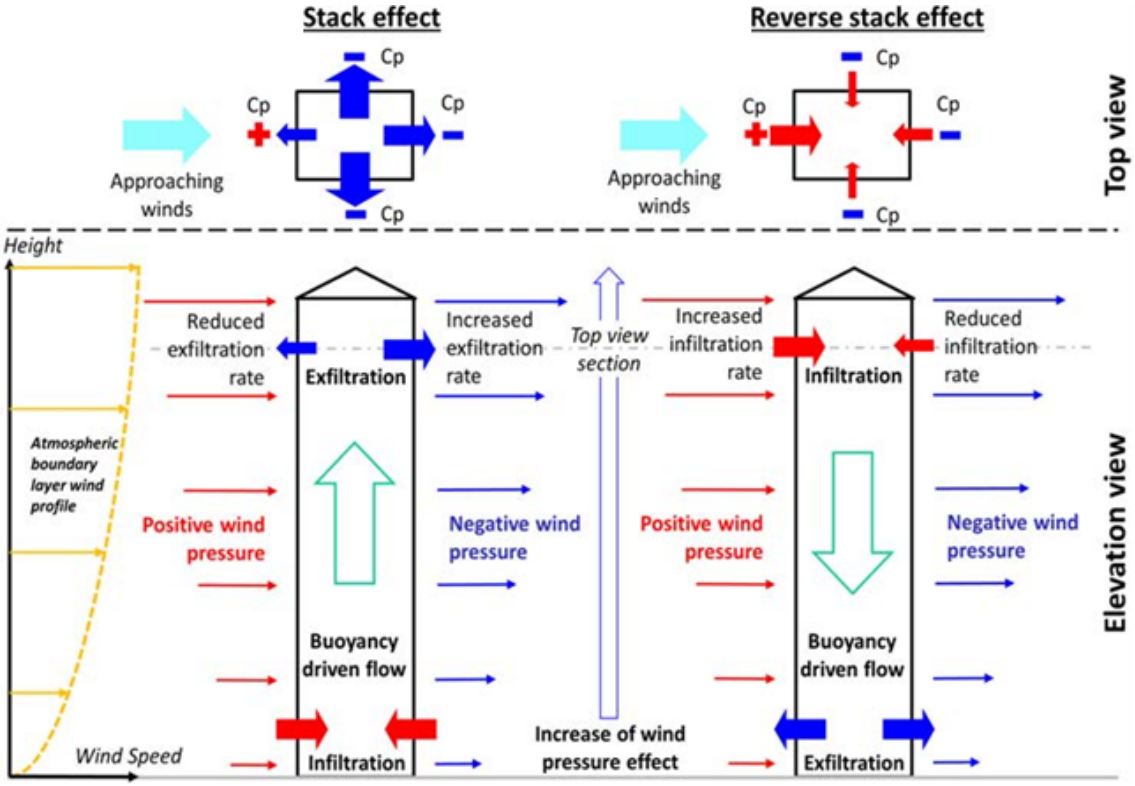


Figura 3.24 - Impatto della pressione del vento sull'effetto camino dell'edificio - International Journal of High-Rise Buildings Volume 5 Number 4 (2016)

La velocità del vento, misurata presso la stazione meteorologica locale, deve essere corretta tenendo conto dalla differenza tra l'altezza in cui viene misurata e l'altezza dell'edificio, considerando inoltre gli effetti causati dagli ostacoli e dal terreno sottostante. Tale valore può essere espresso secondo la seguente formula:

$$U_H = U_m k H^a \ \ [m/s]$$

Dove:

- $U_m = velocità\ del\ vento\ a\ 10m\ di\ altezza\ in\ uno\ spazio\ aperto\ [m/s]$
- $H = altezza\ dell'edificio\ [m]$
- $k, a = coefficienti\ del\ terreno\ per\ la\ velocità\ del\ vento\ dalla\ Tabella\ 3.3\ (CIBSE\ Application\ Manual\ AM10)$

Terrain	k	a
Open, flat country	0.68	0.17
Country with scattered wind breaks	0.52	0.20
Urban	0.35	0.25
City	0.21	0.33

Tabella 3.3 – Coefficienti del terreno

La **pressione superficiale del vento** relativa alla pressione statica esterna di un flusso indisturbato, trascurando le variazioni di altezza (o perdite di carico), è data dall'equazione di Bernoulli che segue:

$$P_w = C_p \rho U_H^2/2 \ \ [Pa]$$

Con:

- $\rho = densità\ dell'aria\ esterna\ [kg/m^3]$
- $C_p = coefficiente\ di\ pressione\ del\ vento$
  $in\ una\ data\ posizione\ sulla\ superficie\ dell'edificio\ \ [-]$

Il coefficiente di pressione dipende dalla direzione del vento e dalla superficie dell'edificio. Per individuarne il valore, si effettua tipicamente un test in galleria del vento utilizzando un modello in scala della costruzione, con gli stessi ostacoli circostanti che, ad esempio, troverebbe in una classica metropoli (CIBSE, 2015). I grafici sottostanti indicano i valori medi di C_p, misurati da Akins nel 1979, per edifici con facciate di forme geometriche semplici.

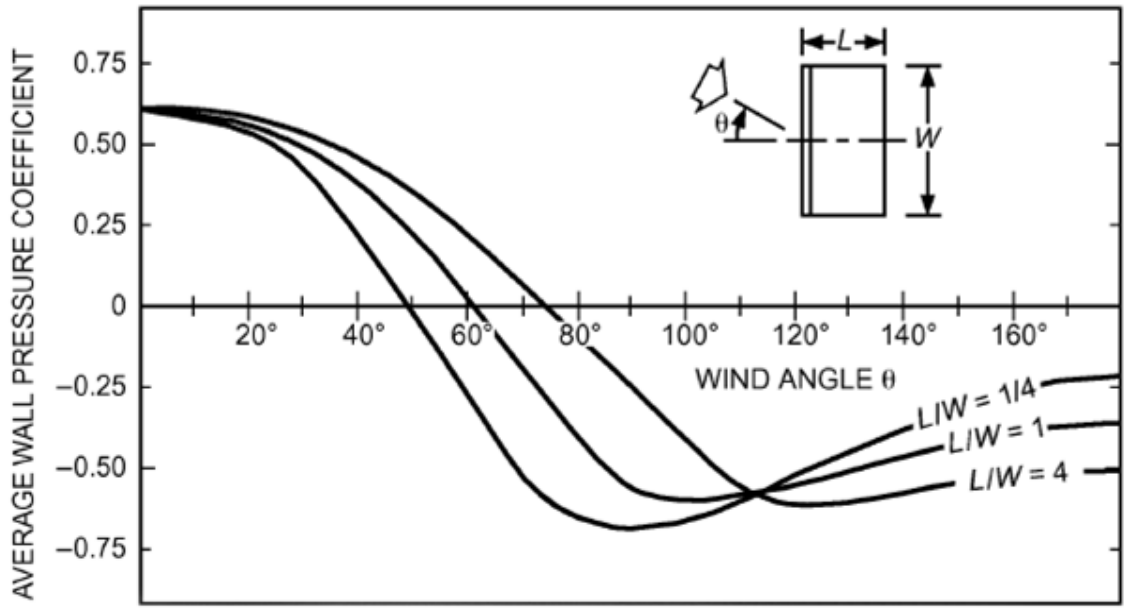


Figura 3.25 - Coefficienti di pressione medi in funzione della direzione del vento e della forma della superficie. Akins (1979)

Infine, per valutare le effettive **infiltrazioni/esfiltrazioni**, che interessano un edificio a sviluppo verticale, è necessario calcolare la **portata d'aria Q**, che attraversa le aperture in entrata o in uscita, generata dall'effetto camino:

$$Q = C_d A \sqrt{\Delta p / \rho_o} \; [m^3/s]$$

Dove:

- $A = area\ della\ sezione\ trasversale\ di\ apertura\ [m^2]$
- $\rho_o = densità\ dell'aria\ esterna\ [kg/m^3]$
- $\Delta p = differenza\ di\ pressione\ all'apertura\ [Pa]$
- $C_d = coefficiente\ di\ scarico\ dell'apertura\ [-]$

Il coefficiente C_d dipende dalla geometria dell'apertura e dal numero di Reynolds del flusso.

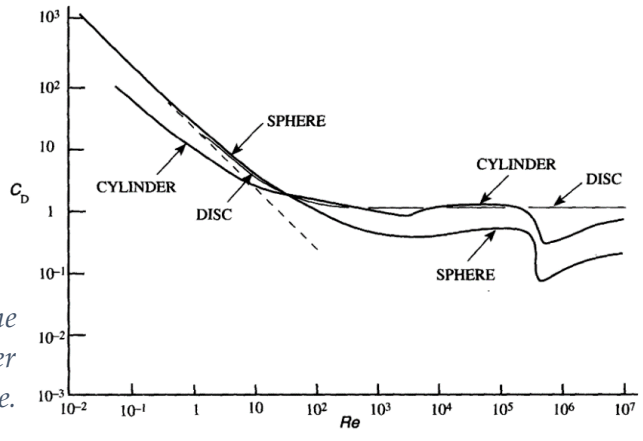


Figura 3.26 - SMS-491, lezione 5, High Reynolds Number Flows. Università del Maine.

3.4.4 Minimizzare l'effetto camino

Nella fase di progettazione, per ridurre al minimo i potenziali problemi che possono svilupparsi a causa dell'effetto camino, è necessario che i progettisti HVAC e l'architetto interagiscano tra loro. Devono essere considerati tutti i punti in cui l'aria esterna può penetrare e muoversi verticalmente attraverso l'edificio: prese d'aria esterne o feritoie di scarico, porte che si aprono alle banchine dei camion, porte di ingresso, apparecchi d'illuminazione che non sono adeguatamente sigillati ed eventuali piccole fessure nell'involucro dell'edificio. Invece, nella parte interna dell'edificio, l'aria fluirà principalmente attraverso le scale antincendio, i vani ascensore, le condotte e

le tubazioni. Le principali misure che si possono attuare per prevenire i problemi sopra elencati sono le seguenti (Jo, 2007):

- miglioramento della qualità e della tenuta all'aria dell'involucro dell'edificio;
- installazione di porte girevoli nei punti di accesso chiave dell'edificio;
- implementazione di atri tra gli ingressi dell'edificio e i confini degli ascensori;
- introduzione di separazioni verticali all'interno di ascensori e vani scale;
- introduzione di separazioni orizzontali (ad esempio partizioni interne aggiuntive);
- miglioramento della tenuta all'aria della sala macchine dell'ascensore;
- implementazione di una leggera pressurizzazione all'interno di ascensori e vani scala;
- modifica e controllo della temperatura di progetto all'interno di ascensori e vani scala, per assicurarsi che le zone adiacenti abbiano le stesse temperature.

Secondo ASHRAE, è possibile adottare ulteriori accorgimenti per minimizzare l'impatto dell'effetto camino sull'edificio:

- Installare un sistema di ventilazione a volume variabile (VAV) su ogni piano per regolare la quantità d'aria immessa.
- Bilanciare l'aria nella Hall dell'edificio con un sistema VAV separato, soprattutto nei luoghi dove domina il freddo.
- Dotare di buone guarnizioni le porte di accesso alle scale antincendio.
- Collocare le porte all'ingresso dei vani scala per impedire il flusso d'aria verticale.
- Pressurizzare il piano terra, durante i mesi invernali, per minimizzare l'ingresso di aria esterna dalle entrate principali.
- Progettare l'impianto di trattamento dell'aria in modo che le prese d'aria e gli scarichi si trovino sullo stesso livello all'interno dei pavimenti del locale tecnico.

3.5 Shanghai Tower

Figura 3.27 - Skyline attuale Shangai, con la Shangai Tower che spicca sopra gli altri tall buildings.

- **Nome:** Shangai Tower;
- **Posizione:** Shangai, Cina;
- **Descrizione.** L'edificio, ubicato nel vivace quartiere finanziario della città Lujiazui, è stato concepito secondo con la filosofia di "città autosufficiente". Nel progettare il *tall building*, Gensler si è ispirato ai piccoli cortili presenti a Shanghai, rifondendoli in una forma a spirale. *"Invece di parchi distribuiti orizzontalmente in tutta la città, la torre offre spazi di raccolta accatastati verticalmente. Questi sono gli innovativi giardini del cielo che distinguono l'edificio da qualsiasi grattacielo mai costruito. Enfatizzando lo spazio pubblico e individuando negozi, ristoranti e servizi urbani ai piani inferiori; la Shanghai Tower offre una nuova esperienza per vivere e lavorare in*

torri altissime", spiegano gli architetti in una rivista (Philip Stevens - Designboom, 2018). La torre si eleva attorno ad un **nucleo centrale** (spina centrale in cemento e colonne in acciaio) con "rami" che sostengono i solai meccanici alla base di ogni zona. La costruzione include inoltre tre ascensori rapidi, ritenuti i più veloci al mondo, che toccano velocità superiori ai 18 m/s.

- **Clima.** Il clima è prevalentemente monsonico subtropicale, caldo e molto umido durante l'estate; vi sono quattro stagioni distinte, ma se ne distinguono prevalentemente due, quella in cui c'è pieno sole e la stagione delle piogge. La temperatura esterna varia da –2 °C a 35 °C, con una temperatura media annuale nel distretto urbano di circa 8 °C. I livelli di umidità variano giornalmente ma sono costanti durante l'anno.

  La precipitazione annuale è superiore ai 440 mm e vi sono numerosi venti provenienti da nord-ovest e da sud-est durante tutto l'anno. I test in galleria del vento sono stati condotti utilizzando un modello in scala 1:500 (Fig. 3.28) della costruzione combinato con il modello statistico del clima locale. Inoltre, un modello in scala 1:85 (Fig. 3.29) è stato testato per valutare i risultati che influenzano il fattore di correzione del numero di Reynolds. Grazie alla forma asimmetrica dell'edificio, con un profilo rastremato e angoli arrotondati, i test in galleria hanno evidenziato un **impatto del carico del vento** sulla struttura minore del 24 % rispetto ad una costruzione rettangolare della medesima altezza.

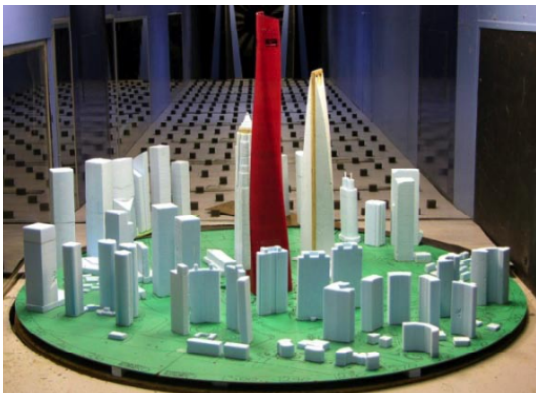


Figura 3.28 - Modello di studio in galleria del vento, scala 1: 500. Shanghai Tower Façade Design Process, Gensler ICBEST (2011)

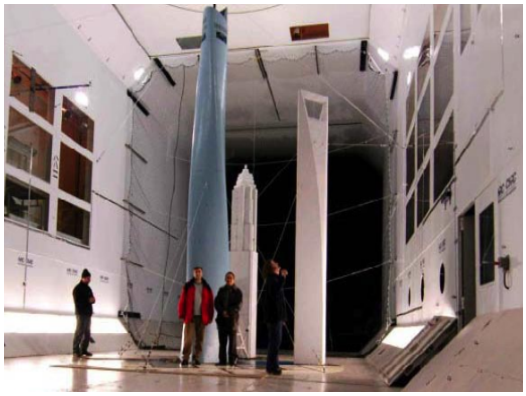


Figura 3.29 - Modello di studio del numero di Reynolds, scala 1:85. Rowan, Williams, Davies & Irwin Inc. (RWDI)

- **Involucro.** In risposta ad una serie di condizioni climatiche di Shanghai, il team di Gensler ha proposto un sistema di **facciate (a corridoio) a doppia pelle** costituito da oltre 20.000 lastre in vetro trasparente, rinforzato e termoisolante.

Figura 3.30 - Vista interna della facciata a corridoio

- **Funzione.** L'edificio è diviso in nove zone verticali (Fig. 3.31) con cinque funzioni principali, che vanno dai 12 ai 15 piani l'una. Alla base della struttura, la zona 1 contiene dei punti vendita al dettaglio e congressuali, mentre le zone dalla 2 alla 6 offrono spazi per uffici. La zona 7 ospita un hotel, con ulteriori hotel e boutique outlet che si trovano nella zona 8. Infine, i livelli dell'osservatorio sono posizionati in cima nella zona 9.

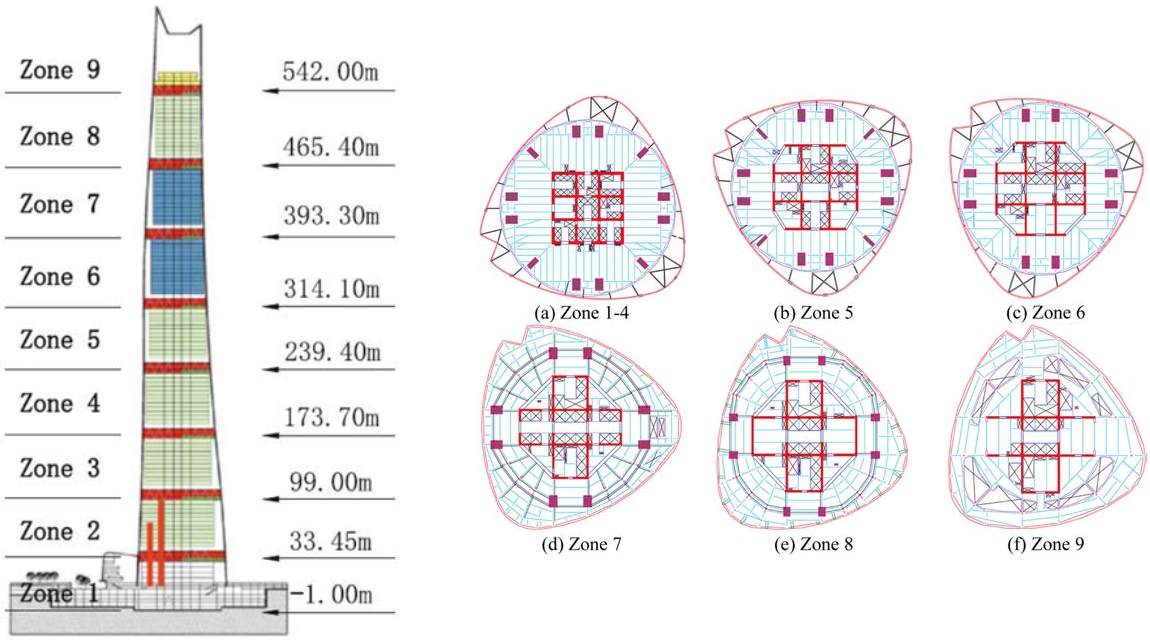


Figura 3.31 - Disposizione nucleo in pianta strutturale dei piani tipici di ciascuna zona – CTBUH, International Journal of High-Rise Buildings 2015 Number 1 (2015)

- **Prestazioni energetiche e sostenibilità.** La caratteristica principale che permette all'edificio di avere prestazioni energetiche elevate è la presenza di una facciata a doppia pelle. L'intercapedine tra i due strati vetrati sfrutta tutti i benefici provenienti dalla convezione

naturale che si genera al suo interno, creando un sistema passivo di riscaldamento/raffrescamento che garantisce la diminuzione dei consumi energetici.

L'impatto positivo dell'edificio sulla sostenibilità è evidente:

- Durante l'edificazione sono stati utilizzati materiali da costruzione riciclati (ove è stato possibile).
- Le acque piovane vengono incanalate in appositi serbatoi per permetterne il riutilizzo successivo negli impianti di riscaldamento/raffrescamento, nei servizi igienici e nei giardini, riducendo il consumo di acqua della torre del 53%.
- Nei piani superiori della costruzione sono presenti 270 turbine eoliche che generano circa 1 milione di kWh/anno di energia elettrica, circa il 10% dell'energia necessaria alla torre.

Figura 3.32 - Le turbine eoliche utilizzate nella generazione di energia rinnovabile

- Gli spazi interni del seminterrato sono alimentati elettricamente da un impianto geotermico.
- Per incoraggiare le persone ad utilizzare auto a basse emissioni, la torre dispone di molti parcheggi per auto "green" in località premium (vicino agli ascensori).

Infine, le aree verdi incorporate all'interno della struttura, che occupano gran parte della superficie calpestabile, migliorano la qualità dell'aria e rappresentano per gli occupanti un nuovo modo, più armonioso, di vivere gli spazi all'interno dei *tall buildings*.

L'intero sistema di efficientamento ha permesso all'edificio di ottenere delle alte onorificenze a livello di sostenibilità, come la certificazione "China Green Building Three Star" e la certificazione "LEED® Platinum" da parte del Green Building Council degli Stati Uniti.

- **Altezze:** il punto più alto dell'edificio (compreso di antenne) è a 632 m di altezza (127 piani). Il livello del pavimento del piano più alto occupabile si trova a 583.4 m di altezza. (Fig. 3.33).
- **Superficie calpestabile:** 578.000 m².
- **Costo presunto:** 2.2 miliardi $.

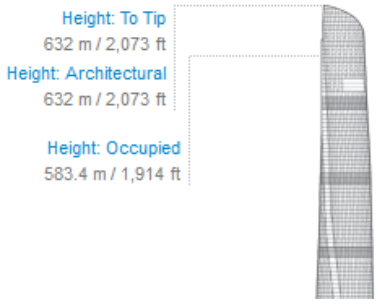


Figura 3.33 - Tre metodi di misura dell'altezza

- **Architetti:** Gensler, Tongji Architectural Design (Group) Co., Ltd., East China Architectural Design & Research Institute.
- **Ingegneri strutturali:** Thornton Tomasetti, Tongji Architectural Design (Group) Co., Ltd., China Academy of Building Research.
- **Ingegneri MEP:** Cosentini Associates, Aurecon, Tongji Architectural Design (Group) Co., Ltd., WSP | Parsons Brinckerhoff.

4. L'IDRONICA NEGLI EDIFICI DI GRANDE ALTEZZA

Il progetto di un sistema di distribuzione dell'acqua differisce a seconda che si tratti di un edificio a sviluppo verticale o di un edificio notevolmente più basso, principalmente a causa della pressione statica che agisce sul sistema di tubazioni che cresce in modo proporzionale all'aumentare della quota dell'edificio. Tale condizione può influire sulla progettazione di tutto il sistema idronico dell'edificio, inclusi i sistemi di acqua sanitaria e sprinkler, ma questo capitolo tratterà solo i sistemi di produzione di acqua refrigerata e di acqua calda, ovvero i sistemi chiusi, dove il fluido pompato non viene, in nessun punto, esposto all'atmosfera.

La pressione idrostatica influisce non solo sulle tubazioni e sulle relative valvole e raccordi ma anche sulle apparecchiature installate nell'edificio. Inoltre, in aggiunta al battente idrostatico è necessario considerare l'incremento della pressione di esercizio dovuto alla pressurizzazione del circuito idraulico con pompa inattiva, per evitare ingressi d'aria nel punto più alto, e l'incremento dovuto all'effetto dell'espansione termica dell'acqua durante il periodo invernale. Nel caso del sistema di produzione di acqua refrigerata le apparecchiature coinvolte comprendono i gruppi frigoriferi, gli involucri per le pompe dell'acqua refrigerata, le batterie di scambio termico installate negli impianti di condizionamento (UTA), gli eventuali scambiatori di calore e i terminali d'utenza come ventilconvettori, sistemi a soffitto radiante e travi attive. Un elenco simile di dispositivi può essere sviluppato per il sistema di produzione di energia termica.

4.1 Le pressioni di esercizio dei principali componenti di un impianto HVAC

Gli ostacoli maggiori che si presentano nella progettazione di un impianto HVAC, in un edificio di grande altezza rispetto ad uno "tradizionale", sono dovuti principalmente ai livelli di pressione in gioco nel sistema idraulico. Per comprendere al meglio tale difficoltà progettuale, è stato utile svolgere un'indagine di mercato per raccogliere i livelli massimi di pressione di

esercizio per i quali un produttore è in grado di realizzare un determinato componente dell'impianto HVAC. Ovviamente, il costo delle apparecchiature di produzione energetica, nonché dei terminali d'utenza, dei tubi, dei raccordi e delle valvole, aumenterà con l'incremento della pressione di lavoro del sistema idraulico dell'edificio.

Di seguito vengono elencati in Tabella 4.1 i PN relativi ai principali generatori e terminali d'utenza che è possibile trovare in un impianto di grande altezza:

Componenti	Ditta	P nominale
Gruppi refrigeratori	York	PN 25
	Carrier	PN 20
Gruppi refrigeratori polivalenti	Climaveneta	PN 10
Scambiatori di calore a piastre	Alfa Laval	PN 16
Travi fredde	Sagicofim	PN 16
Ventilconvettori	Sabiana	PN 16
Ventilconvettori a incasso	Roccheggiani	PN 16
Sistemi radianti a soffitto	RDZ	PN 3
	Proter Imex	PN 10
	Barcolair	PN 10
Batterie di scambio termico per unità di trattamento aria	Roccheggiani	PN 30
	Samp	PN 15
Caldaie	ICI	PN 10 - PN 12
Accumuli	Pacetti	PN 10

Tabella 4.1 – Pressioni nominali dei principali componenti impiantistici

Focalizzando sulla pressione nominale dei **gruppi frigoriferi**, la Ditta York è in grado di realizzare macchine condensate ad acqua con PN25 e condensate ad aria con PN20. ASHRAE spiega che è possibile ridurre la pressione di esercizio sulla macchina frigorifera posizionando la pompa dell'acqua refrigerata sul lato di scarico piuttosto che sul lato di aspirazione. In tal caso, la pressione residua della pompa assumerebbe un valore minimo e la pressione di esercizio sul serbatoio verrebbe ridotta, permettendo riduzione del costo della macchina stessa. Tuttavia, tale soluzione non altererebbe la pressione sul corpo pompa e sulle flange, che sarebbe comunque data dalla somma della pressione statica e di quella dinamica.

A differenza dei gruppi frigoriferi tradizionali quelli **polivalenti** sono unità per impianti a 4 tubi per la produzione simultanea di acqua calda e acqua fredda e garantiscono numerosi vantaggi rispetto ai sistemi tradizionali con refrigeratore e caldaia separati.

Tutti gli **scambiatori** prodotti dalla Ditta Alfa Laval soddisfano il criterio PN16. Il PN massimo a cui possono arrivare dipende dalla taglia di potenza richiesta e dai salti termici sul circuito primario e sul secondario. Le piastre e i fusti degli scambiatori sono differenti, vanno da DN32 a DN500, quindi, a seconda della grandezza dello scambiatore e di conseguenza del modello che viene selezionato, la ditta è in grado di realizzare scambiatori da PN25 o addirittura da PN40.

Le **travi fredde** realizzate dalla Ditta Sagicofim sono di tipo attivo e sono realizzate da una batteria con alette in alluminio e tubi in rame.

I **sistemi radianti a soffitto** realizzati dalla Ditta RDZ sono costituiti da moduli prefabbricati, ovvero pannelli da applicare a soffitto che contengono al loro interno la tubazione. I moduli sono completati dai collettori di distribuzione con raccordi di tipo rapido per garantirne il collegamento idraulico dei circuiti in parallelo. Per ovviare ai problemi legati alla presenza di aria, si utilizzano tubazioni con diametri contenuti per aumentare la velocità dell'acqua. I tubi realizzati da questa ditta sono in materiale sintetico e resistenti quindi fino a PN3.

I sistemi realizzati dalle Ditte Proter Imex e Barcolair, utilizzando il rame come materiale, non hanno difficoltà a resistere a pressioni di esercizio elevate. I limiti, tuttavia, sorgono nella connessione tra i pannelli, visto il tipo di materiale con cui sono costruiti: i flessibili di collegamento sono in EPDM ricoperti con una corazza in acciaio inox ma con raccordo ad anello in materiale plastico. Su richiesta speciale, la Ditta Proter Imex è riuscita altresì a sviluppare un progetto che richiedeva sistemi a soffitto radiante con PN17.

Entrambe le Ditte Roccheggiani e Samp riescono a realizzare **batterie di scambio termico** con PN standard di 15 bar. Su richiesta, possono produrre batterie in grado di resistere a livelli di pressione di esercizio di 40 bar.

La Ditta ICI realizza due tipologie di **caldaie**: a basso e ad alto contenuto d'acqua. Per la trattazione si prendono in considerazione le caldaie a grande contenuto d'acqua, ovvero con taglie di potenza maggiori di 400 kW. Di serie presentano un PN di 5 bar, ma possono essere richieste fino a 8 bar con lamiera più spessa e rinforzi all'interno. Per uso riscaldamento sono in grado di fornire caldaie fino a 10 ÷ 12 bar, a fronte di una richiesta speciale possono spingersi fino ai 15 bar.

Figura 4.1 – Gruppo frigorifero

Figura 4.2 - Scambiatore di calore a piastre

Figura 4.3 - Trave fredda attiva ad incasso

Figura 4.4 - Ventilconvettore a cassetta per controsoffitto

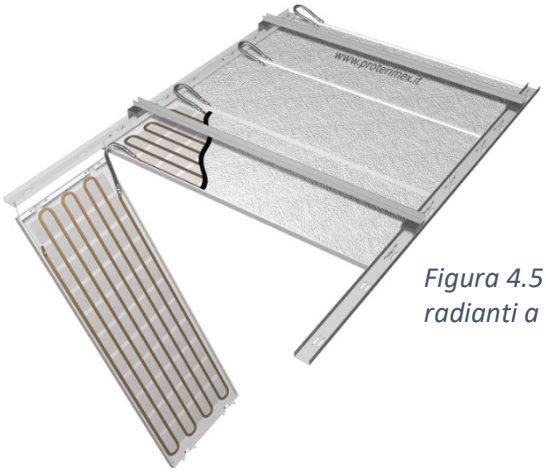


Figura 4.5 - Pannelli radianti a controsoffitto

Figura 4.6 - Batteria di scambio termico per UTA

Figura 4.7 - Caldaia a grande contenuto d'acqua con PN 11.5

4.2 I dispositivi per il bilanciamento dei circuiti

Per analizzare le problematiche legate alle pressioni di esercizio di valvole e raccordi di un circuito idraulico sono stati presi in esame i dispositivi per il bilanciamento dei circuiti prodotti dall'azienda italiana *Caleffi S.p.A.*.
Di seguito vengono elencati i principali dispositivi per il bilanciamento e la regolazione degli impianti idraulici negli edifici di grande altezza:

- AUTOFLOW®, in grado di mantenere costante una portata di fluido al variare delle condizioni operative del circuito idronico[1]:
    - serie 127, pressione massima di esercizio 16 bar.

- Valvola di bilanciamento, consente di regolare con esattezza la quantità di fluido termovettore in ingresso ai terminali[1]:
    - serie 130, pressione massima di esercizio 16 bar;
    - serie 132, con flussometro per la lettura diretta della portata. Pressione massima di esercizio 10 bar.

- Regolatore di pressione differenziale, è in grado di mantenere costante la pressione differenziale tra due estremi di un circuito idronico[1]:
    - serie 140, pressione massima di esercizio 10 ÷ 16 bar a seconda del DN selezionato.

- Valvola di intercettazione e preregolazione, permette di regolare la portata di fluido termovettore che circola nella parte di circuito gestita dal regolatore di pressione differenziale [1]:
    - serie 142, pressione massima di esercizio 16 bar.

- FLOWMATIC®, consente di regolare e mantenere costante la quantità di fluido termovettore al variare delle condizioni di pressione[1]:
    - serie 145, pressione massima di esercizio 16 bar.

[1]Scheda tecnica prodotto fornita da *Caleffi S.p.A.*

Figura 4.8 – Serie 140 e 142

Figura 4.9 – Serie 130

Figura 4.10 - FLOWMATIC®

Figura 4.11 – Serie 132

Figura 4.12 - AUTOFLOW®

I dispositivi elencati precedentemente possono essere utilizzati in un circuito idraulico di un edificio particolarmente alto poiché i terminali d'utenza, che più si addicono alle costruzioni in esame, raggiungono pressioni di lavoro, lato acqua, di massimo 16 bar.

Il fluido termovettore, in un edificio di grande altezza, viene generalmente accumulato in recipienti dotati di ampie superfici. Tali componenti, viste le grandi dimensioni, soffrono in misura maggiore le pressioni di esercizio elevate, per cui, quando la pressione esercitata sulla centrale termica supera i 6÷8 bar, per evitare la formazione indesiderata di cricche, è necessario prendere alcuni accorgimenti tecnici.

Per garantire un funzionamento corretto dell'impianto è dunque importante diminuire, fino al livello certificato dal produttore, la pressione esercitata dall'acqua su terminali, tubazioni, valvole e raccordi. Nel paragrafo successivo verranno descritte alcune soluzioni per diminuire sensibilmente la pressione idrostatica che si genera in prossimità della centrale di produzione energetica e nei piani più bassi di un *tall building*.

4.3 L'impatto della posizione della centrale termofrigorifera

L'ingegnere HVAC, in fase di progettazione, è tenuto a decidere quale sia il livello dell'edifico più adatto per collocare i gruppi frigoriferi e le macchine per la produzione di energia termica. Tale decisione influenza notevolmente i costi delle apparecchiature meccaniche, delle pompe, delle tubazioni, dei raccordi e delle valvole associate. L'impatto economico è dovuto principalmente all'esigenza di far lavorare gli elementi delle centrali a pressioni non definibili "standard". A seconda del limite di PN imposto dal produttore per i diversi componenti dell'impianto, è necessario evitare il raggiungimento dei valori critici di pressione che comporterebbero riduzioni, anche sensibili, dell'efficienza energetica dell'intero sistema impiantistico. È importante, dunque, che il progettista meccanico effettui simulazioni volte a minimizzare queste possibili diminuzioni.

Secondo AiCARR, per ridurre la pressione di lavoro che l'acqua esercita sia sulle macchine che sulle tubazioni, le soluzioni più diffuse sono due:

1. Frazionare le centrali e i relativi impianti idronici, suddividendoli per gruppi di piani.
2. Utilizzare un'unica centrale che alimenti le utenze attraverso sottocentrali con scambiatori di calore, ciascuna a servizio di un gruppo di piani.

La prima soluzione separa il sistema idraulico in più circuiti idronici, ciascuno utilizzato per una zona di edificio che si sviluppa verticalmente. In questo modo è possibile ottenere una pressione statica trascurabile rispetto a quella che si avrebbe adoperando un unico circuito per tutto l'edificio. Tale soluzione non influenza il rendimento delle macchine utilizzate per la produzione di energia termica e frigorifera, ma, allo stesso tempo, rende necessario veicolare il combustibile in verticale verso ogni centrale. I numerosi ed ampi spazi tecnici utili a collocare le centrali, un maggior numero di apparecchiature meccaniche e componenti annessi portano ad un aumento dei costi di investimento e di esercizio. La Figura 4.13, riportata nel Manuale di Idronica AiCARR, mostra la soluzione descritta pocanzi, prendendo come esempio un edificio tipo di 21 piani (66 m) suddiviso verticalmente in tre macro-zone, ciascuna composta da 7 piani (22 m) e da un generatore per la produzione di energia.

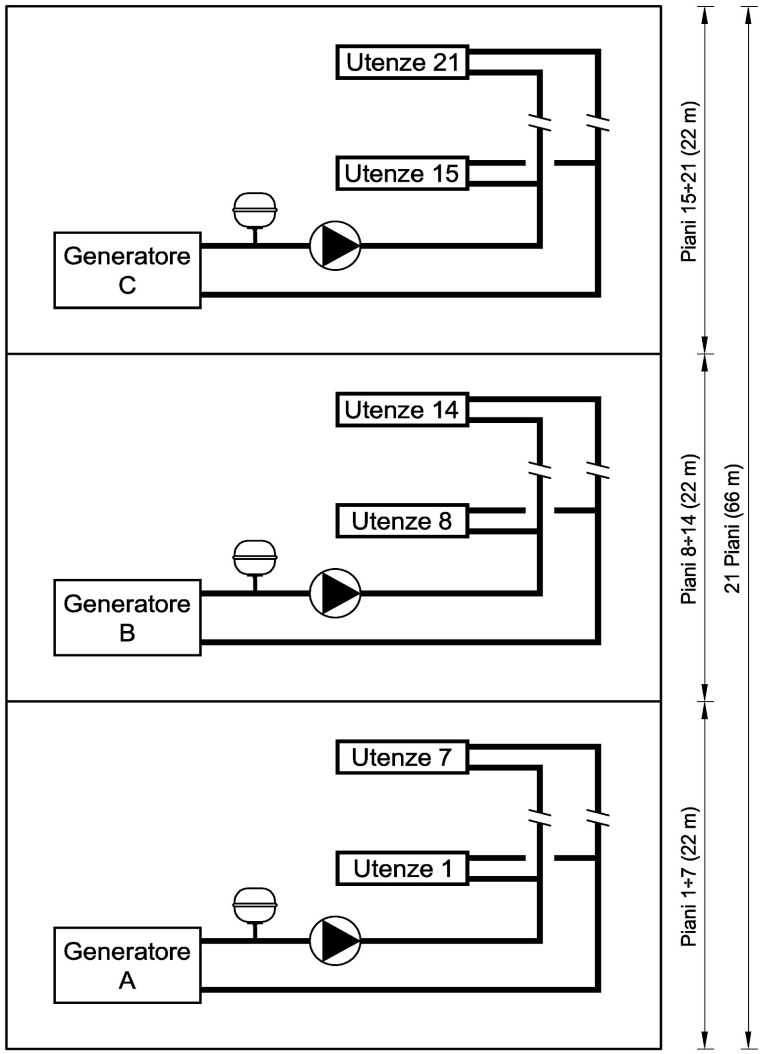


Figura 4.13 - Frazionamento completo impianti (e centrali) per gruppi di piani – AiCARR (2015)

La seconda soluzione permette di ridurre la pressione esercitata su tutte le tubazioni, le valvole, i raccordi e le apparecchiature di trasferimento del calore mediante l'uso di scambiatori di calore a piastre per la separazione idraulica dell'impianto in due circuiti. Il circuito primario, ovvero quello collegato direttamente al generatore, essendo a quota più bassa è soggetto a tutto il battente idrostatico generato dall'altezza dell'edificio, mentre, i circuiti secondari si trovano a valle degli scambiatori di calore e quindi sono soggetti a pressioni inferiori. Queste apparecchiature sono quindi in grado di separare la centrale (primario) dai gruppi di piani (secondario), permettendo alle zone delle utenze di avere una pressione statica diversa da quella dei generatori.

Se la centrale per la produzione di energia termica e frigorifera fosse posizionata nella parte più bassa dell'edificio, sarebbe necessario utilizzare dei generatori in grado di sopportare una pressione di esercizio adeguata

all'altezza dell'edificio, come quelli citati in precedenza. Possono essere necessari, in altre parole, generatori di costruzione speciale. Viceversa, nel caso in cui la centrale fosse collocata in copertura, la sollecitazione meccanica dovuta alla pressione sarebbe minima.

Se si sceglie di dimensionare gli impianti utilizzando la seconda soluzione, si trarrà beneficio in termini di costi di investimento e di un minore utilizzo di spazio vendibile, andando però incontro ad una diminuzione dell'efficienza energetica dell'impianto dovuta all'utilizzo di scambiatori. Tale riduzione risulta maggiore nei casi di sovradimensionamento delle apparecchiature. L'uso di scambiatori di calore a piastre piane e la loro ubicazione in un sistema idronico deve quindi essere soggetto ad un'analisi economica dettagliata da parte dell'ingegnere HVAC. Nella Figura 4.14 viene mostrato l'esempio raffigurato nel Manuale di Idronica AiCARR per un edificio tipo di 21 piani.

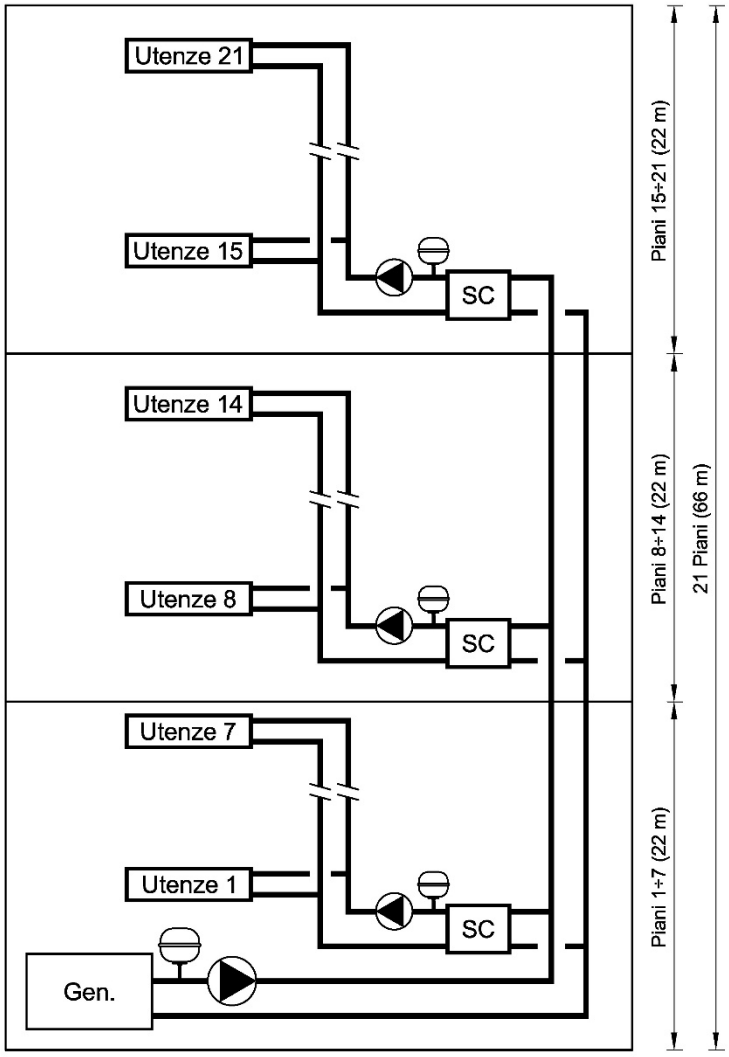


Figura 4.14 - Centrale termica e frigorifera unica e scambiatori (SC) frazionati per gruppi di piani – AiCARR (2015)

Sempre secondo AiCARR, negli edifici particolarmente alti è possibile ripetere più volte l'ultima soluzione descritta, collocando una centrale ogni 30 piani, che alimenti 3÷4 sottocentrali di scambiatori di calore ognuna al servizio di 7÷8 piani.

Come si è visto precedentemente, sono presenti sul mercato scambiatori per la separazione idraulica che raggiungono pressioni di esercizio pari a 40 bar; mediante generatori che si spingono fino a 25 bar e utilizzando gli scambiatori come sottocentrali, è possibile diminuire sensibilmente il lavoro che verrebbe esercitato sui terminali d'utenza, come travi fredde, ventilconvettori a parete e ad incasso e sistemi radianti a soffitto, che, come descritto prima, sono in grado di resistere a pressioni di esercizio dell'ordine di 10÷16 bar . Dividendo in zone verticali l'intero edificio, e abbattendo dunque le alte pressioni in gioco, l'utilizzo dei terminali d'utenza, con raccordi e sistemi di regolazione annessi, non risulta più problematico come in partenza.

Sono altresì importanti le centrali di condizionamento (UTA) poste in appositi interpiani tecnici al servizio di interi gruppi di piani. Le batterie per lo scambio termico utilizzate nelle Unità di Trattamento Aria, in base ai dati forniti dai costruttori, non risultano avere alcun problema a lavorare con elevate pressioni, in quanto durante le prove vengono testate anche a livelli di PN30 o PN40.

Se il progetto riguarda, come nel caso in esame, un edificio di grande altezza, è possibile utilizzare le caldaie come generatori solo a fronte di alcune importanti considerazioni. Nonostante la modesta pressione sopportabile da questa apparecchiatura, oltre a rinforzarla con lamiere più spesse e con supporti idonei per sostenerla durante il lavoro, è necessario porla in spazi protetti salvaguardando la sicurezza degli occupanti dell'intero edificio. Si consiglia pertanto di posizionare tali generatori prevalentemente in copertura, in quanto, in caso d'incendio, i piani sottostanti avrebbero a disposizione le vie di fuga interne alla costruzione.

4.4 Le soluzioni progettuali adottate nei *tall buildings* italiani

Per comprendere efficacemente come gli studi tecnici affrontano attualmente le problematiche legate alle pressioni di esercizio in gioco nel sistema idronico di un edificio particolarmente alto, è stata svolta un'indagine informativa interrogando i progettisti meccanici che hanno diretto lo studio dell'idronica di alcuni dei principali grattacieli italiani. Per questo tipo di intervista, è risultato utile creare una scheda informativa (vedi Allegato A) in cui ciascun progettista, guidato da tabelle e disegni funzionali, potesse rispondere in modo rapido e specifico.

I temi trattati e d'interesse per questa tesi riguardano:

1. Le soluzioni progettuali adottate per i generatori e per i terminali d'utenza.
2. L'architettura del sistema impiantistico e quindi la collocazione delle centrali e delle sottocentrali di scambiatori e pompaggio.
3. L'altezza interpiano.

Quest'ultima meno importante dal punto di vista delle pressioni ma di rilievo se si analizza la problematica dell'integrazione del sistema impiantistico con il sistema edilizio. Come descritto nel Capitolo 2 "Architettura", la discussione tra l'ingegnere meccanico, l'architetto e l'ingegnere edile sugli spazi utilizzabili nei controsoffitti e nei pavimenti galleggianti per alloggiare i componenti HVAC, influenza sensibilmente l'altezza netta di ogni piano dell'edificio e di conseguenza la superficie effettivamente vendibile.

Nella scheda informativa si intende sottinteso che l'impianto meccanico adottato dai progettisti sia di tipo misto aria/acqua a 4 tubi. Questa considerazione proviene dal fatto che in Italia è comune adottare questa scelta progettuale nel dimensionamento degli impianti HVAC degli edifici particolarmente alti. Con questa tipologia impiantistica è possibile servire simultaneamente alcune aree del fabbricato con fluido caldo e altre aree con fluido freddo. Per esempio, durante la stagione invernale, nelle sale riunioni più ampie dove sono presenti numerosi occupanti, potrebbe essere necessario raffrescare alcuni ambienti per bilanciare gli elevati carichi endogeni.

Torre UNICREDIT	**Altezza**: 230 m	**Piani:** 33

Sistemi di produzione energetica	**P nominale**
Gruppi polivalenti idrotermici	PN10
Gruppi frigoriferi a pompa di calore idrotermici	PN10

Terminali d'utenza aree uffici	**P nominale**
Ventilconvettori a controsoffitto	PN16

Architettura del sistema impiantistico

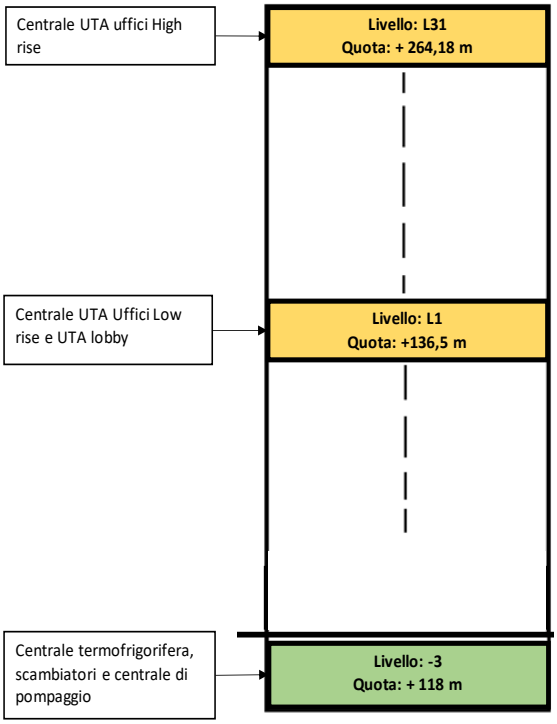
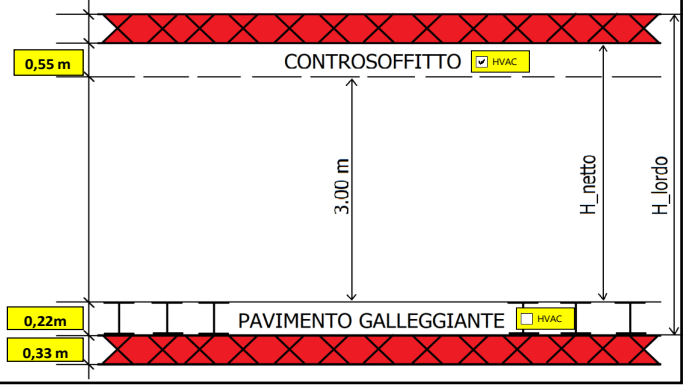


Figura 4.15 – Torre Unicredit, Milano

Altezza interpiano

Altezza netta	3,55 m
Altezza lorda	4,1 m



Nella centrale termofrigorifera dell'edificio, installata al livello -3 dell'edificio (+118 m s.l.m.), sono garantite pressioni di esercizio massime di 10 bar, grazie alla presenza degli scambiatori a piastre che separano idraulicamente l'edificio. Le centrali di condizionamento, al servizio di uffici e lobby, sono state invece collocate al livello L1 (+136,5 m s.l.m.) e al livello L31 (+264,18 m s.l.m.), con un'altezza idrostatica dell'impianto di 150 m.

L'interpiano dell'edificio è costituito da un pavimento galleggiante dello spessore di 0,22 m, da una soletta con spessore 0,33 m e da un controsoffitto (0,55 m) dove è alloggiato il ventilconvettore a soffitto e le tubazioni annesse.

Torre ALLIANZ	**Altezza**: 209 m	**Piani:** 50

Sistemi di produzione energetica	**P nominale**
Teleriscaldamento mediante SC a piastre	PN40
Gruppi frigoriferi acqua/acqua con condensazione ad acqua di torre	PN40

Terminali d'utenza aree uffici	**P nominale**
Ventilconvettori a controsoffitto	PN16

Altre tipologie impiantistiche
Sistema a pannelli radianti per la reception e impianto VRF per i locali elettrici

Architettura del sistema impiantistico

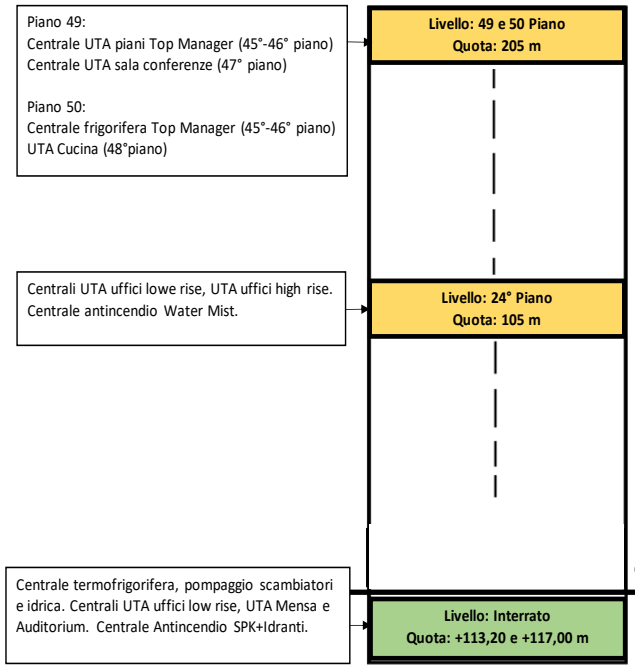
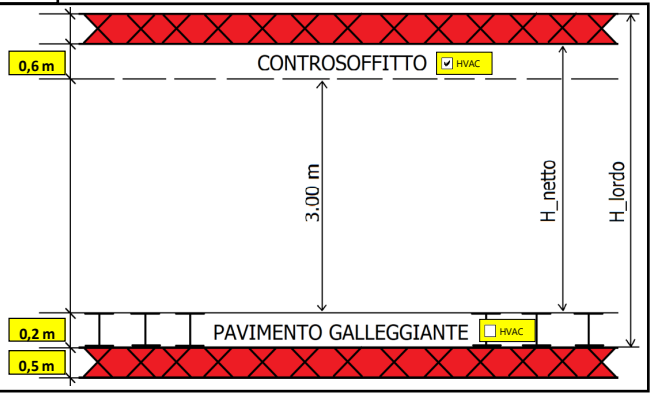


Figura 4.16 – Torre Allianz, Milano

Altezza interpiano

Altezza netta	3,6 m
Altezza lorda	4,3 m



Le centrali sono posizionate nella zona interrata dell'edificio (+113,2 m s.l.m. e +117 m s.l.m.). In questo caso, le apparecchiature installate sono state prodotte per riuscire a lavorare con pressioni nominali maggiori (PN40) rispetto al caso precedente, tuttavia, per salvaguardare i terminali e i dispositivi di bilanciamento del circuito, nell'edificio sono presenti scambiatori di calore a piastre per la separazione idraulica. Invece, le centrali di condizionamento, come nel caso precedente, sono collocate in tre livelli distinti permettendo di fatto di dividere l'edificio in macro-zone verticali, con un'altezza idrostatica dell'impianto di 200 m. Infine, in copertura è presente un'ulteriore centrale termofrigorifera dedicata interamente all'unità di trattamento aria che serve gli uffici d'élite degli ultimi piani.
La centrale antincendio di tipologia Water Mist è stata installata in un livello intermedio dell'edificio (24° piano).

Gli spazi, in controsoffitto e nel pavimento rialzato, utilizzati per il transito delle apparecchiature meccaniche ed elettriche risultano simili al caso precedente.

Torre DIAMANTE	**Altezza**: 140 m	**Piani:** 30

Sistemi di produzione energetica	**P nominale**
Pompe di calore con funzionamento a recupero condensate con acqua di falda	PN16

Terminali d'utenza aree uffici	**P nominale**
Ventilconvettori a controsoffitto	PN10

Altre tipologie impiantistiche
Sistema a pannelli radianti per la reception e impianto VRF per i locali elettrici

Architettura del sistema impiantistico

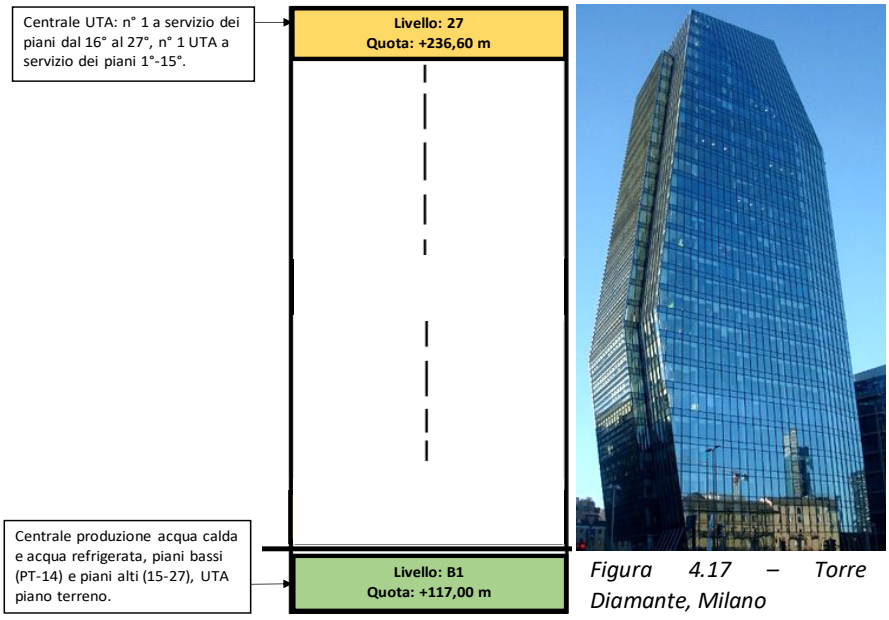
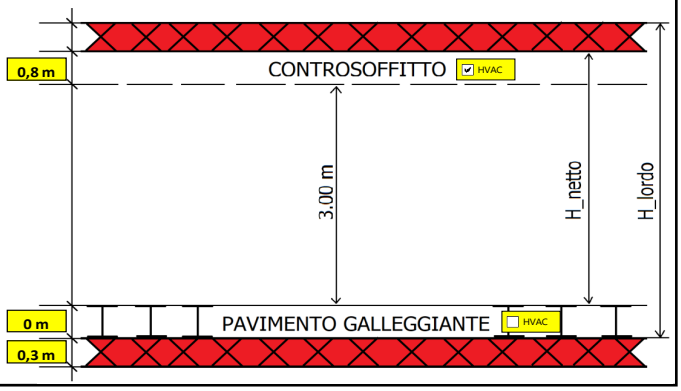


Figura 4.17 – Torre Diamante, Milano

Altezza interpiano

Altezza netta	3,8 m
Altezza lorda	4,1 m



Nel basement B1 sono presenti le centrali termofrigorifere e l'unità di trattamento aria che serve il piano terreno. Le altre centrali di condizionamento, che dividono verticalmente l'edificio in due gruppi di piani, sono posizionate nella copertura. L'altezza idrostatica dell'impianto, considerando il circuito piani alti che parte dal B1 fino al livello 27°, è di 120 m.

Rispetto ai casi precedenti il controsoffitto è di misura maggiore, in quanto probabilmente viene utilizzato sia per il transito delle apparecchiature HVAC che dei circuiti elettrici.

Torre GIOIA 22	**Altezza**: 108 m	**Piani:** 24

Sistemi di produzione energetica	**P nominale**
Gruppi polivalenti idrotermici	PN10

Terminali d'utenza aree uffici	**P nominale**
Travi fredde attive	PN16

Altre tipologie impiantistiche
Impianto a tutt'aria e sistema a pannelli radianti per la lobby d'ingresso

Architettura del sistema impiantistico

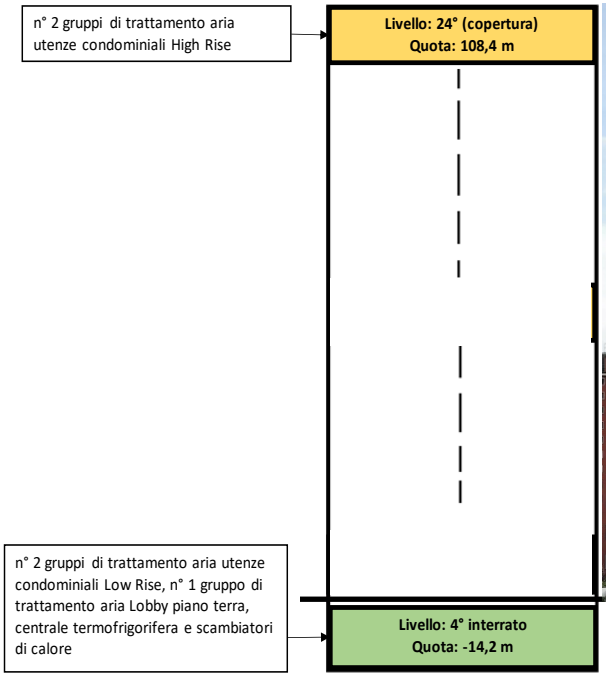
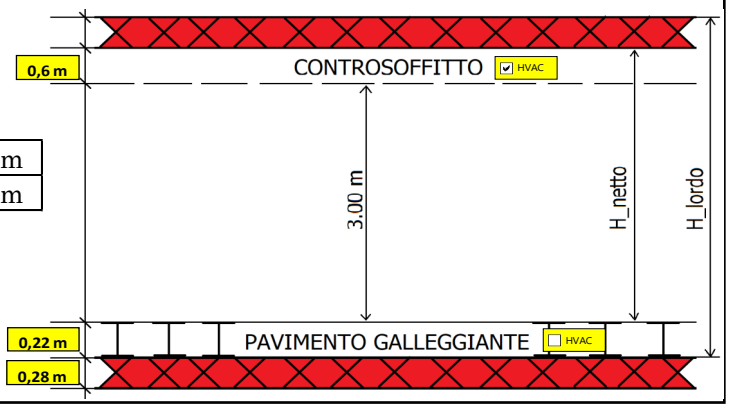


Figura 4.18 – Torre Gioia 22 (in costruzione), Milano

Altezza interpiano

Altezza netta	3,6 m
Altezza lorda	4,1 m



Le centrali di condizionamento (UTA), che servono le utenze condominiali e la lobby d'ingresso, sono collocate negli stessi livelli dell'edificio visto precedentemente. Gli impianti per la produzione di acqua calda e acqua refrigerata sono stati installati nel quarto piano interrato, a -14,2 m. Anche in questo caso, per ridurre il livello di pressione nei circuiti acqua calda/refrigerata, sono previsti degli scambiatori di calore nella centrale termofrigorifera. L'altezza idrostatica dell'impianto risulta di 125 m.

Torre GIOIA 20	**Altezza**: 98 m	**Piani:** 23

Sistemi di produzione energetica	P nominale
Gruppi polivalenti idrotermici	PN10

Terminali d'utenza aree uffici	P nominale
Travi fredde attive	PN16

Altre tipologie impiantistiche
Impianto a tutt'aria e sistema a pannelli radianti per la lobby d'ingresso

Architettura del sistema impiantistico

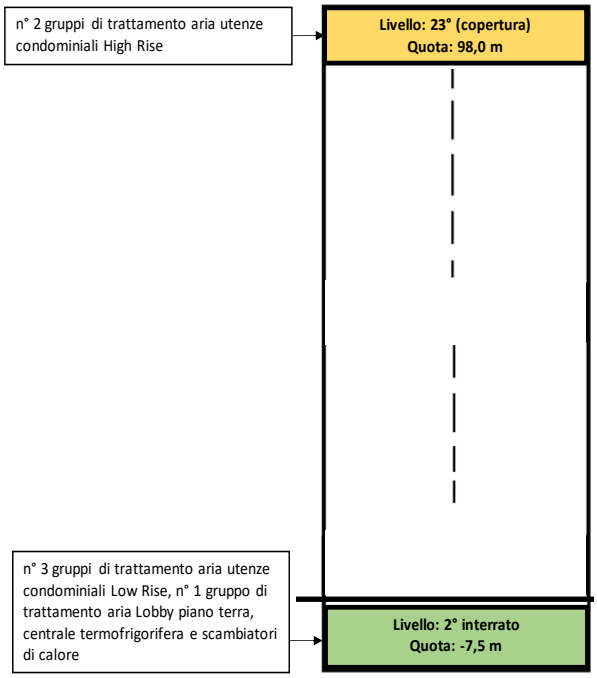
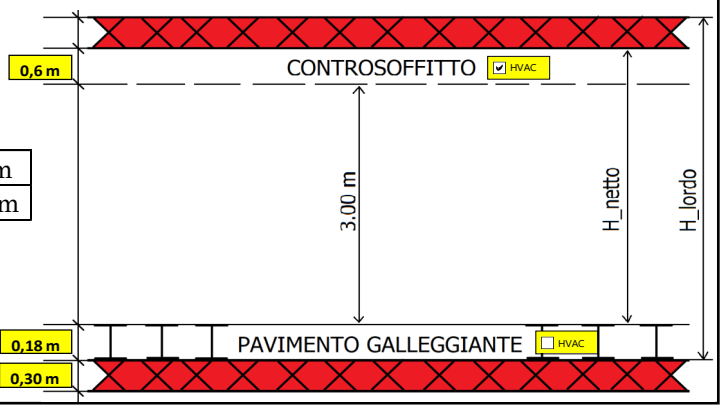


Figura 4.19 – Rendering Torre Gioia 20 (in progetto), Milano

Altezza interpiano



Altezza netta	3,6 m
Altezza lorda	4,08 m

Le centrali di condizionamento (UTA), che servono le utenze condominiali e la lobby d'ingresso, sono collocate in copertura e nel piano interrato dell'edificio. Nel secondo piano interrato troviamo inoltre la centrale termofrigorifera. Dal punto di vista idraulico, per ridurre il livello di pressione nei circuiti, sono previsti degli scambiatori di calore al piano 2° interrato che dividono il circuito primario da quello secondario. L'altezza idrostatica dell'impianto risulta di 116,5 m.

I terminali al servizio delle aree uffici, installati nel controsoffitto, sono questa volta le travi fredde.

I progettisti HVAC, per ovviare alla problematica che affligge la maggior parte degli edifici di grande altezza, hanno preferito utilizzare apparecchiature meccaniche con modeste pressioni massime di esercizio. Nella scelta della tipologia impiantistica da adottare, si sono affacciati altresì al tema della sostenibilità ambientale e dell'efficienza energetica, impiegando sorgenti più innovative come acqua di falda e acqua calda fornita mediante il teleriscaldamento.

Inoltre, dalle informazioni rilasciate, si evince che le unità per la produzione di energia termica e frigorifera vengono principalmente collocate nei locali interrati e le unità di condizionamento vengono distinte in 2/3 interpiani tecnici diversi, in modo tale da avere una divisione verticale in macro-zone. Le sottocentrali di pompaggio e le sottocentrali di scambiatori di calore vengono invece posizionate nello stesso livello della centrale termofrigorifera per proteggere principalmente gli accumuli termici utilizzati nel sistema impiantistico.

Per quanto riguarda l'integrazione del sistema impiantistico con il sistema edilizio, si predilige l'utilizzo di un pavimento rialzato (circa 0,2 m) per il passaggio dei circuiti elettrici e un controsoffitto di più ampie dimensioni (circa 0,6 m) per l'installazione dei terminali e per il transito delle apparecchiature HVAC che servono i circuiti idrici e aeraulici. L'altezza media da pavimento a pavimento, che è possibile trovare in un grattacielo italiano, si aggira intorno ai 4,1 m.

5. CASO STUDIO

Figura 5.1 - Rendering edificio a torre esaminato

La presente tesi analizza tre possibili scelte impiantistiche, che possono essere adottate nella progettazione di un impianto a circuito chiuso in un edificio di grande altezza, valutandone i costi, i benefici e le eventuali criticità. Per ogni soluzione esaminata, mediante l'ausilio del software *Caleffi Hydronic Design*, è stato inoltre modellato e dimensionato un'adeguato impianto HVAC al servizio delle aree uffici.

L'edificio di grande altezza su cui verterà lo studio è di tipologia commerciale ed è ubicato nella città di Torino.

5.1 Caratteristiche costruttive

Il progetto della costruzione in oggetto si basa sull'estensione verticale di due piani tipo, adibiti ad uso ufficio, e si sviluppa per ventiquattro piani fuori terra e due piani interrati. Il primo piano tipo si ripete per quindici livelli, mentre, il secondo piano tipo, si replica per ulteriori sette livelli. Nei pressi dei vani scala sono previsti dei cavedi per gli impianti elettrici, idraulici e aeraulici che transitano verticalmente lungo l'altezza dell'edificio e collegano i locali tecnici del piano interrato con i terminali d'utenza posti su ogni livello. Infine, i locali per i servizi igienici sono collocati a specchio in corrispondenza dei vani tecnici.

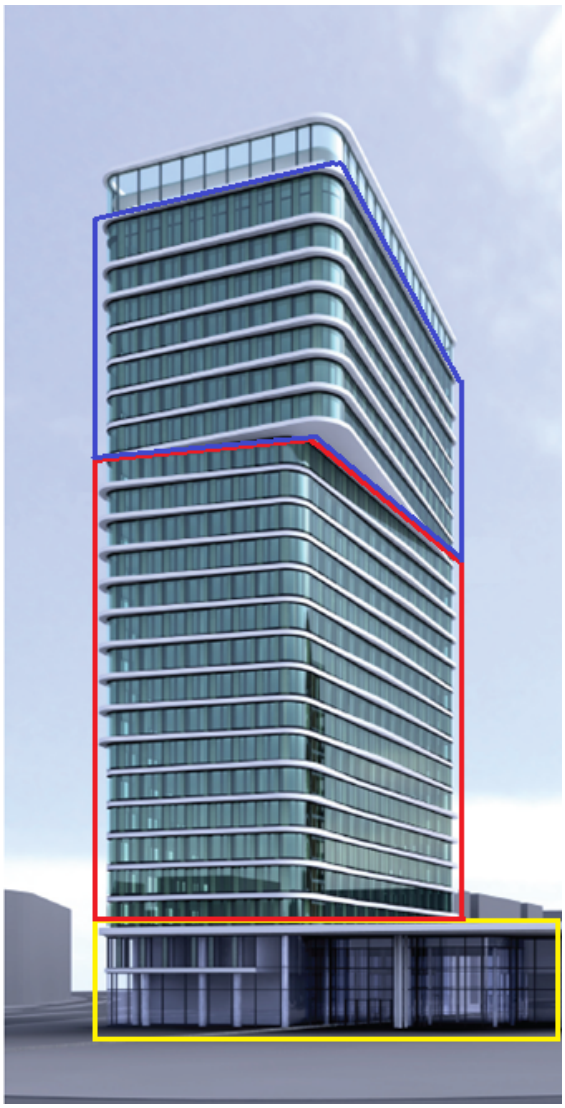


Figura 5.2 – Suddivisione della torre in piani tipo

In Figura 5.2 è mostrata la vista Nord-Ovest dell'edificio in cui si distinguono:

- La struttura all'interno della selezione gialla, la quale rappresenta il primo e il secondo piano fuori terra del fabbricato ed è adibita a centro commerciale, che non rientrerà nell'analisi di questo studio.
- L'estensione verticale del Piano tipo 1, ovvero il gruppo di piani all'interno della selezione rossa.
- L'estensione verticale del Piano tipo 2, ovvero il gruppo di piani all'interno della selezione blu.

L'elemento che caratterizza principalmente l'aspetto architettonico esterno della costruzione è la presenza di una facciata a doppia pelle a ventilazione naturale; le bocchette di ventilazione risultano movibili elettronicamente a seconda delle condizioni che si creano nell'intercapedine che separa lo strato interno da quello esterno.

Per quanto riguarda l'involucro, la modellazione energetica dell'edificio esula dalla tesi in esame, pertanto, per semplicità di trattazione, sono stati utilizzati calcoli precedentemente eseguiti in altri contesti. In Allegato B sono stati inseriti i carichi termici a disposizione per il fabbricato, precedentemente valutati suddividendo ogni piano tipo in otto zone termiche, ognuna con un determinato orientamento (Fig. 5.3). Il valore di trasmittanza per le pareti verticali è considerato pari a 0,28 W/m^{2}K, mentre quello delle chiusure trasparenti (vetro + telaio) risulta uguale a 1,3 W/m^{2}K, con un fattore solare FS di 0.4.

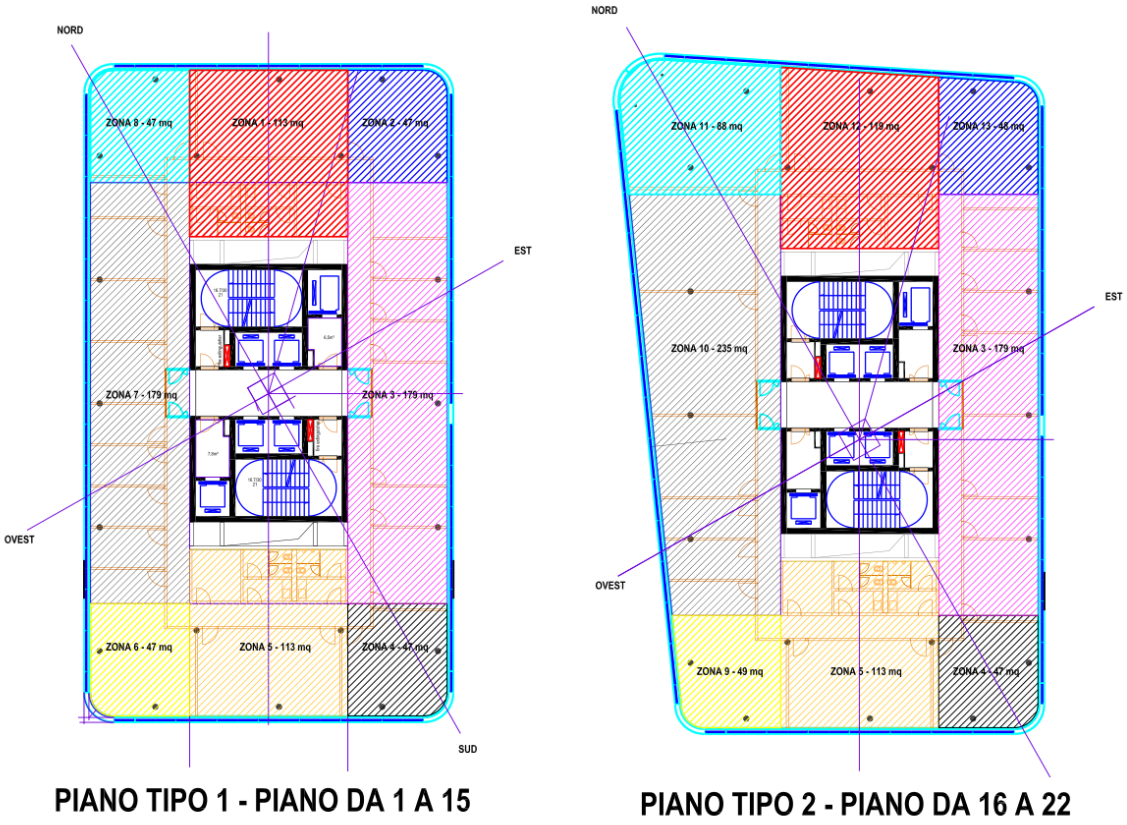


Figura 5.3 – Suddivisione dei piani tipo in zone termiche

5.2 Considerazioni preliminari

Uno degli aspetti di maggiore criticità, legati alla distribuzione di un impianto meccanico in un *tall building*, come già discusso nel capitolo precedente, riguarda la necessità di utilizzare gli scambiatori di calore a piastre per la separazione idraulica. Tuttavia, tale accorgimento obbliga il progettista a lavorare con un salto termico ridotto, tra il circuito primario e quello secondario, per riuscire a realizzare correttamente il processo di scambio termico tra i circuiti stessi.

Per produrre energia termica negli edifici a torre, difficilmente si opta per l'utilizzo di caldaie, in quanto, nonostante la loro capacità di raggiungere temperature di esercizio elevate, risultano essere più costose rispetto ad altre soluzioni impiantistiche presenti. Inoltre, se si considera la vista fruibile dai piani più alti, risultano essere esteticamente ingombranti a causa degli scarichi delle canne fumarie collocati in copertura. Per questi motivi, nella quasi totalità dei casi, si opta per macchine differenti quali le pompe di calore.

Oltre al problema legato ai diversi livelli termici che si creano dall'utilizzo di scambiatori di calore a piastre negli edifici a torre, è presente un ulteriore limite relativo alla temperatura a cui è possibile produrre fluido termovettore in centrale.

Durante la stagione invernale, le pompe di calore, se non sono state progettate per raggiungere alte temperature, hanno solitamente una temperatura di esercizio ottimale di 35 °C (lato impianto) e difficilmente riescono a produrre acqua calda sopra i 50 °C, se non in esecuzione speciale. Un altro punto da tenere in considerazione è il rendimento della pompa di calore, maggiore è la temperatura richiesta e minore sarà il suo COP (*Coefficient Of Performance*). Occorre, dunque, trovare un compromesso tra la temperatura di produzione dell'acqua calda in centrale, che dovrebbe essere più bassa possibile, e la temperatura di mandata richiesta dai terminali delle aree uffici per bilanciare le dispersioni dell'involucro, che al contrario dovrebbe essere la più alta possibile. I terminali adottati sono ventilconvettori, per i quali sono presenti i dati prestazionali anche a temperature differenti da quelle valutate dal produttore come "nominali". Risulta pertanto necessario sovradimensionare le batterie dei ventilconvettori per farli lavorare ad una temperatura più bassa rispetto a quella richiesta, tenendo in considerazione

il compromesso tra il costo aggiuntivo delle batterie, il rendimento della generazione energetica e i limiti fisici legati alle temperature minime e massime operative. Per esempio, ipotizzando di adoperare delle pompe di calore che riescano a produrre acqua tecnica fino a 50 °C e che ogni scambiatore installato sia in grado di lavorare con un salto termico pari a $\Delta T=2$ °C, se in una torre fossero presenti tre livelli di separazione idraulica la temperatura di mandata che giungerebbe ai piani più alti risulterebbe di soli 44 °C. Per cui, oltre a dover utilizzare le pompe di calore ad un rendimento inferiore rispetto a quello ottimale, il progettista sarebbe costretto a sovradimensionare ampiamente le batterie dei terminali.

Inoltre, sebbene sia possibile diminuire la temperatura di produzione dell'acqua tecnica per aumentare le performance delle macchine, è necessario, allo stesso tempo, tenere in considerazione il discomfort che si avrebbe con l'utilizzo dei terminali (ventilconvettori) a temperature più basse di un determinato limite. I ventilconvettori, dovendo scambiare calore con l'aria, non possono lavorare con temperature di mandata inferiori ai 40 °C, poiché, in caso contrario, gli occupanti percepirebbero un flusso d'aria fredda sulla propria pelle, essendo la temperatura media corporea di 36 °C.

Per il dimensionamento dell'impianto in modalità raffrescamento, sorgono problemi simili a quelli riscontrabili nella stagione invernale. In questo caso, per quanto riguarda le pompe di calore, minore è la temperatura di produzione dell'acqua refrigerata, minore risulterà il rendimento della macchina EER (*Energy Efficiency Ratio*). Tali macchine presentano inoltre un limite fisico di temperatura, imposto dal produttore, che permette di evitare il congelamento delle batterie dei gruppi frigoriferi stessi. È possibile superare tale ostacolo solamente miscelando glicole etilenico al fluido termovettore acqua e modificando le proprietà termiche del fluido. Solitamente, la temperatura minima alla quale viene prodotta acqua refrigerata è di 7 °C, tuttavia, in esecuzioni diverse dagli standard, è possibile produrre acqua tecnica anche a 5 °C. Considerando i ventilconvettori come terminali anche per il raffrescamento estivo, è necessario, anche in questo caso, analizzare le rese termiche di queste apparecchiature per riuscire ad utilizzarle a temperature maggiori rispetto a quelle "nominali". Di conseguenza, dovranno essere selezionate delle batterie dei terminali sovradimensionate. Tuttavia, per evitare che crolli il potere latente delle batterie (e quindi la capacità di deumidificare efficacemente gli ambienti) è

necessario tenere presente il limite di 10 °C come temperatura operativa di mandata. Pertanto, in accordo con quanto visto precedentemente, anche in fase di raffrescamento bisognerà prestare particolare attenzione alla temperatura di produzione, agli stadi di scambio termico e al dimensionamento delle batterie dei terminali.

5.3 Scelta dei sistemi per la produzione di energia e dei terminali d'utenza

In base alle considerazioni sopra descritte è necessario valutare un possibile sistema impiantistico per la produzione energetica che soddisfi i requisiti richiesti nella progettazione di un edificio di grande altezza. Per questa analisi, si ipotizza di avere a disposizione un circuito aperto con pozzi per il prelievo di acqua di falda, con temperatura media invernale di 11 °C e temperatura media estiva di 15 °C.

Vista la presenza di una sorgente con fluido a temperatura quasi costante durante tutto l'anno, per l'edificio in questione sono state adottate delle pompe di calore idrotermiche. Sono macchine del tipo acqua/acqua e possono pertanto essere abbinate al circuito aperto con i pozzi di prelievo: in inverno operano come pompe di calore per la produzione di acqua calda volta al riscaldamento, mentre, in estate, come gruppi frigoriferi per la produzione di acqua refrigerata. Inoltre, secondo diversi produttori (vedi cap. Idronica), sono in grado di resistere a pressioni di esercizio maggiori rispetto a quelle sostenibili da una caldaia a condensazione.

Tra le pompe di calore idrotermiche disponibili in commercio, è stata selezionata **Climaveneta FOCS2-W/CA-E** PN16, la quale ha a disposizione una serie di dati che riportano accuratamente le performance della macchina al variare delle condizioni termiche della sorgente e delle condizioni di produzione dell'acqua tecnica (lato utenze), sia nella stagione estiva che in quella invernale.

Figura 5.4 – Pompa di calore acqua/acqua reversibile Climaveneta

Prima del dimensionamento dell'impianto HVAC, sarà utile valutare quali siano le migliori condizioni di lavoro relative alle temperature di produzione dei fluidi termovettori, tenendo presente che, per via delle pressioni in gioco, potrebbe divenire necessario adottare uno o più stadi di scambio termico.

Per quanto riguarda i terminali d'utenza, per far fronte alle criticità che si creano con l'eventuale l'utilizzo della separazione idraulica, è nuovamente necessario selezionare apparecchi in grado di lavorare a temperature sfavorevoli rispetto a quelle nominali. Per l'edificio in questione, sono stati scelti ventilconvettori **Emmeti Silence IVO-AF** PN15, posti in controsoffitto. Analogamente alle pompe di calore, la scelta è stata motivata dalla presenza di un data-sheet contenente le rese termiche di tali apparecchi alle diverse condizioni del fluido termovettore in ingresso e in uscita. I ventilconvettori sono del tipo a 4 tubi e presentano due batterie alettate per una maggiore flessibilità di utilizzo durante tutto il corso dell'anno.

Figura 5.5 – Fancoil Emmeti Silence IVO-AF

Successivamente verranno analizzate, valutandone i pro e i contro, tre soluzioni impiantistiche che è possibile adottare nella progettazione di un impianto HVAC per l'edificio in esame:

1. **edificio con due stadi di scambio termico;**
2. **edificio con uno stadio di scambio termico;**
3. **edificio con due centrali termofrigorifere.**

Ogni soluzione progettuale permetterà di risolvere i problemi legati alle pressioni di esercizio dei componenti impiantistici, causando, però, criticità differenti.

5.4 Caso studio 1: Edificio con due stadi di scambio termico

5.4.1 Architettura del sistema impiantistico

La collocazione della centrale termica, delle sottocentrali di scambiatori di calore e delle centrali per il trattamento dell'aria, condiziona fortemente la distribuzione idraulica dell'edificio.

La centrale per la produzione di energia termica e frigorifera è stata collocata nel secondo piano interrato, vista la presenza dei pozzi di prelievo e per via delle ampie dimensioni del locale tecnico non adibibile ad ufficio. Considerando:

- l'altezza idrostatica dell'impianto di 101,8 m (≅ 10 bar)
- l'incremento di pressione durante il riscaldamento dell'acqua (dilatazione termica) (≅ 1 bar)
- la necessità di pressurizzare l'impianto per evitare che penetri al suo interno aria esterna dalla sommità (≅ 2 bar)

si è reso necessario adoperare degli scambiatori di calore a piastre volti a proteggere le apparecchiature e soprattutto gli accumuli termici, dall'elevata pressione di esercizio agente sui piani interrati (**≅ 13 bar**). Questa rappresenta una soluzione d'uso comune in base alle informazioni fornite dai progettisti meccanici dei principali grattacieli italiani.

Nonostante, nel nostro caso, l'integrità dei componenti sia garantita dai produttori per pressioni massime di lavoro di 15 bar (ventilconvettori), di norma non vengono superati gli 8÷9 bar di esercizio, in quanto basterebbero ulteriori sollecitazioni come, ad esempio, le tensioni generate dalle dilatazioni termiche, per provocare la formazione di cricche. Le parti più sensibili dell'impianto, come gli accumuli, i collegamenti e i raccordi, devono essere salvaguardate maggiormente rispetto al resto della componentistica. Pertanto, un ulteriore stadio di scambio termico è stato posizionato nei vani tecnici del livello 15 del fabbricato, al fine di dividere il circuito dei piani alti da quello dei piani bassi. Questa soluzione permette al progettista di diminuire, fino a **≅ 8.62 bar**, la pressione alla quale lavorano i componenti dell'impianto posti nei primi piani. Essa risulta data dalla somma di:

- Pressione idrostatica (≅ 5.62 bar), generata dalla differenza di quota dell'impianto idraulico fra il primo e il quindicesimo livello dell'edificio (57.4 m);
- Pressurizzazione impianto (≅ 2 bar);
- Espansione dell'acqua durante il riscaldamento (≅ 1 bar).

Tale accorgimento comporterà, come si vedrà in seguito, un rilevante sovradimensionamento delle batterie dei terminali.

Vista l'altezza dell'edificio in esame, le quattro centrali di condizionamento (UTA), al servizio dell'intera costruzione, sono state collocate in copertura e abbinate a pompe di calore a loro dedicate. Tali unità non rientrano però nel presente studio, in quanto considerate come circuito chiuso separato da quello al servizio dei terminali d'utenza per le aree uffici.

5.4.2 Altezza interpiano

Come discusso nei capitoli precedenti, l'integrazione del sistema edilizio con quello HVAC è di fondamentale importanza in ottica progettuale. Per l'edificio in esame, seguendo le informazioni fornite dai progettisti meccanici nell'indagine svolta, è stata predisposta un'altezza da pavimento a pavimento di 4,1 m.

L'interpiano è suddiviso in 0,3 m di soletta, in 0,2 m di pavimento galleggiante, in cui transitano i collegamenti elettrici, e in 0,6m di controsoffitto, dove sono alloggiati i componenti dell'impianto aeraulico e idraulico e gli apparecchi per l'illuminamento. Tale composizione consente agli occupanti di avere un'altezza vivibile di 3 m come da normativa. La Figura 5.6 mostra la suddivisione dell'interpiano, nel quale sono stati collocati a controsoffitto una bocchetta di mandata del sistema aeraulico e un fan-coil Emmeti Silence 704 con le relative tubazioni (sistema 4 tubi + scarico condensa).

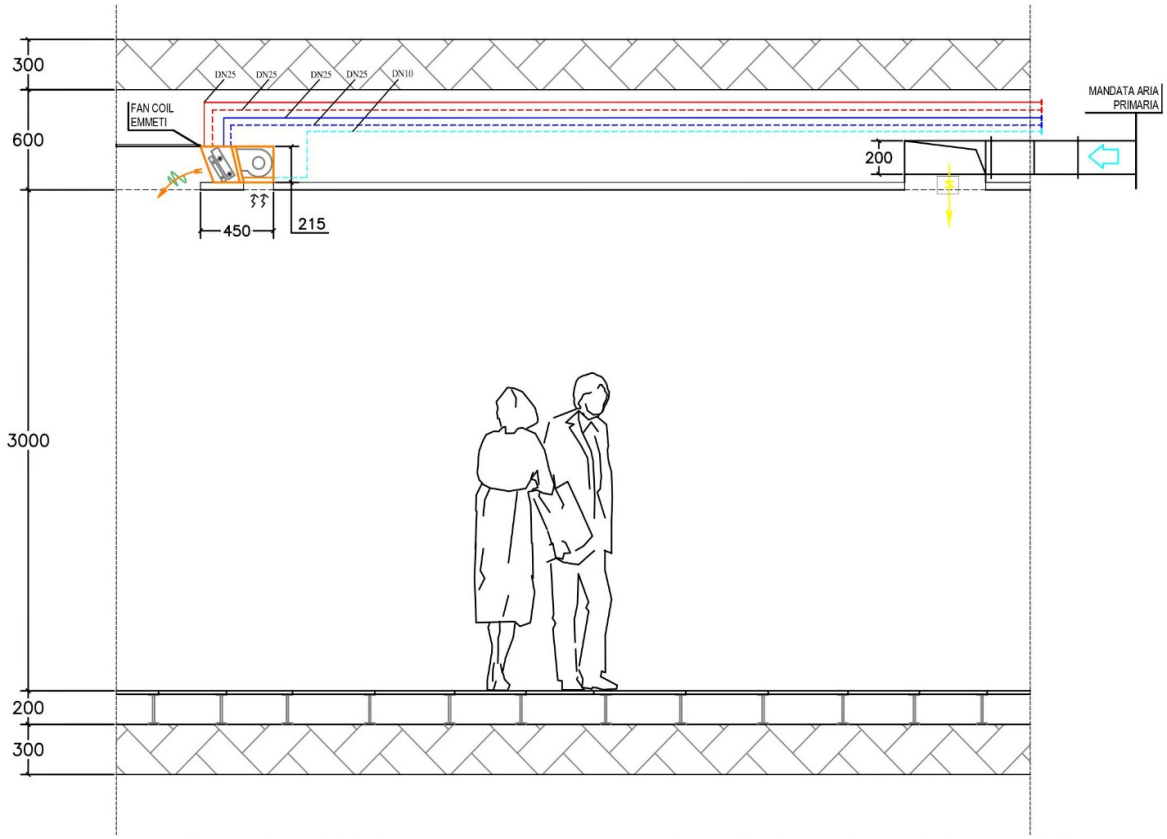


Figura 5.6 – Sezione dell'altezza interpiano

5.4.3 Dimensionamento dell'impianto

Terminali d'utenza

Vista la misura maggiore dei carichi termici estivi di punta rispetto a quelli invernali, i terminali per gli uffici sono stati dimensionati in base alla loro potenza resa in modalità raffreddamento. La scelta di adottare un doppio stadio di scambio termico comporta un sovradimensionamento delle batterie dei ventilconvettori, che può essere più o meno rilevante a seconda di quanti separatori idraulici sono presenti a monte.

L'edificio è stato quindi suddiviso in due aree mediante scambiatori di calore a piastre con differenza di temperatura media logaritmica pari a 2 °C. Considerando una temperatura del fluido termovettore proveniente dalla centrale termofrigorifera (analizzata successivamente) di 6 °C, dopo il primo scambio termico avremo una temperatura di mandata dei terminali di 8 °C e dopo il secondo stadio una temperatura di 10 °C con un salto termico nei terminali di 5°C (Fig. 5.7).

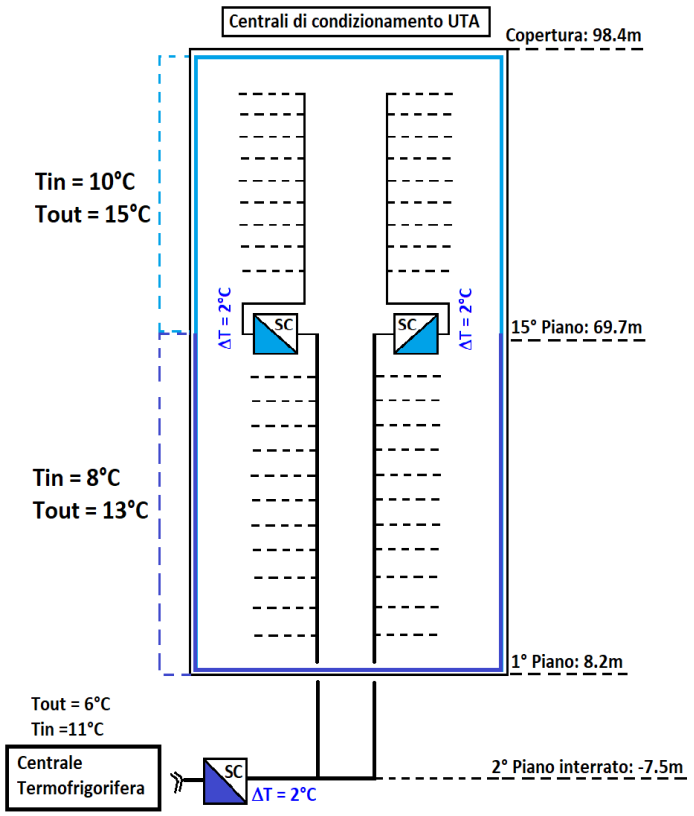


Figura 5.7 – Schema logico della distribuzione idronica in modalità raffrescamento

Considerando la temperatura dell'ambiente interno pari a 26 °C con un'umidità relativa al 50 %, dalla scheda tecnica dei ventilconvettori è possibile estrapolare le rese termiche al variare delle condizioni operative (estratto presente in Allegato C). Note le grandi portate di fluido termovettore presenti in un impianto HVAC di un edificio di grande altezza, le rese frigorifere sono state valutate ipotizzando di far lavorare i fan-coil con un salto termico pari a 5 °C (Fig. 5.8); al diminuire del ΔT dei terminali, la

quantità di acqua tecnica in circolo nelle tubazioni incrementerebbe in modo rilevante inducendo il progettista a sovradimensionare le pompe, le tubazioni e i dispositivi impiantistici. Con un salto termico nei terminali di 4 °C la portata risulterebbe 1,25 volte maggiore rispetto al caso con $\Delta T = 5$ °C, con soli 3 °C di differenza, invece, la portata crescerebbe addirittura di 1,67 volte.

Se si andasse, invece, ad aumentare la differenza tra la temperatura dell'acqua di mandata e la temperatura dell'acqua di ritorno le performance dei fan-coil calerebbero sensibilmente.

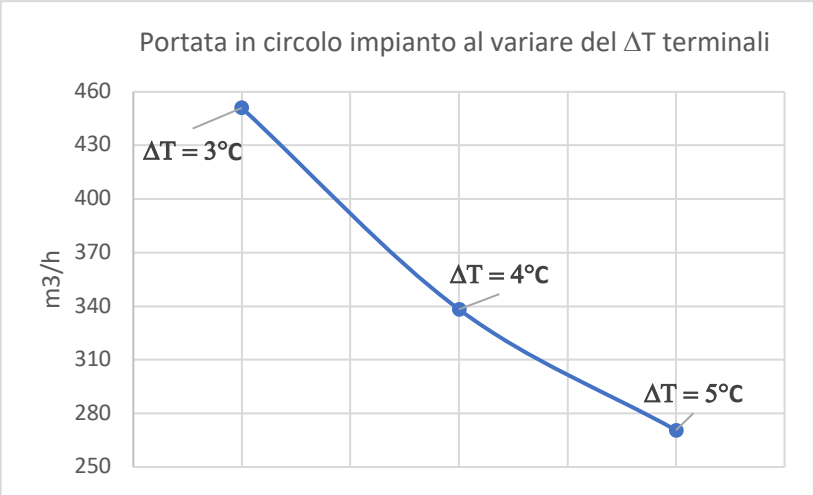


Figura 5.8 – Variazione portata in circolo nell'impianto al variare della differenza di temperatura dei terminali

In Tabella 5.1 vengono elencate le performance dei ventilconvettori che possono essere di interesse per il presente studio; le condizioni nominali sono state contrassegnate in grassetto:

Modello	Tin - Tout (°C)	Taria b.s (°C)	Taria b.u (°C)	Pot. frigorifera totale* (W)	Pot. frigorifera latente* (W)	Resa frigorifera totale (%)	Resa frigorifera latente (%)
154	**7 - 12**	**27**	**19**	**1360**	**340**		
154	7 - 12	26	19	1360	425,5	100%	100%
154	8 - 13	26	19	1274	395,57	94%	93%
154	10 - 15	26	19	983	208,7	72%	49%
154	11 - 16	26	19	818,09	105,2	60%	25%
154	12 - 17	26	19	648	0	48%	0%
204	**7 - 12**	**27**	**19**	**1870**	**450**		
204	7 - 12	26	19	1870	535	100%	100%
204	8 - 13	26	19	1802	511,5	96%	96%
204	10 - 15	26	19	1359	202	73%	38%
204	11 - 16	26	19	1183	115	63%	21%
204	12 - 17	26	19	990	0	53%	0%
304	**7 - 12**	**27**	**19**	**2900**	**1050**		
304	7 - 12	26	19	2900	1145	100%	100%
304	8 - 13	26	19	2576	956	89%	83%
304	10 - 15	26	19	2042	647	70%	57%
304	11 - 16	26	19	1683,6	378,6	58%	33%
304	12 - 17	26	19	1380	165	48%	14%
504	**7 - 12**	**27**	**19**	**4550**	**1660**		
504	7 - 12	26	19	4550	1850	100%	100%
504	8 - 13	26	19	4186	1666	92%	90%
504	10 - 15	26	19	3192	942	70%	51%
504	11 - 16	26	19	2622	480	58%	26%
504	12 - 17	26	19	2162	182	48%	10%
604	**7 - 12**	**27**	**19**	**5160**	**1880**		
604	7 - 12	26	19	5160	2066	100%	100%
604	8 - 13	26	19	4696	1784	91%	86%
604	10 - 15	26	19	3627	1079	70%	52%
604	11 - 16	26	19	3069	784,9	59%	38%
604	12 - 17	26	19	2418	234	47%	11%
704	**7 - 12**	**27**	**19**	**6430**	**2030**		
704	7 - 12	26	19	6430	2380,5	100%	100%
704	8 - 13	26	19	5859	2082,5	91%	87%
704	10 - 15	26	19	4464	1188	69%	50%
704	11 - 16	26	19	3766,5	672,5	59%	28%
704	12 - 17	26	19	3069	248	48%	10%

*Tabella 5.1 – Rese termiche fancoil Emmeti - *Velocità del ventilatore media*

Come ci si aspetta, la resa frigorifera totale dei terminali presenti a valle del primo stadio di scambio termico è maggiore, fino a 23 punti percentuali, rispetto a quella relativa ai fan-coil al servizio dei piani più alti. Aumentando la temperatura di mandata delle batterie dei ventilconvettori in deumidificazione di soli 3 °C, rispetto a quella nominale, il potere latente crolla drasticamente, fino a raggiungere un 38 % di resa nel modello 204. Proprio per questi motivi, nell'edificio in esame, è necessario

sovradimensionare i terminali d'utenza per riuscire a bilanciare efficacemente tutti i carichi termici presenti nelle diverse zone. Inoltre, dai grafici di Fig. 5.9 e 5.10 si evince che aumentando ulteriormente la temperatura di mandata dei terminali, entrambe le potenze tendono a ridursi in modo rilevante. Il potere latente, che tra le due ha una diminuzione più marcata, scende vertiginosamente fino ad arrivare ad una capacità di deumidificazione nulla per due modelli diversi, il 154 e il 204.

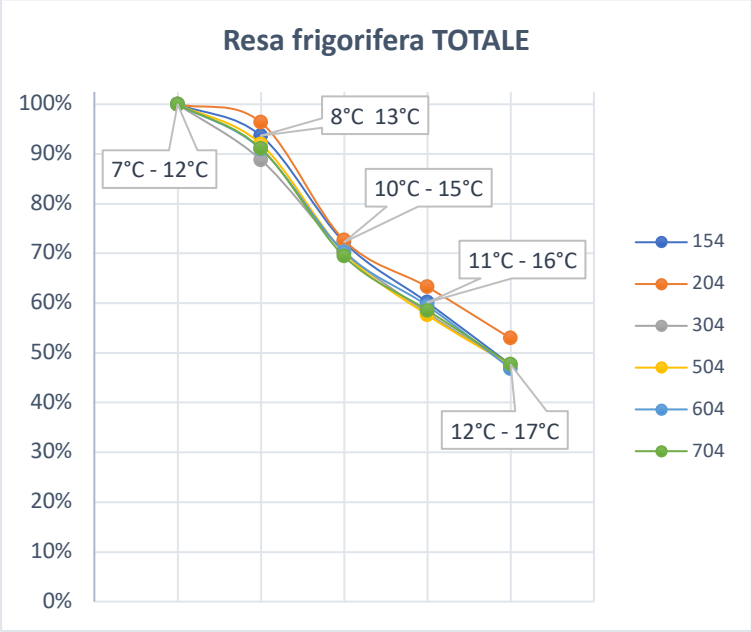


Figura 5.9 – Resa frigorifera totale dei fancoil Emmeti al variare delle condizioni operative

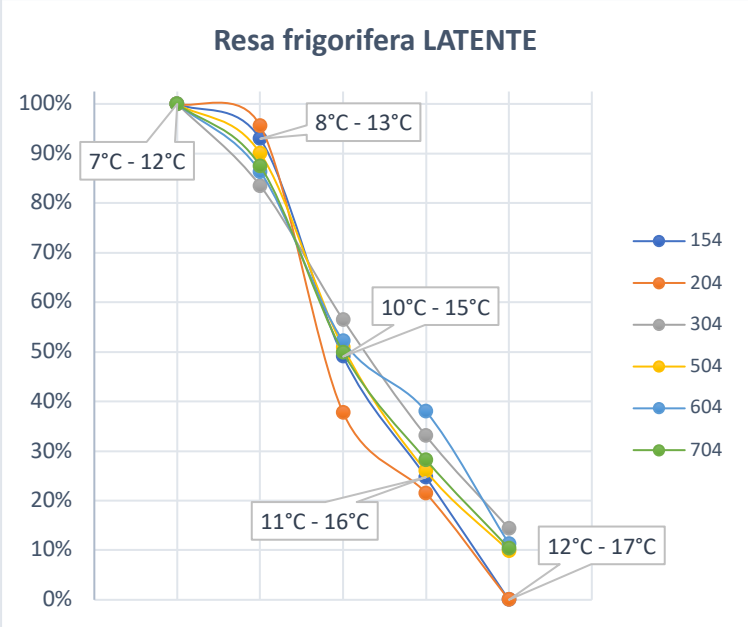


Figura 5.10 – Resa frigorifera latente dei fancoil Emmeti al variare delle condizioni operative

Pertanto, per la soluzione progettuale in esame, è utile svolgere un'analisi supplementare per i soli terminali, per comprendere le differenze anche a livello di costi che si riscontrano nell'utilizzo di ventilconvettori sovradimensionati in misura maggiore. Tale studio verrà effettuato esclusivamente per i ventilconvettori a valle del secondo stadio di scambio termico, ovvero quelli che necessitano di un maggiore sovradimensionamento.

Per semplificare la scrittura successiva, i terminali verranno suddivisi nella seguente maniera:

- fan-coil con $Tin = 8°C/Tout = 13°C$ (1°-15° piano) e $Tin = 10°C/Tout = 15°C$ (16°-22° piano) verranno chiamati **Terminali 1**;
- fan-coil con $Tin = 8°C/Tout = 13°C$ (1°-15° piano) e $Tin = 11°C/Tout = 16°C$ (16°-22° piano) verranno chiamati **Terminali 2**;
- fan-coil con $Tin = 8°C/Tout = 13°C$ (1°-15° piano) e $Tin = 12°C/Tout = 17°C$ (16°-22° piano) verranno chiamati **Terminali 3.**

Prima di effettuare i calcoli è comunque possibile individuare l'andamento della dimensione delle batterie dei fan-coil al variare della loro potenza e dunque del modello, per mostrare come varierà sensibilmente la superficie occupata in controsoffitto dai terminali in base alla soluzione impiantistica adottata. La misura del ventilconvettore a controsoffitto che può fornire più informazioni, in questo caso, è la larghezza, in quanto lo spessore e l'altezza sono i medesimi per tutti i modelli e rilevanti unicamente per l'aspetto della quota interpiano visto precedentemente.

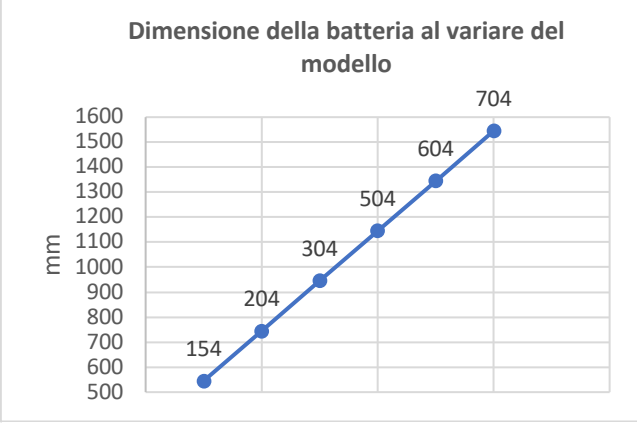


Figura 5.11 – Dimensione della batteria dei fancoil al variare del modello

Una volta ricavate le rese termiche, vincolate dalle diverse temperature di esercizio, e conoscendo i carichi estivi di progetto è possibile modellare il circuito idronico di piano adottando i modelli di fan-coil corretti per entrambi i piani tipo dell'edificio. Adottando i Terminali 1 o 2 è stato possibile dimensionare le loro batterie secondo la potenza totale resa, invece, scegliendo i Terminali 3, e dimensionandoli come i precedenti, i poteri latenti

risultanti erano tutti insufficienti rispetto ai carichi latenti presenti nei vari ambienti. Pertanto, si è reso necessario dimensionare una seconda volta questi ultimi valutandoli in base alla loro capacità di deumidificare, ottenendo, di conseguenza, valori eccessivi di potenze frigorifere totali in ogni ambiente. I risultati sono mostrati nelle Tabelle 5.2, 5.3, 5.4, 5.5.

PIANO TIPO 1 - TERMINALI 8°C/13°C - Dimensionati su potenza frigorifera totale						
Ambiente	Quantità	Fan-coil	Carico estivo totale (W)	Pot. frigorifera totale (W)	Carico estivo latente (W)	Pot. Frigorifera latente (W)
	1	304				
ZONA 1	1	504	6073	6762	910	2622
ZONA 2	2	304	4884	5152	560	1912
	3	204				
ZONA 3	5	304	17469	18285	2100	6314,5
ZONA 4	2	304	5146	5152	560	1912
	1	154				
ZONA 5	1	704	6823	7133	910	2478
	1	154				
ZONA 6	1	504	5392	5460	560	2061
	5	304				
ZONA 7	3	204	18098	18285	2100	6314,5
ZONA 8	2	304	5147	5152	560	1912

Tabella 5.2 - Dimensionamento dei terminali con 8°C/13°C per il Piano Tipo 1

PIANO TIPO 2 - TERMINALI 10°C/15°C - Dimensionati su potenza frigorifera totale						
Ambiente	Quantità	Fan-coil	Carico estivo totale (W)	Pot. frigorifera totale (W)	Carico estivo latente (W)	Pot. Frigorifera latente (W)
	1	504				
ZONA 3	7	304	17469	17502	2100	5204
	1	304				
ZONA 4	1	504	5146	5235	560	1508
ZONA 5	2	604	6823	7254	910	2158
	1	304				
ZONA 9	1	504	5491	5235	560	1508
	5	504				
ZONA 10	3	304	22004	22089	2730	6308
ZONA 11	2	704	8450	8928	1050	2232
ZONA 12	2	504	6527	6385	980	1784
	1	304				
ZONA 13	1	504	4922	5235	560	1508

Tabella 5.3 – Dimensionamento dei terminali con 10°C/15°C per il Piano Tipo 2

PIANO TIPO 2 - TERMINALI 11°C/16°C - Dimensionati su potenza frigorifera totale						
Ambiente	Quantità	Fan-coil	Carico estivo totale (W)	Pot. frigorifera totale (W)	Carico estivo latente (W)	Pot. Frigorifera latente (W)
ZONA 3	5 3	504 304	17469	18160	2100	3536
ZONA 4	2 1	304 504	5146	5989	560	1237
ZONA 5	1 2	154 604	6823	6956	910	1675
ZONA 9	2 1	304 504	5491	5989	560	1237
ZONA 10	1 7	154 604	22004	22301	2730	5600
ZONA 11	1 2	204 704	8450	8716	1050	1460
ZONA 12	1 1	604 154	6527	6956	980	1675
ZONA 13	1 1	704 204	4922	4950	560	787

Tabella 5.4 – Dimensionamento dei terminali con 11°C/16°C per il Piano Tipo 2

PIANO TIPO 2 - TERMINALI 12°C/17°C - Dimensionati su potenza frigorifera latente						
Ambiente	Quantità	Fan-coil	Carico estivo totale (W)	Pot. frigorifera totale (W)	Carico estivo latente (W)	Pot. Frigorifera latente (W)
ZONA 3	1 8	504 704	17469	26714	2100	2166
ZONA 4	2 1	604 304	5146	6216	560	633
ZONA 5	4	604	6823	9672	910	936
ZONA 9	2 1	604 304	5491	6216	560	633
ZONA 10	4 6 2	704 604 504	22004	31108	2730	2760
ZONA 11	3 2	604 504	8450	11578	1050	1066
ZONA 12	2 3	704 304	6527	7518	980	991
ZONA 13	2 1	604 304	4922	6216	560	633

Tabella 5.5 – Dimensionamento dei terminali con 12°C/17°C per il Piano Tipo 2

Per ogni soluzione impiantistica analizzata per il Piano tipo 2 è possibile calcolare la superficie occupata dai terminali nel controsoffitto. Dalla Figura 5.12, si evince che maggiore è il sovradimensionamento più grande risulterà la batteria utilizzata nei terminali e di conseguenza la superficie occupata nel sistema edilizio. Inoltre, il dimensionamento sulla potenza latente, anziché totale, dei Terminali 3 influisce in modo rilevante sulle dimensioni e sul numero di fan-coil da impiegare per bilanciare i carichi dell'edificio.

Una volta determinati i modelli di ventilconvettori che devono essere disposti nei vari ambienti, sono stati modellati su AutoCAD i circuiti idronici per i due piani tipo dell'edificio. Per non appesantire la trattazione, nel seguito vengono mostrati esclusivamente i progetti inerenti ai Terminali 1; i circuiti idronici di piano riguardanti le altre due tipologie di terminali, Terminali 2 e Terminali 3, verranno comunque analizzati per lo studio sui costi-benefici.

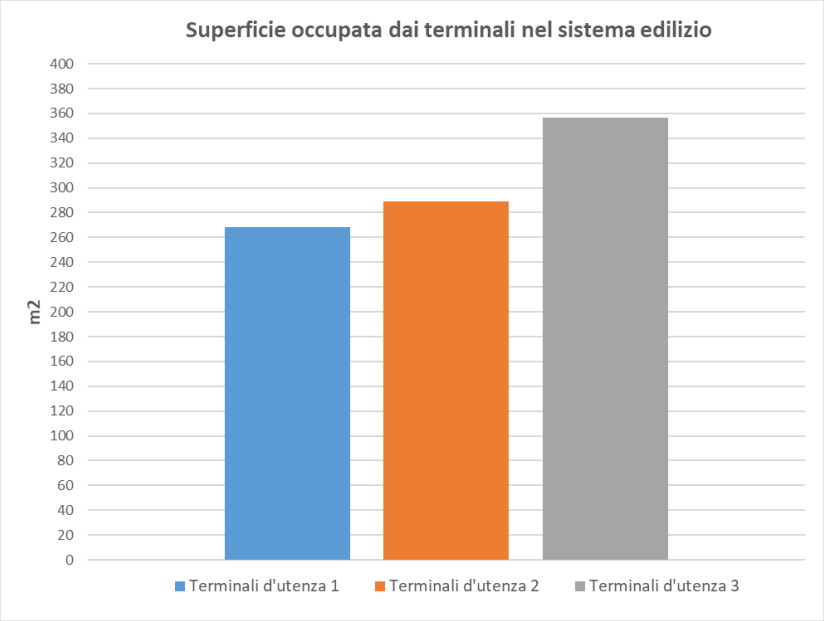


Figura 5.12 – Confronto tra le tipologie di terminali analizzate sulla superficie occupata in controsoffitto

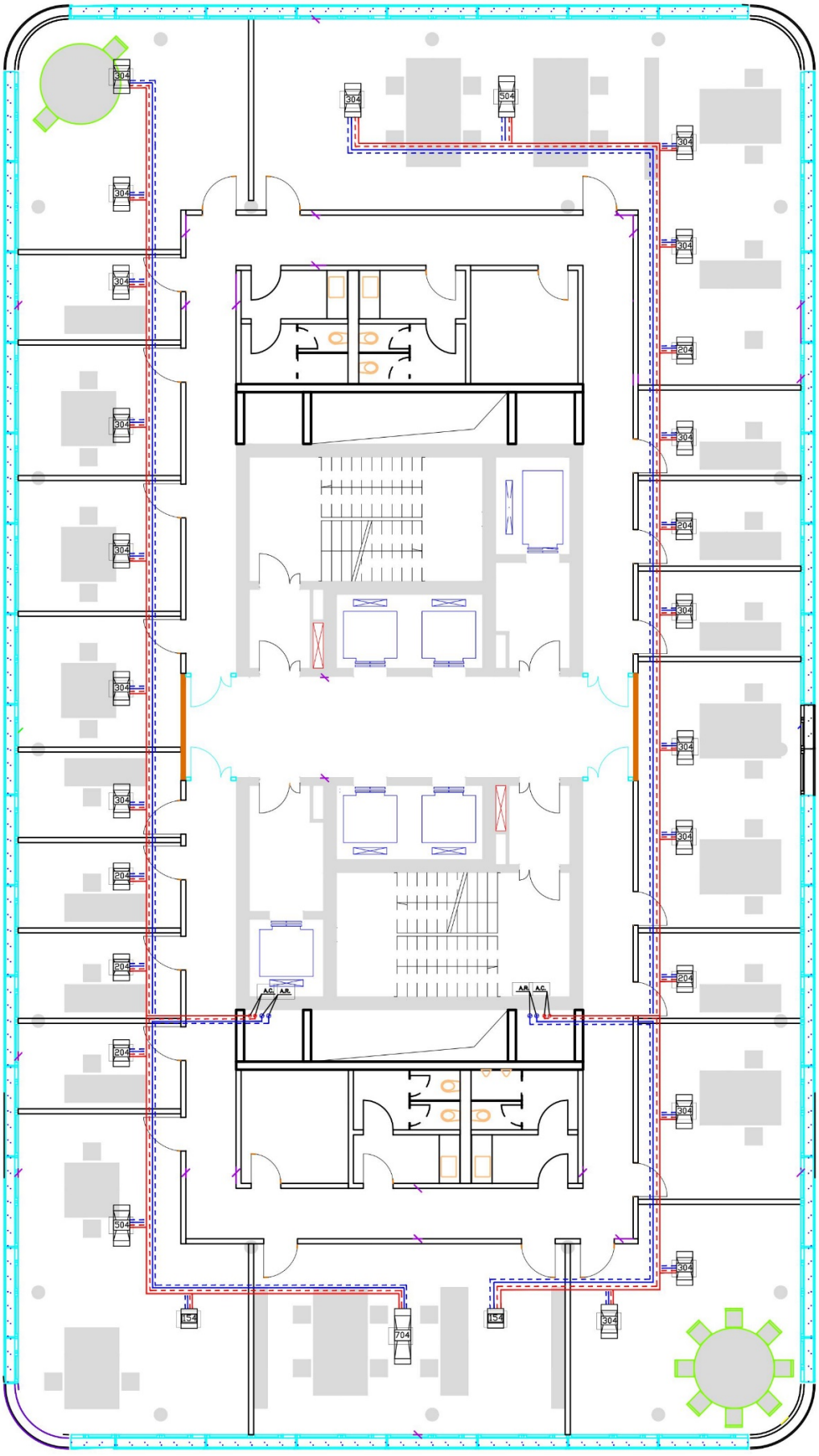


Figura 5.13 - Circuito idronico del Piano tipo 1 (1°-15° piano) per i Terminali 1

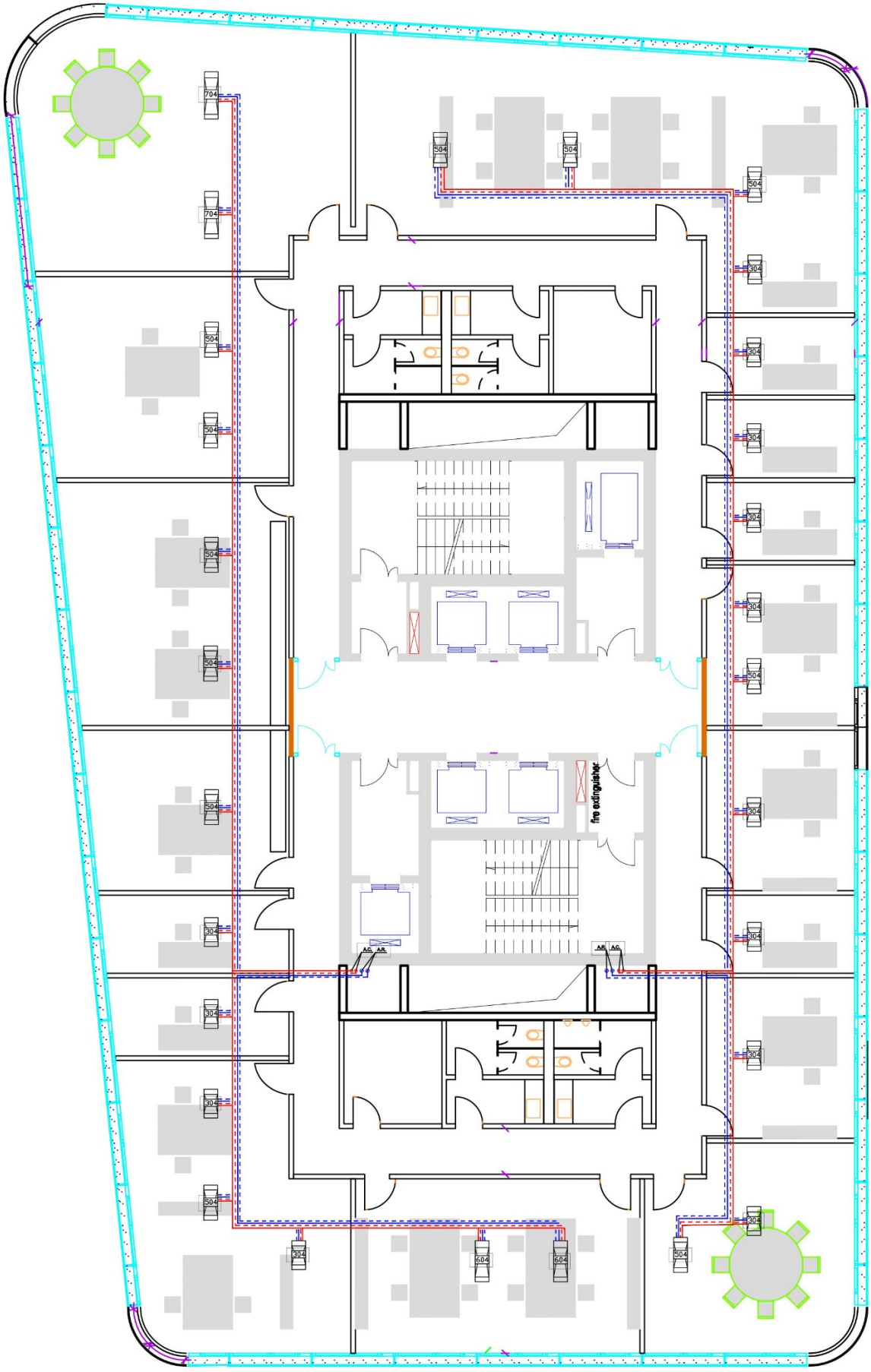


Figura 5.14 - Circuito idronico del Piano tipo 2 (16°-22° piano) per i Terminali 1

I terminali al servizio delle zone uffici selezionati nella valutazione precedente risultano i medesimi anche durante la stagione di riscaldamento. Le considerazioni sulle rese termiche sono analoghe (Fig. 5.16) e le soluzioni precedentemente adottate non vengono influenzate, in quanto i carichi termici invernali del nostro edificio risultano ridotti rispetto a quelli estivi. Essendo sempre presenti due stadi di scambio termico e considerando una temperatura del fluido termovettore proveniente dalla centrale termofrigorifera (analizzata successivamente) di 45 °C, dopo il primo scambio termico avremo una temperatura di mandata dei terminali di 43 °C e dopo il secondo stadio una temperatura di 41 °C. Adottando nuovamente un salto termico nei terminali di 5 °C, una possibile rappresentazione è mostrata in Figura 5.15.

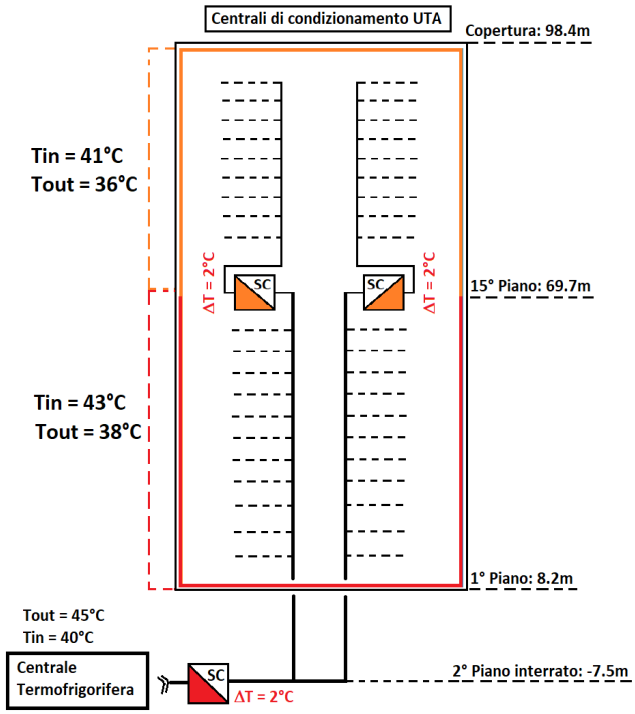


Figura 5.15 - Schema logico della distribuzione idronica in modalità riscaldamento

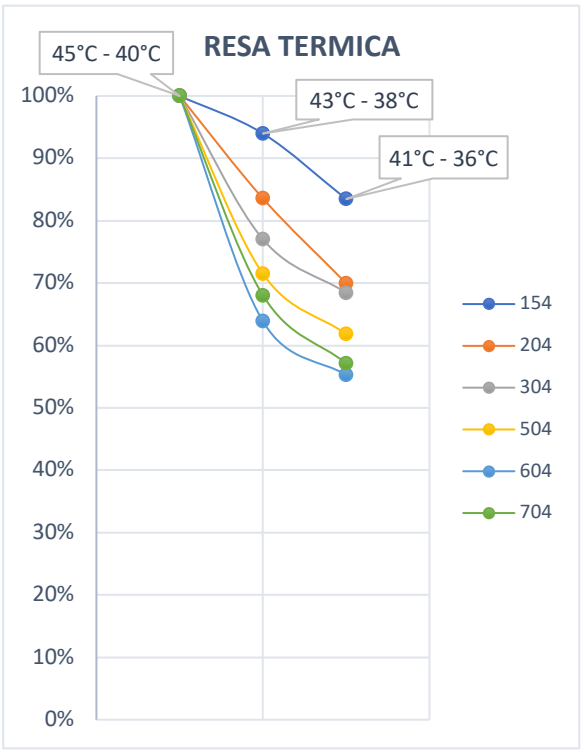


*Figura 5.16 – Resa termica dei fancoil Emmeti al variare delle condizioni operative - *Velocità ventilatore media*

Centrale termofrigorifera

La scelta della temperatura di produzione dell'acqua tecnica è di notevole rilievo, poiché si devono poter soddisfare i requisiti richiesti dall'inserimento di due stadi di scambio termico in un edificio di grande altezza. La temperatura minima e massima del fluido termovettore delle pompe di calore idrotermiche selezionate è rispettivamente 6 °C in estate e 50 °C in inverno.

Partendo dalla stagione estiva, che nel nostro caso è quella più rilevante in termini di carichi termici di punta, se si vuole ottenere una corretta deumidificazione degli ambienti risulta necessario produrre energia frigorifera alla temperatura minima consentita dalle macchine, in modo tale che, arrivati all'ultimo stadio di separazione idraulica, i terminali possano comunque lavorare con una temperatura di mandata massima di 10 °C. Questo ragionamento è valido se si considerano gli scambiatori di calore a piastre dimensionati per lavorare con una differenza di temperatura media logaritmica di 2 °C.

Nel seguito vengono elencate le performance in modalità raffrescamento delle pompe di calore Climaveneta mod. **2802** e **3202** al variare della temperatura di sorgente e della temperatura di produzione dell'acqua (*Tev)* (lato utenze). Considerando la temperatura di sorgente a 11 °C in inverno e vista la presenza di un pre-scambiatore con l'acqua di pozzo, la temperatura lato condensatore (*Tcd*) può essere considerata tra i 30 e i 35 °C.

Rispetto alle prestazioni ottimali, in entrambi i modelli l'EER decresce all'aumentare della temperatura del condensatore e al diminuire della temperatura di produzione dell'acqua tecnica. Pertanto, la condizione di esercizio, dettata dalla temperatura di sorgente ottenibile dal pre-scambio termico, influenza in modo rilevante la scelta dei modelli da adottare.

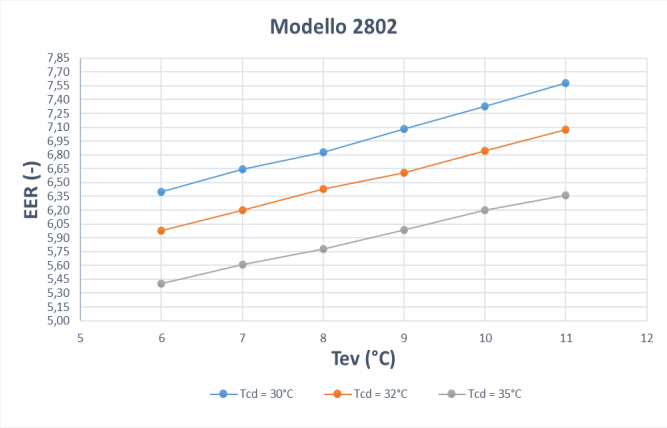


Figura 5.17 – EER mod. 2802 al variare delle condizioni operative

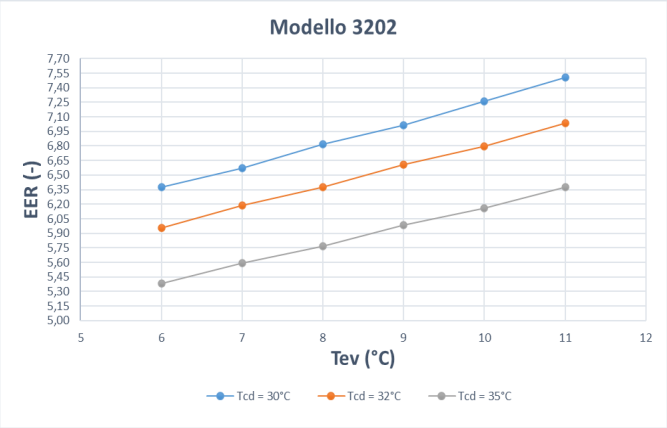


Figura 5.18 – EER mod. 2802 al variare delle condizioni operative

In regime invernale verrà prodotta acqua tecnica a 45 °C, mediante una sola pompa di calore al servizio dell'intero edificio, per sfruttare al meglio le prestazioni nominali dei ventilconvettori. Inoltre, le performance legate al riscaldamento non influenzano le soluzioni già adottate per la stagione estiva.

Per completezza, si mostrano, qui di seguito, gli andamenti del COP per i due modelli selezionati di Climaveneta al variare della temperatura dell'evaporatore, solitamente tra i 3 °C e i 5 °C se viene previsto il prelievo in acqua di falda, e di quella lato utenze.

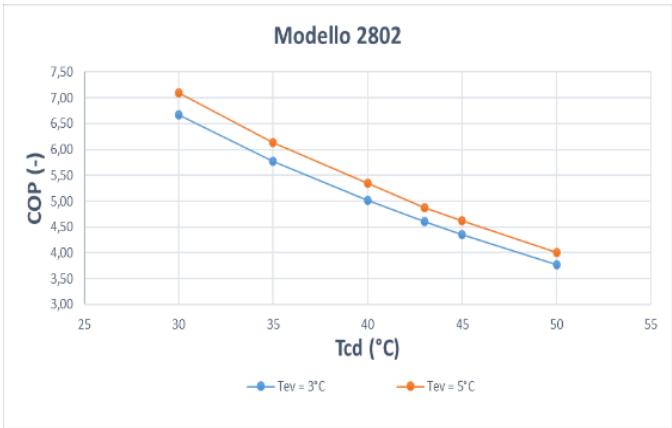


Figura 5.19 - COP mod. 2802 al variare delle condizioni operative

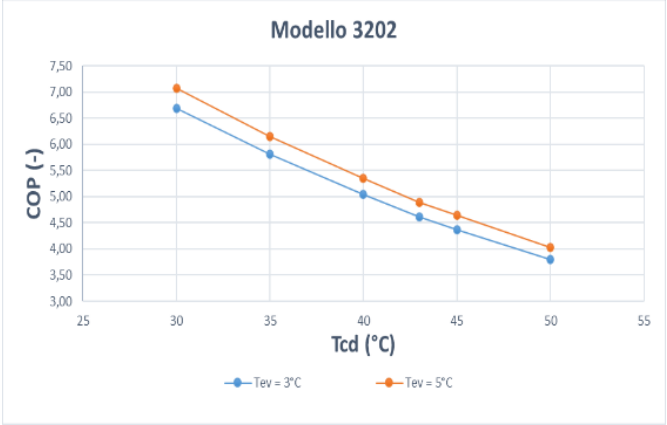
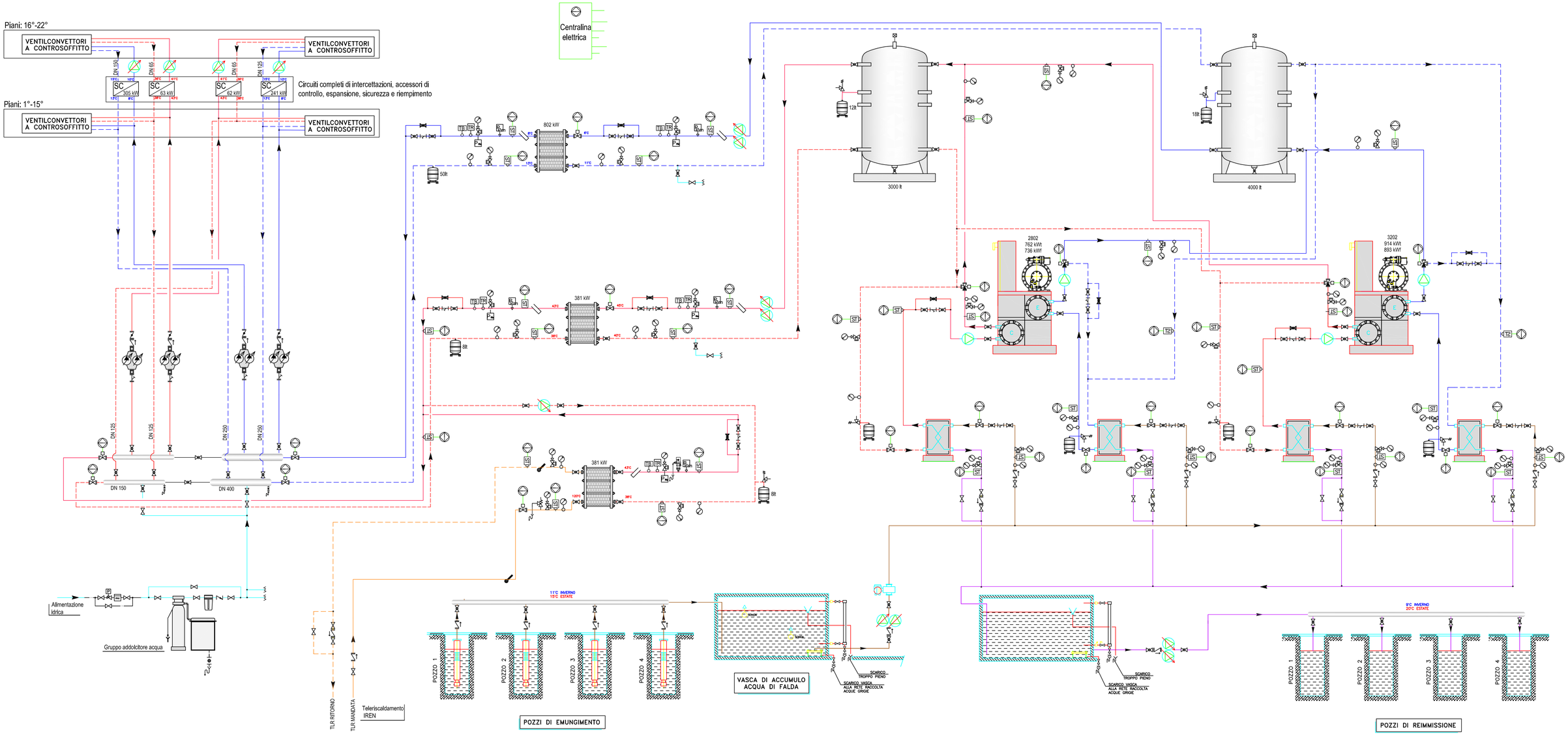


Figura 5.20 - COP mod. 2802 al variare delle condizioni operative



LEGENDA dei TRATTI	
TRATTO	DEFINIZIONE
	acqua da acquedotto
	mandata acqua calda
	ritorno acqua calda
	mandata acqua refrigerata
	ritorno acqua refrigerata
	collegamenti elettrici
	tubazione teleriscaldamento
	mandata acqua di pozzo
	ritorno acqua di pozzo

LEGENDA	
OGGETTO	DEFINIZIONE
	INGRESSO ED USCITA AL SISTEMA DI GESTIONE E CONTROLLO
	VALVOLA DI INTERCETTAZIONE A SFERA
	VALVOLA A FARFALLA
	VALVOLA DI NON RITORNO BALL STOP
	FILTRO A Y
	VALVOLA DI REGOLAZIONE
	VALVOLA DI RITEGNO
	VALVOLA DI SICUREZZA A MEMBRANA
	ELETTROVALVOLA A DUE VIE
	ELETTROVALVOLA A TRE VIE
	VALVOLA SFOGO ARIA
	RUBINETTO CON SCARICO CONVOGLIATO
	ELETTROPOMPA DI CIRCOLAZIONE CON INVERTER
	POZZETTO TERMOMETRICO, CONFORME SPESL
	GRUPPO DI RIEMPIMENTO ACQUA
	VASO DI ESPANSIONE
	MANOMETRO A QUADRANTE
ST	SONDA TEMPERATURA
	SONDA DI TEMPERATURA
PS	PRESSOSTATO DI BLOCCO A RIARMO MANUALE
TR	TERMOSTATO DI REGOLAZIONE
TB	TERMOSTATO DI BLOCCO
PSmin	PRESSOSTATO DI PRESSIONE MINIMA tarato a 0,5 bar
	RUBINETTO PORTAMANOMETRO CON MANOMETRO DI PROVA
	VALVOLA DI SCARICO
	SEPARATORE D'ARIA
	TERMOMETRO A QUADRANTE F.S. 120°C

TESI DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA E NUCLEARE

Tall buildings: criteri di progettazione degli impianti HVAC e analisi costi-benefici applicata a un caso studio

Relatore
Prof. Marco Carlo Masoero

Candidato
Dennis Boetto - 265466

Facoltà

Titolo elaborato

Schema di principio della centrale termofrigorifera al servizio dell'edificio con due stadi di scambio termico

Anno Accademico: 2020/2021

Scambiatori di calore a piastre

Gli scambiatori di calore in un *tall building* devono essere dimensionati per salti termici minimi, a causa dei sistemi di produzione energetica che vengono utilizzati. Questo comporta costi elevati e un'attenzione particolare nella manutenzione. Pertanto, oltre alle criticità legate al sovradimensionamento delle pompe di calore e dei terminali, il progettista deve tener presente anche tale problematica.

Viste le numerose analisi, sviluppate in condizioni termiche diverse, è stato selezionato un applicativo disponibile nel web (*Configuratore Cordivari*) che potesse essere utilizzato in modo autonomo e con alcuni parametri in input semplificati, in quanto non oggetto di approfondimento della presente tesi. Per non appesantire la trattazione, verranno inserite solamente le informazioni riguardanti gli scambiatori a piastre impiegati per la soluzione impiantistica con i Terminali 1 durante il regime estivo; tutti gli altri scambiatori (inseriti in Allegato C) saranno comunque valutati per la successiva analisi costi-benefici.

- Scambiatori di calore a piastre presenti in centrale termica nel piano interrato:
  - Modelli: PHC12046 H / PN16 GUARN. NBR;
  - Potenza: 802 kW;
  - N° piastre: 385;
  - Telai, guida-piastre, tiranti e dadi in acciaio al carbonio;
  - Temperatura massima: 140 °C;
  - Portata volumetrica: 138,472 m^3/h;
  - Differenza di temperatura media logaritmica: 2°C;
  - Caduta di pressione: ≅13 kPa;

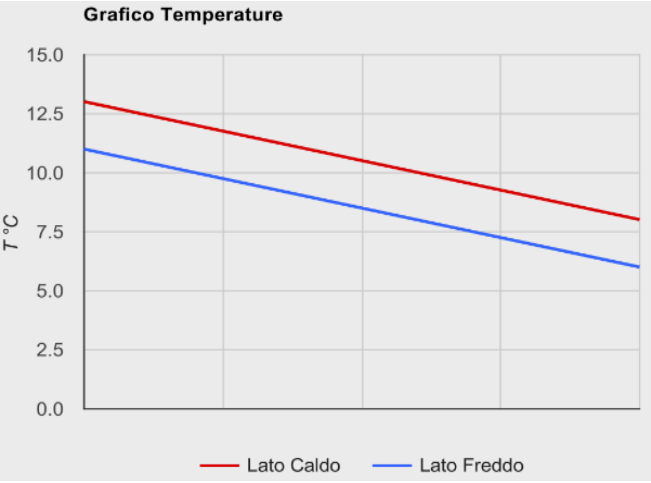


Figura 5.21 – Grafico temperature scambiatore per raffrescamento da 802 kW

- Scambiatore collocato al 15° piano al servizio della colonna idraulica posta nella parte sinistra dell'edificio:
  - Modello: PHC12046 H / PN10 GUARN. NBR;
  - Potenza: 293 kW;
  - N° piastre: 143;
  - Telai, guida-piastre, tiranti e dadi in acciaio al carbonio;
  - Temperatura massima: 140 °C;
  - Portata volumetrica: 50,589 m^3/h;
  - Differenza di temperatura media logaritmica: 2°C;
  - Caduta di pressione: ≅12,5 kPa.

- Scambiatore collocato al 15° piano al servizio della colonna idraulica posta nella parte destra dell'edificio:
  - Modello: PHC12046 H / PN10 GUARN. NBR;
  - Potenza: 241 kW;
  - N° piastre: 119;
  - Telai, guida-piastre, tiranti e dadi in acciaio al carbonio;
  - Temperatura massima: 140 °C;
  - Portata volumetrica: 41,611 m^3/h;
  - Differenza di temperatura media logaritmica: 2°C;
  - Caduta di pressione: ≅12,2 kPa.

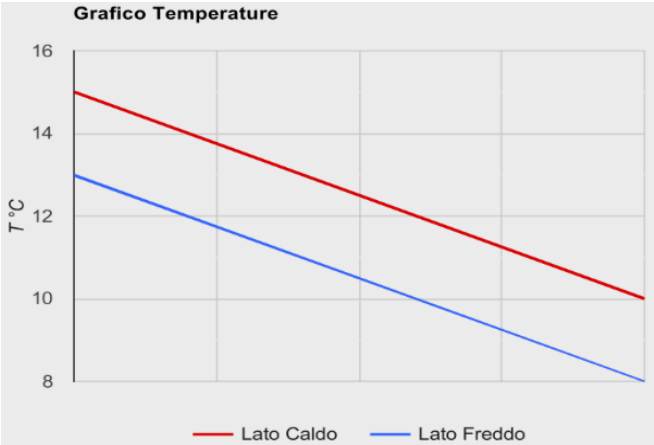


Figura 5.22 – Grafico temperature scambiatori per raffrescamento posti 15° piano

Per ottimizzare i costi, gli scambiatori posti al quindicesimo piano sono stati dimensionati per lavorare con pressioni limite di 10 bar, in quanto la pressione di esercizio massima agente su tali componenti risulterebbe di circa 5,46 bar.

5.5 Caso studio 2: Edificio con uno stadio di scambio termico

Allo scopo di ridurre sensibilmente le problematiche legate agli stadi di scambio termico, riuscire ad eliminare uno scambiatore di calore a piastre, in un edificio di grande altezza, potrebbe risultare una strategia alquanto vantaggiosa. Si tratta di dimensionare i componenti del sistema impiantistico dei piani più bassi con pressioni nominali al di sopra di **≅ 11,5 bar**. Tale pressione è il risultato di: pressione idrostatica (≅ 8,5 bar), pressurizzazione dell'impianto (≅ 2 bar) ed espansione dell'acqua in inverno (≅ 1 bar). Tutte le parti impiantistiche in progetto, utilizzate a valle degli scambiatori posti in centrale termica, presentano pressioni nominali maggiori o uguali a 15 bar: tubazioni in acciaio (saldato) PN25, raccordi e valvole PN16, ventilconvettori PN15. Pertanto, sulla carta è possibile adottare la soluzione in esame, considerando però i rischi discussi nel paragrafo precedente.

Per quanto concerne l'architettura del sistema impiantistico e l'altezza interpiano, valgono le stesse considerazioni discusse per il caso precedente, ad eccezione del fatto che, questa volta, non è presente un secondo stadio di scambio termico in un piano intermedio.

Questa soluzione progettuale permette al progettista di evitare un eccessivo sovradimensionamento delle batterie dei terminali, evitando di utilizzare fan-coil con scarso potere latente. Considerando, durante la stagione estiva, una temperatura di produzione dell'acqua refrigerata pari 6 °C e uno stadio di scambio termico con una temperatura media logaritmica di 2 °C, le temperature di lavoro dei terminali risulteranno in tutto l'edificio pari a Tin = 8 °C e Tout = 13 °C. Stesso discorso può essere applicato durante la stagione invernale, dove la temperatura di produzione dell'acqua tecnica sarà di 45 °C e le temperature di esercizio dei ventilconvettori risulteranno uguali in tutto l'edificio e pari a Tin = 43 °C e Tout = 38 °C. Una possibile rappresentazione logica, per entrambe le stagioni, è rappresentata in Figura 5.23.

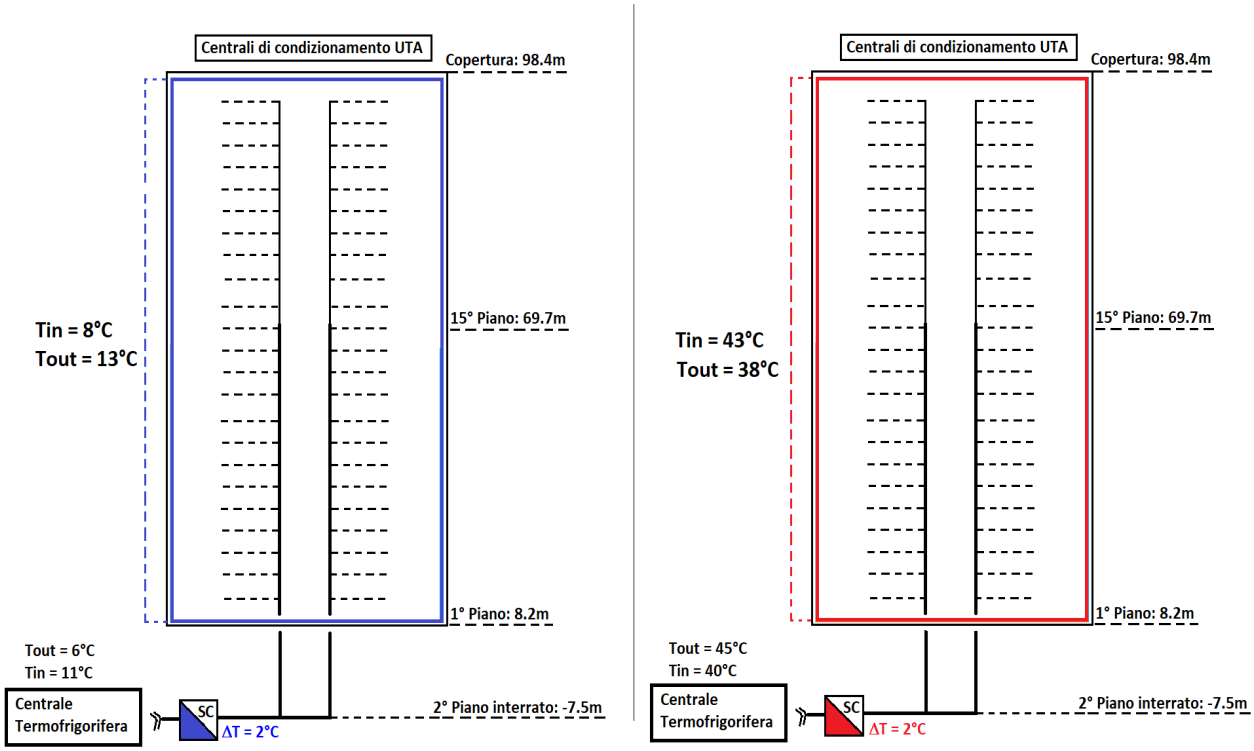


Figura 5.23 - Schema logico della distribuzione idronica in modalità raffrescamento a sinistra e riscaldamento a destra

Nelle Tabelle 5.6 e 5.7, sono elencati i modelli dei ventilconvettori selezionati per ogni ambiente per bilanciare i carichi termici estivi di punta dell'edificio con uno stadio di scambio termico:

PIANO TIPO 1 - TERMINALI 8°C/13°C - Dimensionati su potenza frigorifera totale						
Ambiente	**Quantità**	**Fan-coil**	**Carico estivo totale (W)**	**Pot. frigorifera totale (W)**	**Carico estivo latente (W)**	**Pot. Frigorifera latente (W)**
ZONA 1	1 1	304 504	6073	6762	910	2622
ZONA 2	2	304	4884	5152	560	1912
ZONA 3	3 5	204 304	17469	18285	2100	6314,5
ZONA 4	2	304	5146	5152	560	1912
ZONA 5	1 1	154 704	6823	7133	910	2478
ZONA 6	1 1	154 504	5392	5460	560	2061
ZONA 7	5 3	304 204	18098	18285	2100	6314,5
ZONA 8	2	304	5147	5152	560	1912

Tabella 5.6 - Dimensionamento dei terminali con 8°C/13°C per il Piano Tipo 1

PIANO TIPO 2 - TERMINALI 8°C/13°C - Dimensionati su potenza frigorifera totale						
Ambiente	Quantità	Fan-coil	Carico estivo totale (W)	Pot. frigorifera totale (W)	Carico estivo latente (W)	Pot. Frigorifera latente (W)
ZONA 3	3 5	204 304	17469	18285	2100	6314,5
ZONA 4	2	304	5146	5152	560	1912
ZONA 5	1 1	154 704	6823	7133	910	2478
ZONA 9	1 1	154 504	5491	5460	560	2061
ZONA 10	1 7	504 304	22004	22218	2730	8358
ZONA 11	1 1	504 604	8450	8883	1050	3450
ZONA 12	1 1	304 504	6527	6762	980	2622
ZONA 13	2	304	4922	5152	560	1912

Tabella 5.7 - Dimensionamento dei terminali con 8°C/13°C per il Piano Tipo 2

I circuiti idronici di piano risultanti dal dimensionamento e modellati su AutoCAD per i due piani tipo dell'edificio sono stati riportati in Allegato D.

Le valutazioni sulla centrale termofrigorifera sono le medesime del caso precedente e gli scambiatori di calore a piastre presenti in centrale termica, dimensionati per il caso precedente, sono gli stessi.

5.6 Caso studio 3: Edificio con due centrali termiche

In questa soluzione progettuale si collocano due centrali termofrigorifere ad altezze differenti ognuna al servizio di un gruppo di piani. Questa logica permette di eliminare tutti gli stadi di scambio termico senza doversi preoccupare degli effetti del battente idrostatico sulla maggior parte dei componenti impiantistici. Infatti, la pressione di esercizio massima risultante nelle due centrali termiche, considerando di inserire una centrale termica nel piano interrato (-7,5 m) e l'altra all'undicesimo piano (53,3 m), è di **≅ 8,15 bar**. Tale pressione è data da:

- Pressione idrostatica ≅ 5,15 bar (altezza idrostatica impianto ≅ 52,6 m);
- Pressurizzazione impianto ≅ 2 bar;
- Espansione dell'acqua durante il riscaldamento ≅ 1 bar.

Rispetto ai casi precedenti, gli accumuli termici e le parti più sensibili della centrale termica non risultano più protetti dalle pressioni agenti su di essi, pertanto, è necessario richiedere in esecuzione speciale la produzione di questi componenti con pressioni nominali di 10 bar. L'azienda Pacetti è in grado di soddisfare tale esigenza con un ovvio sovraprezzo.

Il maggior beneficio ottenibile mediante la soluzione in esame è legato all'utilizzo dei terminali d'utenza nelle loro condizioni di massimo rendimento, ovvero quelle definite nominali dal produttore. Modellando l'impianto a circuito chiuso dell'intero edificio con ventilconvettori che lavorano con Tin = 7 °C e Tout = 12 °C, considerando questa volta una temperatura di produzione dell'acqua refrigerata di 7 °C, è possibile diminuire il numero e la dimensione dei fan-coil utilizzati ed eliminare i problemi relativi alla deumidificazione degli ambienti riscontrati nelle due scelte precedenti. Inoltre, producendo acqua tecnica ad una temperatura superiore in estate, le pompe di calore possono lavorare con un'EER maggiore e quindi produrre più energia ad un costo inferiore. Durante la stagione invernale, al contrario, visti i carichi termici ridotti, la differenza, rispetto ai casi precedenti, è trascurabile. Una possibile rappresentazione logica della soluzione progettuale in questione, durante il riscaldamento e il raffrescamento, è rappresentata in Figura 5.24:

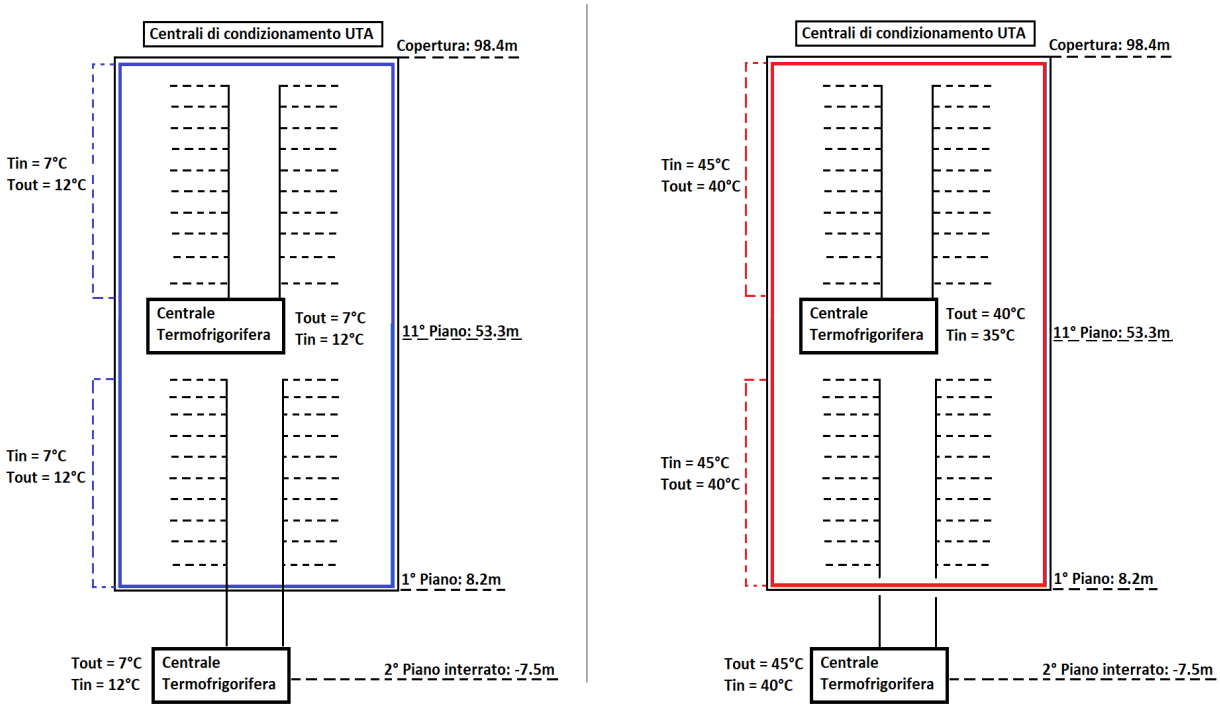


Figura 5.24 - Schema logico della distribuzione idronica in modalità raffrescamento a sinistra e riscaldamento a destra

Nelle Tabelle 5.8 e 5.9, sono elencati i modelli dei ventilconvettori selezionati per ogni ambiente per bilanciare i carichi termici estivi di punta dell'edificio con due centrali termofrigorifere:

PIANO TIPO 1 - TERMINALI 7°C/12°C - Dimensionati su potenza frigorifera totale						
Ambiente	Quantità	Fan-coil	Carico estivo totale (W)	Pot. frigorifera totale (W)	Carico estivo latente (W)	Pot. Frigorifera latente (W)
	1	204				
ZONA 1	1	504	6073	6420	910	2385
	1	204				
ZONA 2	1	304	4884	4770	560	1680
	5	204				
ZONA 3	3	304	17469	18050	2100	6110
ZONA 4	2	304	5146	5800	560	2290
	1	204				
ZONA 5	1	604	6823	7030	910	2601
ZONA 6	2	304	5392	5800	560	2290
	3	304				
ZONA 7	5	204	18098	18050	2100	6110
ZONA 8	2	304	5147	5800	560	2290

Tabella 5.8 - Dimensionamento dei terminali con 7°C/12°C per il Piano Tipo 1

PIANO TIPO 2 - TERMINALI 7°C/12°C - Dimensionati su potenza frigorifera totale						
Ambiente	Quantità	Fan-coil	Carico estivo totale (W)	Pot. frigorifera totale (W)	Carico estivo latente (W)	Pot. Frigorifera latente (W)
	5	204				
ZONA 3	3	304	17469	18050	2100	6110
ZONA 4	2	304	5146	5800	560	2290
	1	204				
ZONA 5	1	604	6823	7030	910	2601
ZONA 9	2	304	5491	5800	560	2290
	1	204				
ZONA 10	7	304	22004	22170	2730	8550
ZONA 11	2	504	8450	9100	1050	3700
	1	204				
ZONA 12	1	504	6527	6420	980	2385
	1	204				
ZONA 13	1	304	4922	4770	560	1680

Tabella 5.9 - Dimensionamento dei terminali con 8°C/13°C per il Piano Tipo 2

Risulta utile confrontare la variazione della superficie occupata in controsoffitto dai ventilconvettori nei tre casi analizzati. Dal grafico, si evince ancora una volta che più ci si avvicina alle condizioni operative nominali di un terminale e minore sarà la sua influenza sul sistema edilizio in cui viene posto.

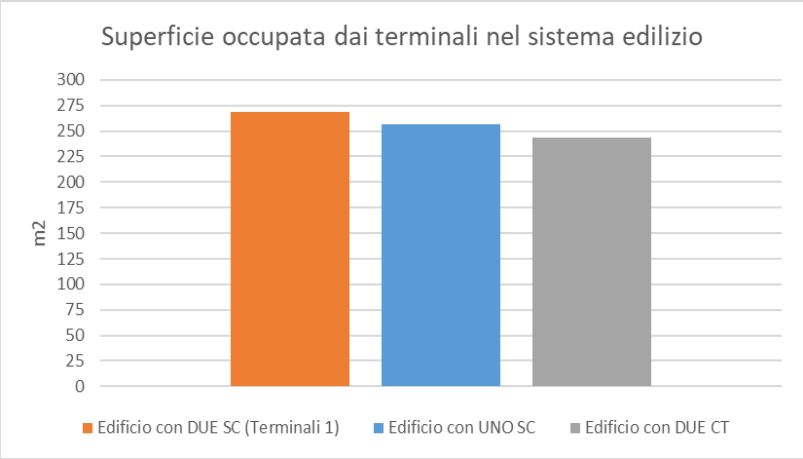


Figura 5.25 - Confronto tra le soluzioni progettuali analizzate sulla superficie occupata in controsoffitto

I circuiti idronici di piano risultanti dal dimensionamento e modellati su AutoCAD per i due piani tipo dell'edificio sono stati riportati in Allegato D.

Il locale tecnico adibito a centrale termica dell'undicesimo piano occupa 207 mq di porzione del fabbricato esposto a Sud-Ovest. È stato possibile disporre i sistemi per la produzione energetica in un solo piano, in quanto gli accumuli termici, che sono i componenti più voluminosi, presentano un'altezza massima di 2,92m a fronte di una più ampia altezza netta d'interpiano.

Tuttavia, la collocazione di una seconda centrale termica, in un piano intermedio del fabbricato, obbliga il committente a perdere ampi spazi per uffici che potrebbero essere destinati ad un mercato di lusso. Inoltre, vista la potenza delle macchine e la dimensione rilevante delle tubazioni (vibrazioni, rumori, ecc.), può risultare di difficile esecuzione un accurato isolamento del locale tecnico dagli altri ambienti adibiti ad ufficio.

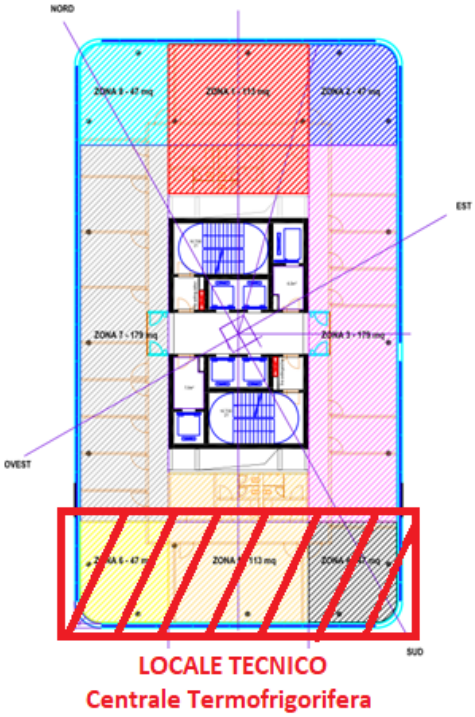


Figura 5.26 – Piano 11°

Un altro aspetto rilevante riguarda la necessità di adottare due diverse pompe di calore idrotermiche (mod. **1301**) volte esclusivamente al riscaldamento. Come si vedrà in seguito, tale disposizione risulta necessaria per ridurre sensibilmente la spesa energetica annua ma, allo stesso tempo, grava sui costi di messa in opera.

5.7 Caleffi Hydronic Design

5.7.1 Introduzione

La nuova piattaforma applicativa *Caleffi Hydronic Design* (CHD), fornita dall'azienda Caleffi S.p.A., consente al progettista di modellare, a livello preliminare, un impianto HVAC, di calcolare le portate di progetto e di dimensionare le tubazioni dei circuiti. Gli strumenti intuitivi messi a disposizione dal software sono blocchi pre-programmati selezionabili da apposite librerie suddivise per tipologia componentistica.

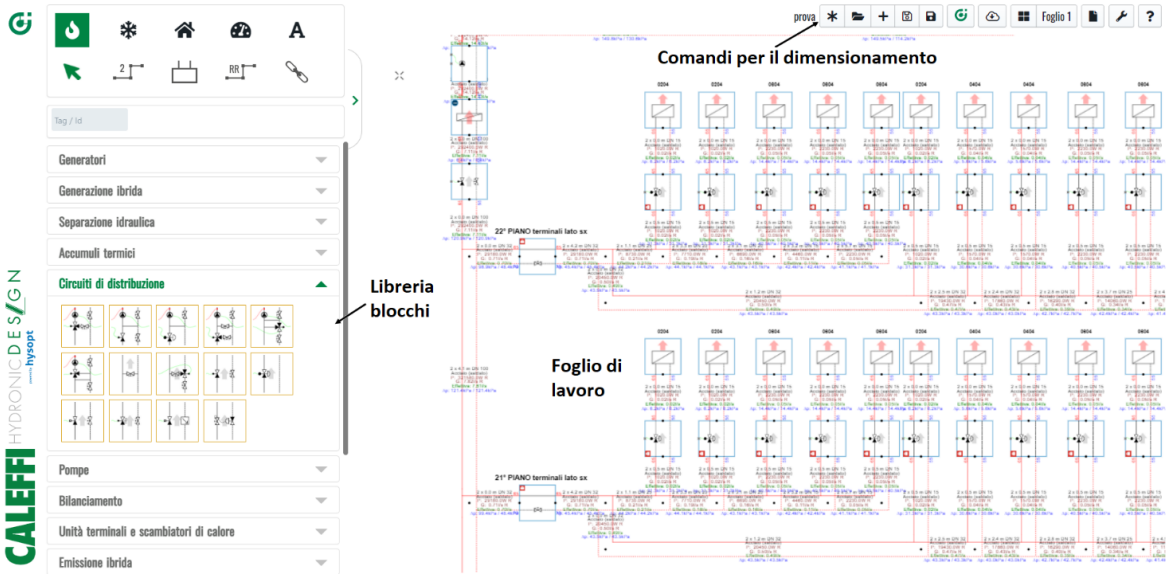


Figura 5.27 – Interfaccia dell'applicativo web Caleffi Hydronic Design

5.7.2 Modellazione e dimensionamento del circuito di distribuzione

Il CHD consente di sviluppare un impianto a circuito chiuso bitubo, ma, visto che la soluzione impiantistica adottata è a 4 tubi, gli impianti di raffreddamento e riscaldamento sono stati modellati separatamente considerando le tubazioni parallele tra di loro.

Centrale termofrigorifera

Il primo passaggio ha riguardato la modellazione delle centrali riferite alle tre soluzioni impiantistiche descritte pocanzi. Nelle centrali termiche sono presenti i seguenti componenti principali:

- pompe di calore Climaveneta FOCS2-W CA-E PN16 mod. 2802, 3202 e 1301;
- pompe idrauliche Wilo-CronoLine-IL PN16;
- valvole di bilanciamento PN16 Caleffi (serie 130);
- valvole a due vie;
- scambiatori di calore a piastre PHC Cordivari PN16;
- accumuli termici Pacetti PN10;
- vasi d'espansione Caleffi PN6 (serie 556);
- vasi d'espansione PN16 Global Water (Max);
- tubazioni in acciaio saldato.

In seguito, vengono mostrate come allegato le due tipologie di centrali termofrigorifere modellate per le tre soluzioni progettuali analizzate precedentemente.

Terminali d'utenza aree uffici

Per modellare sul CHD la distribuzione dei ventilconvettori nei tre casi studiati, sono state valutate le lunghezze delle tubazioni che collegano ogni terminale, presente nei vari ambienti, alla centrale termica. Tali misure sono state eseguite nei piani tipo mostrati precedentemente, nei quali è possibile reperire le posizioni esatte dei fan-coil nel sistema edilizio.

Per evitare di appesantire la trattazione, nel seguito vengono mostrati come allegato i dimensionamenti dei due piani tipo solamente per la prima soluzione progettuale analizzata. Inoltre, lo schema di principio è riferito alla stagione estiva, in quanto durante la stagione invernale i terminali risultano essere i medesimi. Tuttavia, il diametro delle tubazioni è differente, ma ne verrà comunque tenuto conto in fase di analisi costi-benefici.

I componenti principali, presenti nel circuito idronico di piano, sono:

- fan-coil Emmeti PN15;

- valvole di regolazione indipendenti dalla pressione Flowmatic® PN16 più attuatori modulanti (serie 145) Caleffi;
- valvole di bilanciamento PN16 Caleffi (serie 130) e tubazioni in acciaio saldato.

È stato selezionato un dispositivo di regolazione di tipo Flowmatic® (con attuatore) per poter modulare le portate in ingresso ai terminali secondo le esigenze di carico termico richieste, variabili a seconda delle condizioni di lavoro. Grazie alla regolazione di tipo automatico, la serie 145 è in grado di minimizzare le perdite energetiche risultando più efficiente rispetto ad un qualsiasi dispositivo statico.

Una volta realizzato il piano tipo, completo di terminali e di dispositivi, lo si duplica verticalmente fino ad ottenere il numero previsto di livelli.

Vano tecnico per scambiatori di calore al piano 15°

Al quindicesimo livello dell'edificio proposto con due stadi di scambio termico sono presenti due vani tecnici utilizzati per alloggiare gli scambiatori di calore a piastre che separano il circuito dei piani inferiori da quello dei piani superiori. I principali componenti impiegati in questi spazi tecnici, rappresentati in Figura 5.28, risultano essere:

- valvole di bilanciamento PN16 Caleffi (serie 130);
- valvole a due vie;
- scambiatori di calore PHC PN10 Cordivari;
- pompe idrauliche Wilo-CronoLine-IL PN16;
- vasi d'espansione Caleffi (serie 556) PN6;
- tubazioni in acciaio saldato.

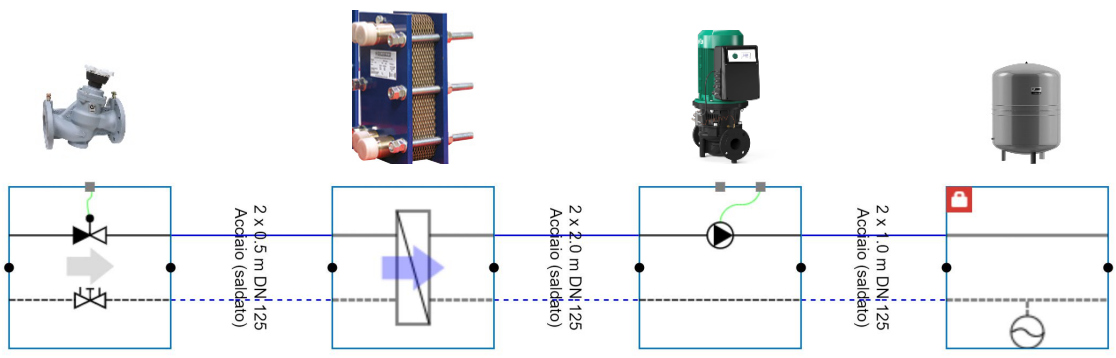
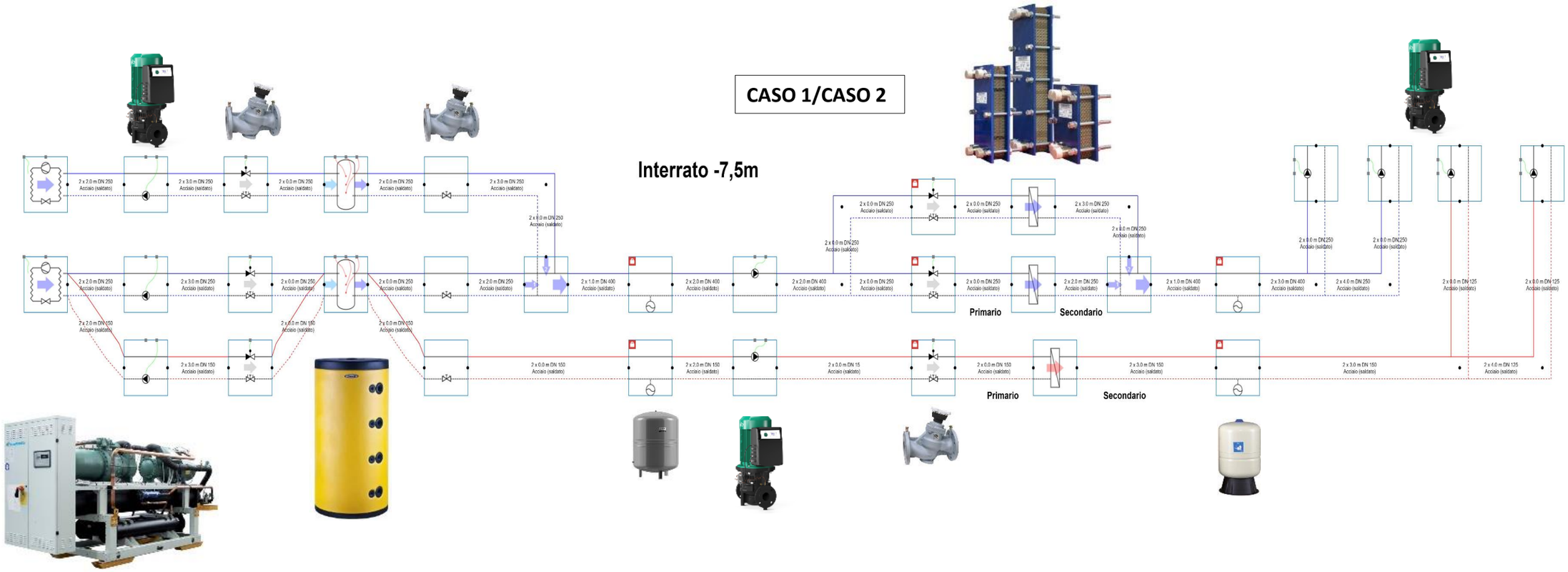


Figura 5.28 – Componenti principali del vano tecnico posto al 15° piano dell'edificio con due stadi di scambio termico

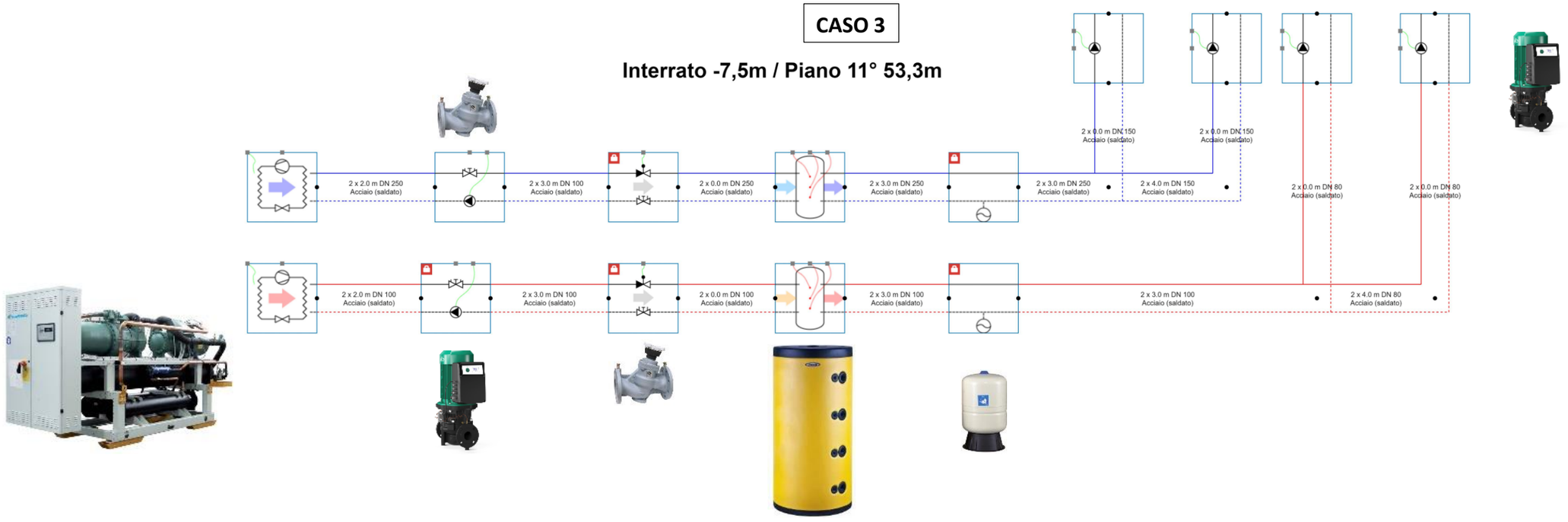
CASO 1/CASO 2

Interrato -7,5m

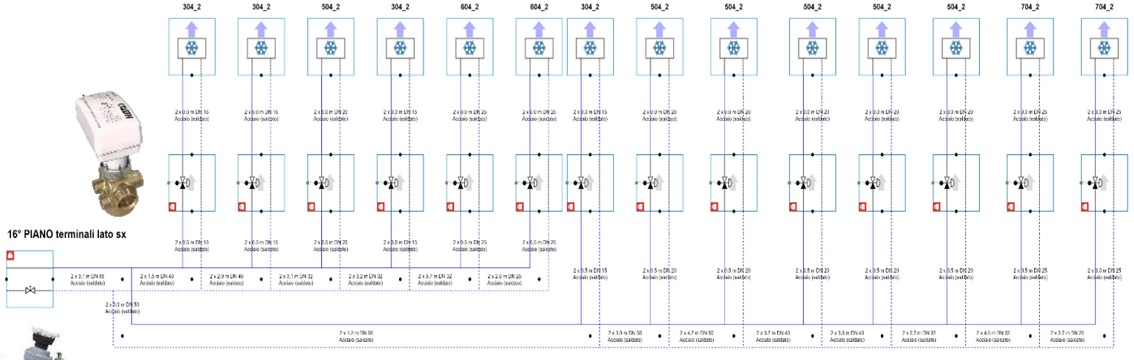


CASO 3

Interrato -7,5m / Piano 11° 53,3m

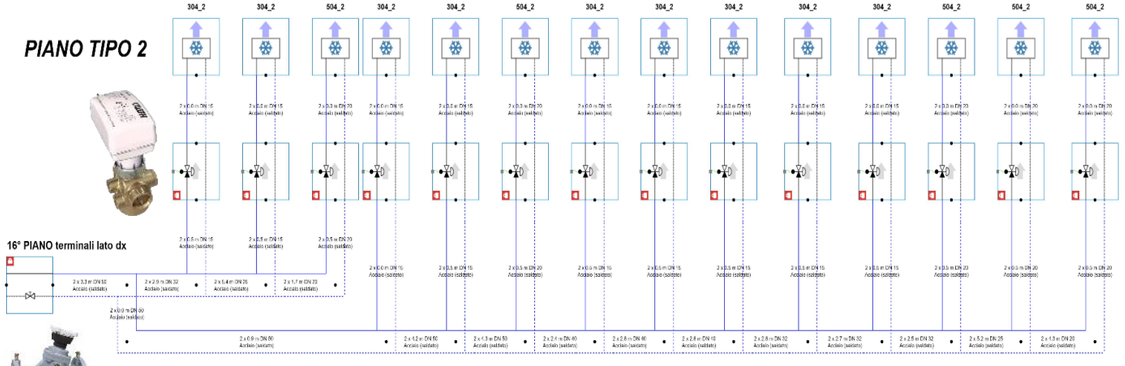


16° PIANO terminali lato sx

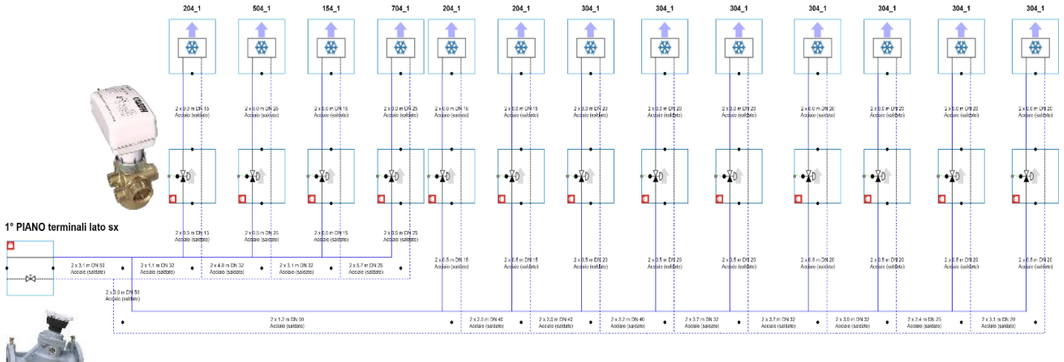


PIANO TIPO 2

16° PIANO terminali lato dx

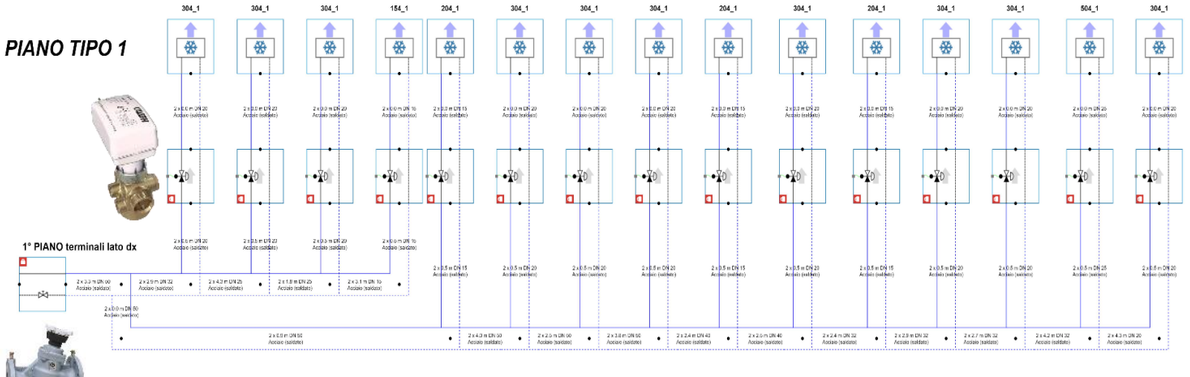


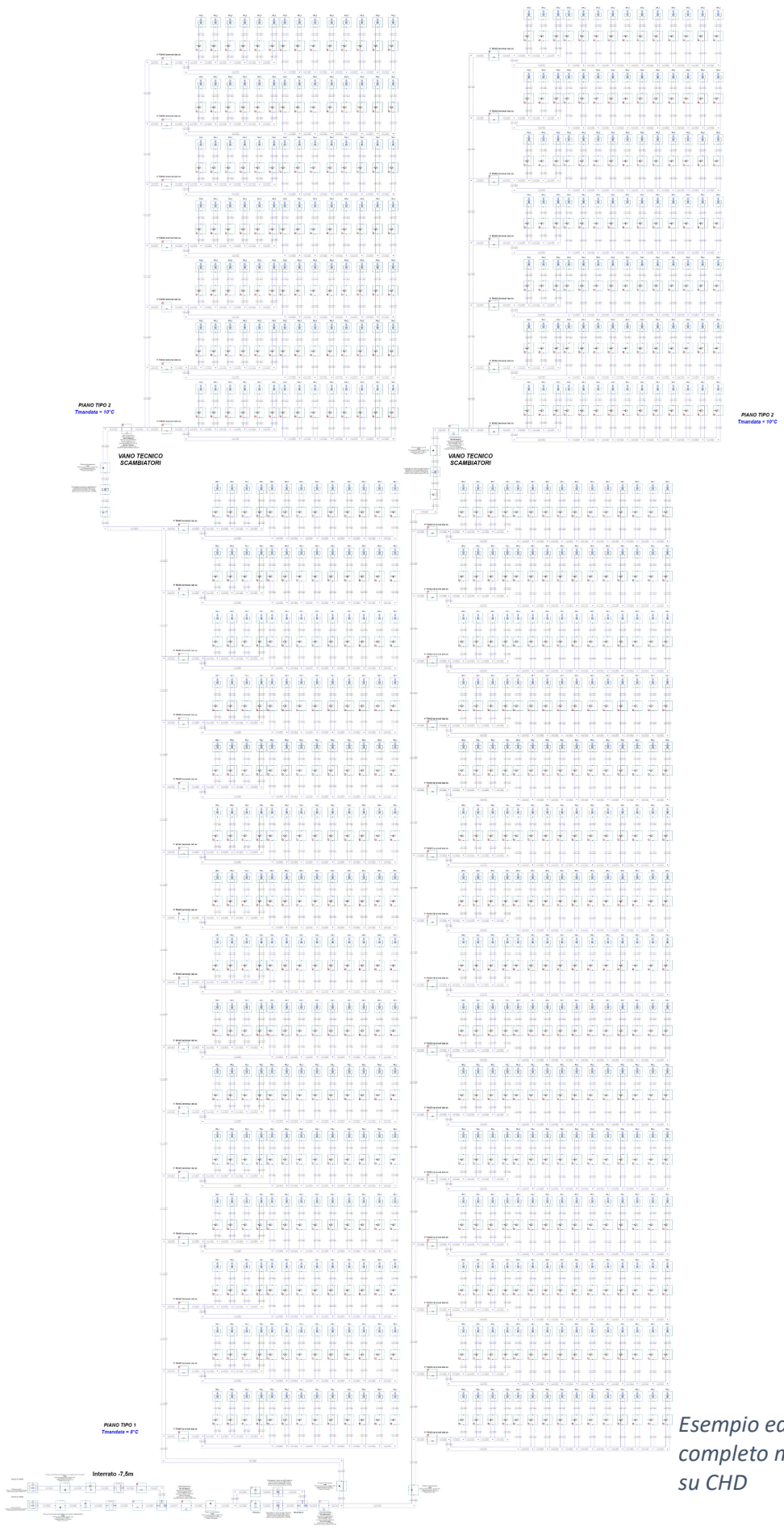
1° PIANO terminali lato sx



PIANO TIPO 1

1° PIANO terminali lato dx





Esempio edificio completo modellato su CHD

5.8 Analisi dell'investimento iniziale

Il software *Caleffi Hydronic Design* consente al progettista di esportare una serie di informazioni dettagliate riguardo il dimensionamento idronico eseguito. Tra le molteplici, la più rilevante per la presente tesi risulta essere l'elenco dettagliato dei componenti impiantistici utilizzati nell'impianto HVAC modellato. Si tratta di dati riguardanti la tipologia, la funzione e la quantità di un prodotto impiegato nell'applicativo. Tali informazioni risultano essenziali per lo scopo di questo studio: analizzare i **costi-benefici** delle tre soluzioni progettuali discusse in precedenza e i pro e i contro che si vengono a scaturire in base alla strada seguita.

Nonostante si abbia una temperatura di falda circa costante durante tutto l'anno, essendoci uno stadio di pre-scambio termico che separa le macchine dai pozzi di prelievo, sono state considerate due possibili condizioni dell'acqua tecnica che si possono presentare a monte delle pompe di calore, sia nel caso estivo che in quello invernale. Pertanto, per l'analisi dei costi di messa in opera e di esercizio, le condizioni di lavoro delle pompe di calore verranno considerate nel modo seguente:

- Condizione "**peggiore**":
  - Estate: $T_{evaporatore} = 6°C/7°C$ e $T_{condensatore} = 32°C$;
  - Inverno: $T_{condensatore} = 45°C$ e $T_{evaporatore} = 3°C$.

- Condizione "**migliore**":
  - Estate: $T_{evaporatore} = 6°C/7°C$ e $T_{condensatore} = 30°C$;
  - Inverno: $T_{condensatore} = 45°C$ e $T_{evaporatore} = 5°C$.

Per quanto riguarda i due scambiatori utilizzati per proteggere i componenti della centrale termofrigorifera, è stata considerata una potenza frigorifera pari alla metà di quella effettiva, in modo tale da avere a disposizione il prodotto a catalogo; tali scambiatori verranno dunque considerati due volte, poiché, in ogni caso, sarà il numero di piastre risultanti dal dimensionamento a determinarne il costo finale.

I vasi d'espansione, per via della loro minima influenza sul costo d'investimento totale, non sono stati inseriti nella presente analisi.

Il prezzo attuale sul mercato delle tubazioni in acciaio saldato PN25 impiegate è stato stimato a 2 €/kg. I raccordi, le flange e i flessibili di collegamento presentano una pressione nominale di almeno 16 bar, ma non verranno conteggiati in questo studio.

5.8.1 Edificio con due stadi di scambio termico

Considerando la stessa potenza emessa dai ventilconvettori e lo stesso salto termico di esercizio, le portate in circolo nell'impianto risultano circa uguali per le tre tipologie di terminali analizzate per questa soluzione progettuale: Terminali 1, Terminali 2 e Terminali 3. Inoltre, verranno considerate trascurabili le variazioni a livello di tubazioni, dispositivi e prevalenze pompe (nonostante cambi leggermente il Kv dei terminali a seconda del modello, la variazione è trascurabile). Verranno invece dimensionati dei diversi scambiatori di calore a piastre, in quanto un diverso salto termico implica una differenza rilevante nel prezzo d'acquisto.

Tabella 5.10 – Elenco dei principali costi d'investimento per il Caso studio 1

Macchine per la produzione energetica nella condizione peggiore di esercizio					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità***	**Costo**
2	Climaveneta	FOCS2-W CA-E 3202	PN 16	€ 97.096,25	€ 194.192,50
***Compreso di accessori**				**TOT**	**€ 194.192,50**

Macchine per la produzione energetica nella condizione migliore di esercizio					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità***	**Costo**
1	Climaveneta	FOCS2-W CA-E 2802	PN 16	€ 84.389,24	€ 84.389,24
1	Climaveneta	FOCS2-W CA-E 3202	PN 16	€ 97.096,25	€ 97.096,25
***Compreso di accessori**				**TOT**	**€ 181.485,49**

Analisi impianto con Terminali 1 (8°C-13°C / 10°C-15°C)

Terminali d'utenza 1					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
30	Emmeti	154	PN 15	€ 424,50	€ 12.735,00
90	Emmeti	204	PN 15	€ 470,90	€ 42.381,00
346	Emmeti	304	PN 15	€ 566,70	€ 196.078,20
107	Emmeti	504	PN 15	€ 677,30	€ 72.471,10
14	Emmeti	604	PN 15	€ 770,50	€ 10.787,00
29	Emmeti	704	PN 15	€ 1.020,50	€ 29.594,50
				TOT	**€ 364.046,80**

Scambiatori di calore a piastre per fluido freddo e caldo						
Quantità*	**Produttore**	**Modello**	**Numero Piastre**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
6	Cordivari	PHC12046 H / 16 GUARN. NBR	195	PN 16	€ 25.714,00	€ 154.284,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	143	PN 10	€ 16.584,00	€ 33.168,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	119	PN 10	€ 12.624,00	€ 25.248,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 16 GUARN. NBR	93	PN 16	€ 10.699,00	€ 21.398,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	19	PN 10	€ 4.044,00	€ 8.088,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	19	PN 10	€ 4.044,00	€ 8.088,00
***Compresi i componenti ridondanti per affidabilità impianto**					**TOT**	**€ 250.274,00**

Analisi impianto con Terminali 2 (8°C-13°C / 11°C-16°C)

Terminali d'utenza 2					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
51	Emmeti	154	PN 15	€ 424,50	€ 21.649,50
104	Emmeti	204	PN 15	€ 470,90	€ 48.973,60
304	Emmeti	304	PN 15	€ 566,70	€ 172.276,80
79	Emmeti	504	PN 15	€ 677,30	€ 53.506,70
77	Emmeti	604	PN 15	€ 770,50	€ 59.328,50
36	Emmeti	704	PN 15	€ 1.020,50	€ 36.738,00
				TOT	**€ 392.473,10**

Scambiatori di calore a piastre per fluido freddo e caldo						
Quantità*	**Produttore**	**Modello**	**Numero Piastre**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
6	Cordivari	PHC12046 H / 16 GUARN. NBR	195	PN 16	€ 25.714,00	€ 154.284,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	61	PN 10	€ 7.509,00	€ 15.018,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	51	PN 10	€ 6.684,00	€ 13.368,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 16 GUARN. NBR	93	PN 16	€ 10.699,00	€ 21.398,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	19	PN 10	€ 4.044,00	€ 8.088,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	19	PN 10	€ 4.044,00	€ 8.088,00
***Compresi i componenti ridondanti per affidabilità impianto**					**TOT**	**€ 220.244,00**

Analisi impianto con Terminali 3 (8°C-13°C / 12°C-17°C)

Terminali d'utenza 3					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
30	Emmeti	154	PN 15	€ 424,50	€ 12.735,00
90	Emmeti	204	PN 15	€ 470,90	€ 42.381,00
297	Emmeti	304	PN 15	€ 566,70	€ 168.309,90
65	Emmeti	504	PN 15	€ 677,30	€ 44.024,50
133	Emmeti	604	PN 15	€ 770,50	€ 102.476,50
113	Emmeti	704	PN 15	€ 1.020,50	€ 115.316,50
				TOT	**€ 485.243,40**

Scambiatori di calore a piastre per fluido freddo e caldo						
Quantità*	**Produttore**	**Modello**	**Numero Piastre**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
6	Cordivari	PHC12046 H / 16 GUARN. NBR	195	PN 16	€ 25.714,00	€ 154.284,00
2	Cordivari	PHC12046 M / 10 GUARN. NBR	45	PN 10	€ 6.189,00	€ 12.378,00
2	Cordivari	PHC12046 M / 10 GUARN. NBR	37	PN 10	€ 5.529,00	€ 11.058,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 16 GUARN. NBR	93	PN 16	€ 10.699,00	€ 21.398,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	19	PN 10	€ 4.044,00	€ 8.088,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 10 GUARN. NBR	19	PN 10	€ 4.044,00	€ 8.088,00
***Compresi i componenti ridondanti per affidabilità impianto**					**TOT**	**€ 215.294,00**

Accumuli termici						
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**Capacità (lt)**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
1	Pacetti	VTCF-G/VTCF-Z - TLR-G9	3000	PN 6	€ 3.690,00	€ 3.690,00
1	Pacetti	VTCF-G/VTCF-Z - TLR-G9	4000	PN 6	€ 4.592,00	€ 4.592,00
					TOT	**€ 8.282,00**

Pompe idrauliche per fluido freddo e caldo							
Quantità*	**Produttore**	**Modello**	**Prevalenza (m)**	**Portata (m3/h)**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
4	Wilo	IL-E 100/250 - 7,5/4	9,3	150	PN 16	€ 7.999,00	€ 31.996,00
2	Wilo	IL 200/180-7.5/4	6,5	300	PN 16	€ 6.219,00	€ 12.438,00
4	Wilo	IL-E 125/220 - 7,5/4	13,2	150	PN 16	€ 8.034,00	€ 32.136,00
4	Wilo	IL-E 125/210 - 5,5/4	11,7	60	PN 16	€ 7.710,00	€ 30.840,00
4	Wilo	IL 65/170-1.5/4	9,2	36	PN 16	€ 1.944,00	€ 7.776,00
4	Wilo	IL 65/160-1.1/4	8,8	12	PN 16	€ 1.928,00	€ 7.712,00
4	Wilo	IL 80/140-1.1/4	3,2	70	PN 16	€ 1.936,00	€ 7.744,00
***Compresi i componenti ridondanti per affidabilità impianto**						**TOT**	**€ 130.642,00**

Tubazioni per fluido freddo					
Materiale	**D nominale**	**Lunghezza (m)**	**Massa per ogni metro (Kg/m)**	**Prezzo al metro**	**Costo**
Acciaio (saldato)	DN 15	277,2	0,909	€ 1,82	€ 503,95
Acciaio (saldato)	DN 20	602,34	1,333	€ 2,67	€ 1.605,84
Acciaio (saldato)	DN 25	724,7	1,905	€ 3,81	€ 2.761,11
Acciaio (saldato)	DN 32	1481,84	2,438	€ 4,88	€ 7.225,45
Acciaio (saldato)	DN 40	655,05	2,8	€ 5,60	€ 3.668,28
Acciaio (saldato)	DN 50	890,89	3,922	€ 7,84	€ 6.988,14
Acciaio (saldato)	DN 65	60,5	5,002	€ 10,00	€ 605,24
Acciaio (saldato)	DN 80	8,2	6,462	€ 12,92	€ 105,98
Acciaio (saldato)	DN 100	24,6	9,39	€ 18,78	€ 461,99
Acciaio (saldato)	DN 125	41	12,789	€ 25,58	€ 1.048,70
Acciaio (saldato)	DN 150	57,4	17,368	€ 34,74	€ 1.993,85
Acciaio (saldato)	DN 200	131,2	29,638	€ 59,28	€ 7.777,01
Acciaio (saldato)	DN 250	168,2	39,589	€ 79,18	€ 13.317,74
Acciaio (saldato)	DN 400	18	82,44	€ 164,88	€ 2.967,84
				TOT	**€ 51.031,11**

Tubazioni per fluido caldo					
Materiale	**D nominale**	**Lunghezza (m)**	**Massa per ogni metro (Kg/m)**	**Prezzo al metro**	**Costo**
Acciaio (saldato)	DN 15	2362,47	0,909	€ 1,82	€ 4.294,97
Acciaio (saldato)	DN 20	936,5	1,333	€ 2,67	€ 2.496,71
Acciaio (saldato)	DN 25	1083,84	1,905	€ 3,81	€ 4.129,43
Acciaio (saldato)	DN 32	301,52	2,438	€ 4,88	€ 1.470,21
Acciaio (saldato)	DN 40	16,4	2,8	€ 5,60	€ 91,84
Acciaio (saldato)	DN 50	32,8	3,922	€ 7,84	€ 257,28
Acciaio (saldato)	DN 65	65,6	5,002	€ 10,00	€ 656,26
Acciaio (saldato)	DN 80	57,4	6,462	€ 12,92	€ 741,84
Acciaio (saldato)	DN 100	139,4	9,39	€ 18,78	€ 2.617,93
Acciaio (saldato)	DN 125	87,2	12,789	€ 25,58	€ 2.230,40
Acciaio (saldato)	DN 150	30	17,368	€ 34,74	€ 1.042,08
				TOT	**€ 20.028,96**

Dispositivi impiantistici per fluido freddo prodotti da Caleffi S.p.A.							
Quantità	**Produttore**	**Tipologia**	**Modello**	**D nominale**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
211	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H40	DN 15	PN 16	€ 256,50	€ 54.121,50
332	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H80	DN 20	PN 16	€ 261,40	€ 86.784,80
58	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H80	DN 25	PN 16	€ 273,40	€ 15.857,20
15	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 1H2	DN 25	PN 16	€ 273,40	€ 4.101,00
37	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 50	PN 16	€ 178,50	€ 6.604,50
1	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 125	PN 16	€ 1.515,00	€ 1.515,00
1	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 150	PN 16	€ 1.898,00	€ 1.898,00
6	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 250	PN 16	€ 7.636,00	€ 45.816,00
1	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 125	PN 10	€ 64,40	€ 64,40
1	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 150	PN 10	€ 93,40	€ 93,40
2	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527 (tar. speciale)	DN 400	PN 10	€ 292,00	€ 584,00
						TOT	**€ 217.439,80**

Dispositivi impiantistici per fluido caldo prodotti da Caleffi S.p.A.							
Quantità	**Produttore**	**Tipologia**	**Modello**	**D nominale**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
616	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H40	DN 15	PN 16	€ 251,10	€ 154.677,60
5	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130-500	DN 32	PN 16	€ 67,10	€ 335,50
29	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130-600	DN 32	PN 16	€ 76,80	€ 2.227,20
2	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 65	PN 16	€ 635,00	€ 1.270,00
6	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 125	PN 16	€ 1.515,00	€ 9.090,00
2	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 65	PN 10	€ 64,40	€ 128,80
2	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 150	PN 10	€ 93,40	€ 186,80
						TOT	**€ 167.915,90**

	Terminali 1	**Terminali 2**	**Terminali 3**
TOTALE COSTO DI MESSA IN OPERA cond. peggiore	**€ 1.403.853,07**	**€ 1.402.249,37**	**€ 1.490.069,67**
TOTALE COSTO DI MESSA IN OPERA cond. migliore	**€ 1.391.146,06**	**€ 1.389.542,36**	**€ 1.477.362,66**

I risultati confermano quanto detto in precedenza: sovradimensionare i terminali grava sul bilancio totale del costo d'investimento. Seguono l'andamento opposto invece gli scambiatori di calore, per i quali una differenza di temperatura media logaritmica superiore significa un costo d'acquisto minore.

Sebbene le **pompe di calore** Climaveneta impiegate presentino potenze rilevanti, tali macchine risultano influenzare il bilancio economico in misura ridotta rispetto agli scambiatori di calore a piastre utilizzati. Inoltre, se fosse possibile adoperare le macchine per la produzione energetica nella condizione operativa migliore si otterrebbe un ritorno economico di circa 13.000 €.

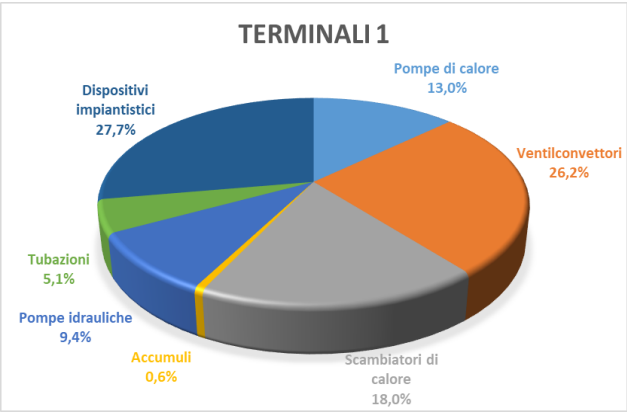


Figura 5.29 – Ripartizione costo d'investimento iniziale per la soluzione con i Terminali

I **dispositivi impiantistici** utilizzati, scelti per questa tesi a marchio Caleffi S.p.A., occupano una fetta importante rispetto al totale, paragonabile a quella necessaria per l'acquisto dei terminali. La rilevanza maggiore è data dalle valvole di regolazione PICV collegate ad ogni terminale presente nell'edificio.

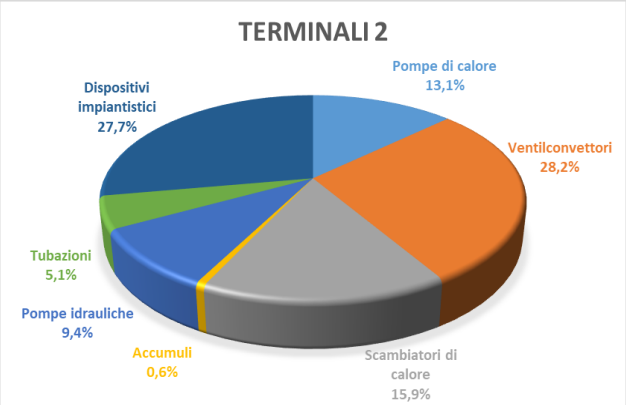


Figura 5.30 - Ripartizione costo d'investimento iniziale per la soluzione con i Terminali 2

Le **pompe idrauliche**, che negli edifici di grande altezza risultano di notevole rilievo, risultano avere un impatto maggiore rispetto alle lunghe tubazioni che sono distribuite verticalmente lungo le colonne e orizzontalmente negli ambienti di tutti i livelli. A chiudere l'elenco troviamo gli **accumuli termici**, che seppur fondamentali per evitare inerzie termiche, hanno un peso ridotto rispetto a tutti gli altri componenti impiantistici.

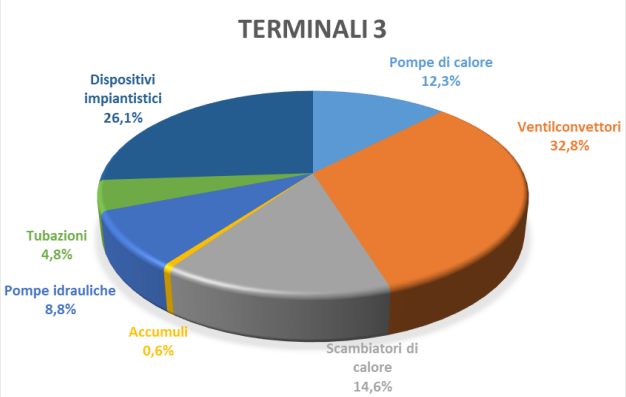


Figura 5.31 - Ripartizione costo d'investimento iniziale per la soluzione con i Terminali 3

Confrontando invece le differenze tra le tre soluzioni di **terminali** valutate, il minore costo d'investimento impiantistico è dato dal circuito chiuso con i Terminali 2. Sebbene il numero dei ventilconvettori sia maggiore rispetto al caso con i Terminali 1, la taglia di potenza degli scambiatori per la separazione idraulica diminuisce scaturendo un'importate decremento del costo d'acquisto. Per quanto riguarda la soluzione con i Terminali 3, questa volta, invece, l'aumento della quantità fan-coil prevale sugli scambiatori PHC, nonostante questi ultimi siano stati dimensionati con una differenza media di temperatura maggiore (4 °C) rispetto alle due tipologie precedenti.

5.8.2 Edificio con uno stadio di scambio termico

Tabella 5.11 - Elenco dei principali costi d'investimento per il Caso studio 2

Macchine per la produzione energetica nella condizione peggiore di esercizio					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità***	**Costo**
2	Climaveneta	FOCS2-W CA-E 3202	PN 16	€ 97.096,25	€ 194.192,50
***Compreso di accessori**				**TOT**	**€ 194.192,50**

Macchine per la produzione energetica nella condizione migliore di esercizio					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità***	**Costo**
1	Climaveneta	FOCS2-W CA-E 2802	PN 16	€ 84.389,24	€ 84.389,24
1	Climaveneta	FOCS2-W CA-E 3202	PN 16	€ 97.096,25	€ 97.096,25
***Compreso di accessori**				**TOT**	**€ 181.485,49**

Terminali d'utenza					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
44	Emmeti	154	PN 15	€ 424,50	€ 18.678,00
111	Emmeti	204	PN 15	€ 470,90	€ 52.269,90
374	Emmeti	304	PN 15	€ 566,70	€ 211.945,80
58	Emmeti	504	PN 15	€ 677,30	€ 39.283,40
7	Emmeti	604	PN 15	€ 770,50	€ 5.393,50
22	Emmeti	704	PN 15	€ 1.020,50	€ 22.451,00
				TOT	**€ 350.021,60**

Scambiatori di calore a piastre per fluido freddo e caldo						
Quantità*	**Produttore**	**Modello**	**Numero Piastre**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
6	Cordivari	PHC12046 H / 16 GUARN. NBR	195	PN 16	€ 25.714,00	€ 154.284,00
2	Cordivari	PHC12046 H / 16 GUARN. NBR	93	PN 16	€ 10.699,00	€ 21.398,00
***Compresi i componenti ridondanti per affidabilità impianto**					**TOT**	**€ 175.682,00**

Accumuli termici						
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**Capacità (lt)**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
1	Pacetti	VTCF-G/VTCF-Z - TLR-G9	3000	PN 6	€ 3.690,00	€ 3.690,00
1	Pacetti	VTCF-G/VTCF-Z - TLR-G9	4000	PN 6	€ 4.592,00	€ 4.592,00
					TOT	**€ 8.282,00**

Pompe idrauliche per fluido freddo e caldo							
Quantità*	**Produttore**	**Modello**	**Prevalenza (m)**	**Portata (m3/h)**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
4	Wilo	IL-E 100/250 - 7,5/4	9,3	150	PN 16	€ 7.999,00	€ 31.996,00
2	Wilo	IL 200/180-7.5/4	6,5	300	PN 16	€ 6.219,00	€ 12.438,00
4	Wilo	IL-E 125/220 - 7,5/4	13,2	150	PN 16	€ 8.034,00	€ 32.136,00
4	Wilo	IL 65/170-1.5/4	9,2	36	PN 16	€ 1.944,00	€ 7.776,00
4	Wilo	IL 80/140-1.1/4	3,2	70	PN 16	€ 1.936,00	€ 7.744,00
***Compresi i componenti ridondanti per affidabilità impianto**						**TOT**	**€ 92.090,00**

Tubazioni per fluido freddo					
Materiale	**D nominale**	**Lunghezza (m)**	**Massa per ogni metro (Kg/m)**	**Prezzo al metro**	**Costo**
Acciaio (saldato)	DN 15	266	0,909	€ 1,82	€ 483,59
Acciaio (saldato)	DN 20	640,14	1,333	€ 2,67	€ 1.706,61
Acciaio (saldato)	DN 25	625,16	1,905	€ 3,81	€ 2.381,86
Acciaio (saldato)	DN 32	1554,78	2,438	€ 4,88	€ 7.581,11
Acciaio (saldato)	DN 40	621,31	2,8	€ 5,60	€ 3.479,34
Acciaio (saldato)	DN 50	924,63	3,922	€ 7,84	€ 7.252,80
Acciaio (saldato)	DN 65	60,5	5,002	€ 10,00	€ 605,24
Acciaio (saldato)	DN 80	8,2	6,462	€ 12,92	€ 105,98
Acciaio (saldato)	DN 100	24,6	9,39	€ 18,78	€ 461,99
Acciaio (saldato)	DN 125	41	12,789	€ 25,58	€ 1.048,70
Acciaio (saldato)	DN 150	57,4	17,368	€ 34,74	€ 1.993,85
Acciaio (saldato)	DN 200	131,2	29,638	€ 59,28	€ 7.777,01
Acciaio (saldato)	DN 250	168,2	39,589	€ 79,18	€ 13.317,74
Acciaio (saldato)	DN 400	18	82,44	€ 164,88	€ 2.967,84
				TOT	**€ 51.163,64**

Tubazioni per fluido caldo					
Materiale	**D nominale**	**Lunghezza (m)**	**Massa per ogni metro (Kg/m)**	**Prezzo al metro**	**Costo**
Acciaio (saldato)	DN 15	2362,47	0,909	€ 1,82	€ 4.294,97
Acciaio (saldato)	DN 20	988,02	1,333	€ 2,67	€ 2.634,06
Acciaio (saldato)	DN 25	1032,32	1,905	€ 3,81	€ 3.933,14
Acciaio (saldato)	DN 32	301,52	2,438	€ 4,88	€ 1.470,21
Acciaio (saldato)	DN 40	16,4	2,8	€ 5,60	€ 91,84
Acciaio (saldato)	DN 50	32,8	3,922	€ 7,84	€ 257,28
Acciaio (saldato)	DN 65	65,6	5,002	€ 10,00	€ 656,26
Acciaio (saldato)	DN 80	57,4	6,462	€ 12,92	€ 741,84
Acciaio (saldato)	DN 100	139,4	9,39	€ 18,78	€ 2.617,93
Acciaio (saldato)	DN 125	87,2	12,789	€ 25,58	€ 2.230,40
Acciaio (saldato)	DN 150	32	17,368	€ 34,74	€ 1.111,55
				TOT	**€ 20.039,49**

Dispositivi impiantistici per fluido freddo prodotti da Caleffi S.p.A.							
Quantità	**Produttore**	**Tipologia**	**Modello**	**D nominale**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
155	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H40	DN 15	PN 16	€ 256,50	€ 39.757,50
374	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H80	DN 20	PN 16	€ 261,40	€ 97.763,60
58	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H80	DN 25	PN 16	€ 273,40	€ 15.857,20
29	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 1H2	DN 25	PN 16	€ 273,40	€ 7.928,60
37	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 50	PN 16	€ 178,50	€ 6.604,50
0	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 125	PN 16	€ 1.515,00	€ 0,00
0	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 150	PN 16	€ 1.898,00	€ 0,00
6	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 250	PN 16	€ 7.636,00	€ 45.816,00
0	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 125	PN 10	€ 64,40	€ 0,00
0	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 150	PN 10	€ 93,40	€ 0,00
2	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527 (tar. speciale)	DN 400	PN 10	€ 292,00	€ 584,00
						TOT	**€ 214.311,40**

Dispositivi impiantistici per fluido caldo prodotti da Caleffi S.p.A.							
Quantità	**Produttore**	**Tipologia**	**Modello**	**D nominale**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
616	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H40	DN 15	PN 16	€ 251,10	€ 154.677,60
17	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130-500	DN 32	PN 16	€ 67,10	€ 1.140,70
21	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130-600	DN 32	PN 16	€ 76,80	€ 1.612,80
0	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 65	PN 16	€ 635,00	€ 0,00
3	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 125	PN 16	€ 1.898,00	€ 5.694,00
0	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 65	PN 10	€ 64,40	€ 0,00
2	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 150	PN 10	€ 93,40	€ 186,80
						TOT	**€ 163.311,90**

TOTALE COSTO DI MESSA IN OPERA cond. peggiore	**€ 1.269.094,54**
TOTALE COSTO DI MESSA IN OPERA cond. migliore	**€ 1.256.387,53**

Per questa soluzione progettuale, gli scambiatori di calore a piastre risultano meno impattanti sul bilancio economico poiché utilizzati esclusivamente per la protezione della centrale termica. Vista la presenza di un solo stadio di scambio termico, anche la quota parte dei costi riferiti ai ventilconvettori diminuisce causando un aumento di peso in bilancio dei dispositivi di regolazione, bilanciamento e sicurezza.

Figura 5.32 - Ripartizione costo d'investimento

Inoltre, rispetto alla soluzione vista precedentemente, la spesa iniziale degli scambiatori di calore si avvicina maggiormente come valore a quella delle macchine per la produzione energetica.

Le considerazioni sui restanti elementi impiantistici sono analoghe al caso precedente.

5.8.3 Edificio con due centrali termofrigorifere

Le macchine per la produzione di energia termica/frigorifera e i ventilconvettori a controsoffitto vengono sfruttati nelle loro condizioni ottimali di esercizio senza generare una diversificazione riguardante le condizioni operative. Inoltre, dovendo impiegare due pompe di calore di elevata taglia per bilanciare dei carichi termici invernali ridotti, rispetto a quelli presenti in estate, risulterebbe necessario parzializzare eccessivamente le potenze generate dalle stesse, con conseguenti COP risultanti limitati. Pertanto, tale disposizione graverebbe in modo rilevante sui consumi energetici annuali. A fronte di un investimento iniziale maggiore è possibile installare delle pompe di calore di taglia più piccola (mod. Climaveneta 1301) così da parzializzare in minor parte e ottenere COP più ragionevoli. Pertanto, con l'acquisto di due ulteriori macchine per la produzione energetica è possibile diminuire sensibilmente le potenze che verrebbero assorbite durante i periodi volti al riscaldamento; tale accorgimento permette di risparmiare, trascurando il tasso di indicizzazione, circa 13.000 €/anno relativi all'energia elettrica.

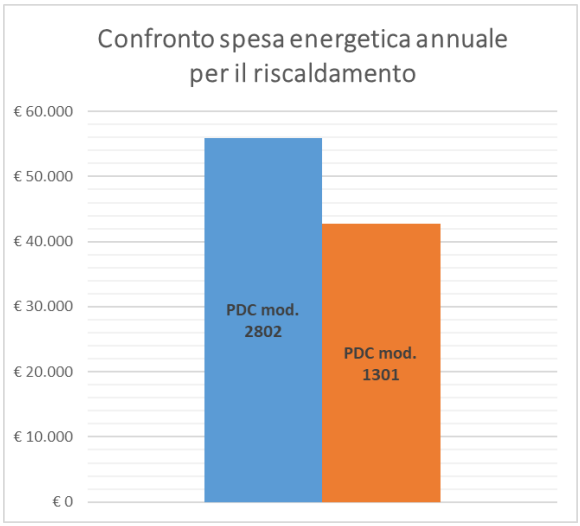


Figura 5.33 – Confronto della spesa annuale per il riscaldamento tra due PDC di taglia diversa

Tabella 5.12 - Elenco dei principali costi d'investimento per il Caso studio 3

Macchine per la produzione energetica					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità***	**Costo**
1	Climaveneta	FOCS2-W CA-E 2802	PN 16	€ 84.389,24	€ 84.389,24
1	Climaveneta	FOCS2-W CA-E 3202	PN 16	€ 97.096,25	€ 97.096,25
2	Climaveneta	FOCS2-W CA-E 1301	PN 16	€ 39.199,16	€ 78.398,32
***Compreso di accessori**				**TOT**	**€ 259.883,81**

Terminali d'utenza					
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
0	Emmeti	154	PN 15	€ 424,50	€ 0,00
257	Emmeti	204	PN 15	€ 470,90	€ 121.021,30
296	Emmeti	304	PN 15	€ 566,70	€ 167.743,20
36	Emmeti	504	PN 15	€ 677,30	€ 24.382,80
21	Emmeti	604	PN 15	€ 770,50	€ 16.180,50
0	Emmeti	704	PN 15	€ 1.020,50	€ 0,00
				TOT	**€ 329.327,80**

Accumuli termici						
Quantità	**Produttore**	**Modello**	**Capacità (lt)**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
1	Pacetti	VTCF-G/VTCF-Z - TLR-G9	3000	PN 10	€ 4.375,00	€ 4.375,00
2	Pacetti	VTCF-G/VTCF-Z - TLR-G9	2000	PN 10	€ 3.332,00	€ 6.664,00
1	Pacetti	VTCF-G/VTCF-Z - TLR-G9	4000	PN 10	€ 5.570,00	€ 5.570,00
					TOT	**€ 16.609,00**

Pompe idrauliche per fluido freddo e caldo							
Quantità*	**Produttore**	**Modello**	**Prevalenza (m)**	**Portata (m3/h)**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
4	Wilo	IL 80/210-3/4	11	70	PN 16	€ 2.182,00	€ 8.728,00
2	Wilo	IL 80/220-4/4	12	80	PN 16	€ 2.468,00	€ 4.936,00
2	Wilo	IL 125/210-5.5/4	11,5	90	PN 16	€ 3.861,00	€ 7.722,00
2	Wilo	IL 125/220-7.5/4	12	180	PN 16	€ 4.781,00	€ 9.562,00
2	Wilo	IL 100/220-5.5/4	11,6	130	PN 16	€ 3.785,00	€ 7.570,00
6	Wilo	IL 40/170-0.75/4	8,9	18	PN 16	€ 1.761,00	€ 10.566,00
2	Wilo	IL 50/160-0.75/4	7,8	20	PN 16	€ 1.767,00	€ 3.534,00
4	Wilo	IL 65/120-0.55/4	3,6	35	PN 16	€ 1.628,00	€ 6.512,00
***Compresi i componenti ridondanti per affidabilità impianto**						**TOT**	**€ 59.130,00**

Tubazioni per fluido freddo					
Materiale	**D nominale**	**Lunghezza (m)**	**Massa per ogni metro (Kg/m)**	**Prezzo al metro**	**Costo**
Acciaio (saldato)	DN 15	540,82	0,909	€ 1,82	€ 983,21
Acciaio (saldato)	DN 20	388,7	1,333	€ 2,67	€ 1.036,27
Acciaio (saldato)	DN 25	653,68	1,905	€ 3,81	€ 2.490,52
Acciaio (saldato)	DN 32	1451,98	2,438	€ 4,88	€ 7.079,85
Acciaio (saldato)	DN 40	767,85	2,8	€ 5,60	€ 4.299,96
Acciaio (saldato)	DN 50	794,49	3,922	€ 7,84	€ 6.231,98
Acciaio (saldato)	DN 65	68,7	5,002	€ 10,00	€ 687,27
Acciaio (saldato)	DN 80	16,4	6,462	€ 12,92	€ 211,95
Acciaio (saldato)	DN 100	57,4	9,39	€ 18,78	€ 1.077,97
Acciaio (saldato)	DN 125	82	12,789	€ 25,58	€ 2.097,40
Acciaio (saldato)	DN 150	161	17,368	€ 34,74	€ 5.592,50
Acciaio (saldato)	DN 200	57,2	29,638	€ 59,28	€ 3.390,59
Acciaio (saldato)	DN 250	44	39,589	€ 79,18	€ 3.483,83
				TOT	**€ 38.663,31**

Tubazioni per fluido caldo					
Materiale	**D nominale**	**Lunghezza (m)**	**Massa per ogni metro (Kg/m)**	**Prezzo al metro**	**Costo**
Acciaio (saldato)	DN 15	2320	0,909	€ 1,82	€ 4.217,76
Acciaio (saldato)	DN 20	980	1,333	€ 2,67	€ 2.612,68
Acciaio (saldato)	DN 25	1045	1,905	€ 3,81	€ 3.981,45
Acciaio (saldato)	DN 32	305	2,438	€ 4,88	€ 1.487,18
Acciaio (saldato)	DN 40	32,8	2,8	€ 5,60	€ 183,68
Acciaio (saldato)	DN 50	73,8	3,922	€ 7,84	€ 578,89
Acciaio (saldato)	DN 65	123	5,002	€ 10,00	€ 1.230,49
Acciaio (saldato)	DN 80	128	6,462	€ 12,92	€ 1.654,27
Acciaio (saldato)	DN 100	38,2	9,39	€ 18,78	€ 717,40
Acciaio (saldato)	DN 125	22	12,789	€ 25,58	€ 562,72
				TOT	**€ 17.226,51**

Dispositivi impiantistici per fluido freddo prodotti da Caleffi S.p.A.							
Quantità	**Produttore**	**Tipologia**	**Modello**	**D nominale**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
257	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H40	DN 15	PN 16	€ 256,50	€ 65.920,50
296	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H80	DN 20	PN 16	€ 261,40	€ 77.374,40
36	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H80	DN 25	PN 16	€ 273,40	€ 9.842,40
21	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 1H2	DN 25	PN 16	€ 273,40	€ 5.741,40
37	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 50	PN 16	€ 178,50	€ 6.604,50
0	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 125	PN 16	€ 1.515,00	€ 0,00
0	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 150	PN 16	€ 1.898,00	€ 0,00
4	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 250	PN 16	€ 7.636,00	€ 30.544,00
4	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 250	PN 10	€ 187,20	€ 748,80
						TOT	**€ 196.776,00**

Dispositivi impiantistici per fluido caldo prodotti da Caleffi S.p.A.							
Quantità	**Produttore**	**Tipologia**	**Modello**	**D nominale**	**P nominale**	**Prezzo per unità**	**Costo**
610	Caleffi	V. regolazione + Attuatore	Serie 145 H40	DN 15	PN 16	€ 251,10	€ 153.171,00
3	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130-500	DN 32	PN 16	€ 67,10	€ 201,30
30	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130-600	DN 32	PN 16	€ 76,80	€ 2.304,00
2	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 100	PN 16	€ 1.112,00	€ 2.224,00
2	Caleffi	V. di bilanciamento	Serie 130	DN 125	PN 16	€ 1.515,00	€ 3.030,00
2	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 514	DN 100	PN 10	€ 23,70	€ 47,40
2	Caleffi	V. di sicurezza	Serie 527	DN 125	PN 10	€ 64,40	€ 128,80
						TOT	**€ 161.106,50**

TOTALE COSTO DI MESSA IN OPERA **€ 1.078.722,93**

Per questa tipologia di impianto HVAC, essendo assenti gli scambiatori per la separazione idraulica e vista la presenza di un numero maggiore di macchine per la produzione energetica, tra i costi d'investimento prevalgono quelli relativi alle pompe di calore, ai terminali e ai dispositivi impiantistici.

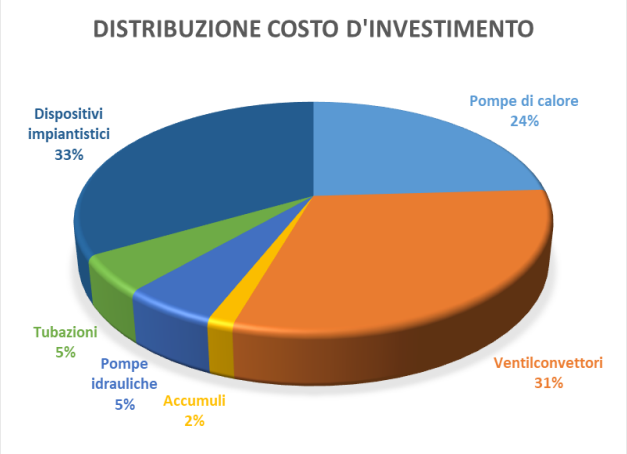


Figura 5.34 - Ripartizione costo d'investimento

Rispetto ai casi precedenti, a causa di una maggiore pressione di esercizio presente in centrale termica, il costo di messa in sicurezza degli accumuli inerziali risulta più oneroso e più significativo nei confronti del bilancio economico totale.

La seconda centrale termofrigorifera è stata collocata nello spazio di 207mq nel lato Sud-Ovest del piano undicesimo. L'aspetto più critico, legato a questa soluzione progettuale, riguarda i mancati ricavi che possono essere ottenuti dalla vendita (o affitto) di una parte di piano che, invece, deve essere adibita necessariamente a centrale per la produzione energetica. Viste le tendenze attuali, relative al mercato immobiliare dei grattacieli italiani, il prezzo al metro quadro per un livello intermedio di un edificio di grande altezza, è stato stimato pari a 8.000 €/mq. Secondo tali considerazioni, il mancato ricavo, che segue dalla scelta progettuale in esame, è di circa **1.656.000 €**.

5.9 Analisi dei costi di esercizio

L'impatto sull'ambiente derivante dalla produzione di energia elettrica e l'incremento dei costi dell'energia primaria hanno reso i consumi elettrici delle macchine per la produzione energetica un tema il cui ruolo sta assumendo di anno in anno una posizione sempre più centrale. L'efficienza energetica di una pompa di calore a pieno carico non rispecchia solitamente il suo effettivo utilizzo, in quanto, in media, tali apparecchi operano a pieno carico per meno del 5% del tempo totale di funzionamento. Il carico termico che deve essere bilanciato in un edificio dipende da svariati fattori, ad esempio la temperatura dell'aria esterna, le ombreggiature e il livello di affollamento interno.

L'analisi dei costi di esercizio è stata svolta valutando i consumi legati alle macchine per la produzione energetica, ai ventilconvettori e alle pompe idrauliche. La variazione delle potenze assorbite dai macchinari, riferibile alle diverse condizioni di esercizio, si è basata sull'andamento annuale della temperatura esterna all'edificio rilevata a Caselle (TO) nel 2019 (Fig. 5.35).

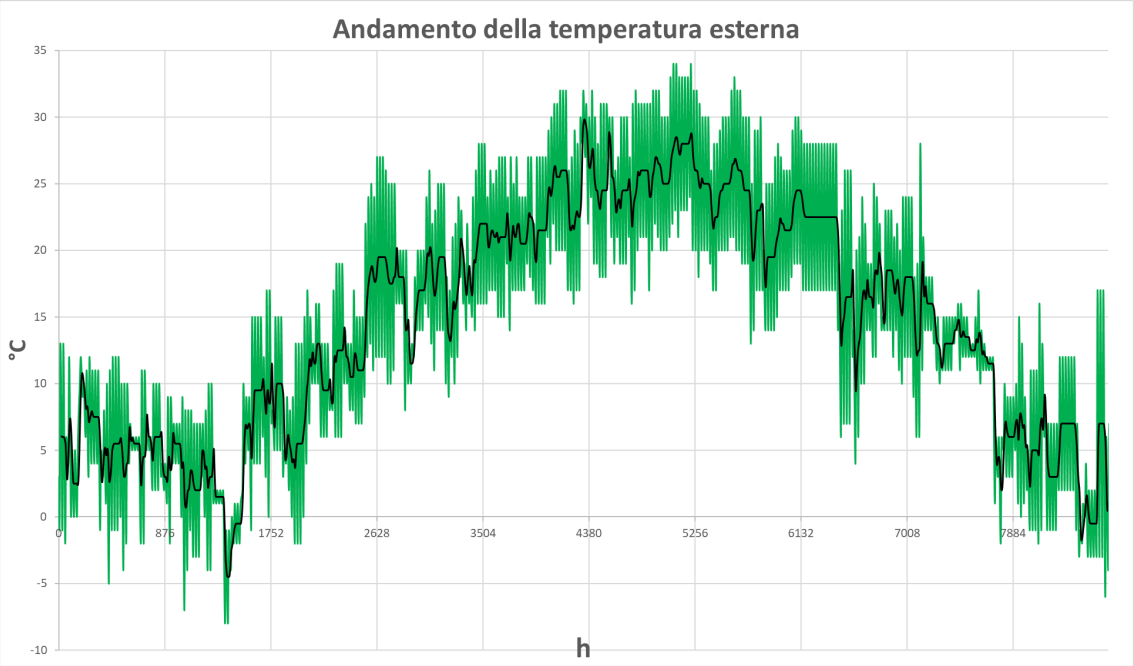


Figura 5.35 – Andamento della temperatura esterna rilevato a Caselle (TO)

Le soluzioni impiantistiche che impiegano la separazione idraulica presentano i costi di manutenzione, per un valore di 1000 €/anno cadauno, riferiti alla pulizia e al controllo degli scambiatori di calore a piastre. La manutenzione risulta necessaria per non inficiare l'efficienza di scambio termico, in modo da garantire che le temperature e le portate del fluido termovettore, in ingresso ai terminali, non si discostino dai valori definiti in fase progettuale.

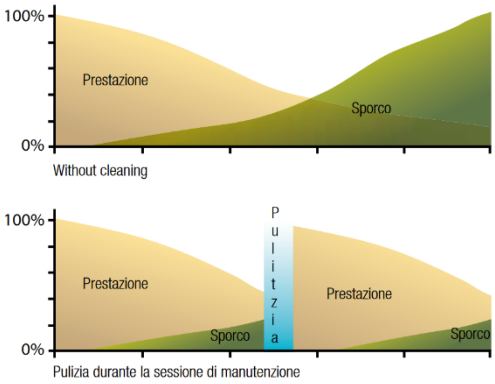


Figura 5.36 - Variazione qualitativa della prestazione di uno scambiatore in funzione della manutenzione

I consumi riguardanti le pompe idrauliche e i terminali d'utenza sono stati stimati come proporzionali al carico di lavoro richiesto, poiché di natura ridotta rispetto alle potenze assorbite dalle pompe di calore. Dalla scheda tecnica di queste ultime, mediante la scheda tecnica, è stato identificato il limite minimo di parzializzazione legato alla potenza frigorifera/termica prodotta e il Rapporto di Efficienza Energetica EER per quattro situazioni di carico diverse: 25%, 50%, 75% e 100%. Ogni compressore è in grado di parzializzare il carico richiesto fino al 25%.

L'EER reperibile in scheda tecnica si riferisce alle condizioni nominali di lavoro dell'apparecchio, pertanto, per poterne usufruire, è stato corretto adattandolo alle condizioni di esercizio ($Tev = 6°C - Tcd = 30°C/32°$ e $Tev = 7°C - Tcd = 30°C/32°$) secondo la normativa vigente UNI-TS 11300-3, la quale permette di estrapolare un rendimento medio η_m secondo la seguente formula:

$$\eta_m = EER(\%) * \eta_1(\%) * \eta_2 * \eta_3 * \eta_4 * \eta_5 * \eta_6 * \eta_7$$

Dove:

- $EER(\%)$ è il rapporto riferito alla condizione di carico reperibile in scheda tecnica
- $\eta_1(\%)$ è la correzione che indica la normativa
- η_i sono gli altri rendimenti, considerati per la presente tesi pari a 1, che permettono l'adeguamento delle macchine alle reali condizioni di funzionamento del sistema impiantistico.

Per quanto riguarda il Coefficiente Di Prestazione COP delle pompe di calore, la scheda tecnica fornita dal produttore non fornisce alcun dato riferibile alle prestazioni nelle diverse condizioni di carico. Pertanto, sono stati effettuati solamente i calcoli previsti dalla normativa UNI-TS 11300-4 con i quali viene indicato di correggere la prestazione della macchina nella condizione nominale mediante un fattore correttivo f nel seguente modo:

$$COP_{CR} = COP * f$$

Con $f = \frac{CR}{Cc*CR+1-Cc}$

Dove:

- COP_{CR} è inteso come prestazione della macchina a carico ridotto
- CR è il carico di lavoro percentuale
- Cc è un coefficiente pari a 0,9.

Successivamente, mediante delle interpolazioni lineari, sono stati ricavati gli EER e i COP riferibili ad ogni possibile carico di lavoro per le condizioni di esercizio delle pompe di calore descritte nel paragrafo precedente: "peggiore" e "migliore".

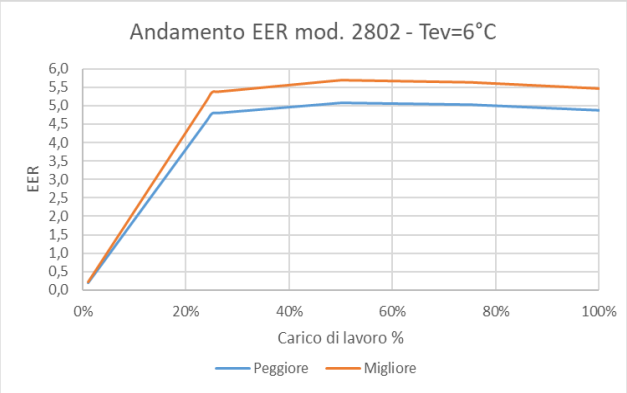


Figura 5.37 – Andamento EER al variare del carico di lavoro – mod. 2802 - Tev=6°C

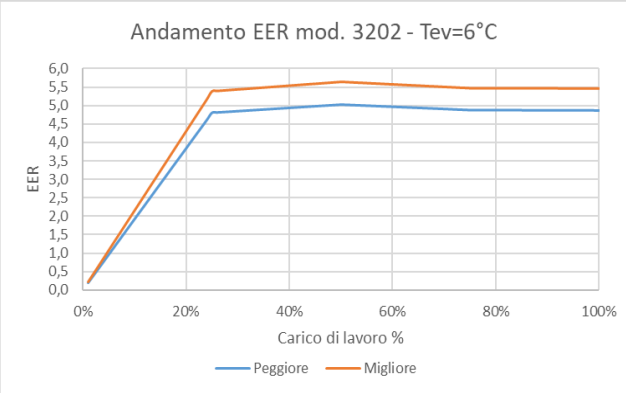


Figura 5.38 - Andamento EER al variare del carico di lavoro – mod. 3202 - Tev=6°C 0.1

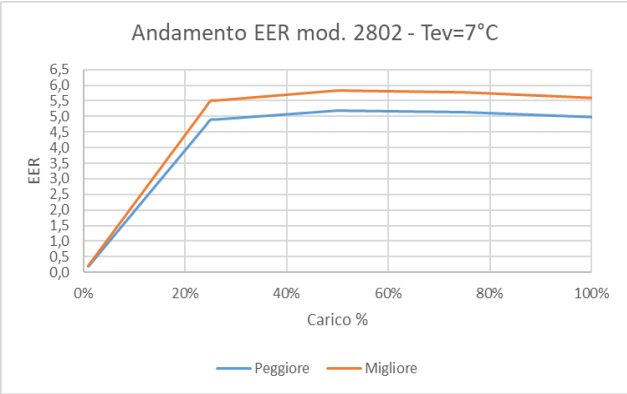


Figura 5.39 - Andamento EER al variare del carico di lavoro – mod. 2802 - Tev=7°C

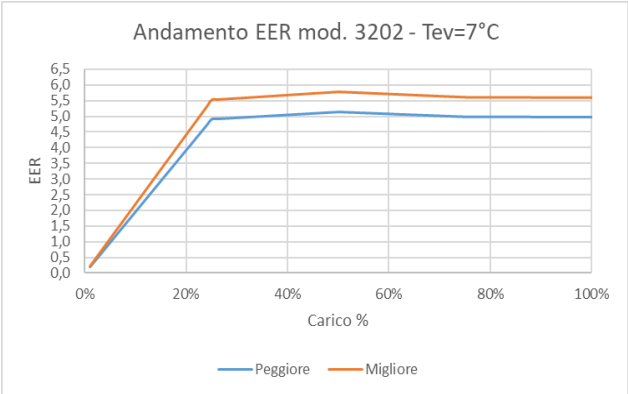


Figura 5.40 - Andamento EER al variare del carico di lavoro – mod. 3202 - Tev=7°C

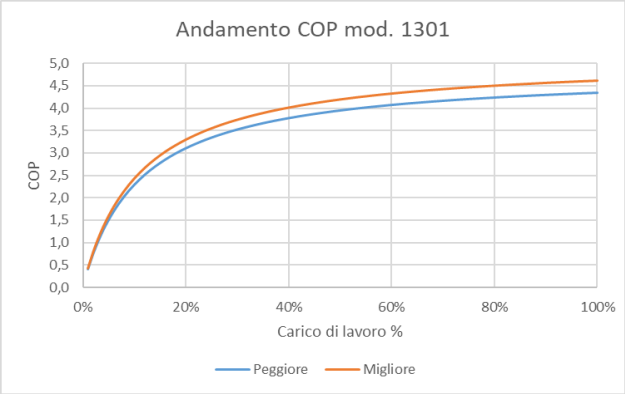


Figura 5.41 - Andamento COP al variare del carico di lavoro – mod. 2802

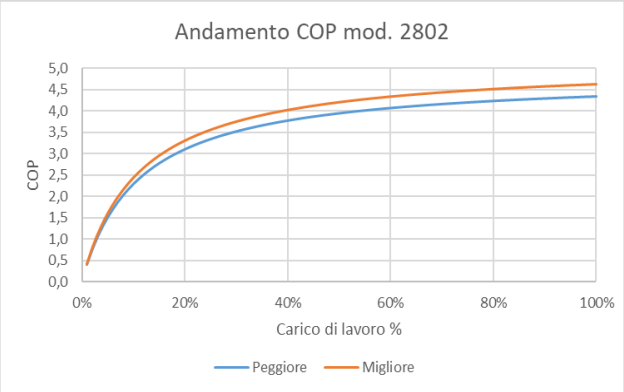


Figura 5.42 - Andamento COP al variare del carico di lavoro – mod. 1301

I modelli 2802 e 3202 presentano due compressori cadauno, invece il modello di taglia inferiore, il 1301, presenta un singolo compressore. Nei primi due modelli è possibile far lavorare i compressori a gradini per utilizzarli singolarmente oppure simultaneamente. Tale peculiarità è ottima dal punto di vista dell'affidabilità impiantistica, poiché se cessa di funzionare uno entra in azione l'altro. L'utilizzo di un sistema a gradini permette inoltre di modulare ulteriormente le potenze, arrivando ad operare addirittura con un 12,5% della potenza totale generabile. Tenendo presente il limite fisico della macchina, per il quale non è possibile parzializzare per valori inferiori ad ¼ della potenza generata da ogni compressore, sono state calcolate le potenze assorbite dalle pompe di calore al variare del carico di lavoro durante la stagione estiva:

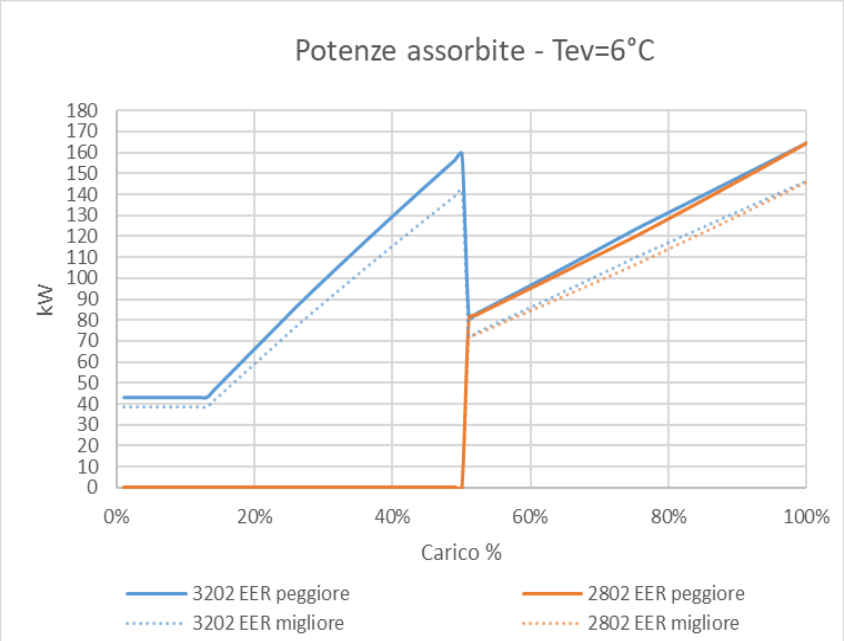


Figura 5.43 – Potenze assorbite dalle pdc mod. 2802 e 3202 al variare del carico di lavoro estivo – Tev=6°C

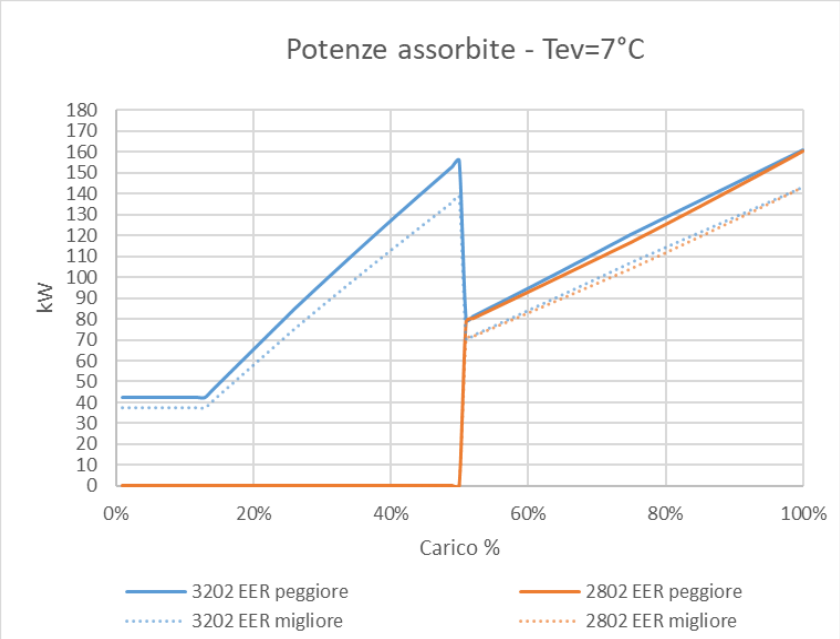


Figura 5.44 - Potenze assorbite dalle pdc mod. 2802 e 3202 al variare del carico di lavoro estivo – Tev=7°C

Dai grafici, si evince che fino ad un certo carico di lavoro (12,5%) la potenza assorbita dalla macchina di taglia maggiore risulta costante (limite parzializzazione compressori). Per la prima metà del carico viene impiegata una sola pompa di calore, al fine di riuscire ad ottenere buone performance anche a fronte di carichi termici da bilanciare meno importanti. Superato il 50% del carico viene azionata anche la seconda macchina per farla lavorare

in parallelo a quella già in funzione. Ovviamente, al crescere della potenza frigorifera generata aumenta la potenza assorbita.

In maniera simile, sono state valutate le potenze assorbite dalle macchine per la produzione energetica durante la stagione del riscaldamento.

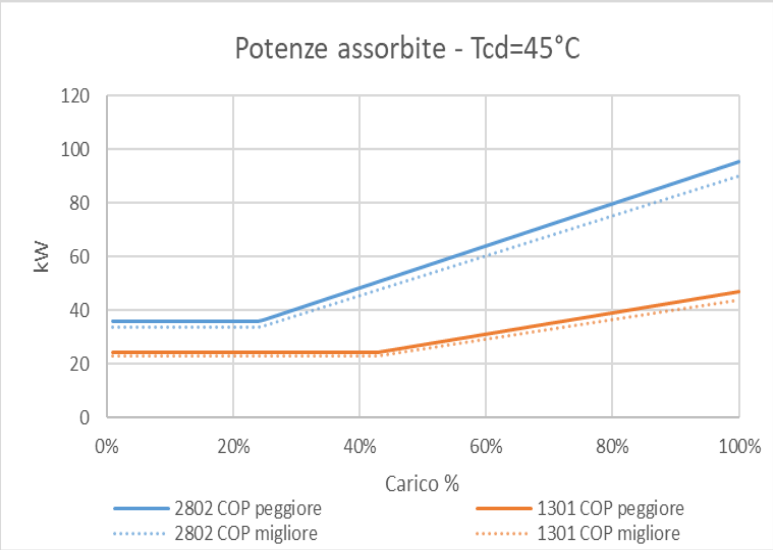


Figura 5.45 - Potenze assorbite dalle pdc mod. 1301 e 2802 al variare del carico di lavoro invernale

Anche in questo caso, la parzializzazione minima dei compressori rende costante la potenza assorbita per la prima parte del carico di lavoro. Negli edifici in cui è presente la separazione idraulica verrà utilizzata una sola pompa di calore (mod. 2802) per il riscaldamento mentre, nell'edificio con due centrali termiche divise verranno impiegate due pompe di calore (mod. 1301). Analogamente all'altra stagione esaminata, le potenze assorbite dalle macchine incrementano all'aumentare della potenza termica richiesta.

Successivamente è stato creato un algoritmo su MatLab per associare le potenze assorbite dalle pompe di calore ai vari carichi termici orari dell'edificio (influenzati dalla temperatura dell'aria esterna) che si generano nel corso dell'anno. Nel seguito verranno dunque illustrate le energie adoperate annualmente suddividendo i risultati a seconda della soluzione progettuale esaminata. Si specifica che le energie analizzate si riferiscono ai consumi delle pompe di calore, delle pompe idrauliche e dei terminali.

Inoltre, considerando il prezzo dell'energia elettrica per uso commerciale fissato a 0,15 €/kWh, sono stati valutati i costi di esercizio relativi all'utilizzo delle macchine. Gli oneri relativi alla manutenzione si riferiscono esclusivamente alla pulizia degli scambiatori di calore a piastre (ipotesi 1.000

€/anno/cad.), in quanto le altre pratiche ordinarie risultano analoghe per tutte le soluzioni impiantistiche esaminate.

5.9.1 Edificio con due stadi di scambio termico

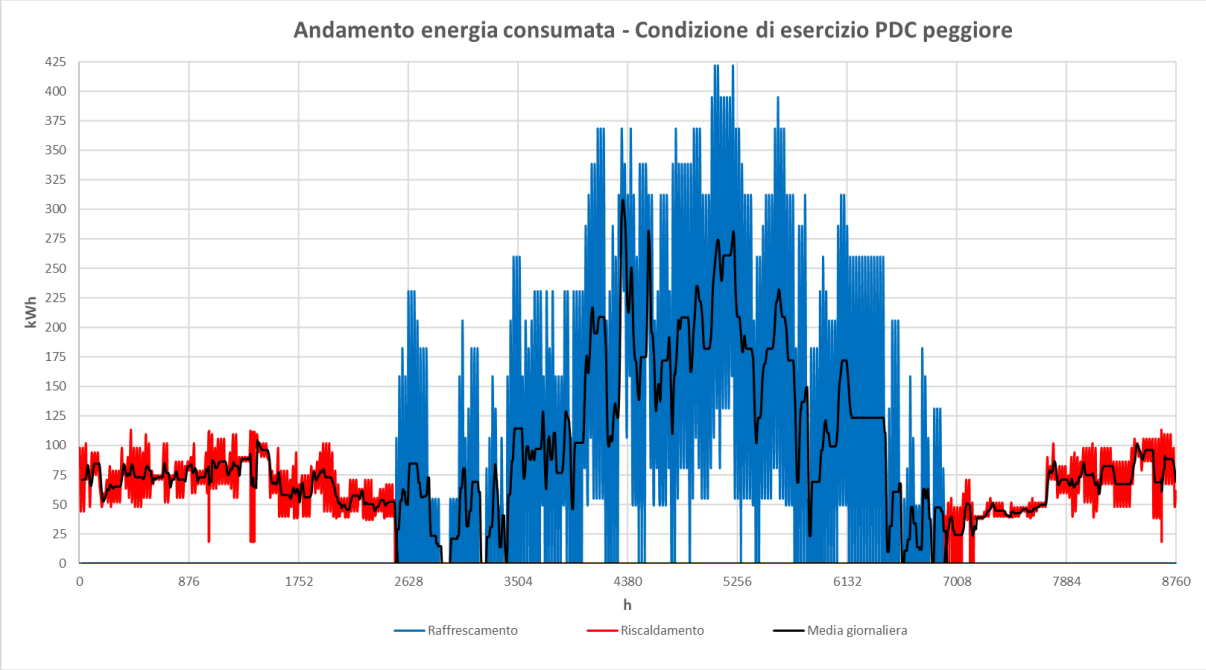


Figura 5.46 – Andamento dell'energia consumata durante l'anno da tutti gli apparecchi, considerando le pdc nella loro condizione di esercizio peggiore

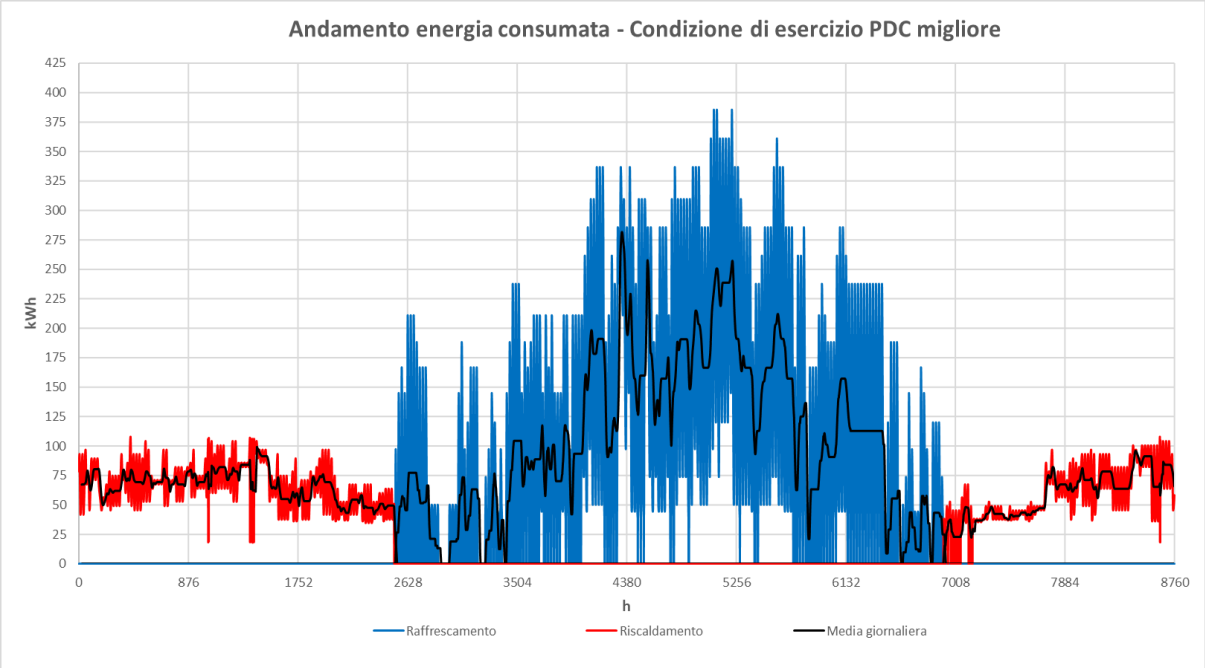


Figura 5.47 - Andamento dell'energia consumata durante l'anno da tutti gli apparecchi, considerando le pdc nella loro condizione di esercizio migliore

Per non appesantire la trattazione, sono state mostrate le energie consumate nelle due condizioni di lavoro esclusivamente per il caso impiantistico che adotta i Terminali 1; gli altri andamenti sono riportati nell'Allegato E.

Analizzando l'andamento della temperatura media giornaliera è possibile evidenziare come la temperatura dell'aria esterna influenza la potenza emessa dalle pompe di calore e di conseguenza il consumo energetico. L'energia utilizzata durante il periodo estivo è di gran lunga superiore a quella impiegata nel resto dell'anno, questo rispecchia fedelmente la necessità, che si è presentata in fase progettuale, di dimensionare i terminali in base alla loro potenza emessa in modalità raffrescamento.

Ovviamente, la differenza di temperatura dell'acqua tecnica, che si può presentare a monte delle macchine per la produzione energetica, influenza sensibilmente la potenza assorbita da quest'ultime. Infatti, nella condizione di esercizio migliore l'energia consumata in un anno da tutti gli apparecchi esaminati risulta pari a **750,14 MWh**, invece, l'energia impiegata nella condizione più avversa supera la precedente di 59,36 MWh. La ripartizione dei consumi è analoga per entrambe le situazioni di lavoro. La Figura 5.48 evidenzia in particolare il caso più favorevole: il 79,5% della potenza elettrica viene assorbita dalle pompe di calore, il 10,3% dai ventilconvettori e il 10,2% dalle pompe idrauliche.

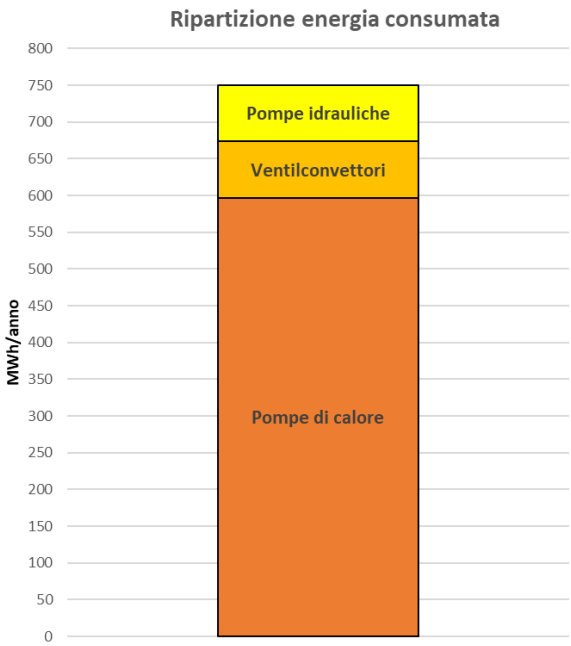


Figura 5.48 – Ripartizione dell'energia consumata con i Terminali 1 e pdc nella loro cond. migliore

Costi di esercizio (€/anno):

	Terminali 1	Terminali 2	Terminali 3
Condizione peggiore	€ 128.426	€ 129.444	€ 134.199
Condizione migliore	€ 119.521	€ 120.540	€ 125.295

Tabella 5.13 – Costi di esercizio valutati per tipologia terminali e condizione di esercizio pompe di calore

Come era previsto, sovradimensionando i ventilconvettori si ottengono batterie di scambio termico sempre più ampie, che tendono a consumare più energia e dunque a pesare maggiormente sul bilancio. Inoltre, la differenza di spesa annuale tra le due diverse condizioni operative delle pompe di calore risulta alquanto rilevante (≅ 9000 €/anno). Nel totale sono compresi gli oneri relativi al mantenimento dei dispositivi per la separazione idraulica dei circuiti. Viene di seguito riportato in Figura 5.49 il grafico relativo alla ripartizione dei costi d'esercizio per la condizione operativa migliore delle pompe di calore. Per quanto riguarda la condizione di lavoro più gravosa relativa alle macchine per la produzione energetica, la suddivisione delle spese annuali impiantistiche risulta analoga.

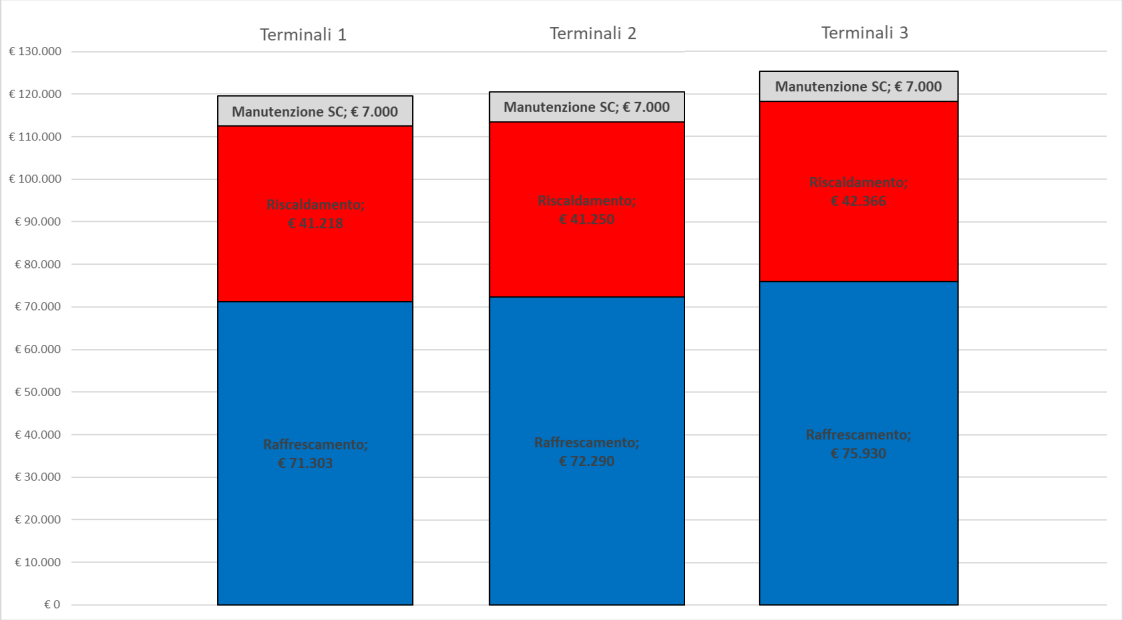


Figura 5.49 – Confronto della ripartizione delle spese di esercizio annuali al variare della tipologia di terminali impiegata – pdc nella loro cond. migliore di esercizio

5.9.2 Edificio con uno stadio di scambio termico

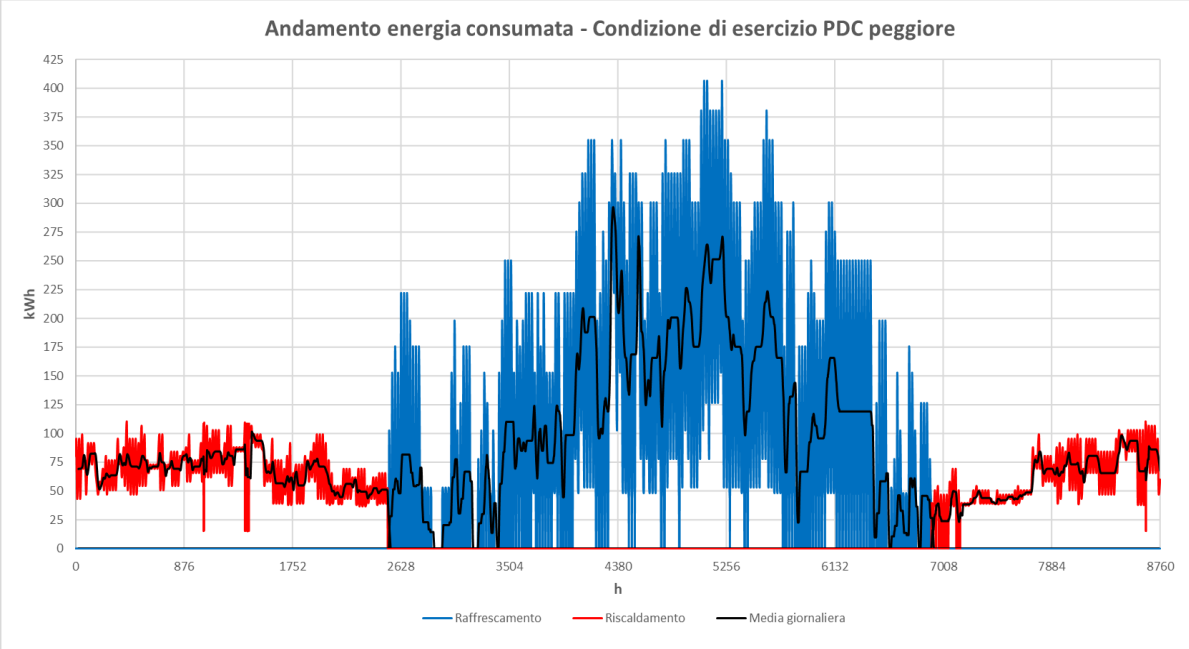


Figura 5.50 - Andamento dell'energia consumata durante l'anno da tutti gli apparecchi, considerando le pdc nella loro condizione di esercizio peggiore

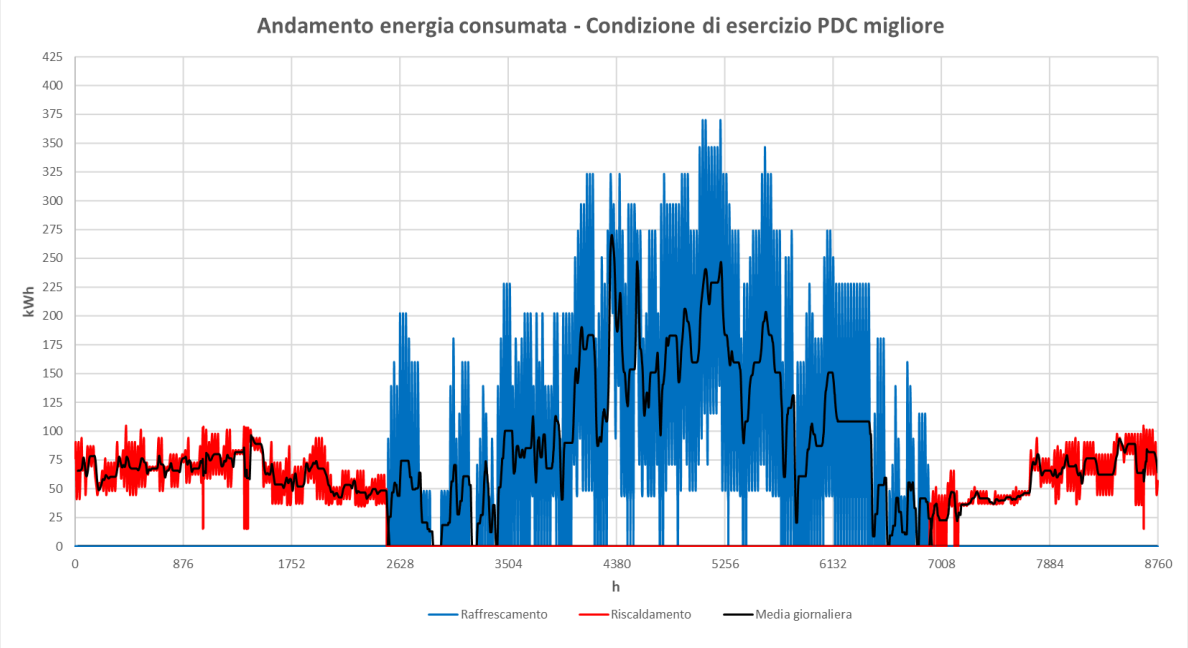


Figura 5.51 - Andamento dell'energia consumata durante l'anno da tutti gli apparecchi, considerando le pdc nella loro condizione di esercizio migliore

Rispetto alla soluzione progettuale precedente, i consumi energetici annui diminuiscono leggermente (condizione migliore: **724,65 MWh** e condizione peggiore: **784,01 MWh**), ma la prevalenza della potenza frigorifera su quella termica e la ripartizione dell'energia consumata dai vari componenti rimangono circa invariati.

Costi di esercizio:

- **Condizione peggiore: 120.602 €/anno;**
- **Condizione migliore: 111.698 €/anno.**

Anche in questo caso, la differenza tra le due condizioni di esercizio delle macchine per la produzione energetica risulta di notevole rilievo (≅ 9.000€/anno). Invece, a differenza della soluzione progettuale precedente, le spese annuali legate agli scambiatori di calore a piastre risultano inferiori di 4.000 €/anno.

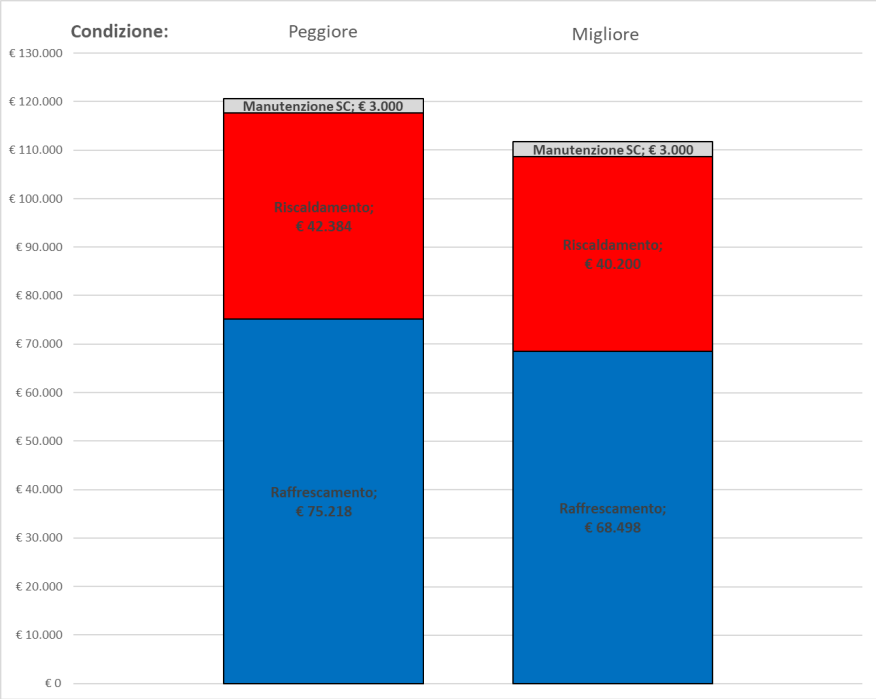


Figura 5.52 - Confronto della ripartizione delle spese di esercizio annuali al variare della condizione di esercizio delle pompe di calore

5.9.3 Edificio con due centrali termofrigorifere

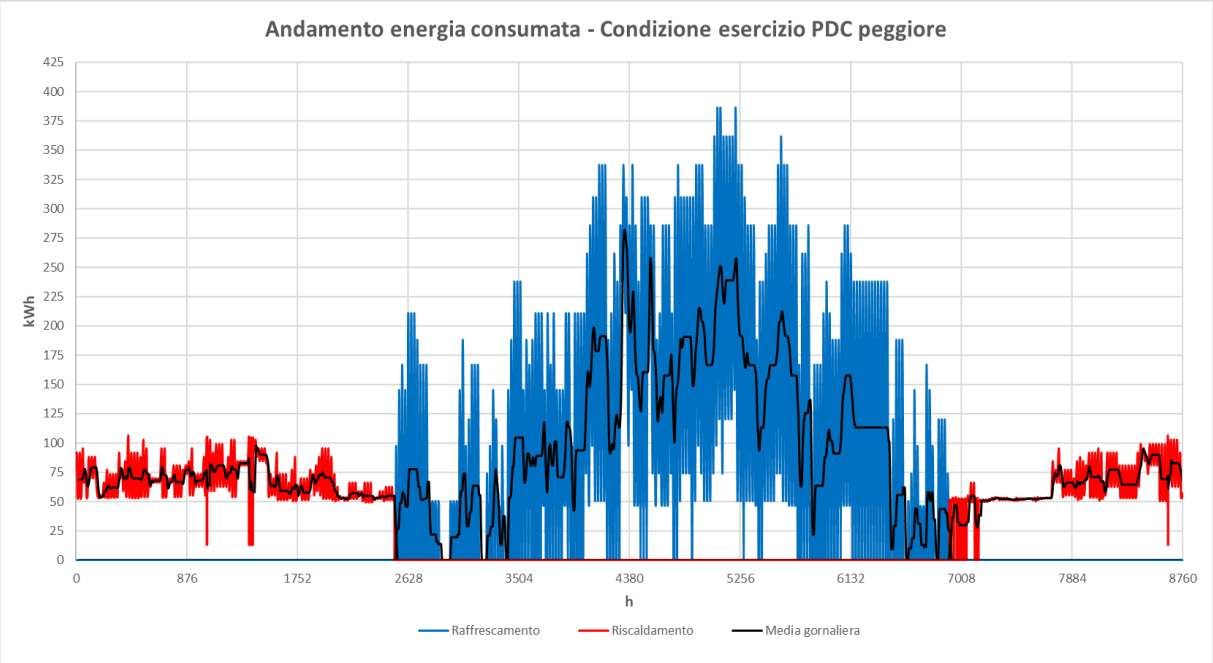


Figura 5.53 - Andamento dell'energia consumata durante l'anno da tutti gli apparecchi, considerando le pdc nella loro condizione di esercizio peggiore

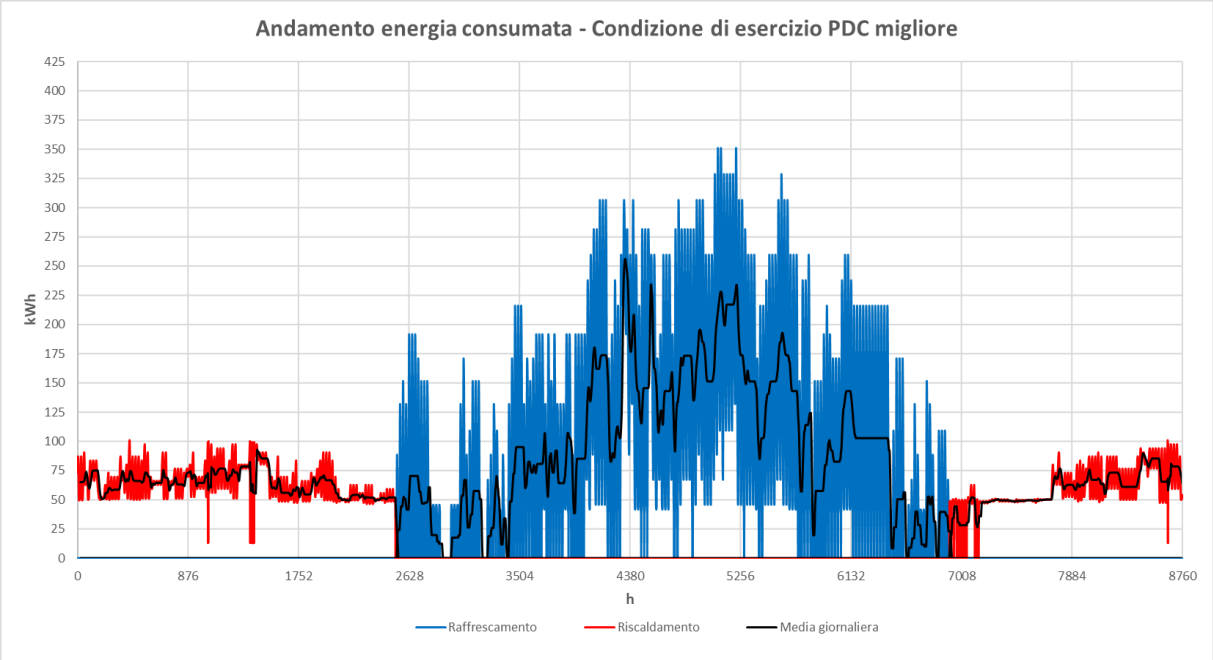


Figura 5.54 - Andamento dell'energia consumata durante l'anno da tutti gli apparecchi, considerando le pdc nella loro condizione di esercizio migliore

Come ampiamente discusso in precedenza, l'adozione di due centrali termiche divise permette di ottenere rendimenti elevati sia nelle macchine per la

produzione energetica sia nei terminali d'utenza. Nonostante, in questo caso, vengano garantiti dei consumi estivi inferiori rispetto alle soluzioni impiantistiche viste pocanzi, il vincolo di dover impiegare due diverse pompe di calore, rispetto ad una singola, per riscaldare due gruppi di piani divisi, inficia negativamente sull'energia utilizzata durante i periodi volti al riscaldamento. L'energia annuale consumata nella condizione migliore risulta pari a **702,53 MWh,** invece, quella impiegata nella condizione peggiore risulta uguale a **761,43 MWh.** In questa soluzione progettuale aumenta la prevalenza della potenza assorbita dalle macchine per la produzione energetica, raggiungendo circa l'85% rispetto al totale. D'altra parte, diminuisce quella relativa alle pompe idrauliche (6%), poiché, a differenza dei casi precedenti, le portate in circolo nell'impianto risultano inferiori.

Costi di esercizio:

- **Condizione peggiore: 114.215 €/anno;**
- **Condizione migliore: 105.379 €/anno.**

Sebbene non sia presente in bilancio la quota relativa al mantenimento degli scambiatori di calore a piastre e nonostante le apparecchiature vengano utilizzate nelle loro condizioni ottimali, la maggiore energia impiegata durante la stagione invernale porta ad avere un risparmio sui costi di esercizio meno marcato del previsto. Anche in questo caso, se fosse possibile impiegare le macchine per la produzione energetica nella loro condizione operativa migliore si avrebbe un ritorno economico, trascurando il tasso di indicizzazione, di circa 9000€/anno.

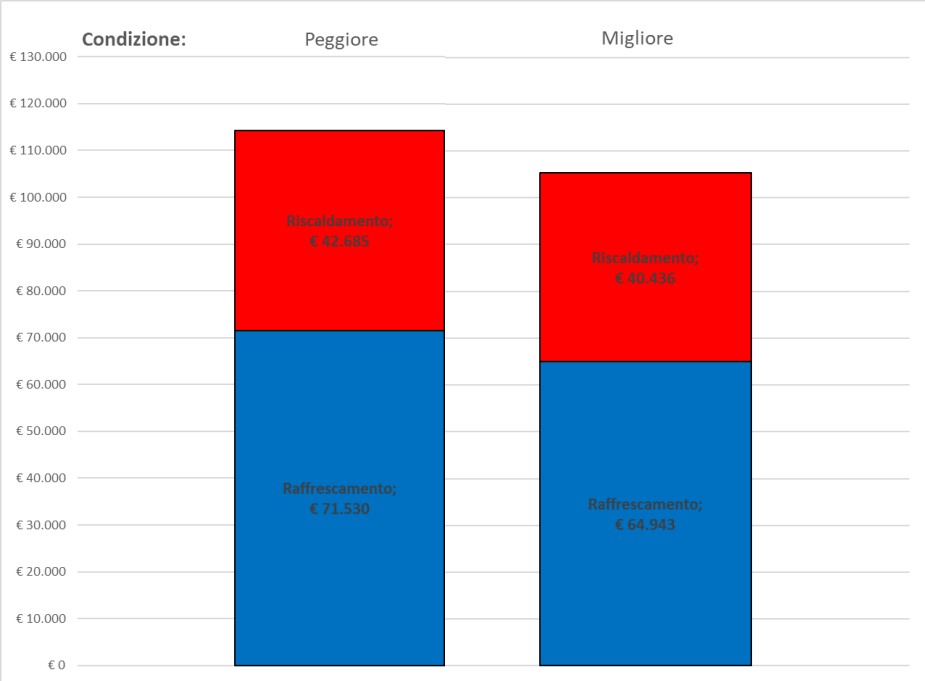


Figura 5.55 - Confronto della ripartizione delle spese di esercizio annuali al variare della condizione di esercizio delle pompe di calore

6. CONCLUSIONI

Nel presente lavoro di tesi sono state effettuate delle analisi volte a risolvere le principali problematiche legate al dimensionamento di un impianto HVAC in un edificio di grande altezza. Nello specifico sono stati presi in considerazione gli effetti rilevanti della pressione idrostatica sulla resistenza meccanica dei componenti impiantistici.

Mediante le informazioni fornite da alcune delle principali aziende produttrici di componenti impiantistici, è stato possibile definire le pressioni di lavoro accettabili per i componenti di un impianto di climatizzazione. La differenza tra i prodotti realizzati dalle ditte intervistate è dettata sostanzialmente dai diversi materiali impiegati, quali acciaio o materiale sintetico, e dalla loro funzione. Sono stati riscontrati limiti applicativi principalmente per le caldaie (PN10 ÷ PN12), per i sistemi radianti a controsoffitto (PN10) e, infine, per gli accumuli termici (PN10).

Un'indagine tra i progettisti termotecnici dei principali grattacieli italiani ha evidenziato, invece, le soluzioni progettuali adottate. Nella produzione di energia termica e frigorifera, data la loro efficienza e versatilità, emergono i gruppi frigoriferi idrotermici condensati con acqua di falda. Per le aree uffici vengono ampiamente impiegati come terminali apparecchi innovativi quali i ventilconvettori a controsoffitto e le travi fredde attive. Nella quasi totalità degli edifici le centrali di condizionamento UTA sono state poste ognuna al servizio di circa 25 livelli, suddividendo il fabbricato in gruppi di piani. Infine, le centrali termofrigorifere sono state collocate tutte nei locali interrati delle varie strutture. In un'ottica di integrazione del sistema impiantistico con quello edilizio è risultato di fondamentale importanza valutare l'effettivo spazio utilizzato per l'alloggiamento dei vari componenti. I progettisti, all'unisono, considerano il controsoffitto una soluzione ottimale per il transito di tutta la componentistica HVAC, lasciando, di fatto, il pavimento galleggiante fruibile per il passaggio dei collegamenti elettrici. In base alle informazioni ottenute, l'altezza da pavimento a pavimento è risultata essere in media di 4,1 metri.

Successivamente, per valutare le differenti soluzioni progettuali attuabili, sono stati eseguiti alcuni dimensionamenti di impianti HVAC per un edificio reale di grande altezza.

In un primo progetto sono stati adottati due stadi di scambio termico: uno a protezione della centrale termofrigorifera e uno, posto al quindicesimo piano, per salvaguardare i componenti installati nei piani più bassi. Separando idraulicamente l'impianto in più circuiti è stato possibile eliminare completamente gli effetti della pressione idrostatica, ma, allo stesso tempo, è stato necessario sovradimensionare eccessivamente sia le batterie dei terminali che le macchine per la produzione energetica. Pertanto, sono stati sviluppati altri due dimensionamenti con lo scopo di ridurre le problematiche che scaturiscono dall'introduzione degli scambiatori di calore a piastre in un impianto a circuito chiuso.

Nel secondo progetto, la separazione idraulica è stata collocata esclusivamente nel locale interrato della centrale termica, eliminando dunque un salto termico che sfavoriva le condizioni operative dei fan-coil relativi ai piani più alti.

Con il terzo progetto si è, invece, optato per una separazione dei circuiti mediante la collocazione di due centrali termofrigorifere ognuna al servizio di un gruppo di piani, riuscendo ad eliminare tutti i salti termici presenti e ottenendo, di fatto, le condizioni ottimali di esercizio per tutti gli apparecchi installati.

Dal confronto delle tre soluzioni progettuali analizzate (Fig. 6.1), emerge una riduzione del costo d'investimento iniziale dei componenti impiantistici al diminuire degli stadi di scambio termico adottati. Questo perché, oltre alla spesa stessa degli scambiatori di calore a piastre, negli edifici dove è presente la separazione idraulica vengono utilizzati dispositivi impiantistici in misura superiore, tubazioni con diametri più rilevanti (DN 400 rispetto a DN 250) e pompe idrauliche di taglia maggiore. Inoltre, poiché il costo dei terminali d'utenza dipende dal numero di salti termici, minori salti sono presenti, minori saranno i costi dei terminali: all'avvicinarsi della temperatura ottimale di lavoro dei ventilconvettori diminuisce la quantità e la dimensione degli stessi. Gli unici elementi in controtendenza risultano essere gli accumuli termici, in quanto in assenza di un'accurata protezione dalle pressioni di esercizio è necessario richiederne la produzione come esecuzione speciale. Nel caso delle centrali termiche divise, la necessità di installare delle pompe di calore finalizzate esclusivamente al riscaldamento grava negativamente nei

costi di messa in opera, ma risulta necessario in un'ottica di risparmio energetico annuale.

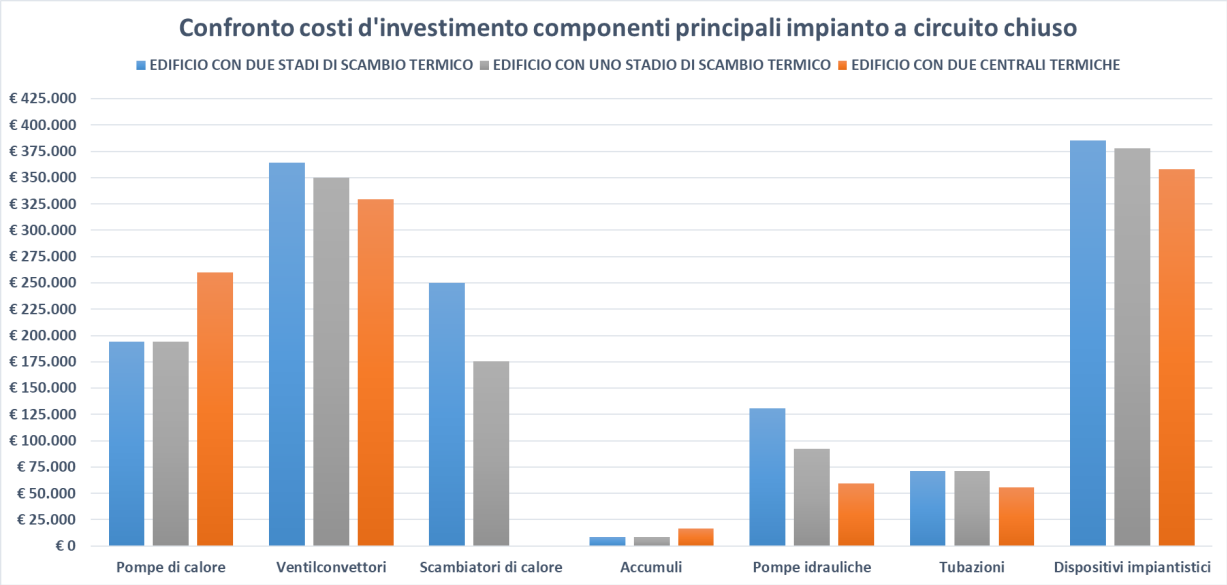


Figura 6.1 – Confronto dei costi d'investimento dei principali componenti di un impianto HVAC

I consumi legati alla produzione energetica nelle tre soluzioni sono pressoché analoghi (Fig. 6.2), la differenza sostanziale emerge se si analizza la spesa annuale relativa alla pulizia degli scambiatori e al consumo elettrico dei circolatori e dei fan-coil. Il sovradimensionamento delle batterie dei terminali comporta perdite di carico e portate più elevate e un utilizzo energetico maggiore. In tutti i progetti, la potenza assorbita è prevalentemente imputabile alle pompe di calore. Nella terza soluzione progettuale, nonostante l'assenza della manutenzione legata ai separatori idraulici e con l'utilizzo degli apparecchi nelle loro condizioni ottimali di esercizio, emerge una problematica di natura maggiore. Vista la necessità di occupare un'ampia superficie (207 mq) di un piano intermedio per collocare la seconda centrale termofrigorifera, viene a mancare un considerevole introito legato alla possibile vendita di uno spazio che è stato invece adibito per la produzione energetica, in un mercato immobiliare considerato da sempre lussuoso.

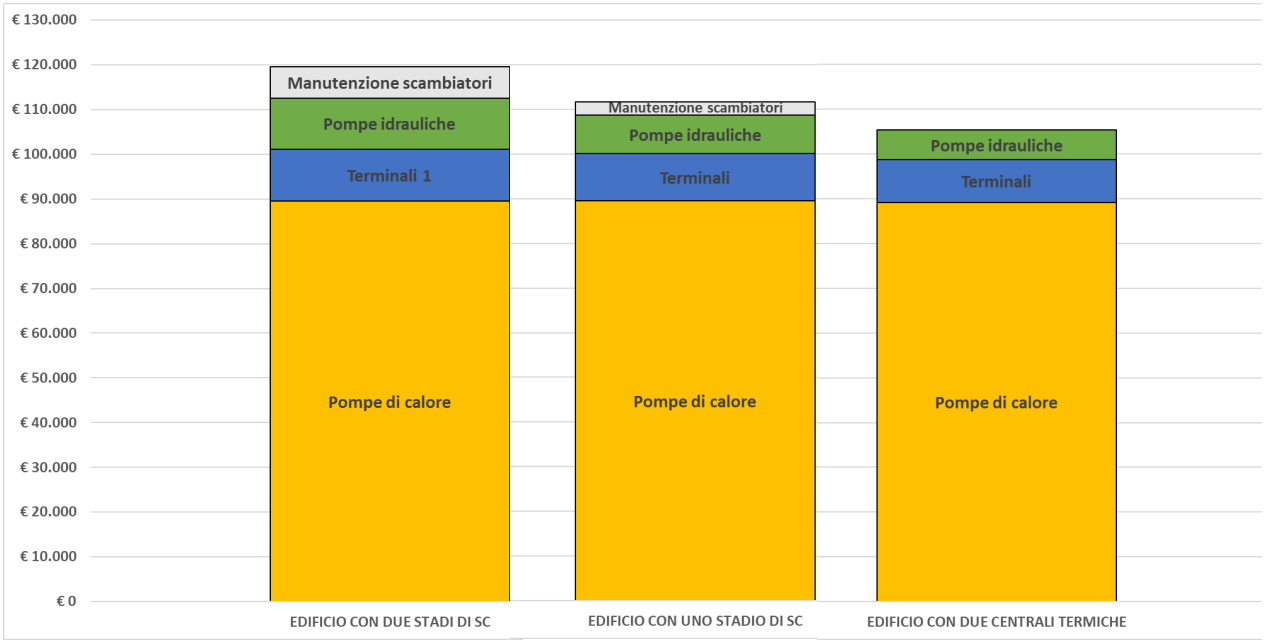


Figura 6.2 - Confronto tra le tre soluzioni progettuali esaminate della ripartizione delle spese di esercizio annuali, considerando le pdc nella loro condizione di esercizio migliore – SC (scambiatore di calore)

In seguito, sono state eseguite delle analisi supplementari per la soluzione progettuale dell'edificio con due stadi di scambio termico, per valutare come un eccessivo sovradimensionamento delle batterie dei terminali influenzi sensibilmente i costi di messa in opera e di esercizio di un impianto HVAC in un edificio di grande altezza. Tali studi sono stati realizzati mediante la diversificazione della differenza di temperatura media logaritmica degli scambiatori di calore al servizio dei piani alti del fabbricato, facendola variare da 2°C a 4°C.
Dai risultati ottenuti si deduce che all'aumentare della differenza di temperatura logaritmica gli scambiatori di calore possono essere acquistati ad un prezzo inferiore, ma, se ci si allontana dalle condizioni ottimali operative, i terminali devono essere impiegati in maggiore quantità e con taglie di potenza superiori. La variazione relativa al consumo energetico può essere invece trascurata.

La protezione della centrale termica dagli effetti rilevanti della pressione idrostatica, la possibilità di effettuare la manutenzione impiantistica separando gruppi di piani e l'utilizzo di spazi non adibibili ad ufficio per alloggiare la centrale termofrigorifera inducono i progettisti termotecnici a scegliere soluzioni impiantistiche che prevedono l'utilizzo di uno o più stadi di scambio termico, nonostante questi comportino costi d'investimento

maggiori. Sebbene i produttori, in merito alle pressioni massime di lavoro che possono sostenere i componenti impiantistici, garantiscano prestazioni eccellenti, di norma non vengono superati gli 8 ÷ 9 bar di esercizio, in quanto basterebbero ulteriori sollecitazioni come, ad esempio, le tensioni generate dalle dilatazioni termiche, per provocare la formazione di cricche.

Un altro studio, sicuramente di notevole rilievo per il panorama attuale, riguarda l'analisi della distribuzione degli impianti a circuito aperto negli edifici di grande altezza. Criticità come il ricircolo e la disponibilità immediata di acqua calda sanitaria nelle strutture altamente occupate sono meritevoli di approfondimento.

7. BIBLIOGRAFIA

- G. Craighead: High-Rise Building Defintion, Development, High-Rise Security and Fire Life Safety, Elsevier (2009), pp 4-7, 12-13
- Gerard Peet: The Origin of Skyscraper, CTBUH Journal Issue I (2011), pp 20-22
- Wright LM. Spiders in the Sky. Palm Coast, FL: Smithsonian; January 2002:18
- Simona Talenti, Annariya Teodosio: I grattacieli italiani. La trasposizione di una tipologia., VIII Convegno di Storia dell'Ingegneria - Napoli (2020), pp 895-897, 900-903
- Height Criteria for Measuring & Defining Tall Buildings, Council on Tall Buildings and Urban Habitat (2020), pp 1-4
- Peter Simmonds: Design Guide for Tall, Supertall, and Megatall Building Systems, ASHRAE Second Edition (2020), pp 1, 12-17, 23-25, 31-34, 39, 41, 45, 50-51, 56, 60, 65-73, 157-162, 164
- 1000 Events That Shaped the World. Washington, DC: National Geographic Society; 2007:311
- Mierop C. Skyscraper Higher and Higher. Paris, France: Institut Francais D'Architecture; 1995:91
- Philip Oldfield, Bronte Doherty: Offset Cores: Trends, Drivers and Frequency in Tall Buildings, CTBUH Journal 2019 Issue II (2019), pp 41-42
- X. Loncour M.S. eng., P. Wouters Ph. D., G. Flamant M.S. eng., M. Blasco M.S. eng.: Impact of double ventilated facades in buildings, (2015) pp 2-4
- Avantika Utpariya, Soma A. Mishra et. al: Passive Cooling by Shading Devices in High Rise Buildings in Tropical Climate, International Journal of Research in Engineering, Science and Management Volume-1 Issue-10 (2018), pp 594-596
- Stefano Cammelli, Sergey Mijorski: Stack Effect in High-Rise Buildings: A Review, International Journal of High-Rise Buildings Volume 5 Number 4 (2016), pp 327-330
- F. Zanghirella: Facciate Trasparenti Attive: caratteristiche funzionali e aspetti energetici, VGR2016 – VIII Edizione – Roma (2016)
- Aleksandar Sasha Zeljic, AIA, LEED AP: Shanghai Tower Façade Design Process, Gensler ICBEST (2011), pp 1-4, 7
- Vitruvio: De architectura, II, 8, 17 (circa 15 a.C);
- Beedle LS, Mir M. Ali, Armstrong PJ. The Skyscraper and the City: Design, Technology, and Innovation. Lewiston, NY: The Edwin Mellen Press; 2007:12
- Dupré J. Skyscrapers. New York: Black Dog & Leventhal Publishers, Inc. (Copyright 1996 First Black Dog & Leventhal Paperbacks, edition 2001:15)
- Sonder B. Skyscrapers. New York: MetroBooks, Michael Friedman Publishing Group; 1999:15.
- Louis Sullivan: The Tall Office Building Artistically Considered, Lippincott's Magazine (1896)
- History of skyscrapers. In: 1000 Events That Shaped the World. Washington, DC: National Geographic Society; 2007:311
- Mierop C. Skyscraper Higher and Higher. Paris, France: Institut Francais D'Architecture; 1995:91.

- Trabucco 2010. “Historical Evolution of the Service Core.” CTBUH Journal 2010 Issue I: 42–7
- Poirazis, H.: Double skin facade. A report of IEA SHC Task 34 ECBCS. Annex 43. Lund University, Lund Institute of Technology (2006)
- BBRI, Source book for a better understanding of conceptual and operational aspects of active facades. Brussels: Belgian Building Research Institute (2002)
- Bansal N. K., Sodha M.S., P.K., Kumar A.: Solar Passive: Building Design Science, Pergamon Press, Oxford, New York (1988).
- The Chartered Institution of Building Services Engineers London: Natural ventilation in non-domestic buildings, CIBSE Applications Manual AM10 (2005), pp 55
- Jo, J.-H., Yeo, M.-S., and Kim, K.-W.: Effect of Build-ing Design on Pressure-related Problems in High-riseResidential Buildings. ARCC Spring Research Conference, Eugene, Oregon (2007).
- Matteo Bo, Adileno Boeche et. al: Manuale d’ausilio alla progettazione termotecnica – Idronica, AiCARR (2015), pp 61-63.
- Climaveneta Technical Bulletin FOCS2_W_CA_E_1301_4802_201001_GB (https://www.melcohit.com/it/).
- EMMETI-scheda-tecnica-ventilconvettori-SILENCE (https://www.emmeti.com)

Consultazione tesi

- Tesi Progetto di un grattacielo e di riqualificazione urbana nell’area dismessa dell’ex scalo ferroviario Farini a Milano, con approfondimento strutturale sull’ottimizzazione topologica, Luigi Erbacci, Heythem Sefi. (2016), pp 2-5
- Tesi Progettazione di un grattacielo ad alta efficienza energetica come fulcro di un nuovo polo tecnologico all’interno del sito di Expo Milano 2015, Federico Nigro 746807. (2017), pp 10, 15
- Tesi New York: una “vertical city” come paradigma di rappresentazione della città contemporanea., Masi Elisa ,Spolaore Mattia (2018), pp 77-78, 85, 91

Sitografia

- skyscrapercenter.com
- ctbuh.org
- https://www.metalarchitecture.com/articles/high-performance-glazings-for-high-performance-integrated-fa%C3%A7ades
- https://idealcombi.com/specifying-windows-for-high-rise-buildings/
- https://www.gensler.com/projects/shanghai-tower
- https://www.shanghaitower.com/shanghaizhongxinEnglish/index4.php
- https://www.designboom.com/architecture/shanghai-tower-china-tallest-building-skyscraper-gensler-01-15-2017/
- https://www.caleffi.com/italy/it
- https://idraulica.caleffi.com/
- https://www.cordivari.it/scambiatori

Immagini

- https://www.vanillamagazine.it/la-torre-di-babele-la-leggenda-che-nacque-dall-etemenanki-di-babilonia/
- https://www.maquettes-historiques.net/
- https://www.globalist.it/life/2019/12/18/l-architetto-della-torre-di-pisa-ha-un-nome-la-firma-scoperta-su-un-incisione-ecco-chi-e-2050551.html
- https://www.fototour.it/2017/12/municipio-di-bruxelles.html?m=0
- https://chez-edmea.blogspot.com/2011/01/la-tour-eiffel.html
- https://quellodiarte.com/stili/breve-storia-del-grattacielo-in-america/
- https://www.docomomo-us.org/designer/george-howe
- https://it.wikipedia.org/wiki/World_Trade_Center_(1973-2001)
- https://design.fanpage.it/new-york-la-piazza-del-rockefeller-center-si-trasforma/
- http://hedgehogsvsfoxes.blogspot.com/2013/05/chrysler-building.html
- http://library.blogs.emmanuel.edu/2013/05/01/today-in-history-may-1-1931-empire-state-building-is-opened/
- https://www.itineraribrescia.it/torrione-piazza-vittoria-grattacielo/
- http://www.amezena.net/genova-quando/quando-era-il-grattacielo-piu-alto-deuropa/
- https://www.lastampa.it/torino/2019/09/23/news/il-grattacielo-intesa-sanpaolo-si-conferma-il-piu-sostenibile-in-europa-1.37500538
- https://www.hmglex.it/wp-content/uploads/2017/12/skyline-milano-hmglex.jpg
- https://mapio.net/pic/p-21048256/
- https://alchetron.com/Izumi-Garden-Tower
- https://www.archdaily.com/483076/norman-foster-s-ultra-thin-condominum-tower-to-rise-above-seagram-building/53178ceac07a806cd900003b-norman-foster-s-ultra-thin-condominum-tower-to-rise-above-seagram-building-photo
- https://www.chicagoarchitecture.org/2015/10/13/chicagos-largest-building-getting-a-makeover/merchandise-mart-chicago-illinois-august-2013-001a/
- https://skyscraper.org/tallest-towers/
- https://wfmmedia.com/exterior-shading-systems-for-buildings/
- https://www.commercialwindows.org/shading.php
- https://www.cbsolarshading.co.uk/blog/proposed-changes-to-shading-on-tall-buildings/
- https://www.residencestyle.com/a-comprehensive-guide-on-high-rise-glass-repairs/
- https://www.tweha.com/en/maintenance-or-inspection-plan-for-facade-cladding/
- http://kidslink.bo.cnr.it/ilaria/romani/lecaseromane.htm
- https://www.infobuildenergia.it/progetti/shanghai-tower/
- http://www.skyscrapercenter.com/building/shanghai-tower/56
- 2326-structural-health-monitoring-of-shanghai-tower-considering-time-dependent-effects;
- https://thetowerinfo.com/buildings-list/shanghai-tower/
- https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Elisha_OTIS_1854.jpg
- https://atlas.landscapefor.eu/category/secxx/poi/6941-torre-littoria/

- SMS-491, lezione 5, High Reynolds Number Flows. Università del Maine.
- https://www.carrier.it/prodotti/
- http://www.matraint.it/prodotti/scambio-termico/scambiatori-di-calore-a-piastre-guarnizionate
- https://www.sagicofim.com/prodotti/wega-ii-iqii/
- https://www.rossatogroup.com/prodotti/trattamento-aria/ventilconvettori/ventilconvettore-a-soffitto-canalizzabile.html
- https://www.proterimex.it/it-IT/products/proterceiling/soffitti-safesystem/kappa-office
- https://www.kelvion.com/it/prodotti/prodotto/batterie-di-scambio-termico/
- https://www.icicaldaie.com/catalogo/gamma/GAM/MOD_GX_12_bar_WEB
- https://www.caleffi.com/italy/it/catalogo/dispositivi-il-bilanciamento-dei-circuiti
- https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/a/a8/Torre_Unicredit.jpg
- https://artslife.com/2020/02/18/la-storia-e-i-segreti-della-torre-allianz-di-milano-raccolti-in-un-libro/
- https://www.area-arch.it/itinerario/torre-diamante/
- https://blog.urbanfile.org/2020/06/09/milano-porta-nuova-gioia-20-est-e-ovest-la-nuova-porta/
- https://it.wikipedia.org/wiki/Torre_Gioia_22#/media/File:Torre_Gioia_22_2020.jpg
- https://www.museotorino.it/view/s/f9523941916a4eed94f56fa3a83ecc86
- http://fortek.it/wp-content/uploads/2015/03/manutenzione-scambiatori-di-calore-fortek.pdf

8. ALLEGATI

Allegato A

Figura A.1 – Scheda informativa inviata ai progettisti termotecnici dei principali grattacieli italiani – Pagina 1

INDAGINE INFORMATIVA PER TESI "EDIFICI DI GRANDE ALTEZZA"

POLITECNICO DI TORINO
DENERG
Dipartimento Energia

Candidato:	Relatore:	Istituto:	A.A.:	Corso di Laurea:
Dennis Boetto dennis.boetto@live.it 3891619878	Marco Masoero	Politecnico di Torino	2020/21	Ing. Energetica e Nucleare Orientamento: Uso razionale dell'energia e progettazione termotecnica.

PROGETTO TORRE: XXXX

Scheda suddivisa in tre sezioni:

1	Soluzioni progettuali e PN adottate
2	Architettura del sistema impiantistico
3	Altezza interpiano

1

Indicare le soluzioni progettuali adottate, siglando le caselle, e le relative pressioni nominali:

Tipologia sistemi di produzione energia termica		PN	
Pompe di calore idrotermiche	☐		bar
Pompe di calore aerauliche	☐		bar
Gruppi polivalenti idrotermici	☐		bar
Gruppi polivalenti aeraulici	☐		bar
Caldaie	☐		bar
Teleriscaldamento	☐		bar
Cogenerazione	☐		bar

Tipologia sistemi di produzione energia frigorifera		PN	
Gruppi frigoriferi acqua/acqua con condensazione ad acqua di falda	☐		bar
Gruppi frigoriferi acqua/acqua con condensazione ad acqua di torre	☐		bar
Gruppi frigoriferi a pompa di calore idrotermici	☐		bar
Gruppi frigoriferi a pompa di calore	☐		bar
Assorbitori	☐		bar
Teleraffreddamento	☐		bar

Altra tipologia per produzione en. termica:

Altra tipologia per produzione en. frigorifera:

Tipologia terminali d'utenza aree uffici		PN	
Ventilconvettori	☐		bar
Travi fredde	☐		bar
Pannelli radianti a soffitto	☐		bar

Altra tipologia terminali d'utenza:

Altre tipologie impiantistiche presenti	
Tipologia	Utenza

Figura A.2 - Scheda informativa inviata ai progettisti termotecnici dei principali grattacieli italiani – Pagina 2

2

ARCHITETTURA DEL SISTEMA IMPIANTISTICO

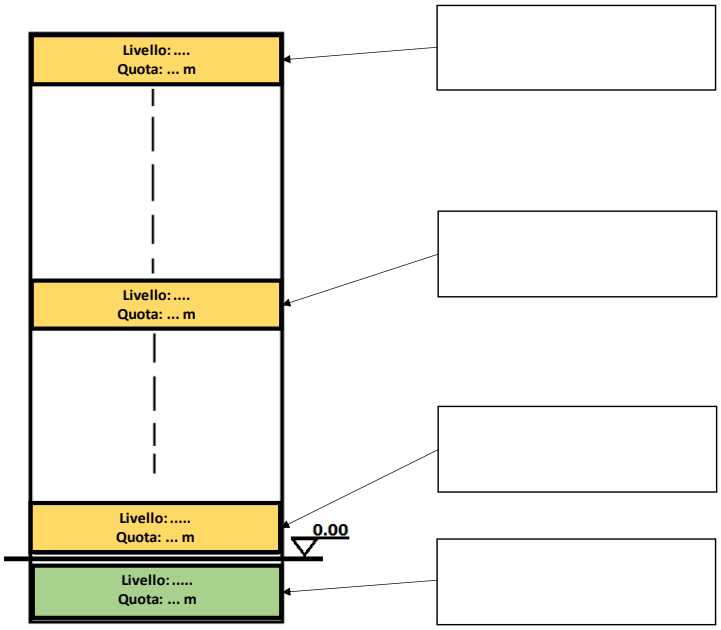
Indicare dove sono posizionati, assieme al livello e alla quota:

1. I sistemi di produzione energetica termica e frigorifera;

2. Le centrali di condizionamento (UTA);

3. Le sottocentrali termiche e di pompaggio con particolare riferimento alla presenza degli eventuali scambiatori di separazione idraulica.

Indicare inoltre l'altezza idrostatica Hi dell'impianto: **Hi** ____ m



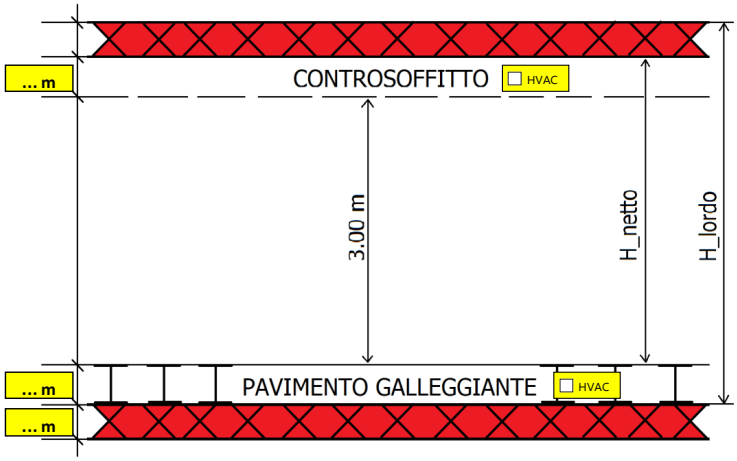
3

ALTEZZA INTERPIANO

Indicare le altezze H_netto e H_lordo, le quote in figura e siglare la casella "HVAC" se l'impianto HVAC transita nel controsoffitto o nel pavimento galleggiante.

H_netto ____ m

H_lordo ____ m



Allegato B

ELENCO RIASSUNTIVO DEI CARICHI ESTIVI

N° Loc.	Zona	Descrizione Locale	Ora	Q sensibile (W)	Q latente (W)	Q totale (W)	Qs/ Qt	Q utile +5% (W)
1	1	ZONA 1	16	4874	910	5784	0,84	**6073**
2	1	ZONA 2	10	4091	560	4651	0,88	**4884**
3	1	ZONA 3	10	14537	2100	16637	0,87	**17469**
4	1	ZONA 4	12	4341	560	4901	0,89	**5146**
5	1	ZONA 5	14	5588	910	6498	0,86	**6823**
6	1	ZONA 6	16	4575	560	5135	0,89	**5392**
7	1	ZONA 7	18	15136	2100	17236	0,88	**18098**
8	1	ZONA 8	18	4342	560	4902	0,89	**5147**
TOTALI DEI MASSIMI				**57484**	**8260**	**65744**	**0,87**	**69032**

Riassunto locali
Coefficiente di sicurezza assunto: 1,20

Nr.	zona	Descrizione	Potenza W Pt	Pv	Pg x 1,20 =	Pgc
1	1	ZONA 1	1216	0	1216	1459
2	1	ZONA 2	1558	0	1558	1870
3	1	ZONA 3	3102	0	3102	3722
4	1	ZONA 4	1434	0	1434	1721
5	1	ZONA 5	1014	0	1014	1217
6	1	ZONA 6	1398	0	1398	1678
7	1	ZONA 7	2968	0	2968	3562
8	1	ZONA 8	1522	0	1522	1826
		- Totali:	14212	0	14212	17054

Potenza termica per trasmissione:	Pt totale	14212	W
Potenza termica per ventilazione:	Pv totale	0	W
Potenza termica totale:	Pg totale	14212	W
Potenza termica corretta (+ 20 %)	Pgc totale	17054	W

Figura B.1 – Carichi estivi e invernali misurati per le zone appartenenti al Piano tipo 1

ELENCO RIASSUNTIVO DEI CARICHI ESTIVI

N° Loc.	Zona	Descrizione Locale	Ora	Q sensibile (W)	Q latente (W)	Q totale (W)	Qs/ Qt	Q utile +5% (W)
3	1	ZONA 3	10	14537	2100	16637	0,87	**17469**
4	1	ZONA 4	12	4341	560	4901	0,89	**5146**
5	1	ZONA 5	14	5588	910	6498	0,86	**6823**
9	1	ZONA 9	16	4670	560	5230	0,89	**5491**
10	1	ZONA 10	18	18226	2730	20956	0,87	**22004**
11	1	ZONA 11	18	6998	1050	8048	0,87	**8450**
12	1	ZONA 12	16	5236	980	6216	0,84	**6527**
13	1	ZONA 13	10	4128	560	4688	0,88	**4922**
TOTALI DEI MASSIMI				**63724**	**9450**	**73174**	**0,87**	**76832**

Riassunto locali

Coefficiente di sicurezza assunto: 1,20

Nr.	zona	Descrizione	Potenza W Pt	Pv	Pg x 1,20 =	Pgc
3	1	ZONA 3	3102	0	3102	3722
4	1	ZONA 4	1434	0	1434	1721
5	1	ZONA 5	1014	0	1014	1217
9	1	ZONA 9	1410	0	1410	1692
10	1	ZONA 10	2984	0	2984	3581
11	1	ZONA 11	2082	0	2082	2498
12	1	ZONA 12	1222	0	1222	1466
13	1	ZONA 13	1563	0	1563	1876
		- Totali:	14811	0	14811	17773

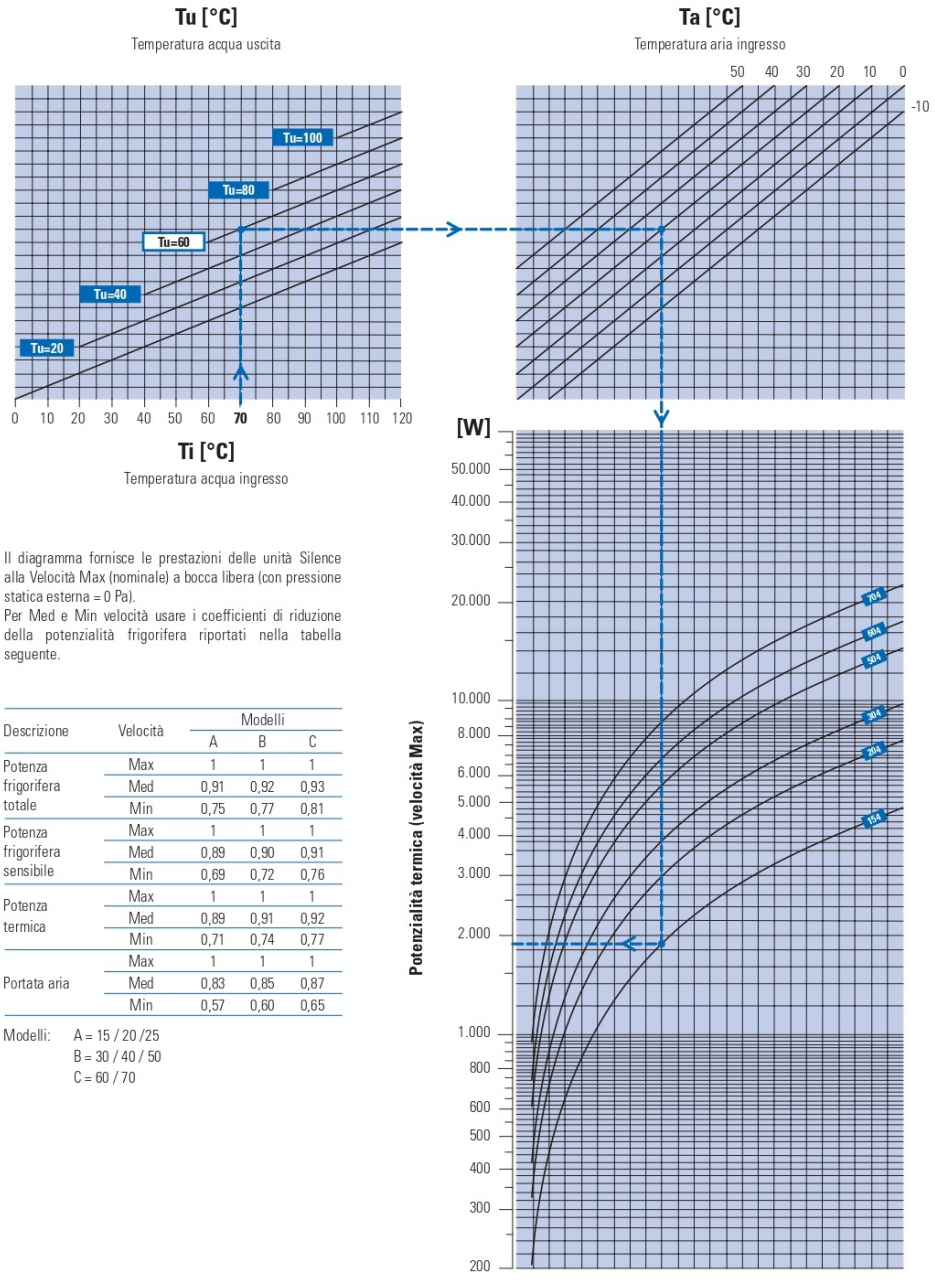
Potenza termica per trasmissione:	Pt totale	14811	W
Potenza termica per ventilazione:	Pv totale	0	W
Potenza termica totale:	Pg totale	14811	W
Potenza termica corretta (+ 20 %)	Pgc totale	17773	W

Figura B.2 - Carichi estivi e invernali misurati per le zone appartenenti al Piano tipo 2

Allegato C

Diagrammi prestazionali

Potenzialità termica batteria impianto 4 tubi



Il diagramma fornisce le prestazioni delle unità Silence alla Velocità Max (nominale) a bocca libera (con pressione statica esterna = 0 Pa).
Per Med e Min velocità usare i coefficienti di riduzione della potenzialità frigorifera riportati nella tabella seguente.

Descrizione	Velocità	Modelli		
		A	B	C
Potenza frigorifera totale	Max	1	1	1
	Med	0,91	0,92	0,93
	Min	0,75	0,77	0,81
Potenza frigorifera sensibile	Max	1	1	1
	Med	0,89	0,90	0,91
	Min	0,69	0,72	0,76
Potenza termica	Max	1	1	1
	Med	0,89	0,91	0,92
	Min	0,71	0,74	0,77
Portata aria	Max	1	1	1
	Med	0,83	0,85	0,87
	Min	0,57	0,60	0,65

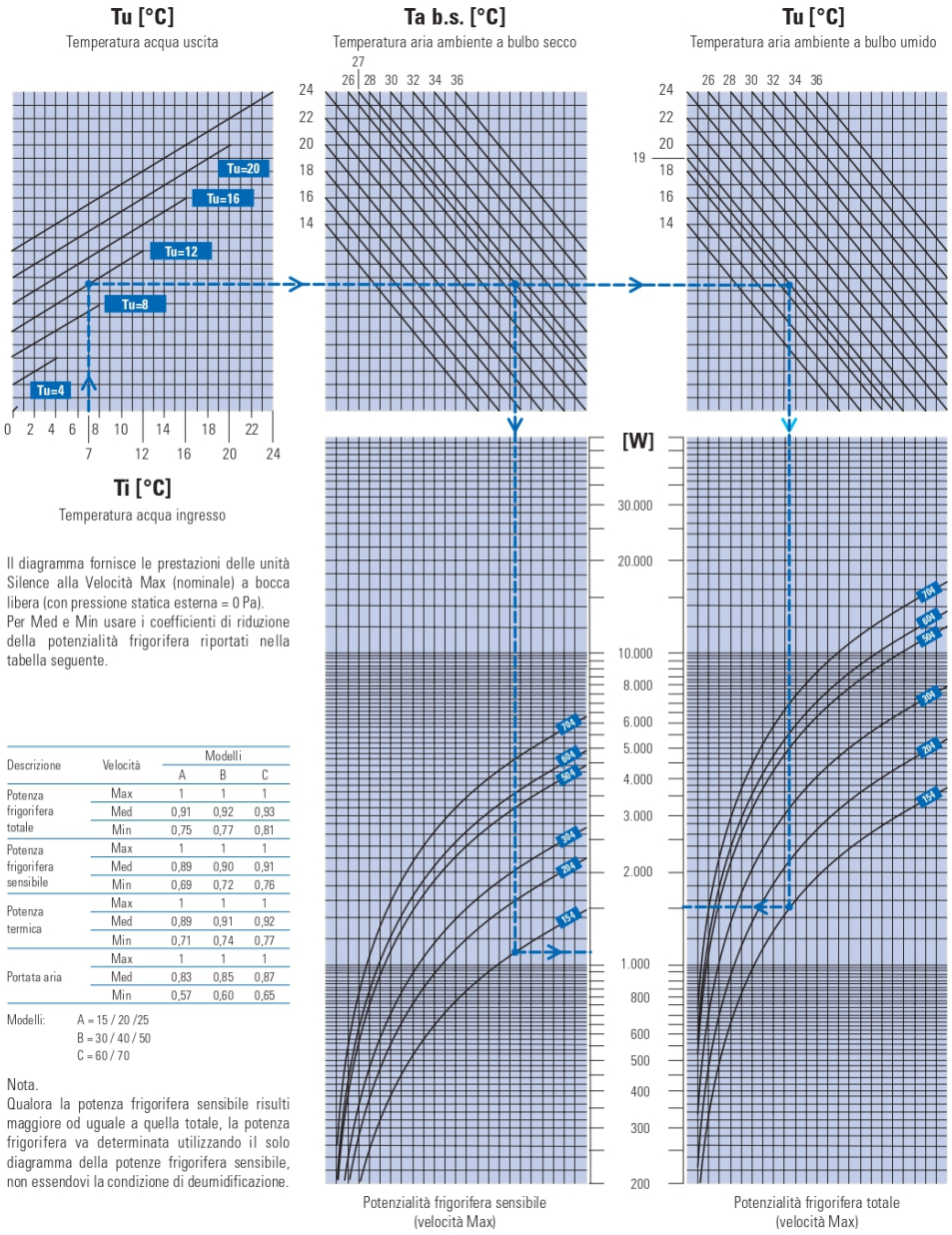
Modelli: A = 15 / 20 /25
B = 30 / 40 / 50
C = 60 / 70

28

Figura C.1 – Diagrammi prestazionali inerenti alla potenzialità termica delle batterie dei fan-coil Emmeti

Potenzialità frigorifera con batteria aggiuntiva impianto 4 tubi

(valori relativi alla batteria principale)



Il diagramma fornisce le prestazioni delle unità Silence alla Velocità Max (nominale) a bocca libera (con pressione statica esterna = 0 Pa).
Per Med e Min usare i coefficienti di riduzione della potenzialità frigorifera riportati nella tabella seguente.

Descrizione	Velocità	Modelli A	B	C
Potenza frigorifera totale	Max	1	1	1
	Med	0,91	0,92	0,93
	Min	0,75	0,77	0,81
Potenza frigorifera sensibile	Max	1	1	1
	Med	0,89	0,90	0,91
	Min	0,69	0,72	0,76
Potenza termica	Max	1	1	1
	Med	0,89	0,91	0,92
	Min	0,71	0,74	0,77
Portata aria	Max	1	1	1
	Med	0,83	0,85	0,87
	Min	0,57	0,60	0,65

Modelli: A = 15 / 20 /25
B = 30 / 40 / 50
C = 60 / 70

Nota.
Qualora la potenza frigorifera sensibile risulti maggiore od uguale a quella totale, la potenza frigorifera va determinata utilizzando il solo diagramma della potenze frigorifera sensibile, non essendovi la condizione di deumidificazione.

Figura C.2 - Diagrammi prestazionali inerenti alla potenzialità frigorifera delle batterie dei fan-coil Emmeti

HEAT PUMP CAPACITY PERFORMANCE

FOCS2-W/H CA-E

2802																		
Tev	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**
Tcd			**30**						**35**						**40**			
Pt	**629**	**761**	**816**	**872**	**930**	**988**	**616**	**744**	**798**	**852**	**907**	**964**	**604**	**728**	**780**	**832**	**886**	**941**
Qcd	109	132	141	151	161	171	107	129	138	148	157	167	105	126	135	144	154	163
Pcd	25,3	37,1	42,7	48,7	55,3	62,5	24,3	35,6	40,8	46,6	52,9	59,7	23,5	34,1	39,1	44,6	50,6	57,0
Pat	111	114	115	115	116	116	126	129	130	130	131	132	142	145	146	147	148	149
Pf	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729
Qev	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126
Dpev	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9
Tev	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**
Tcd			**43**						**45**						**50**			
Pt	**598**	**719**	**769**	**821**	**873**	**927**	**593**	**713**	**762**	**813**	**865**	**918**	**584**	**698**	**746**	**795**	**845**	**896**
Qcd	104	125	134	143	152	161	103	124	132	141	150	160	102	122	130	138	147	156
Pcd	23,0	33,3	38,2	43,5	49,2	55,5	22,8	32,8	37,6	42,7	48,4	54,5	22,1	31,6	36,1	41,0	46,3	52,1
Pat	153	156	158	159	159	160	161	164	165	166	167	168	182	185	186	187	188	189
Pf	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729	729
Qev	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126	126
Dpev	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9	51,9

3202																		
Tev	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**
Tcd			**30**						**35**						**40**			
Pt	**761**	**923**	**990**	**1059**	**1129**	**1200**	**743**	**901**	**966**	**1033**	**1101**	**1170**	**725**	**877**	**941**	**1005**	**1071**	**1139**
Qcd	132	160	171	183	195	208	129	156	167	179	191	203	126	152	163	174	186	198
Pcd	27,9	41,0	47,2	54,0	61,3	69,3	26,7	39,2	45,1	51,5	58,5	66,1	25,5	37,3	42,9	49,0	55,6	62,8
Pat	134	138	140	141	142	142	151	155	157	158	159	160	170	174	176	178	179	180
Pf	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884
Qev	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152
Dpev	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6
Tev	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**	**-2**	**3**	**5**	**7**	**9**	**11**
Tcd			**43**						**45**						**50**			
Pt	**714**	**863**	**925**	**988**	**1053**	**1119**	**707**	**853**	**914**	**977**	**1040**	**1106**	**688**	**828**	**886**	**946**	**1008**	**1071**
Qcd	124	150	161	172	183	194	123	148	159	170	181	192	120	144	154	165	175	186
Pcd	24,8	36,2	41,5	47,4	53,8	60,8	24,3	35,4	40,6	46,4	52,6	59,4	23,1	33,4	38,3	43,7	49,6	56,0
Pat	182	187	189	190	192	193	190	195	197	199	201	202	213	218	220	222	224	226
Pf	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884	884
Qev	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152	152
Dpev	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6	58,6

COOLING CAPACITY PERFORMANCE

FOCS2-W CA-E

2802																		
Tcd	**25**	**30**	**32**	**35**	**40**	**42**	**25**	**30**	**32**	**35**	**40**	**42**	**25**	**30**	**32**	**35**	**40**	**42**
Tev			**6**						**7**						**8**			
Pf	**769**	**736**	**723**	**702**	**668**	**653**	**798**	**764**	**750**	**729**	**694**	**679**	**827**	**792**	**778**	**757**	**720**	**705**
Pat	102	115	121	130	147	154	102	115	121	130	147	155	102	116	121	131	148	155
Qev	132	127	124	121	115	112	137	132	129	126	119	117	142	136	134	130	124	121
Dpev	57,6	52,8	50,9	48,1	43,4	41,6	62,1	56,9	54,9	51,9	46,9	45,0	66,7	61,2	59,1	55,9	50,6	48,5
Pt	871	851	844	832	815	808	900	879	871	860	841	834	929	908	900	887	868	860
Qcd	149	146	145	143	140	139	154	151	150	148	144	143	159	156	154	152	149	148
Dpcd	47,7	45,6	44,8	43,7	41,8	41,1	51,0	48,7	47,9	46,6	44,6	43,8	54,4	52,0	51,0	49,7	47,5	46,7
Tev			**9**						**10**						**11**			
Pf	**856**	**821**	**806**	**784**	**747**	**731**	**886**	**850**	**835**	**812**	**774**	**758**	**916**	**879**	**863**	**840**	**801**	**785**
Pat	102	116	122	131	148	156	103	116	122	131	149	156	103	116	122	132	149	156
Qev	147	141	139	135	129	126	153	146	144	140	133	131	158	151	149	145	138	135
Dpev	71,5	65,8	63,5	60,0	54,4	52,2	76,6	70,5	68,0	64,4	58,4	56,1	81,9	75,4	72,8	69,0	62,6	60,1
Pt	959	937	928	915	895	887	988	966	957	944	922	914	1018	995	986	972	950	941
Qcd	164	161	159	157	154	152	170	166	164	162	158	157	175	171	169	167	163	162
Dpcd	57,9	55,3	54,3	52,9	50,6	49,7	61,6	58,8	57,8	56,2	53,7	52,8	65,4	62,5	61,3	59,7	57,0	56,0

3202																		
Tcd	**25**	**30**	**32**	**35**	**40**	**42**	**25**	**30**	**32**	**35**	**40**	**42**	**25**	**30**	**32**	**35**	**40**	**42**
Tev			**6**						**7**						**8**			
Pf	**931**	**893**	**876**	**851**	**807**	**788**	**966**	**927**	**910**	**884**	**838**	**819**	**1001**	**961**	**944**	**917**	**871**	**851**
Pat	125	140	147	158	177	185	125	141	147	158	178	186	126	141	148	159	178	187
Qev	160	154	151	147	139	136	166	160	157	152	144	141	172	165	163	158	150	147
Dpev	65,0	59,7	57,6	54,3	48,8	46,5	69,9	64,4	62,1	58,6	52,7	50,3	75,2	69,3	66,8	63,1	56,9	54,3
Pt	1056	1033	1023	1009	983	973	1091	1067	1057	1042	1016	1005	1127	1102	1092	1076	1049	1038
Qcd	181	177	176	173	169	167	187	183	181	179	174	173	193	189	187	185	180	178
Dpcd	52,8	50,5	49,6	48,2	45,9	44,9	56,4	54,0	53,0	51,5	49,0	47,9	60,1	57,6	56,5	55,0	52,2	51,1
Tev			**9**						**10**						**11**			
Pf	**1037**	**996**	**978**	**951**	**903**	**883**	**1073**	**1031**	**1013**	**985**	**936**	**916**	**1109**	**1066**	**1048**	**1020**	**970**	**949**
Pat	126	142	148	159	179	187	126	142	149	160	179	188	126	142	149	160	180	189
Qev	179	171	168	164	156	152	185	178	175	170	161	158	191	184	181	176	167	163
Dpev	80,7	74,4	71,8	67,9	61,2	58,5	86,4	79,8	77,0	72,9	65,8	63,0	92,4	85,4	82,5	78,1	70,6	67,6
Pt	1162	1137	1127	1110	1082	1070	1199	1173	1162	1145	1116	1104	1235	1208	1197	1180	1150	1137
Qcd	199	195	193	191	186	184	206	201	199	197	192	190	212	208	206	203	198	195
Dpcd	64,1	61,3	60,2	58,5	55,6	54,4	68,1	65,3	64,1	62,3	59,2	57,9	72,4	69,3	68,1	66,1	62,8	61,5

Pf [kW] - Cooling capacity
Pat [kW] - Total power input
Qev [m³/h] - Plant (side) heat exchanger water flow
Dpev [kPa] - Plant (side) cooling exchanger pressure drop
Pt [kW] - Heating capacity
Qcd [m³/h] - Source (side) heating exchanger water flow
Dpcd [kPa] - Source (side) heat exchanger pressure drop
'-' Conditions outside the operating range
Waterflow and pressure drop on heat exchangers calculated with 5°C of delta T

Figura C.3 - Diagrammi prestazionali inerenti alla potenzialità termica delle pdc Climaveneta

RISULTATO DELLA CONFIGURAZIONE

SCAMBIATORE INVERNALE CT

Modello scambiatore
PHC12046 H / 16 GUARN. NBR

Numero di piastre
93

CAPITOLATO
Scambiatori CORDIVARI PHC a piastre ispezionabili per la preparazione di acqua calda sanitaria, sia in modo istantaneo che con accumulo, ed al riscaldamento o teleriscaldamento. Gli scambiatori PHC sono progettati per il campo di destinazione d'uso contemplato dall' Art. 4.3 della Direttiva 2014/68/UE (Pressure Equipement Directive), in particolare essi sono destinati ad essere utilizzati con liquidi non pericolosi (secondo quanto stabilito dalla Direttiva PED) aventi tensione di vapore alla massima temperatura di esercizio non maggiore 0,5 bar al di sopra della pressione atmosferica normale
CARATTERISTICHE E CONDIZIONI DI ESERCIZIO
-Telai, guida-piastre, tiranti e dadi in acciaio al carbonio.
-Raccordi filettati e piastre di scambio termico in acciaio inossidabile Aisi 316L.
-Guarnizioni in NBR
-Pressione massima = 16 bar
-Temperatura massima = 140 °C
I valori riportati nel presente documento si riferiscono esclusivamente agli scambiatori proposti da Cordivari Srl

POTENZA DA SCAMBIARE

KW	Kcal/h	Btu/h
381	**327599,04**	**1300025,34**

LATO CALDO

Temperatura d'ingresso	Temperatura d'uscita	Fluido	Perdita di pressione ammissibile
45 C°	**40 C°**	**Acqua**	**1 bar**

LATO FREDDO

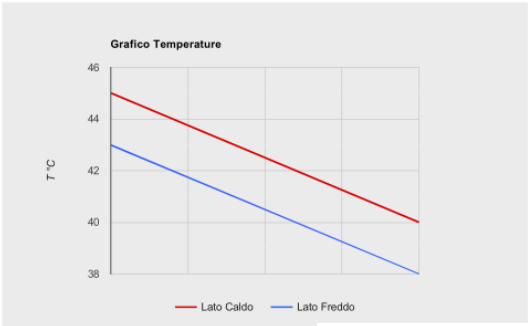
Temperatura d'ingresso	Temperatura d'uscita	Fluido	Perdita di pressione ammissibile
38 C°	**43 C°**	**Acqua**	**1 bar**

MLDT

Portata massica 1	**65585,39 Kg/h**
Portata volumetrica 1	**66,336 m^3/h - 1105,59 l/min**
Portata massica 2	**65585,39 Kg/h**
Portata volumetrica 2	**66,274 m^3/h - 1104,56 l/min**
MLDT	**2,00 °C**

CADUTA DI PRESSIONE

Caduta di pressione	bar	mca	kPa
Lato Caldo p1	**0,3991**	**4,070**	**39,91**
Lato Freddo p2	**0,4030**	**4,110**	**40,30**



RISULTATO DELLA CONFIGURAZIONE

SCAMBIATORE ALTO SX INVERNALE

Modello scambiatore
PHC12046 H / 10 GUARN. NBR

Numero di piastre
19

CAPITOLATO
Scambiatori CORDIVARI PHC a piastre ispezionabili per la preparazione di acqua calda sanitaria, sia in modo istantaneo che con accumulo, ed al riscaldamento o teleriscaldamento. Gli scambiatori PHC sono progettati per il campo di destinazione d'uso contemplato dall' Art. 4.3 della Direttiva 2014/68/UE (Pressure Equipement Directive), in particolare essi sono destinati ad essere utilizzati con liquidi non pericolosi (secondo quanto stabilito dalla Direttiva PED) aventi tensione di vapore alla massima temperatura di esercizio non maggiore 0,5 bar al di sopra della pressione atmosferica normale
CARATTERISTICHE E CONDIZIONI DI ESERCIZIO
-Telai, guida-piastre, tiranti e dadi in acciaio al carbonio.
-Raccordi filettati e piastre di scambio termico in acciaio inossidabile Aisi 316L.
-Guarnizioni in NBR
-Pressione massima = 10 bar
-Temperatura massima = 140 °C
I valori riportati nel presente documento si riferiscono esclusivamente agli scambiatori proposti da Cordivari Srl

POTENZA DA SCAMBIARE

KW	Kcal/h	Btu/h
63	**54169,92**	**214964,82**

LATO CALDO

Temperatura d'ingresso	Temperatura d'uscita	Fluido	Perdita di pressione ammissibile
43 C°	**38 C°**	**Acqua**	**1 bar**

LATO FREDDO

Temperatura d'ingresso	Temperatura d'uscita	Fluido	Perdita di pressione ammissibile
36 C°	**41 C°**	**Acqua**	**1 bar**

MLDT

Portata massica 1	**10844,83 Kg/h**
Portata volumetrica 1	**10,959 m^3/h - 182,64 l/min**
Portata massica 2	**10844,83 Kg/h**
Portata volumetrica 2	**10,948 m^3/h - 182,47 l/min**
MLDT	**2,00 °C**

CADUTA DI PRESSIONE

Caduta di pressione	bar	mca	kPa
Lato Caldo p1	**0,2942**	**3,000**	**29,42**
Lato Freddo p2	**0,2971**	**3,030**	**29,71**

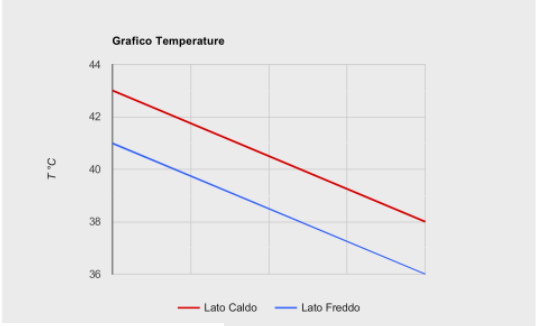


Figura C.4 – Configurazione scambiatori di calore

Allegato D

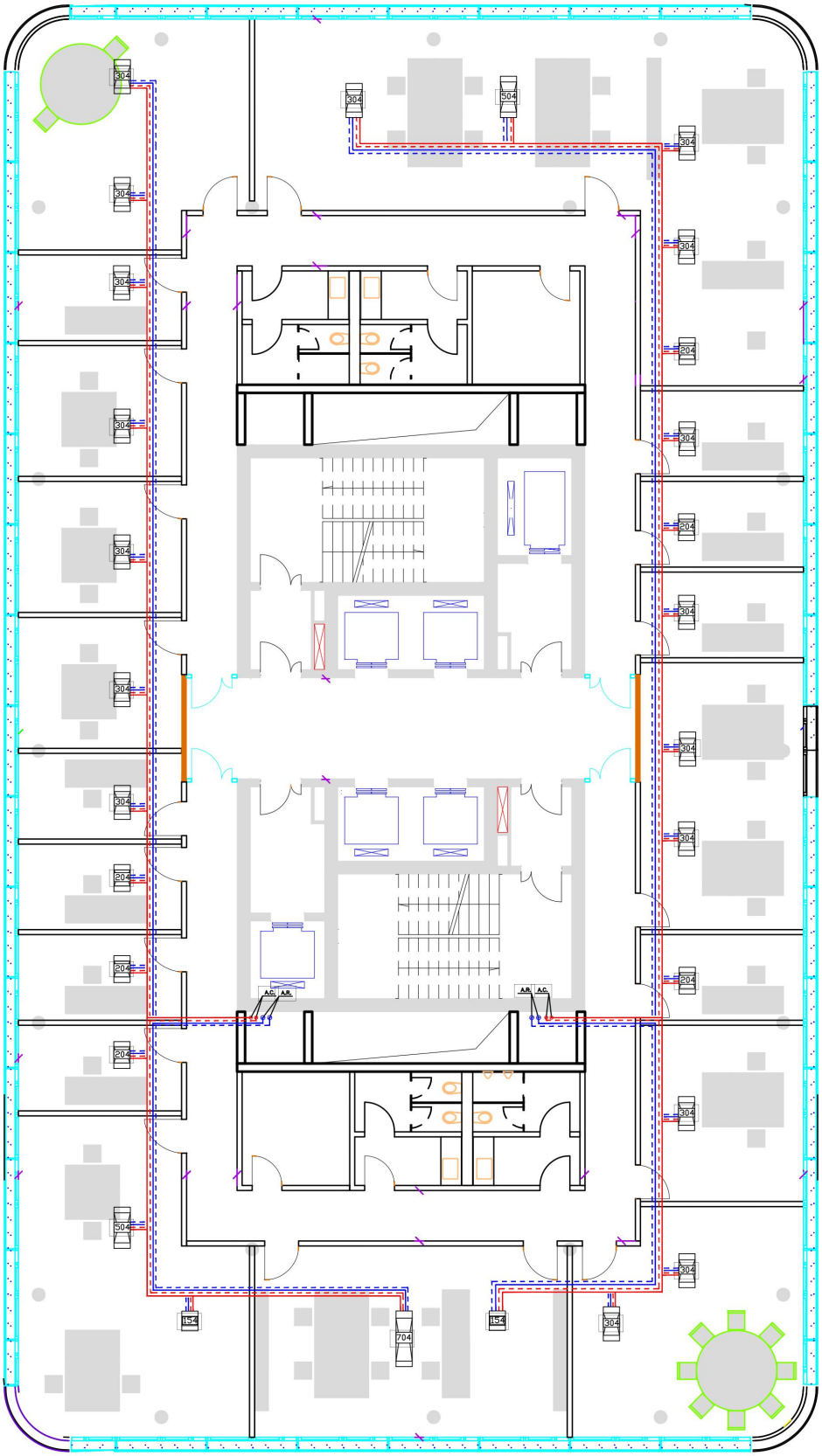


Figura D.1 – Piano tipo 1 - Edificio con uno stadio di scambio termico

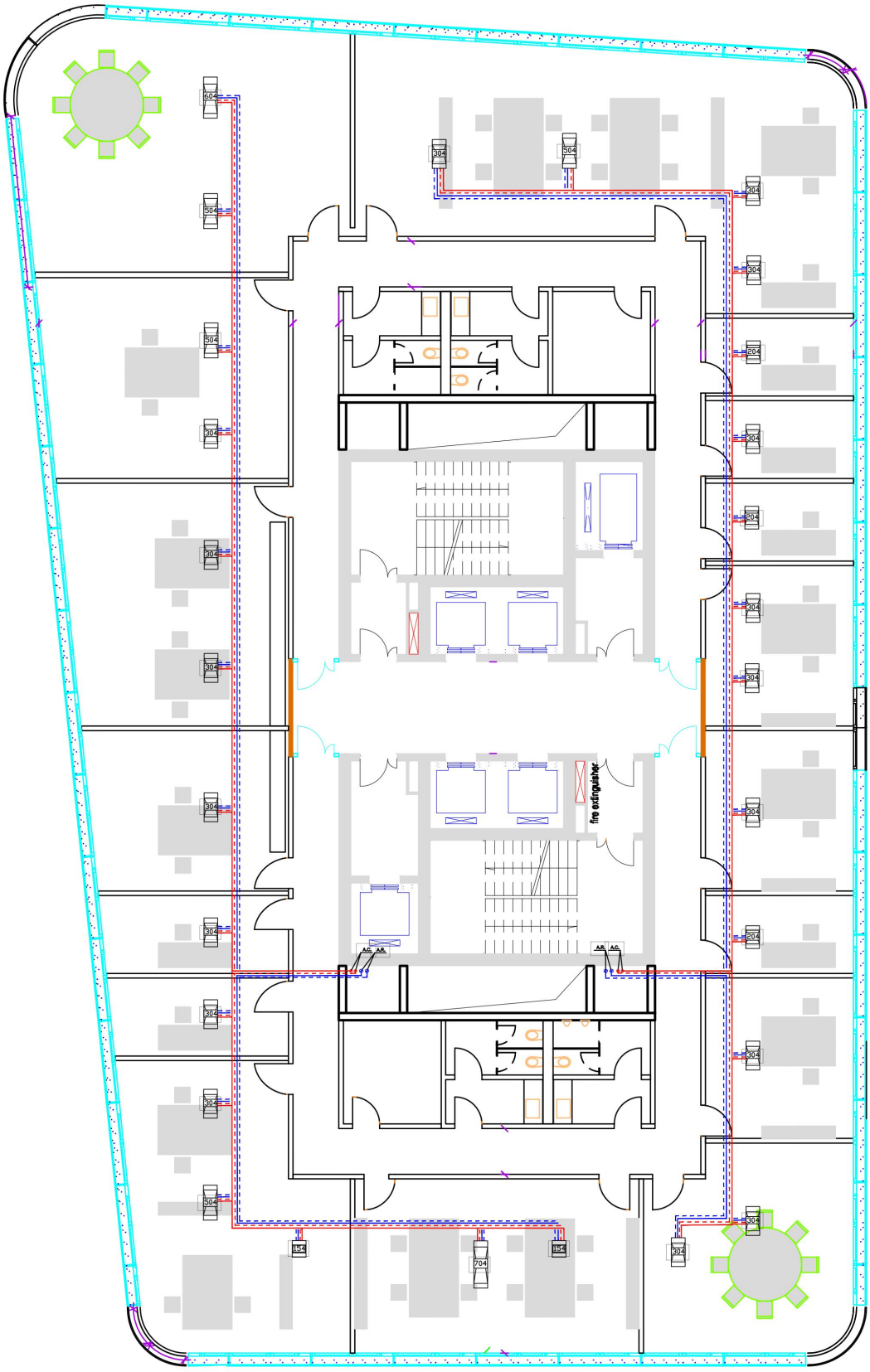


Figura D.2 - Piano tipo 2 - Edificio con uno stadio di scambio termico

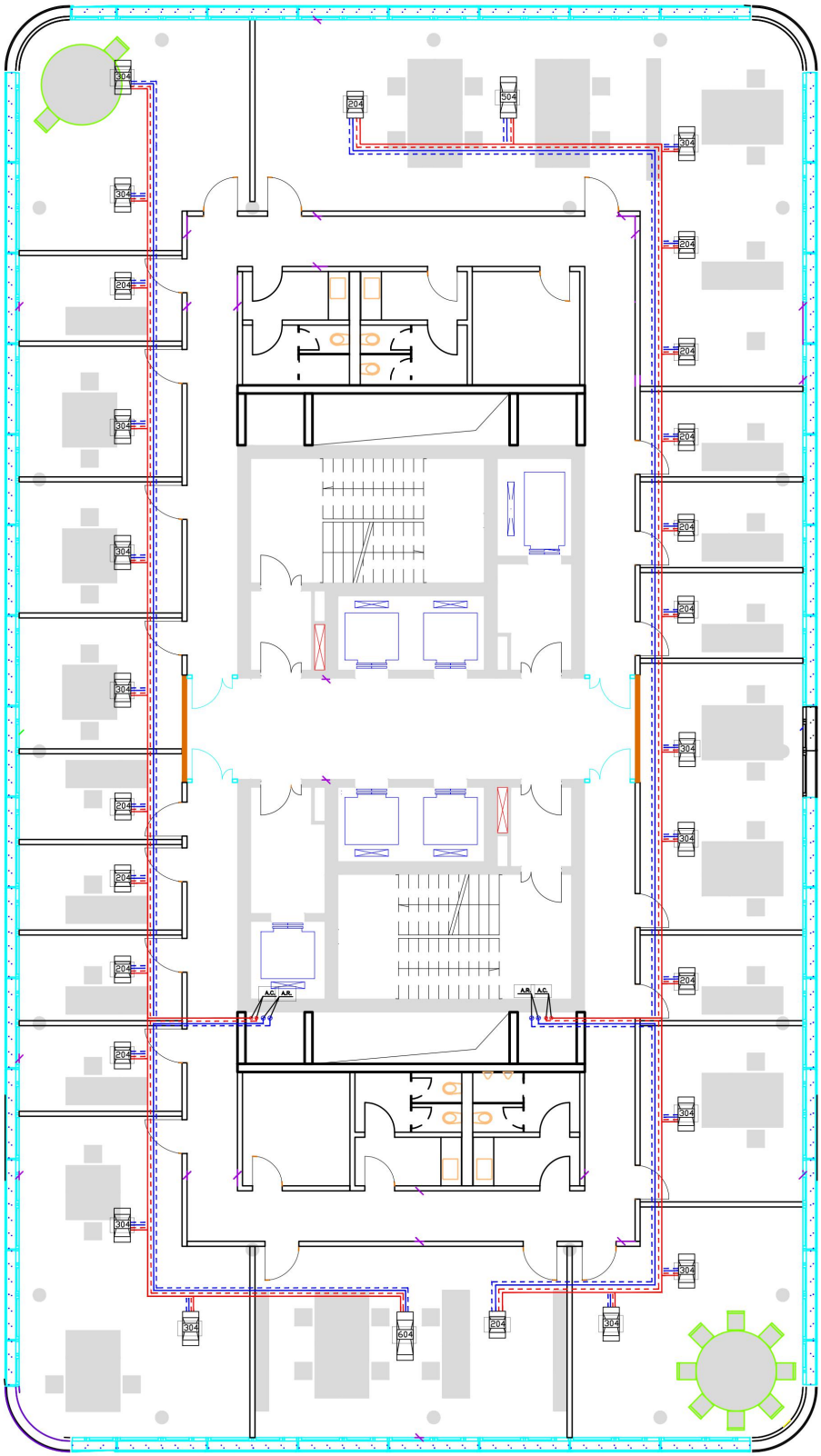


Figura D.3 - Piano tipo 1 - Edificio con due centrali termiche

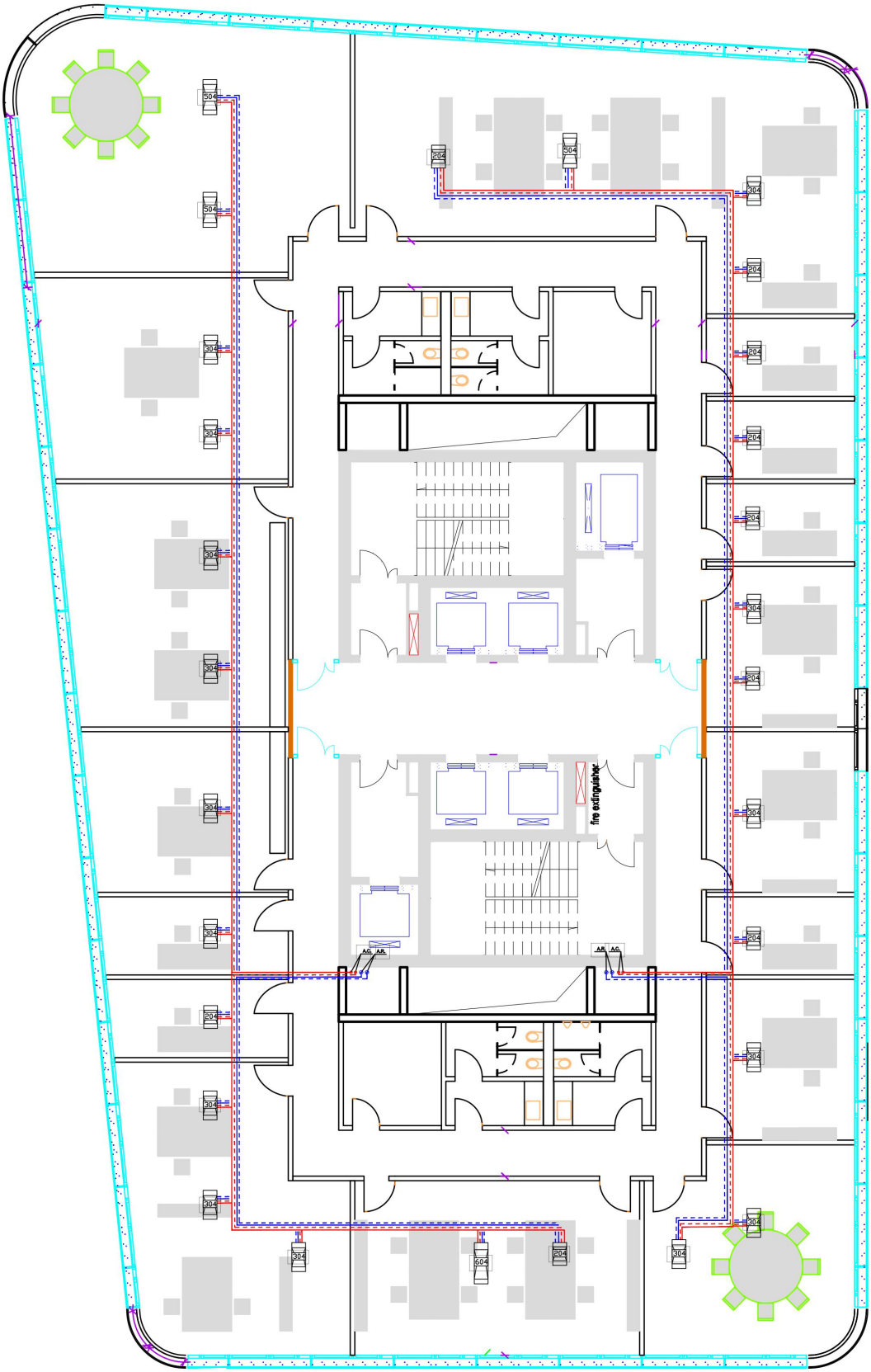
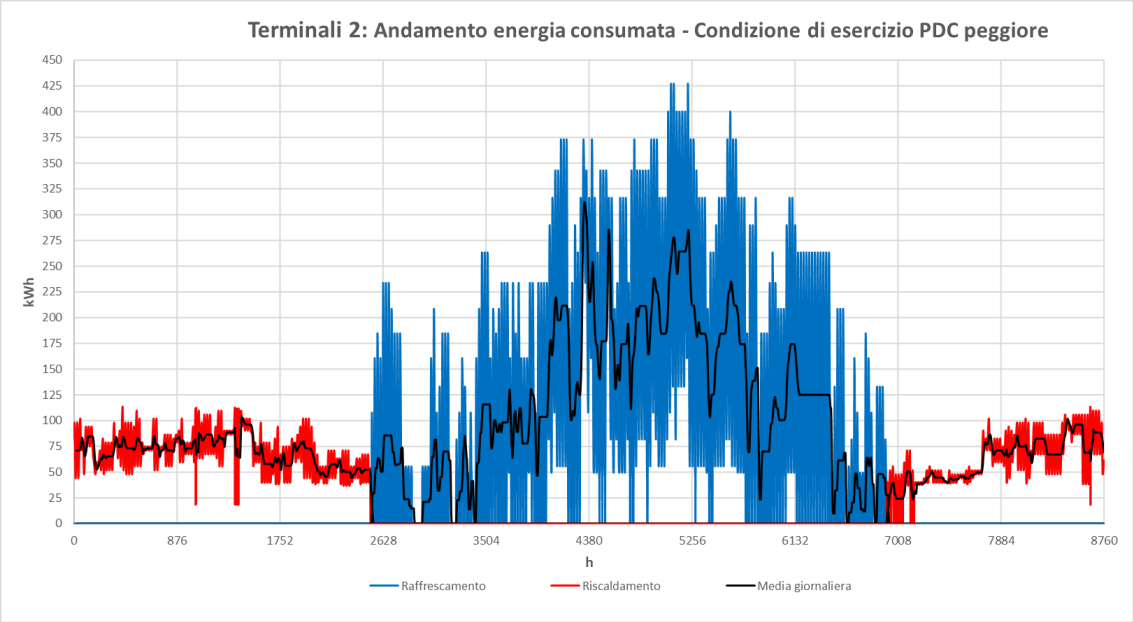


Figura D.4 - Piano tipo 2 - Edificio con due centrali termiche

Allegato E



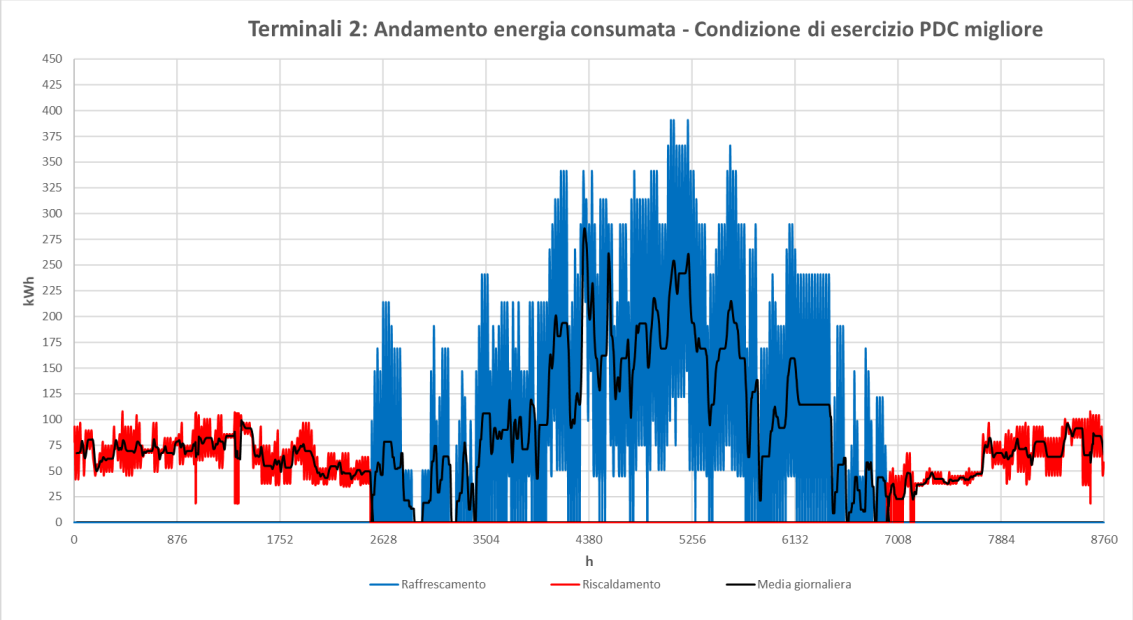
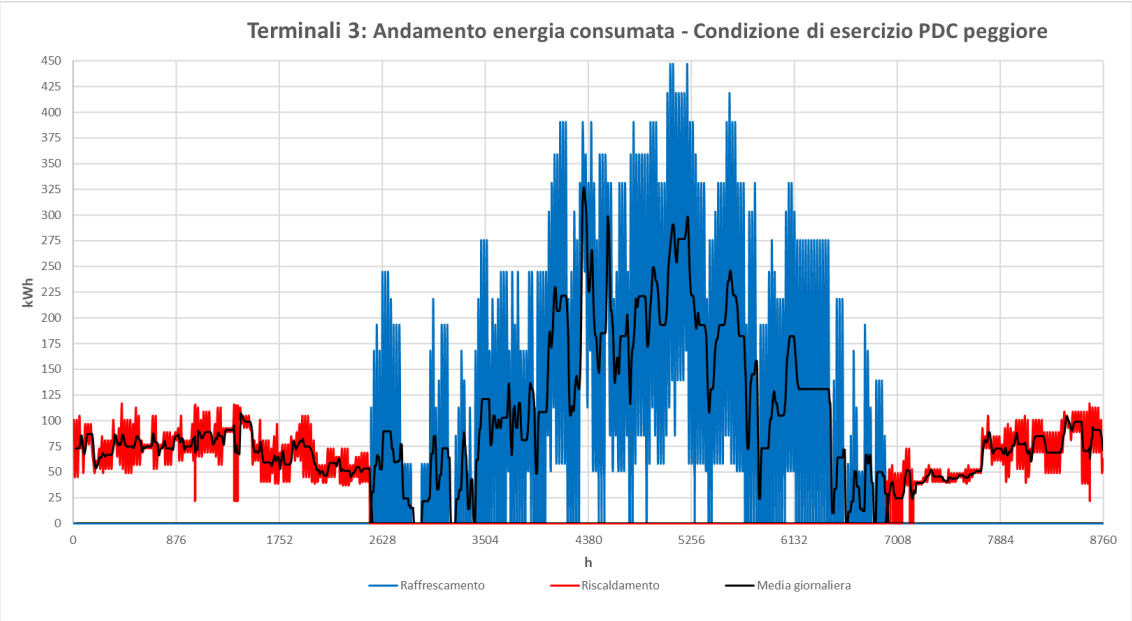


Figura E.1 – Soluzione con Terminali 2 - Andamento dell'energia consumata durante l'anno da tutti gli apparecchi, considerando le pdc nella loro condizione di esercizio peggiore (sopra) e migliore (sotto)



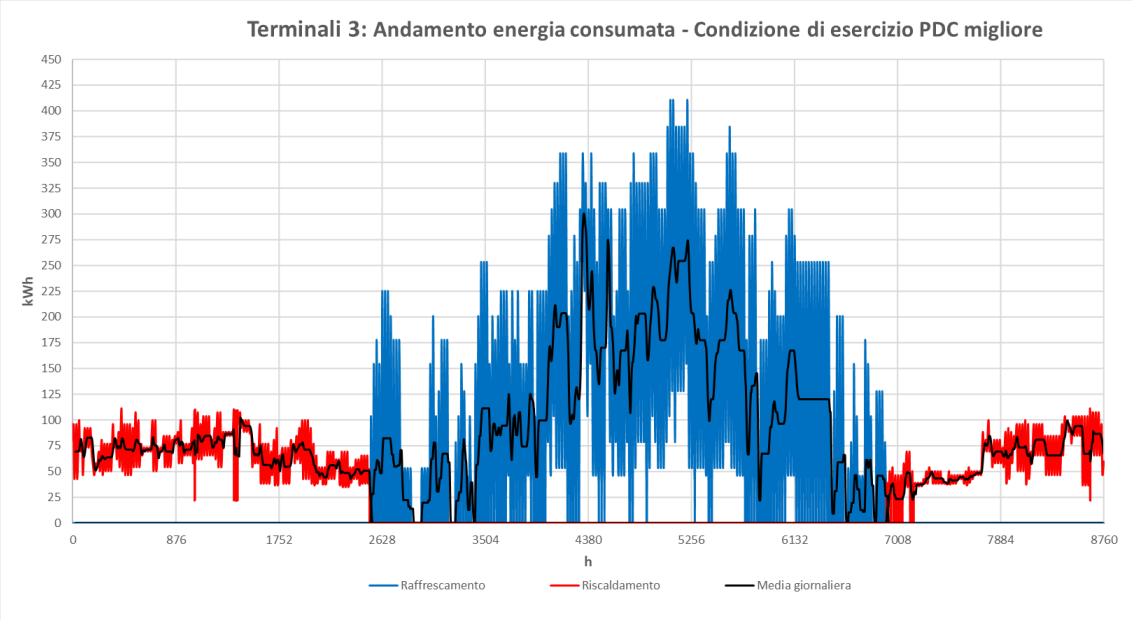


Figura E.2 – Soluzione con Terminali 3 - Andamento dell'energia consumata durante l'anno da tutti gli apparecchi, considerando le pdc nella loro condizione di esercizio peggiore (sopra) e migliore (sotto)