POLITECNICO DI TORINO

I Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi e modellazione di una soluzione impiantistica a pompa di calore per un complesso residenziale

Relatore:

Prof. Enrico Fabrizio

Correlatori:

Prof. Marco Filippi

Ing. Luigi Sgobaro

Ing. Alessandro Biglia

Candidato:

Luca Piagneri

Dicembre 2018

Sommario

1. Introduzione alla tesi 4
1.1 Pompe di calore nel residenziale in Italia 4
1.1.1 Cambiamenti climatici, emissioni e soluzioni impiantistiche per il residenziale 4
1.1.2 NZEB e PdC 9
1.1.3 Dir. UE 2018/844-INZEB 14
1.2 Principali problematiche dell'impiantistica a pompa di calore 16
1.3 Scopi e finalità tesi 18
2. Descrizione tecnologia pompa di calore, varie tipologie e concetto di efficienza 19
2.1 Principio di funzionamento pompa di calore 19
2.1.1 Macchine a compressione di vapore 20
2.1.2 Macchine ad assorbimento 24
2.2 Efficienza delle macchine a compressione di vapore e ad assorbimento 27
2.3 Strategia di recupero calore nelle PdC e produzione di ACS 29
3. Pompe di calore: sorgenti, pozzi e principali tipologie 33
3.1 Pompa di calore aria-aria (unità split / multi-split) 34
3.2 Pompe di calore aria-acqua 35
3.3 Pompe di calore geotermiche 38
3.4 Pompe di calore ad acqua di falda 41
3.5 Pompe di calore ad assorbimento (es. H2O-LiBr) 43
4. Descrizione dell'impianto 45
4.1 Il complesso abitativo 45
4.2 Sottocentrali di produzione 47
4.2 Impianto termico in sottocentrale 50
4.4 Sistema di produzione ACS 54
4.5 Osservazioni generali supplementari sull'impianto 56
5. Il Modello 57
5.1 Introduzione al modello e limiti fisici 57
5.1.1 Volume di controllo 1 59
5.1.2 Volume di controllo 2 72
5.1.3 Volume di controllo 3 79
6.Utilizzo dati monitoraggio 96
6.1 Monitoraggio delle PdC della S04 98
6.1.1 Confronto applicazione residenziale e terziario 123
6.2 Monitoraggio puffer e preparatori ACS 127

6.3 Monitoraggio consumi condominio B 136
7. Applicazioni del modello 147
7.1 Modello con due PdC in parallelo 147
7.2 Calcolo delle dispersioni dell'impianto 151
7.3 Studio di convenienza puffer per il riscaldamento 156
8. Conclusioni 162
9. Bibliografia e sitografia.....167

1. Introduzione alla tesi

1.1 Pompe di calore nel residenziale in Italia

A scopo introduttivo al lavoro di tesi descritto in questo documento, si analizzeranno le strette connessioni che legano la tecnologia a pompa di calore e aspetti di totale attualità come il cambiamento climatico e il panorama normativo in ambito residenziale.

Di seguito saranno perciò riportate le principali motivazioni che descrivono l'importanza crescente dell'utilizzo di soluzioni impiantistiche concernenti le pompe di calore nel settore residenziale italiano ed europeo.

1.1.1 Cambiamenti climatici, emissioni e soluzioni impiantistiche per il residenziale

In primo luogo, si approfondirà l'inserirsi della tecnologia pompa di calore nel panorama internazionale di maggiore attenzione all'emissione di gas climalteranti e come questa soluzione impiantistica si sposi ottimamente con gli obiettivi di riduzione delle emissioni.

Pertanto, seguirà una breve contestualizzazione storica del problema dell'emissione di gas climalteranti ed una descrizione delle motivazioni per cui la pompa di calore (d'ora in poi PdC) si sia imposta nel contesto impiantistico odierno.

Benché, il problema fosse ormai noto da anni, una reale consapevolezza riguardante le emissioni di gas climalteranti si è concretizzata a livello operativo internazionale alla fine degli anni Novanta.

Pertanto, grazie anche alla collaborazione internazionale che ha prodotto accordi come il Protocollo di Kyoto (1997) o successivi, si è andata sviluppando una maggiore sensibilità al tema dei cambiamenti climatici.

Ovviamente questo tema si intreccia consistentemente con le tematiche energetiche sviluppate dai diversi paesi partecipanti ai numerosi accordi di riduzioni delle emissioni di gas climalteranti.

Infatti, sul panorama internazionale, soprattutto nel Vecchio Continente, si è potuta osservare una sempre maggiore incentivazione all'utilizzo di energie rinnovabili e più in particolare per quanto riguarda gli usi finali, una maggiore attenzione all'uso razionale dell'energia.

Un esempio lampante di questo è la direttiva più importante sull'utilizzo delle fonti energetiche, specialmente quelle rinnovabili o assimilate, cioè la 2009/28/CE, nel quale si definiscono "gli strumenti, i meccanismi, gli incentivi e il quadro istituzionale, finanziario e

giuridico, necessari per il raggiungimento degli obiettivi fino al 2020 in materia di quota complessiva di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale lordo di energia" e le "norme relative ai trasferimenti statistici delle quote tra gli Stati membri" (Direttiva 2009/28/CE, 2009). In termini pratici, ad ogni Stato membro viene assegnata una quota di energia prodotta da fonti rinnovabili, da applicare al proprio fabbisogno lordo di energia. Sarà onere dello Stato membro, attraverso la redazione di un piano d'azione nazionale, di decidere il raggiungimento ditale quota.

A livello operativo, perciò risulta necessario operare un'analisi che suddivida i consumi nei vari settori, cercando di capire dove sia più conveniente operare dei miglioramenti.

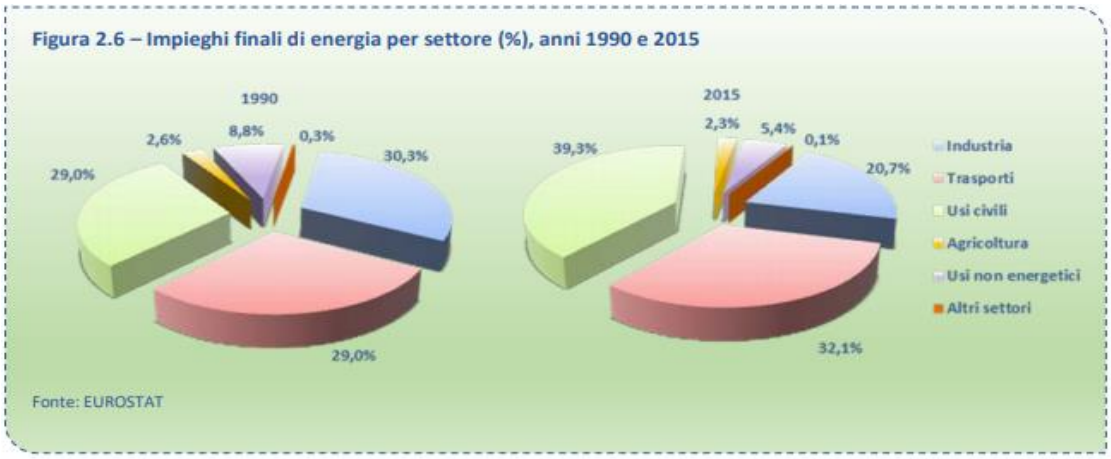


Figura 1: Impieghi finali di energia per settore [S1]

Come si può notare dalla figura soprastante i consumi relativi al settore residenziale sono andati percentualmente ad aumentare sul totale dagli anni 90 ai tardi anni 2000.

Questo può essere senz'altro anche dovuto alla crisi economica di inizio anni 2000 che ha segnato la cessazione di molte attività industriali in Italia.

Ad oggi il residenziale conta per circa il 40% dei consumi totali di energia in Italia.

Questo dato è emblematico, in quanto esso testimonia quanto effettivamente volendo ridurre le emissioni di gas climalteranti sia necessario intervenire sul settore residenziale.

Ovviamente, per ridurre le emissioni di gas serra relative al residenziale si deve intervenire sui due gradi di libertà principali di questa analisi energetica:

- l'involucro
- l'impianto

Infatti, gran parte del parco edilizio nazionale è stato costruito in epoca in cui l'attenzione alla performance energetica era decisamente minore, in quanto il costo associato all'energia era minore e il cambiamento climatico non era ancora stato osservato come una criticità effettiva.

Pertanto, ad oggi un uso razionale dell'energia si concretizza anche in una riqualificazione energetica dell'involucro degli immobili, in grado di ridurre il consumo lordo di energia a monte di qualunque intervento sull'impianto.

Questa maggiore attenzione alla qualità energetica dell'involucro oggi si concretizza in un'incentivazione alla riqualificazione energetica ed una serie di stretti requisiti prestazionali sugli edifici di nuova costruzione (che affronterò nel prossimo paragrafo).

Per quanto riguarda invece l'impianto, è evidente come una maggiore efficienza dello stesso garantisca un minore dispendio energetico e quindi una minore emissione di gas climalteranti, sia per quanto riguarda l'utilizzo della classica caldaia a condensazione sia per le PdC.

In questo contesto si può osservare come sia di fondamentale importanza l'utilizzo delle PdC in sostituzione delle classiche caldaie.

Infatti, in primo luogo, le PdC presentano un'efficienza nettamente superiore alla tradizionale caldaia a condensazione.

Pertanto, produco una richiesta lorda di energia primaria inferiore e quindi una minore emissione di gas climalteranti.

In figura è sotto riportato un confronto tra caldaia e PdC estratto da uno studio della Aermec per un'applicazione residenziale in fascia climatica E (in cui risiede anche Torino).

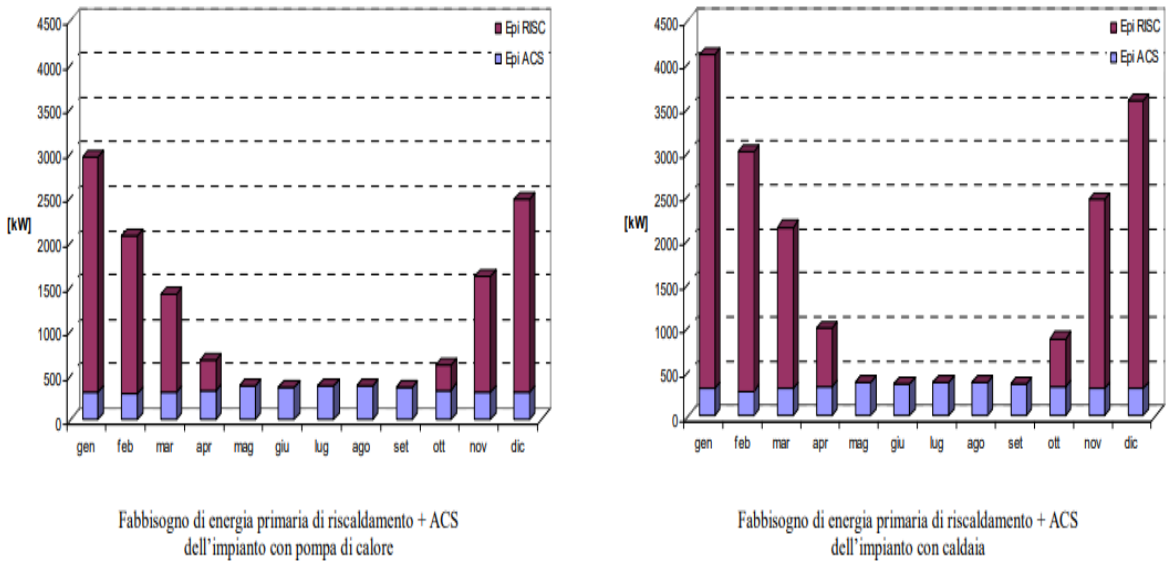


Figura 2: Confronto tra fabbisogno caldaia e PdC [1]

In secondo luogo, l'utilizzo di una PdC in sostituzione alla tradizionale caldaia a condensazione permette di interfacciarsi con una richiesta non di gas naturale, bensì di energia elettrica.

Questo aspetto è fondamentale dal punto di vista ambientale. Infatti, l'energia elettrica in Italia attualmente immessa in rete è prodotta con questo mix energetico sotto riportato, per

cui con un'incidenza delle fonti fossili ovviamente inferiore all'uso diretto di gas naturale e quindi una CO2 footprint nettamente inferiore.

Segue un'immagine che riporta la configurazione percentuale all'anno 2017 della composizione del mix energetico nazionale.

Composizione del mix iniziale nazionale utilizzato per la produzione dell'energia elettrica immessa nel sistema elettrico italiano nel 2017**	
Fonti primarie utilizzate	%
- Fonti rinnovabili	36,60%
- Carbone	13,75%
- Gas naturale	42,34%
- Prodotti pretoliferi	0,75%
- Nucleare	3,68%
- Altre fonti	2,88%
***dato pre-consuntivo*	

Figura 3: Composizione mix energetico produttivo nazionale per energia elettrica [2]

Inoltre, l'utilizzo di energia elettrica da parte della PdC, la rende una soluzione fondamentalmente molto futuribile.

Infatti, in futuro vista la sempre maggiore attenzione all'ambiente e la crescita nell'utilizzo di fonti rinnovabili, ci si aspetta un mix energetico più sbilanciato verso le FER stesse e quindi una sempre più pronunciata centralità delle PdC nel panorama impiantistico.

Si pensi anche al fatto che alcuni paesi come ad esempio la Danimarca ha annunciato la volontà di raggiungere la condizione di azzerare le emissioni di CO2 e questo risulterebbe possibile a livello di condizionamento degli edifici residenziali tramite l'utilizzo di dispositivi che utilizzano un driver elettrico prodotto da FER, ovvero le PdC.

Al tempo stesso, in letteratura sono presenti numerosi studi che cercano di dimostrare la validità di una soluzione impiantistica che non dipenda dal mix energetico della rete nazionale di energia elettrica, bensì che sfrutti l'uso di pannelli fotovoltaici, PdC e batterie di accumulo elettrico per massimizzare lo sfruttamento di energie rinnovabili generate in loco. Questa è un'altra motivazione a favore dell'accentuata futuribilità di soluzioni impiantistiche a PdC nel residenziale. [3]

Inoltre, la tecnologia a pompa di calore è in continuo sviluppo e grazie alla sempre maggiore richiesta da parte del mercato si sta alimentando un consistente lavoro di ricerca atto ad ottenere l'efficienza più elevata possibile a parità di temperatura esterna e soprattutto ad abbassare la temperatura esterna più bassa a cui la macchina possa lavorare efficacemente, rendendo la soluzione impiantistica ancora più competitiva. [4]

1.1.2 NZEB e PdC

Nell'ottica di analizzare le connessioni tra la tecnologia PdC ed il settore residenziale, ora si andrà a descrivere il concetto di NZEB e come questo vada a interfacciarsi con le applicazioni a PdC.

Il rapporto reciproco rapporto tra NZEB e PdC merita senz'altro un excursus, considerando però che alcuni aspetti qui citati saranno poi approfonditi nei capitoli sulla tecnologia impiantistica relativa alle pompe di calore.

Gli edifici di tipo NZEB sono stati formalizzati a livello europeo con Direttiva 2010/31/CE, nota anche con il nome di "EPBD recast" (Energy Perfomance of buildings).

Un NZEB è un edificio che ha una richiesta netta annua di energia molto bassa ($kWh_{primary}/m2$), ovvero ha un'Energy Perfomance molto elevata e questa bassa quantità di energia è soddisfatta in gran parte da fonti rinnovabili possibilmente provenienti da generatori on-site o nearby.

Per cui un NZEB non solo dovrà rispettare dei requisiti minimi relativi all'involucro, quali H'_T (overall mean heat transfer coefficient) o A_{sol}/A_f (Area solare effettiva per unità di area calpestabile di riferimento), ma dovrà rispettare requisiti di prestazione energetica globale come EP_{gl} e relativo ai singoli energy services dell'edificio.

Inoltre, sono presenti dei requisiti relativi allo share di energie rinnovabili che soddisfano il fabbisogno energetico dell'edificio relativo a determinati energy services dello stesso.

Per quanto riguarda l'involucro, si presume che i materiali siano altamente performanti dal punto di vista termico e al tempo stesso consoni ai principi di sostenibilità oggi richiesti nel mercato edilizio europeo.

"Il consumo dell'energia è fortemente influenzato dalla struttura dell'edifici, in particolare dal livello di isolamento termico, dalla percentuale e dalla tipologia delle superfici trasparenti e dalla presenza di schermi esterni" [5]

Infatti, andando a selezionare materiali dalla bassa trasmittanza termica e installando degli apparecchi con la funzione di creare ombreggiamento per migliorare la performance estiva, si possono soddisfare i requisiti relativi a H't e Asol/Af.

Questi requisiti sono da soddisfare senza considerare l'impianto, poiché prettamente riguardanti l'involucro.

I requisiti di prestazione energetica globale dell'edificio e di prestazione energetica riguardante i singoli servizi di raffrescamento, riscaldamento e ACS, invece sono strettamente correlata alla tipologia impiantistica installata.

Dal momento che, come vedremo successivamente, la pompa di calore è un generatore molto efficiente rispetto alle soluzioni tradizionali (caldaia a gas anche a condensazione), si può facilmente intuire come questa soluzione impiantistica si presti ad applicazioni i cui vincoli prestazionali legati all'impiantistica sono particolarmente importanti.

Per quanto riguarda il requisito di efficienza globale, esso sottintende tutti i servizi energetici ed è quindi determinato dal concorrere di tutte le specifiche legate all'involucro, all'impianto e alle meccaniche di controllo.

Relativamente ai requisiti di share di rinnovabile vi è un indicatore definito come RER (Renewable Energy Ratio), che indica la percentuale di energia primaria da fonte rinnovabile sul totale di energia primaria fornita all'edificio.

Il RER deve essere per un edificio NZEB maggiore del 50 % sia per quanto riguarda la produzione di ACS sia per ACS + riscaldamento + raffrescamento. Questo aspetto rende di centrale importanza la soluzione della pompa di calore negli anni a venire.

Infatti, a differenza del RER_{ACS} che si può raggiungere utilizzando dei collettori solari accuratamente dimensionati, il $RER_{ACS+RISC+RAFF}$ è nettamente più complicato da soddisfare.

Ciò che è certo è che la pompa di calore a compressione di vapore, essendo alimentata elettricamente, permette di sfruttare la produzione del fotovoltaico, mentre la caldaia a combustibile fossile non è conciliabile facilmente con questo tipo di requisito.

Inoltre, va sottolineato che in assetto invernale l'energia estratta dall'ambiente dalla pompa di calore è delivered energy completamente rinnovabile, che entra nel bilancio di calcolo dell'Energy Performance dell'edificio. Perciò il RER richiesto risulta più facilmente raggiungibile.

Invece, in assetto estivo l'energia esportata all'ambiente esterno non è conteggiata nel calcolo dell'Energy Performance dell'edificio, per cui un impianto solare fotovoltaico risulterà quasi indispensabile per soddisfare i requisiti relativi al RER.

Per cui si capisce facilmente come ad oggi sia inevitabile pensare ad un edificio NZEB servito da una pompa di calore, che garantisca efficienze di produzione sufficientemente elevate e la possibilità di sfruttare le fonti rinnovabili.

Pertanto, la spendibilità della tecnologia pompa di calore e la sua già citata futuribilità passa attraverso la prossima configurazione delle nuove costruzioni come edifici NZEB.

Per chiarire meglio i vantaggi della applicazione a pompa di calore rispetto alle soluzioni tradizionali, ovvero tenendo conto dei vantaggi in termini di efficienza e di utilizzo di fonti rinnovabili, segue un esempio di un bilancio semplice, ma emblematico: immaginiamo di voler confrontare l'operato di una caldaia a gas classica con un rendimento di circa 0.9 ed una PdC con un COP di 4. Confrontiamo questi due sistemi nella stagione invernale in assetto da produzione di riscaldamento e ACS.

In questo caso non ci preoccupiamo delle unità di misura delle energie in gioco, per cui potremmo supporre di confrontare grandezze comparabili: espresse per esempio in kWh.

Risulta importante sottolineare come tutte le energie in gioco nel caso della caldaia siano energie termiche, invece nel caso della PdC gli output per riscaldamento e ACS sono termici e gli input sono energia elettrica al compressore ed energia termica dall'ambiente. Questa differenziazione risulterà fondamentale nel momento in cui si andrà a confrontare dal punto di vista dell'energia primaria i due sistemi di produzione.

Si possono osservare due aspetti chiave in questo confronto.

Il primo aspetto è relativo alle due diverse efficienze delle macchine.

Infatti, nel nostro esempio abbiamo riportato un'efficienza di 0.9 per la caldaia classica a gas naturale, che va a confrontarsi con un COP pari a 4 della PdC. Questo fa sì che per produrre 50 unità di energia termica per la produzione di riscaldamento e altrettante di ACS siano necessarie 111 unità termiche ottenute dalla combustione di gas naturale.

Per quanto riguarda la PdC si noterà che per produrre le stesse unità di energia termica sono necessarie 25 unità di energia elettrica e 75 unità di energia termica dall'ambiente esterno.

In primo luogo, va detto che l'energia prelevata dall'ambiente esterno è completamente gratuita, per cui si inizia a intuire il forte vantaggio di usare una PdC in alternativa alle soluzioni classiche. Per operare però al meglio il confronto tra le due soluzioni bisogna passare a quantità energetiche confrontabili, ovvero bisogna trasformare gli input energetici in energia primaria.

Attraverso alcuni fattori di conversione riportati in letteratura e nelle normative si può risalire al corrispettivo energetico di un certo vettore in termini di energia che non ha subito alcuna trasformazione o trattamento.

	fattore di conversione in energia primaria Nren	fattore di conversione in energia primaria Ren	fattore di conversione in energia primaria totale
Energia elettrica da rete	1,95	0,47	2,42
Gas naturale	1,05	0	1,05
GPL	1,05	0	1,05
Carbone	1,1	0	1,1
Gasolio e Olio combustibile	1,07	0	1,07
Biomasse solide (tutte)	0,2	0,8	1
Biomasse liquide	0,4	0,6	1
Biomasse gassose	0,4	0,6	1
Solare fotovoltaico "on site"	0	1	1
Solare termico "on site"	0	1	1
Mini-eolico "on site"	0	1	1
Teleriscaldamento	1,5 (*)	0	1,5 (*)
Teleraffrescamento	0,5 (*)	0	0,5 (*)

(*) in assenza di valori dichiarati dal gestore

Figura 4: Fattori di conversione in energia primaria [6]

Nella tabella sopra riportata si possono osservare i valori dei fattori di conversione indicati nella normativa corrispondente.

Pertanto, considerando ancora il nostro esempio avremo che:

$$E_{Pglob}caldaia = Energia\ Termica\ Gas\ Naturale * f_{p,gas\ nat} = 111 * 1.05 = 116.55\ unità\ energia\ primaria$$

Per quanto riguarda il calcolo dell'energia primaria per la PdC ipotizziamo che l'energia elettrica sia ottenuta dalla rete elettrica nazionale.

$$E_{Pglob}PdC = Energia\ Elettrica\ Rete * f_{p,rete} + Energia\ Ambiente * f_{p,ambiente} = 25 * 2.42 + 75 * 1 = 135.5\ unità\ energia\ primaria$$

Dunque, sembrerebbe essere la pompa di calore a consumare più energia primaria, ma si ricordi che l'energia estratta dall'ambiente è un apporto gratuito, per cui al fine dei calcoli di convenienza energetico-economici possiamo trascurarla in quanto è gratis, perciò l'energia realmente consumata dalla PdC diventa:

$$E_{Pglob}PdC = Energia\ Elettrica\ Rete * f_{p,rete} = 25 * 2.42 = 60.5\ unità\ energia\ primaria$$

Quindi, a livello di energia primaria si nota una notevole convenienza nell'utilizzo della PdC che necessita di un input esterno di energia primaria inferiore alla metà di quello necessario alla caldaia.

Il secondo aspetto che rende particolarmente futuribili le applicazioni a PdC è senz'altro la buona capacità di fruizione delle PdC stesse di fonti energetiche rinnovabili.

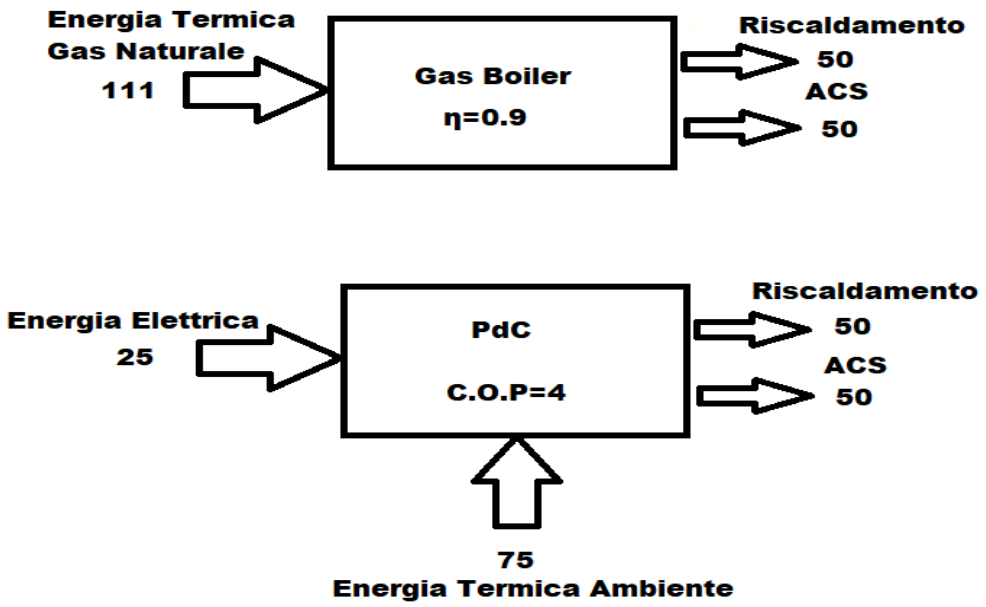


Figura 5: esempio numerico confronto caldaia a condensazione e PdC

Infatti, nel crescente clima di sempre maggiore attenzione all'utilizzo di FER, la PdC è un'applicazione interessante perché alimentata da energia elettrica e da energia termica ricevuta o ceduta all'ambiente.

L'energia elettrica necessaria alla PdC può essere prodotta da un mix energetico con sempre maggiore prevalenza di rinnovabili e l'energia scambiata con l'ambiente è completamente rinnovabile di per sé.

In questo paragrafo abbiamo accennato al requisito del RER e a come sia possibile soddisfarlo quasi solamente ricorrendo all'utilizzo di una PdC. Ora proseguendo l'esempio sopra introdotto si chiarirà attraverso dei semplici calcoli come la PdC permetta di soddisfare i requisiti di RER, mentre una caldaia a condensazione classica non sia altrettanto efficace.

Per esempio, consideriamo i requisiti di RER per riscaldamento e ACS, nel nostro caso sopra esposto avremmo quanto schematizzato sotto:

$$E_{Pren}caldaia = Energia\ Termica\ Gas\ Naturale * f_{p,ren,gas\ nat} = 111 * 0 \\ = 0\ unità\ energia\ primaria\ rinnovabile$$

$$E_{Pren}PdC = Energia\ Elettrica\ Rete * f_{p,ren,rete} + Energia\ Ambiente * f_{p,ren,ambiente} \\ = 25 * 0.47 + 75 * 1 = 86.75\ unità\ energia\ primaria\ rinnovabile$$

Si può notare come solo attraverso l'uso della PdC si possa ottenere un valore di RER accettabile che in questo caso sarebbe di:

$$RER_{wH} = \frac{E_{Pren}PdC}{E_{Pglob}PdC} = \frac{86.75}{135.5} = 0.64$$

1.1.3 Dir. UE 2018/844-INZEB

In continuità con il paragrafo precedente in cui si è introdotto il tema degli NZEB, è doveroso dedicare un paragrafo alla più recente direttiva in materia dell'Unione Europea, che cambierà almeno parzialmente il panorama sopra descritto andando ad implementare alcuni nuovi aspetti che assumeranno notevole centralità in ambito NZEB.

Si tratta della Direttiva UE 2018/844, che è stata tradotta in italiano, ma non ancora recepita nel nostro Paese.

Questa direttiva revisiona la Dir 2010/31/UE sull'Efficienza Energetica degli Edifici, già a suo tempo sostituita dall'EPBD Recast (2012/27/UE).

Il focus di tale direttiva è relativo all'efficienza energetica degli edifici, pertanto va a collocarsi nell'ambito delle cosiddette EPBD (Energy Perfomance of Buildings Directive) e introduce alcune novità interessanti che meritano un approfondimento.

Le tematiche principalmente affrontate nella direttiva interessano tre temi fondamentali:

- IEQ (Indoor Environmental Quality)
- SRI (Smart Readiness Indicator)
- INZEB (Intelligent Nearly Zero Energy Building)

La Dir 2018/844/UE pone l'IEQ al centro della progettazione degli NZEB.

Infatti, la definizione di NZEB fino ad ora non faceva alcuno esplicito riferimento all'IEQ dell'ambiente progettato. Con questa direttiva invece il concetto di NZEB diventa intrinsecamente correlato alla progettazione di un ambiente che rispetti la definizione di "healthy indoor climate conditions".

La definizione di NZEB precedentemente descrive un NZEB come un edificio che ha una richiesta netta annua di energia molto bassa ($kWh_{primary}/m2$), ovvero ha un'Energy Perfomance molto elevata e questa bassa quantità di energia è soddisfatta in gran parte da fonti rinnovabili possibilmente provenienti da generatori on-site o nearby.

Con la Dir 2018/844/UE la definizione risulta integrata dalla costituzione di un ambiente che non solo risponda a dei requisiti di natura termoigrometrica classica, ma anche di tipo sanitario.

Questi tipi di requisiti si tramutano nella necessità di avere un ambiente in cui le seguenti grandezze sono controllate finemente.

- Temperatura
- Temperatura media radiante
- Umidità relativa
- Velocità dell'aria
- Benessere acustico
- Benessere luminoso

Il benessere acustico e quello luminoso sono prettamente inerenti al concetto di salubrità dell'ambiente abitativo e sono introdotti concettualmente nell'ambito degli edifici NZEB da questa normativa.

Inoltre, la normativa invita, i Paesi Membri a adottare, su base volontaria, l'indicatore SRI.

Per descrivere cosa sia lo SRI mi rifaccio direttamente a quanto affermato dal sito ufficiale della UE.

"a 'Smart Readiness Indicator' (SRI) would give recognition for smarter building technologies and functionalities which enhance the energy efficiency and other pertinent performance characteristics of the building stock. It could be an incentive for the integration of cutting-edge ICT-based solutions for energy efficiency into buildings, which can assist in creating more healthy and comfortable buildings with a lower energy use and carbon impact and facilitate the integration of renewable energy systems". [S2]

Perciò si tratterebbe, in sintesi, di andare a istituire un indicatore che quantifichi la presenza in un edificio di sistemi intelligenti di gestione degli utilizzi energetici e dell'ambiente interno, anche relativamente a quanto detto prima sull'IEQ.

A livello più applicativo un edificio con un indice SRI molto alto dovrebbe essere in grado di:

- Mantenere le condizioni già descritte di IEQ indipendentemente dalla richiesta dell'utenza e dal clima esterno;
- Mantenere un'adeguata efficienza energetica di sistema indipendentemente dalla richiesta dell'utenza e dal clima esterno;
- Andare ad interfacciarsi con le "smart grid" sia come utilizzatore che produttore intelligente.

  [7]

In conclusione, la normativa introduce concetto di INZEB, ovvero degli Intelligent Nearly Zero Energy Building, che sono edifici NZEB che presentano un alto indice SRI e che garantiscono al tempo stesso degli alti standard di IEQ.

1.2 Principali problematiche dell'impiantistica a pompa di calore

Quanto descritto fino ad ora è una visione d'insieme delle motivazioni per cui le PdC sono una soluzione impiantistica di grande interesse attuale e destinate ad essere le principali protagoniste del panorama impiantistico futuro.

Ciò che va aggiunto però è che questa tecnologia ad oggi presenta diverse problematiche che si sono rivelate in ambito applicativo, generando una prestazione inferiore alle aspettative in molti casi e che hanno fatto sì che essa non si sia ancora definitivamente affermata nell'ambito residenziale.

-Problemi di regolazione

Per problemi di regolazione si intende il fatto che queste macchine vengono spesso accoppiate a sistemi di regolazione piuttosto complessi e che pertanto possono essere, se non gestite accuratamente, funzionanti in modo non ottimale.

Infatti, le PdC sono spesso accoppiate a degli accumuli inerziali, perché si tratta di una macchina che ha bisogno di lavorare in modo molto continuo, infatti si utilizza un puffer per disaccoppiare la richiesta termica molto variabile dalla produzione che invece deve essere, come detto, il più continua possibile.

In questo modo si evitano sollecitazioni eccessive alla macchina allungandone la vita utile e garantendo COP superiori.

In questo panorama però si vanno ad inserire le richieste di ACS e acqua tecnica per il riscaldamento o raffrescamento, perciò il sistema di regolazione si complica notevolmente, anche considerato il fatto che possano andare ad inserirsi dei collettori solari che si interfacciano con la PdC e che le logiche di precedenza di intervento sono spesso gestite in parallelo con un'altra PdC oppure con una caldaia a condensazione.

Questi sistemi particolarmente complessi di regolazione fanno intuire come facilmente un leggero malfunzionamento potrebbe portare la PdC ad avere continui arresti o a lavorare fuori carico, in condizioni comunque differenti da quanto previsto in sede di progetto.

Un altro punto spinoso di questi sistemi è senz'altro la gestione della precedenza tra produzione di ACS e acqua per condizionamento degli ambienti, solitamente operato tramite trasduttori di temperatura sui diversi accumuli o rami dell'impianto. Un esempio di come la parzializzazione della PdC vada ad influire sulla sua efficienza, che sarà poi approfondito nella nostra trattazione, è quello relativo al circolatore interno alla PdC. Infatti, a bordo macchina, nella PdC è presente un circolatore che serve i circuiti percorsi da fluido refrigerante e che ha una certa richiesta di energia elettrica per garantire il proprio servizio. A pieno carico la richiesta del circolatore è quasi trascurabile, possiamo stimarla intorno al 3% circa, mentre a carico parziale, più ci allontaniamo dalle condizioni nominali e più il peso percentuale del

circolatore sarà elevato, producendo un forte abbassamento dell'efficienza della pompa di calore. Questo era solo un esempio delle varie problematiche che interessano la spesso complessa regolazione delle PdC e che fa sì che esse una volta installate non presentino l'efficienza attesa, a fronte di una non ottimale regolazione dell'impianto.

-Problemi di installazione e manutenzione

Spesso le aziende o i singoli artigiani che si occupano di installare e manutenere gli impianti a pompa di calore non sono attrezzati a trattare una tecnologia così relativamente giovane. Questo comporta che a fronte di un certo assetto previsto in sede progettuale, nel caso in cui si verifichino dei malfunzionamenti, gli accorgimenti operati sull'impianto vadano a inficiare sulla prestazione della pompa di calore stessa.

In letteratura sono presenti numerosi esempi di casi in cui una manutenzione da parte di aziende che non avevano abbastanza dimestichezza con la tecnologia hanno portato a delle soluzioni impiantistiche con bassissimo COP della PdC. Ad esempio, si può citare il caso della scuola statale di Agordo (BL), su cui numerosi autori tecnici si sono pronunciati e hanno studiato l'impianto perché emblematico per questo tipo di situazioni. La scuola è stata realizzata nel 2009 ed è caratterizzata da un involucro particolarmente performante ed un impianto HVAC con PdC ad assorbimento accoppiate al terreno ed altre sorgenti termiche. In questo complesso scolastico erano presenti sia PdC che caldaie a condensazione di integrazione e back-up, ovviamente però le PdC avevano a livello progettuale la precedenza sulle caldaie, garantendo un'efficienza nettamente più elevata.

I problemi sono sorti quando alcuni moduli dell'impianto solare termico sono andati fuori uso ed il complesso sistema di regolazione della PdC ha prodotto degli apparenti malfunzionamenti della stessa. Questo avvenimento ha fatto sì che le aziende che si occupavano della manutenzione abbiamo dato prevalenza alle caldaie a condensazione, non riuscendo a risalire ai motivi del malfunzionamento data la sua complessità e data la notevolmente maggiore confidenza con la tradizionale soluzione a caldaia a condensazione. Pertanto, l'impianto ha funzionato per più di un anno con efficienze nettamente inferiori a quelle previste in sede di progettazione. Tutto questo è stato osservato solo grazie ad un raffinato ed oculato sistema di misurazione e monitoraggio, previsto ad hoc data la complessità dell'impianto. [8]

Figura 6: Polo scolastico di Agordo (BL) [S3]

1.3 Scopi e finalità tesi

Ora che è stato delineato il contesto in cui il lavoro di tesi si va ad inserire, in questo paragrafo andrò a descrivere gli scopi e le finalità della stessa.

Si è deciso di partire da un caso studio reale ed emblematico di cui la configurazione impiantistica e i monitoraggi in tempo reale fossero noti per estrapolare dei concetti e delle analisi validi in maniera più generale per una progettazione e realizzazione valida degli impianti a PdC nel residenziale.

L'impianto scelto è un grande sistema di riscaldamento-refrigerazione e produzione di ACS a PdC che sfrutta la falda acquifera come sorgente esterna sito a Figino in Lombardia.

Si è scelto il sito in questione perché rappresenta un grande complesso residenziale e come detto la nostra analisi vuole concentrarsi sulle applicazioni a PdC in questo settore e perché grazie ad una continua e attenta azione di monitoraggio i dati di consumo e variabili termodinamiche del sito sono in gran parte note.

Inoltre, si è scelto il complesso residenziale di Figino perché la soluzione impiantistica è particolarmente complessa e perché le efficienze delle PdC una volta che l'impianto è stato avviato sono risultate nettamente al di sotto delle aspettative in sede progettuale. Queste problematiche riscontrate rendono l'impianto un ottimo soggetto per la nostra analisi che vuole confrontarsi con le problematiche di questo tipo di applicazioni.

Pertanto, nei paragrafi successivi, dopo una breve introduzione alla tecnologia a PdC e le varie tipologie diffuse in ambito impiantistico, si andrà a descrivere l'impianto e a cercare di trarre alcuni accorgimenti progettuali. In ultimo si vuole creare un modello che sia in grado di simulare il funzionamento dell'impianto e che sia propedeutico a trarre delle indicazioni per una buona progettazione degli impianti di questo tipo.

In altre parole, si vuole partire da un impianto complesso e con criticità notevoli, tipicamente presenti per questa tecnologia nella realtà realizzative degli impianti, per estrarre un modello valido capace di garantire una buona progettazione e di ridurre l'incorrere di problematiche tipiche in sede di realizzazione.

2. Descrizione tecnologia pompa di calore, varie tipologie e concetto di efficienza

2.1 Principio di funzionamento pompa di calore

In questo paragrafo si procederà con la descrizione delle principali tecnologie a pompa di calore, trattando le diverse tipologie presenti.

Una pompa di calore o macchina frigorifera, la definizione cambia a seconda di quale transizione di calore si consideri come effetto utile, è una macchina che opera un ciclo termodinamico inverso.

Questo può avvenire con due principali soluzioni tecnologiche, ovvero tramite compressione di vapore o la soluzione ad assorbimento, ciò che queste hanno in comune e che distingue i cicli termodinamici inversi da quelli classici, è di trasferire calore in modo forzato (non spontaneo) da una sorgente a temperatura inferiore rispetto al pozzo ricevente, sfruttando una fornitura di energia dall'esterno.

Per cui lo scambio di calore avviene in senso opposto a quanto sarebbe spontaneo e quindi come enuncia il secondo principio della termodinamica, esso necessita di un driver energetico esterno.

La macchina trasferisce calore da una sorgente ad una certa temperatura verso un pozzo a temperatura più elevata e per farlo utilizza la somministrazione energetica di un driver esterno, sopperendo al fatto che questo senso di trasmissione del calore non è spontaneo.

Questo driver energetico esterno sarà di natura elettrica per le macchine a compressione di vapore e di natura termica per quelle ad assorbimento.

Come detto la definizione di PdC e macchina frigorifera dipende dal tipo di utilizzo della macchina, ovviamente in assetto da riscaldamento degli ambienti sarà una PdC e in assetto di raffrescamento verrà intesa come una macchina frigorifera.

2.1.1 Macchine a compressione di vapore

Nei cicli inversi si impiegano come fluidi termodinamici sostanze chimiche particolari detti refrigeranti o fluidi frigorigeni, quali NH3, CH3Cl, SO2, e vari idrocarburi alogenati detti genericamente freon (R11, R12, R22, R114, R134a, etc.). Queste hanno in comune la proprietà di evaporare a temperature basse (liquidi bassobollenti, che evaporano a temperature di qualche decina di gradi sotto lo zero) a pressioni circa pari a quella atmosferica e di condensare a temperature dell'ordine di 50 -100 °C in corrispondenza di pressioni non troppo elevate.

Alcuni dei gas utilizzati nelle macchine a compressione sono caduti in disuso negli anni perché particolarmente inquinanti e quindi difficili da smaltire.

Nella figura sotto riportata si può osservare lo schema impiantistico semplificato di una macchina a compressione.

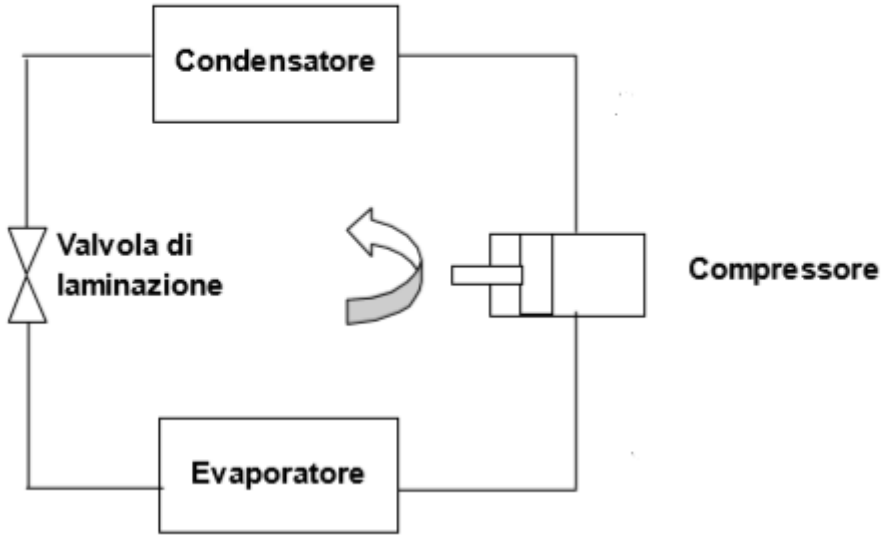


Figura 7: schematizzazione principio di funzionamento PdC [9]

Nello schema soprastante non sono rappresentati la sorgente ed il pozzo termico che si interfacciano con evaporatore e condensatore.

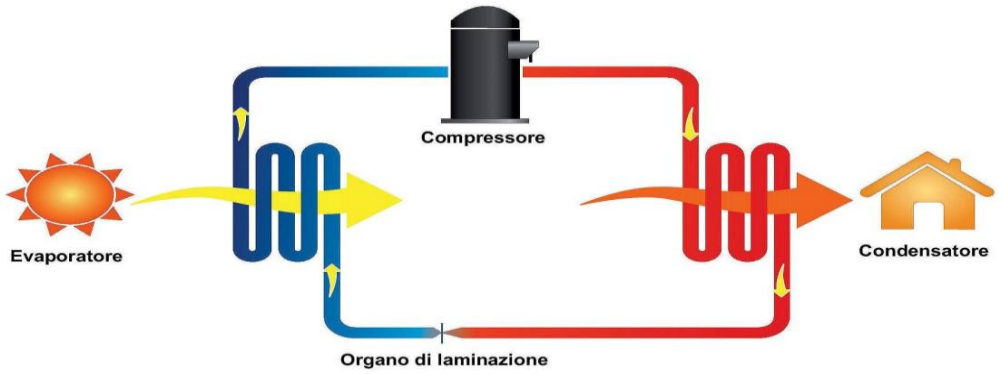
Per descrivere il ciclo inverso si può partire dall'entrata all'evaporatore, in cui un liquido bassobollente è messo a contatto con una sorgente esterna che ne causa l'evaporazione, per cui avviene il passaggio di fase da liquido a vapore (trasformazione a temperatura costante). Il vapore di gas refrigerante è poi compresso attraverso l'uso di un compressore ad alte temperature e pressioni, nello schema sottostante è riportata una trasformazione ideale,

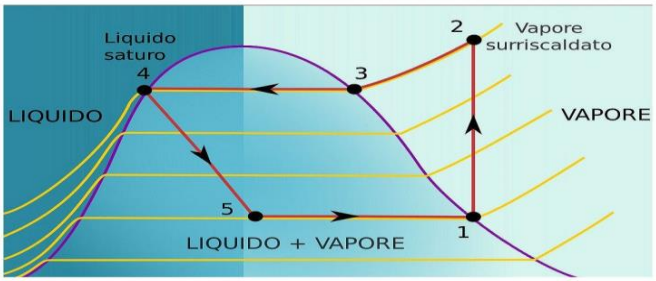
isentropica, in realtà gli attriti nel compressore fanno sì che lo stato finale di compressione abbia un'entropia maggiore di quello iniziale.

Successivamente il vapore ad alta pressione e temperatura entra nel condensatore, ovvero uno scambiatore (di tipologia dipendente dal tipo di pozzo termico con cui andrà ad interfacciarsi) in cui scambia calore fino a condensarsi a liquido. Anche qui si osservi la transizione di fase a temperatura costante del fluido termovettore.

In ultimo il liquido è forzato a passare in una valvola di laminazione (processo idealmente isoentalpico) in modo tale da ridurne la pressione fino a valori consoni con il processo di evaporazione immediatamente successivo.

In questi cicli si preferisce una valvola di laminazione ad un espansore in quanto il contenuto entalpico elaborabile dall'espansione sarebbe troppo contenuto da giustificare tale soluzione impiantistica.





Ciclo termodinamico nel piano Temperatura - Entropia

1- 2 : Compressione del vapore
2 - 3: Raffreddamento del vapore surriscaldato nel condensatore
3 -4 : Condensazione del vapore
4 - 5: Raffreddamento del liquido
5 -1 : La miscela liquido + gas è completamente vaporizzata nell'evaporatore

Figura 8: schema a blocchi e diagramma T-s funzionamento PdC [S4]

Ora segue una breve descrizione delle trasformazioni termodinamiche che avvengono durante il ciclo inverso.

Si faccia riferimento al ciclo termodinamico presente nella figura sopra riportata. il piano è quello temperatura-entropia. La curva a campana è la curva di Andrews che riporta le temperature e le entropie a cui avviene il passaggio di fase da liquido a vapore del fluido frigorigeno in questione.

La prima trasformazione (1→2) è la compressione, qui considerata isentropica perché trascurati gli attriti nel compressore, che porta il vapore in uscita dall'evaporatore dalle condizioni di vapore saturo fino a quelle di vapore surriscaldato.

La seconda trasformazione (2→3) è una iniziale raffreddamento nel condensatore detto desurriscaldamento fino a condizione di vapore nuovamente saturo.

La terza trasformazione (3→4) è la condensazione che avviene nel condensatore, ovvero una trasformazione a temperatura costante in cui il calore sottratto dal fluido è usato per operare la transizione di fase da vapore a liquido.

La quarta trasformazione (4→5) è una riduzione della pressione del fluido fino a valori consoni con il processo di evaporazione tramite il passaggio in una valvola di laminazione, tale trasformazione è supposta come isoentalpica, durante questa trasformazione il fluido passa dall'essere un liquido saturo ad essere una miscela sotto la campana di Andrews con un suo titolo non unitario e nemmeno nullo.

L'ultima trasformazione è l'evaporazione che avviene nell'evaporatore, ovvero uno scambiatore di calore in cui il fluido a temperatura costante, sfrutta il calore ad esso ceduto per operare la transizione di fase fino a vapore saturo.

In realtà all'uscita dall'evaporatore si cerca di ottenere un vapore non più saturo ma leggermente surriscaldato in modo da esser sicuri di non introdurre delle gocce di liquido del compressore, che causerebbero gravi danneggiamenti meccanici allo stesso.

L'input energetico esterno, necessario ricordando il secondo principio della termodinamica per ottenere un trasferimento non spontaneo di calore, avviene sotto forma di energia elettrica che alimenta il motore elettrico che a sua volta trascina il compressore della PdC.

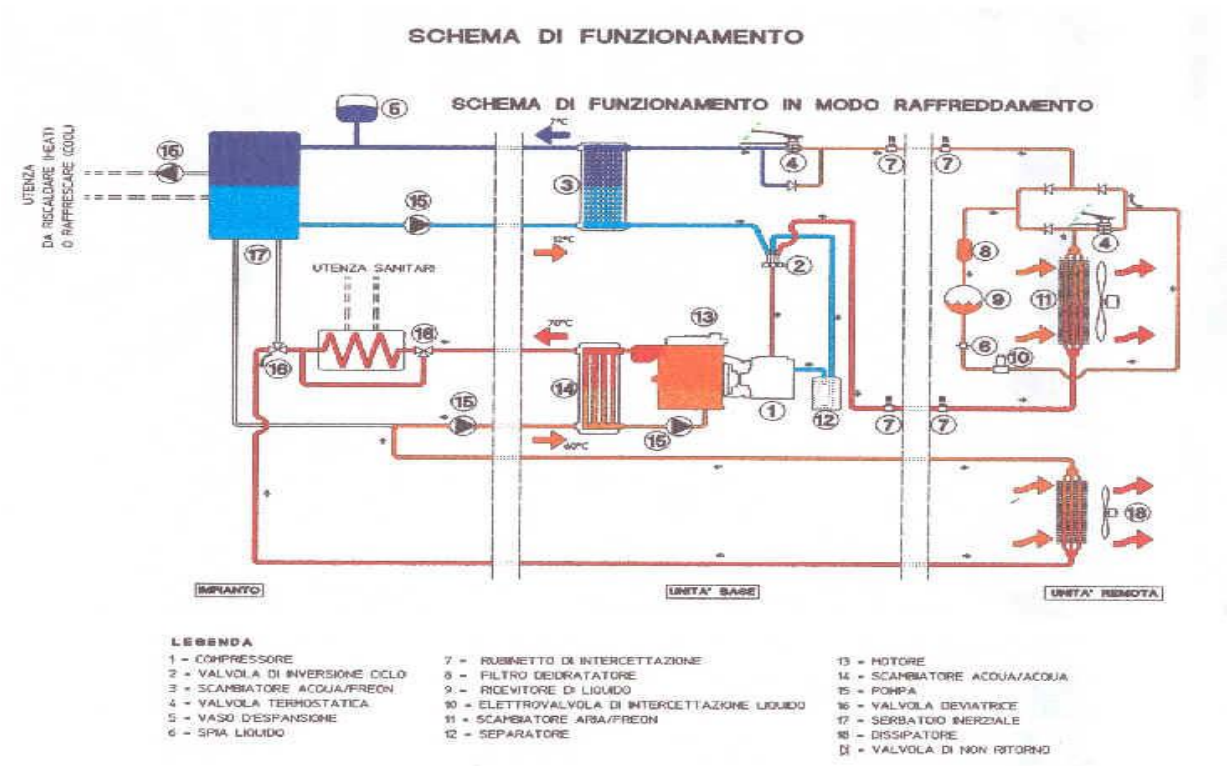


Figura 9: Schema di funzionamento realistico macchina a compressione di vapore in modalità di raffrescamento [10]

Lo schema sopra riportato è più verosimilmente complicato, infatti sono riportate le varie valvole di intercettazione e circuiti di by-pass, in particolare si noti la presenza delle valvole di inversione del ciclo, ovvero le valvole che permettono di scambiare virtualmente i ruoli di evaporatore e condensatore dei due scambiatori con sorgenti esterne, permettendo il funzionamento come PdC o macchina frigorifera.

Inoltre, in questo caso si può osservare come le sorgenti esterne siano il circuito ad acqua del sistema di distribuzione che va alle utenze e l'aria esterna.

2.1.2 Macchine ad assorbimento

Le PdC ad assorbimento a differenza di quelle a compressione di vapore, non presentano un input energetico esterno sotto forma di energia elettrica, bensì energia termica.

Nella figura sottostante si potrà notare la differenza tra un ciclo a compressione di vapore e quello ad assorbimento dal punto di vista della fornitura esterna di lavoro (compressore macchina a compressione di vapore) o di calore (ciclo ad assorbimento).

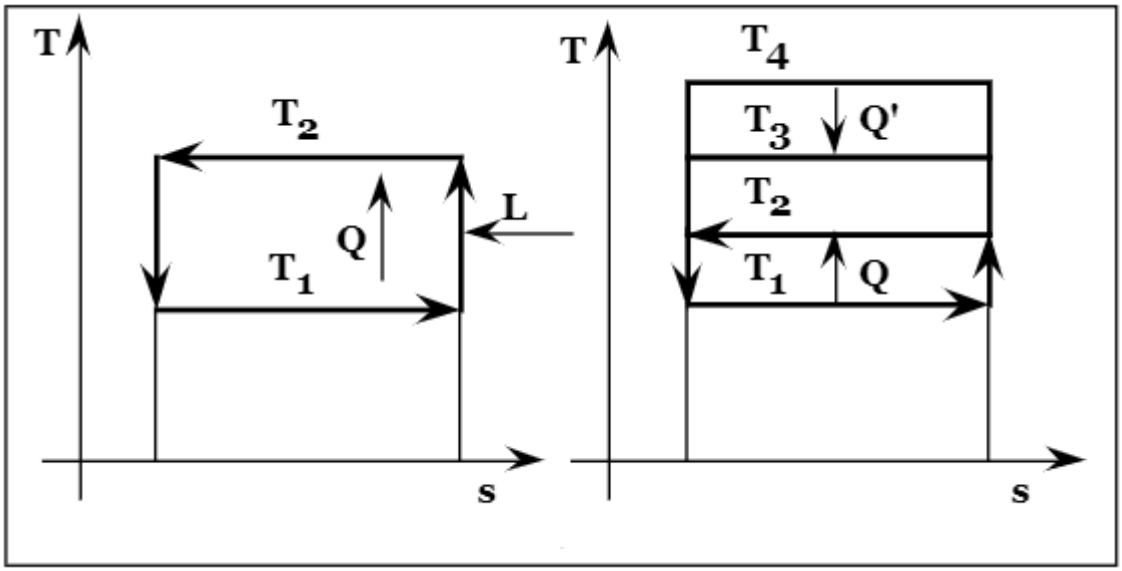


Figura 10: Confronto macchina a compressione di vapore e ad assorbimento sul piano T-s [9]

Nei cicli frigoriferi ad assorbimento l'effetto compensatore che permette di rispettare il secondo principio della termodinamica è invece, il passaggio di una certa quantità di calore Q' da una sorgente a temperatura T4 a un'altra a temperatura inferiore, (T4 > T3).
Ovvero, si cede del calore per far scaldare la miscela di fluidi operatori degli impianti frigoriferi ad assorbimento, cioè soluzioni binarie di fluido frigorifero a concentrazione variabile in un solvente, in modo tale da far evaporare il solo fluido frigorigeno separandolo dal solvente (processo endotermico).

Ora seguirà una breve descrizione del principio di funzionamento della macchina.

Nello schema di funzionamento sotto riportato si noterà come la portata di vapore di fluido frigorifero, (Gv), in uscita dall'evaporatore E venga annegata nella soluzione povera liquida Gp a bassa concentrazione di fluido frigorifero nell'assorbitore A, con liberazione della potenza termica Qa. Questo processo di miscelazione è infatti esotermico, ovvero avviene con rilascio di calore.

La soluzione ora arricchita di fluido frigorigeno o soluzione ricca Gr = Gp + Gv viene compressa fino alla pressione di condensazione.

Questo lavoro di compressione è però totalmente trascurabile se confrontato con quello impiegato nelle macchine a compressione di vapore.

Successivamente la soluzione ricca e compressa viene inviata nella sezione G di separazione del fluido frigorifero, in cui attraverso la somministrazione di calore dall'esterno si opera la separazione di fluido frigorifero e soluzione solvente. Questo processo è invece endotermico e produce vapore puro di fluido frigorifero Gv che si dirige al condensatore.

Il vapore di fluido frigorifero condensa nel condensatore C cedendo la potenza termica Qc. Il liquido saturo di fluido frigorifero viene poi laminato nella valvola V fino ad una pressione compatibile con il successivo processo di evaporazione. Come detto il fluido poi evapora nell'evaporatore, ricevendo la potenza termica Qe.

I processi di condensazione, laminazione ed evaporazione sono del tutto similari a quelli che avvengono in una macchina a compressione di vapore.

Lo scambiatore S permette il recupero di potenza termica fra la soluzione impoverita del fluido frigorifero liberato Gp che conclude il ciclo uscendo dal generatore per immettersi nell'assorbitore, dove deve essere raffreddata, e la soluzione ricca Gr, che lascia l'assorbitore per immettersi nel generatore ove deve essere riscaldata.

La sezione di impianto: assorbitore–gruppo di pompaggio–scambiatore–generatore, riceve vapore Gv di fluido frigorifero a bassa pressione e fornisce la stessa portata di vapore saturo di fluido frigorifero alla pressione di condensazione, (stato fisico), sostituendo, quindi, il compressore delle macchine a compressione di vapore, la cui potenza meccanica di compressione, (senza considerare il trascurabile contributo di compressione del liquido), è sostituita come input energetico esterno dalla potenza termica Qg spesa nel generatore G.

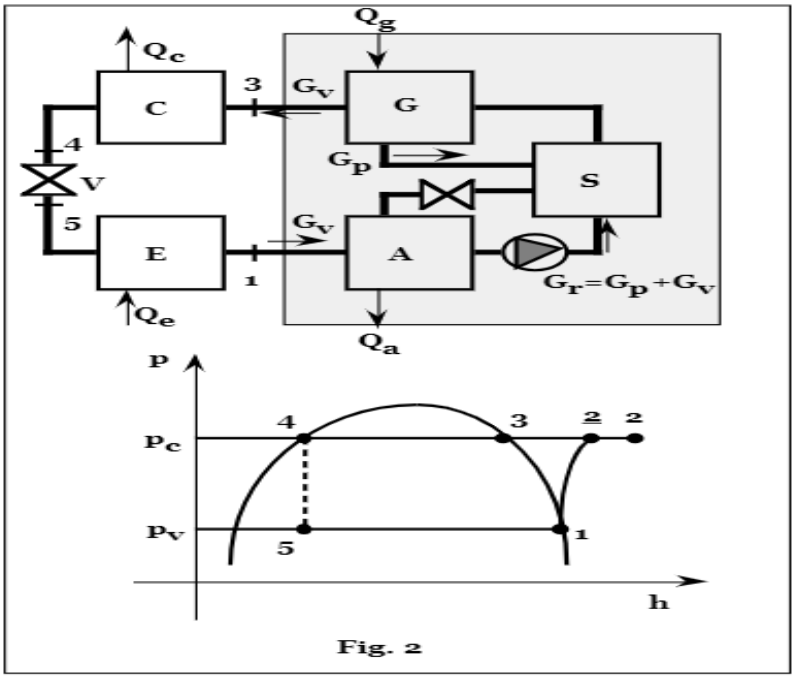


Figura 11: rappresentazione a blocchi e su diagramma p-h del ciclo ad assorbimento [9]

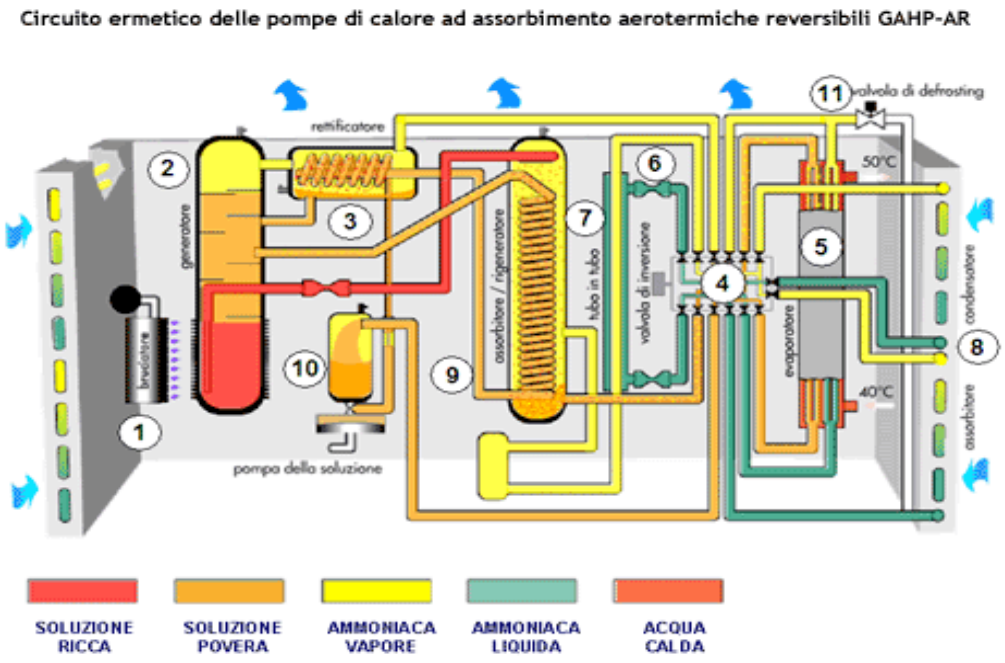


Figura 12: schema impiantistico dettagliato macchina ad assorbimento [S5]

2.2 Efficienza delle macchine a compressione di vapore e ad assorbimento

Per quanto riguarda le macchine a compressione di vapore l'efficienza deve essere definita nelle due diverse configurazioni di PdC e di macchina frigorifera.

Per poter descrivere al meglio i concetti ora esplicati riporto una ulteriore rappresentazione termodinamica delle trasformazioni in studio, questa volta sul piano pressione-entalpia.

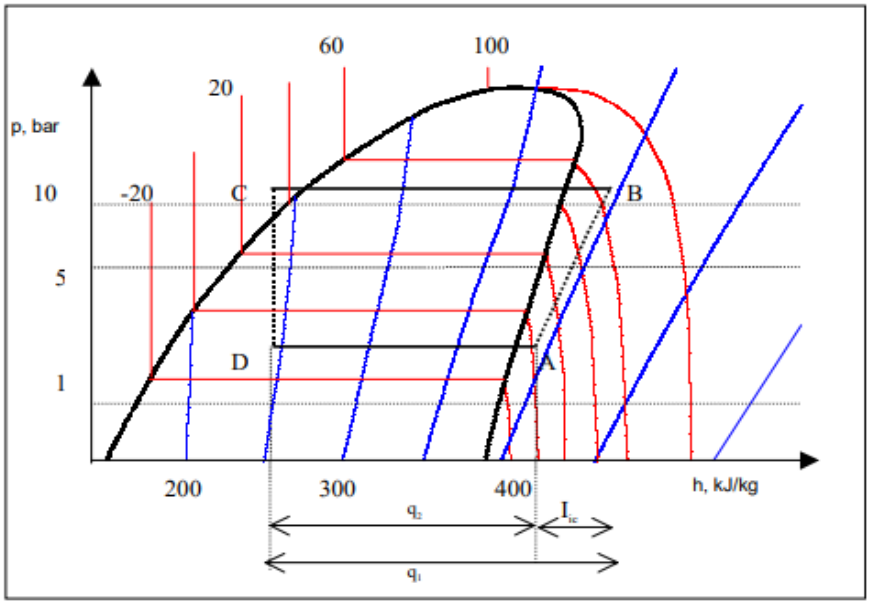


Figura 13: descrizione termodinamica del ciclo di funzionamento di macchina a compressione a vapore su piano p-h [9]

Si noti che in questo caso, come detto, siamo sul piano pressione-entalpia che permetta di osservare più facilmente i flussi entalpici che interessano a noi. Inoltre, si osservi come in questo siano presenti i già citati surriscaldamento antecedente all'ingresso del compressore e il desurriscaldamento a monte della valvola di laminazione (per sfruttare un maggiore calore di evaporazione).

Sul grafico possiamo andare a determinare le seguenti quantità termodinamiche:

$$|q_1| = h_B - h_C$$

$$q_2 = h_A - h_D$$

$$|\ell_{ic}| = h_B - h_A$$

Come detto l'efficienza della macchina avrà definizioni diverse a seconda della modalità di funzionamento, mantenendo però sempre il concetto che un'efficienza è il rapporto tra l'effetto utile ottenuto e la spesa richiesta per ottenerlo.

Per cui nel caso di funzionamento in PdC l'effetto utile è il calore scambiato dal condensatore q1 e la spesa ovviamente è l_{ic}, per cui:

$$COP = \frac{|q_1|}{|\ell_{ic}|} = \frac{h_B - h_C}{h_B - h_A} > 1$$

Invece nel caso di macchina frigorifera l'effetto utile è il calore sottratto all'evaporatore q_2 e la spesa è sempre l_{ic}, per cui:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{|\ell_{ic}|} = \frac{h_A - h_D}{h_B - h_A}$$

Per quanto riguarda le macchine ad assorbimento invece, ovviamente ciò che cambia è la spesa, che non sarà più il lavoro del compressore, bensì il calore fornito al generatore (bollitore) necessario a produrre l'evaporazione e conseguente separazione della soluzione povera e del fluido frigorifero.

In realtà si potrebbe andare anche qui a considerare il lavoro di pompaggio della miscela ricca al bollitore, ma questo quantitativo è particolarmente contenuto, infatti il lavoro di compressione è proporzionale a $L \propto \frac{\Delta p}{\rho}$, perciò essendo la densità del liquido molto più elevata di quella del vapore, il quantitativo di lavoro necessario risulterà nettamente più contenuto. Per cui il lavoro di pompaggio risulta trascurabile rispetto all'energia termica fornita al bollitore.

Pertanto, l'efficienza di una macchina ad assorbimento sarà:

$$COP = \frac{q_2}{|\ell_{ic}| + q_g} \approx \frac{q_2}{q_g}$$

Dove q_2 è il calore ceduto al condensatore, l_{ic} è il lavoro di compressione e q_g è il calore ceduto al generatore (bollitore).

2.3 Strategia di recupero calore nelle PdC e produzione di ACS

In questo paragrafo si è deciso di affrontare un tema relativo all'impiantistica delle PdC importante per il nostro caso studio, ovvero il recupero di calore.

Il concetto di recupero di calore si sviluppa a partire dal fatto che il fluido frigorifero in uscita dal compressore risulti spesso surriscaldato, per cui ci sarà un fenomeno di desurriscaldamento antecedente a quello di condensazione.

Questo calore di desurriscaldamento spesso è dissipato, ovvero non viene utilizzato, ma essendo calore ad alta temperatura (rispetto a quello di condensazione) ha un contenuto exergetico non indifferente, per cui sarebbe conveniente sfruttarlo.

Per chiarezza si riporta nuovamente il ciclo termodinamico inverso che descrive le operazioni di una PdC.

Si osservino le consecutive trasformazioni di desurriscaldamento e condensazione.

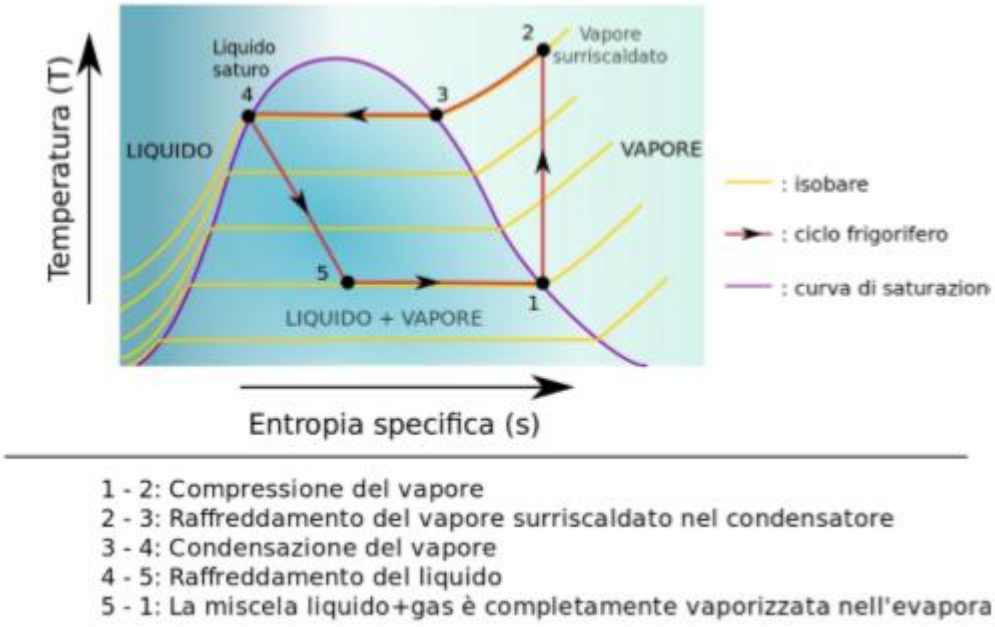


Figura 14: rappresentazione ciclo PdC su piano termodinamico T-s [S4]

Nel caso di pompe di calore a recupero, il calore di desurriscaldamento, in Fig. 4 il tratto indicato con 2-3, viene utilizzato per la produzione di ACS (macchine polivalenti), che generalmente avviene a temperature più alte, mentre il calore di condensazione, tratto 3-4 viene utilizzato per la produzione di acqua tecnica per il riscaldamento, essendo ad una temperatura più bassa.

Generalmente queste macchine presentano due scambiatori separati con circuiti frigoriferi distinti, in modo che attraverso una valvola sia possibile bypassare uno scambiatore o l'altro

in base alle esigenze di carico termico, ma nel caso in esame si tratta di un sistema più semplice, composto da un condensatore posto in serie al desurriscaldatore, in cui giunge il fluido frigorifero a temperature superiori ai 100 °C e pressione di circa 20 bar per poi essere raffreddato fino alla temperature di condensazione che per l'R410a sono di circa 60 °C per la produzione di acqua tecnica ad alta temperatura.

Al fine di rendere più chiaro il principio di recupero di calore dal desurriscaldare si riporta un semplice schema impiantistico esemplificativo.

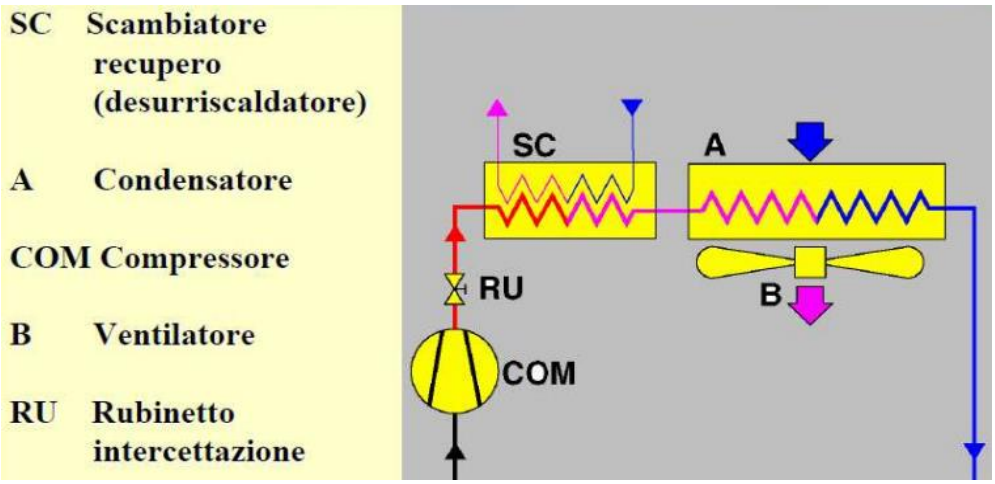


Figura 15: schema impiantistico a blocchi PdC con recuperatore/desurriscaldatore [10]

Come detto generalmente il desurriscaldatore ed il condensatore sono posti in parallelo e singolarmente bypassabili, in realtà il nostro caso rispecchia quello riportato in figura in cui desurriscaldatore e condensatore sono in serie ed intercettabili attraverso valvola dedicata solo in contemporanea.

Per quanto riguarda la regolazione una soluzione tipica per regolare la produzione di acqua tecnica per il riscaldamento e ACS è quella di avere due accumuli separati, uno per il riscaldamento/raffrescamento ed un altro per l'ACS.

Di seguito uno schema esemplificativo del sistema accumuli-valvole a tre vie-PdC.

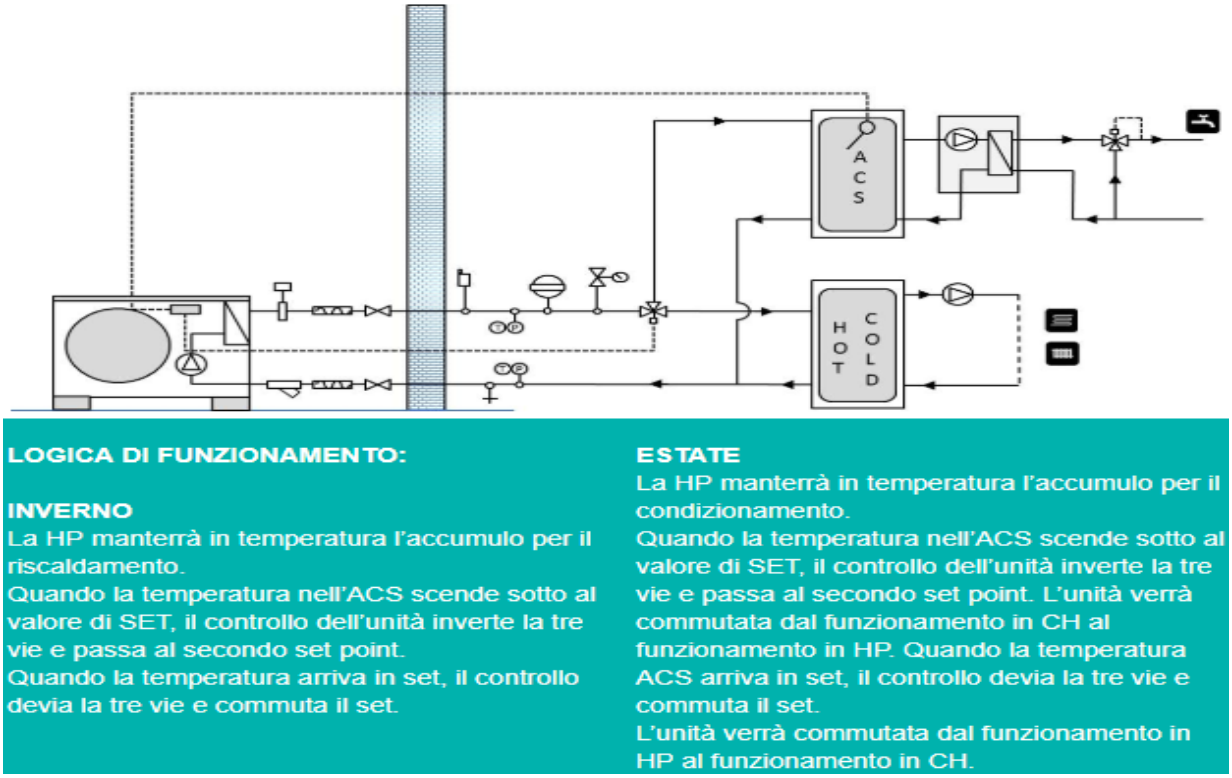


Figura 16: logica di controllo e funzionamento produzione ACS e acqua tecnica per riscaldamento/raffrescamento da PdC [S6]

Questa soluzione permette al sistema, attraverso una sonda di temperatura posta nell'accumulo di ACS, di controllare la temperatura all'interno del serbatoio di accumulo per l'acqua calda sanitaria e di gestire tramite una valvola a 3 vie la regolazione del sistema.

Nella logica di regolazione solitamente la priorità assoluta è sempre relativa alla produzione di ACS, infatti la richiesta di ACS è immediata e contenuta nel tempo, perciò ha bisogno di una risposta celere dell'impianto di produzione.

La pompa di calore opera normalmente sull'impianto per soddisfare le esigenze di comfort termico dell'edificio, ma quando la temperatura dell'ACS all'interno del serbatoio scende al di sotto di una certa soglia prestabilita, il controllo passa alla produzione di ACS.

Infatti, se l'unità sta operando come pompa di calore per il riscaldamento, sarà commutata la valvola a 3 vie e modificato il set point; se diversamente l'unità sta producendo acqua refrigerata per il condizionamento, il controllo commuta l'unità in modalità pompa di calore e le assegna il set point per il sanitario, che ovviamente risulta più alto di quello per il riscaldamento, e apre la valvola a 3 vie nella posizione opportuna.

Una volta che la temperatura all'interno del serbatoio dell'acqua sanitaria ha raggiunto il valore impostato, l'unità torna automaticamente alla produzione di acqua tecnica per l'impianto di riscaldamento e condizionamento.

In questo paragrafo si è però trascurata una possibilità che in letteratura tecnica è ampiamente trattata, ovvero la possibilità di abbinare una PdC ed una caldaia a condensazione e di operare un fine controllo per far si che lavorino sullo stesso impianto generando spesso un forte risparmio.

Questo tipo di applicazione si trova però soprattutto nei casi di retrofit energetico in cui è già presente una caldaia e si va ad affiancare con una PdC aria-aria.

In generale "la finalità è quella di trarre i maggiori vantaggi delle due o più tecnologie messe assieme, ovvero di ovviare ai maggiori inconvenienti di una tecnologia, utilizzando l'altra o le altre quando la prima sia in condizioni operative critiche". [11]

3. Pompe di calore: sorgenti, pozzi e principali tipologie

La classificazione delle pompe di calore non riguarda solo il tipo di macchina che produce il ciclo inverso, ma anche le sorgenti ed i pozzi con cui essa si interfaccia.

Infatti, indipendentemente dalla soluzione impiantistica che produce la trasmissione del calore si deve tener conto di quali sorgenti termiche sfruttare.

Gli impianti a pompa di calore sono solitamente indicati con questa denominazione:

Tipologia sorgente termica esterna - Tipologia sorgente termica interna

Alcuni esempi sono aria-aria o acqua tecnica-acqua di falda o ancora aria-acqua e così via.

Lato utenza o lato impianto di distribuzione, che dir si voglia, la PdC si interfaccia solitamente con i fluidi termovettori classici quali aria, acqua o in casi meno diffusi è direttamente il fluido frigorifero a scambiare tramite terminali con l'ambiente.

Le reti di distribuzione negli edifici sono infatti principalmente percorsi dal fluido termovettore aria o acqua tecnica.

Per quanto riguarda le principali sorgenti esterne di calore possiamo senz'altro citare l'aria esterna, il terreno a diversi livelli di profondità (PdC geotermica), l'acqua di falda o in alcuni casi particolari l'acqua tecnica di un altro impianto a temperatura consona.

Ora seguirà la descrizione di alcune tipologie di PdC classicamente individuabili nella pratica impiantistica.

3.1 Pompa di calore aria-aria (unità split / multi-split)

Le pompe di calore aria-aria presentano una o più unità interne in cui uno scambiatore scalda o raffredda l'aria ambiente ed una unità esterna che scambia con l'aria esterna usandola come sorgente a capacità termica infinita e temperatura variabile nell'anno.

Per cui il fluido frigorifero passerà nell'evaporatore nell'unità esterna e nel condensatore in quella interna o viceversa, a seconda del tipo di modalità di funzionamento della macchina, ovviamente le unità sono collegate da tubazioni percorse dal fluido frigorifero.

Con unità split si indica i casi in cui sono presenti una sola unità esterna ed una sola unità interna.

Invece per multi-split si intendono i casi in cui è presente una singola unità esterna collegata a più unità interne, soluzione molto usata nelle applicazioni per il terziario.

Figura 17: esempio installazione e funzionamento PdC aria-aria [10]

Inoltre, le pompe di calore aria-aria presentano delle interessanti applicazioni in ambito residenziale quando accoppiate con un sistema di recupero di calore riguardante la ventilazione degli ambienti, rispetto a questo argomento la letteratura è ricca di esempi e le potenzialità di risparmio sono concrete ed elevate. [12]

3.2 Pompe di calore aria-acqua

Queste PdC presentano come sorgente esterna l'aria ambiente e trasferiscono o prelevano calore dall'acqua tecnica dell'impianto di riscaldamento/raffrescamento dell'edificio.

Segue la rappresentazione schematica della composizione meccanica del dispositivo.

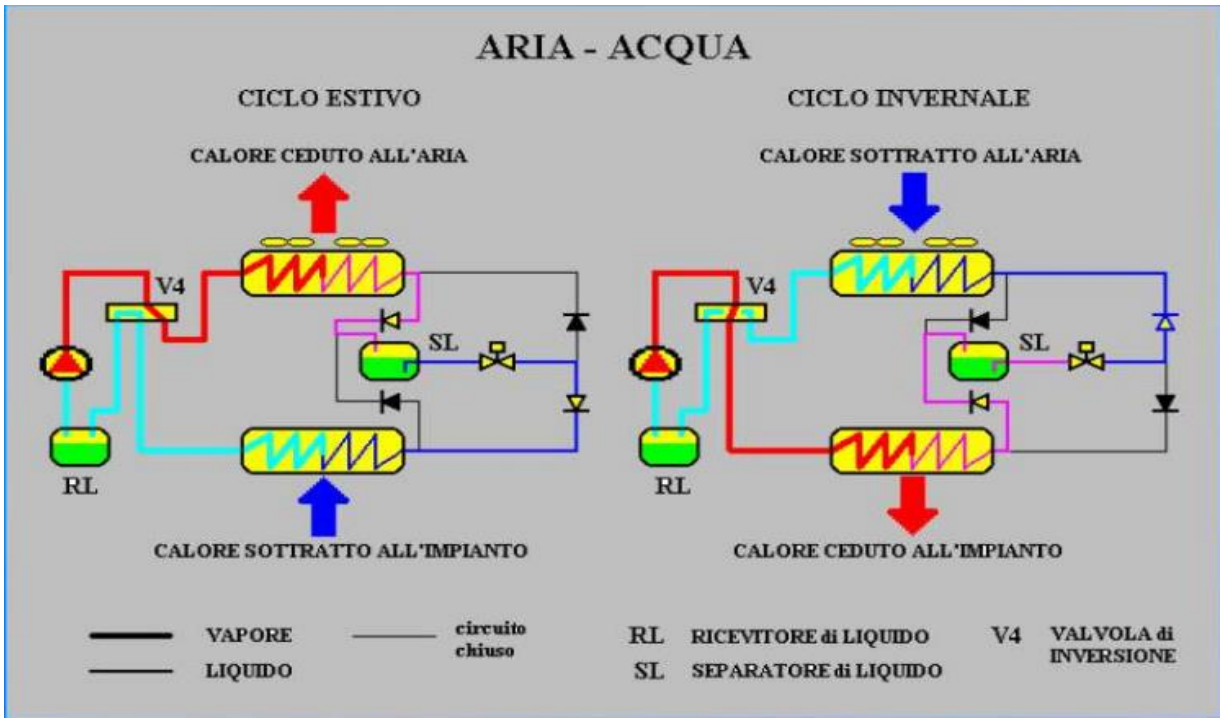


Figura 18: schema di impianto PdC aria-acqua con valvole di inversione in entrambe le modalità operative [10]

Si noti che in questo caso si tratta di una PdC invertibile, ovvero di una macchina che attraverso l'utilizzo di alcuni appositi espedienti tecnici riesce ad invertire i ruoli di condensatore ed evaporatore, riuscendo a funzionare sia come PdC che come macchina frigorifera.

Inoltre, si può notare come nei due diversi assetti di funzionamento la macchina ceda calore all'impianto in inverno (condensatore) e sottragga calore all'acqua tecnica in estate (evaporatore).

La stessa inversione da sorgente a pozzo termico sarà operata per l'aria esterna nell'inversione stagionale del dispositivo.

Queste osservazioni sono valide in generale per tutti i tipi di pompe di calore.

Ora si passerà a descrivere una tipica realizzazione di una macchina frigo del tipo aria acqua.

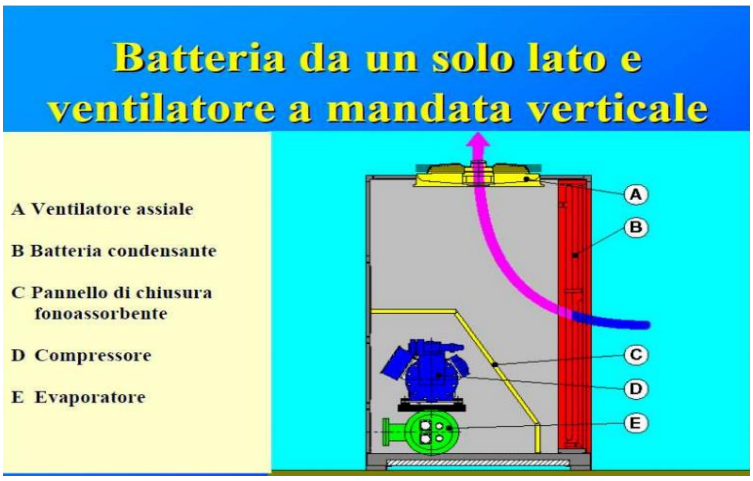


Figura 19: schematizzazione componenti PdC aria-acqua [10]

In figura si possono individuare gli elementi precedentemente descritti su uno schema semplificato.

La batteria condensante è lo scambiatore dove il fluido frigorifero condensa cedendo calore all'aria esterna, che è portata a investire la batteria di scambio grazie all'azione di un ventilatore assiale. Nell'immagine è inoltre presente il compressore che comprime il fluido evaporatore nell'evaporatore fino a pressioni e temperature consone con il fenomeno di condensazione, successivamente operato. In ultimo nella parte inferiore della struttura si trova l'evaporatore che in questo caso sottrae calore all'acqua tecnica dell'impianto. Si noterà che lo scambio termico avviene in uno scambiatore a fascio tubiero.

Questa tipologia di dispositivo è quella più semplificata dal punto di vista impiantistico, sotto sono riportati due esempi di macchine frigorifere aria-acqua in cui si vanno ad interessare potenze scambiate più consistenti e ovviamente la tecnologia si complica leggermente. Il principio di funzionamento è fondamentalmente però il medesimo descritto sopra per il caso semplificato.

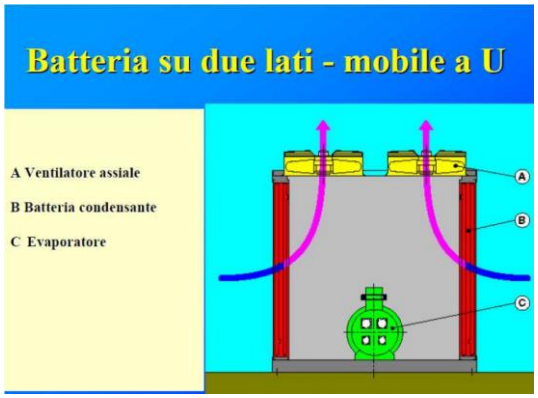


Figura 20: schematizzazione componenti PdC aria-acqua con doppia batteria [10]

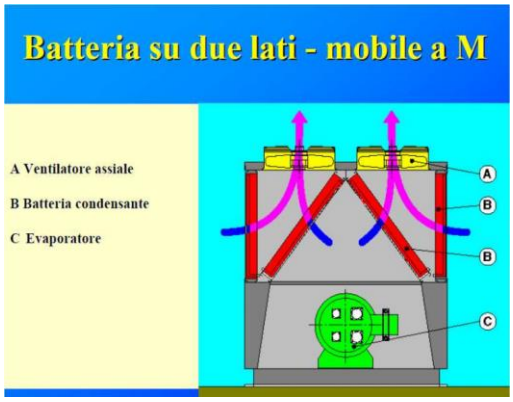


Figura 26: schematizzazione componenti PdC aria-acqua con batteria a M

Questa tipologia di macchine a compressione di vapore presenta la stessa problematica delle PdC aria-aria di avere prestazioni fortemente dipendenti dalla temperatura della sorgente

esterna. Infatti, l’aria esterna a differenza del terreno e dell’acqua di falda ha una temperatura molto variabile, la letteratura tecnica è ricca di studi che indagano la dipendenza delle prestazioni della macchina dalla temperatura dell’aria esterna. [13]

3.3 Pompe di calore geotermiche

Questo tipo di PdC sfrutta il terreno come pozzo o sorgente ed è solitamente accoppiato con una distribuzione ad acqua, lato impianto.

Del terreno si sfrutta il fatto che la temperatura appena pochi metri sotto il livello calpestabile sia molto meno suscettibile alle variazioni a cui è invece soggetta l'aria esterna. Inoltre, si sfrutta anche il fatto che più si scende in profondità nel terreno e più la temperatura sale, infatti ci si avvicina sempre più al punto di generazione di calore interno alla Terra.

Per cui confrontandole con altre tipologie di PdC quelle geotermiche presentano due caratteristiche particolarmente desiderabili, ovvero assetto operativo stabile e di conseguenza longevità più pronunciata. [14]

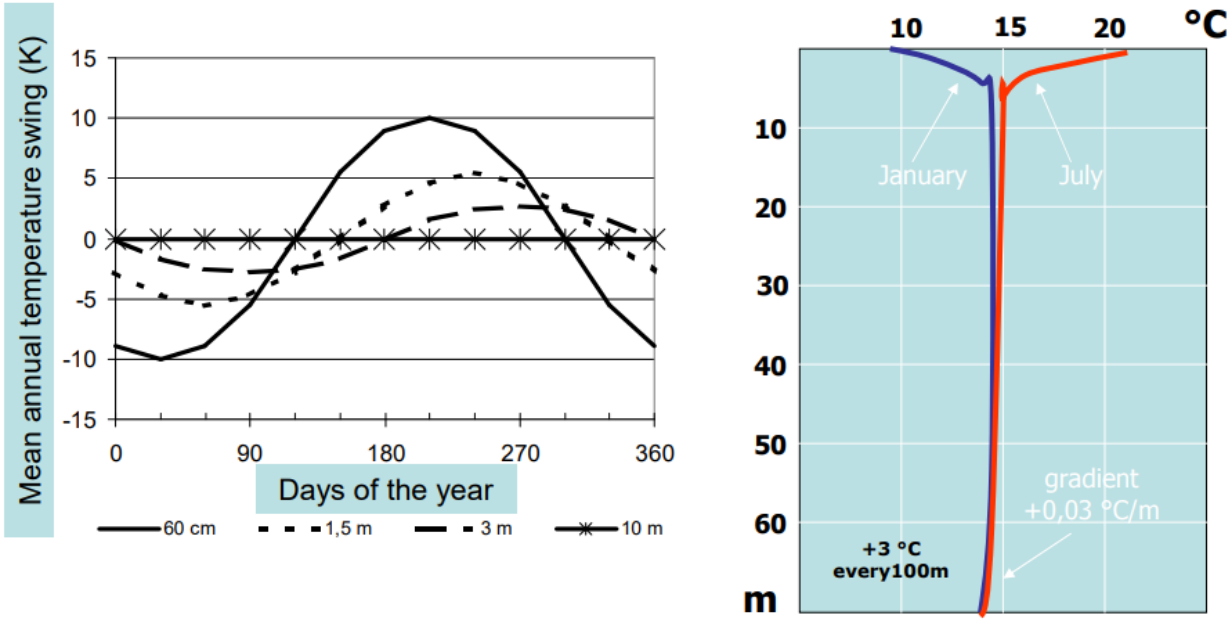


Figura 21: andamento gradiente di temperatura nel terreno durante l'anno e in funzione della profondità (sx) e andamento della temperatura del terreno con la profondità (dx) [10]

Nella figura di sinistra si noterà come l'escursione termica, come detto, si attenui con l'aumentare della profondità, fino ad arrivare ad avere una temperatura pressoché costante una volta superati i 10 m di profondità.

Per cui il terreno risente dell'escursione termica climatica solamente negli strati immediatamente superficiali.

Nella figura di destra invece è riportato l'andamento del gradiente termico con la profondità.

Dopo qualche decina di metri di profondità la temperatura tenda a salire, in modo pressoché costante di 3 °C ogni 100 m, si veda la figura di destra.

Per scambiare calore con il terreno si utilizzano degli scambiatori di calore costituiti da un tubo con forme svariate (vedi figura sottostante), in cui scorre un fluido termovettore che scambia con il terreno. Solitamente le tubazioni sono percorse da acqua che tramite uno scambiatore intermedio si interfaccia con il fluido frigorifero della PdC.

Figura 22: esempi di tipologie di realizzazione delle tubazioni di scambio con il terreno in impianto geotermico [10]

Si andrà ora ad argomentare la convenienza di poter scambiare con una sorgente termica come il terreno.

Nelle righe successive si farà riferimento a delle temperature medie di confronto per dare delle stime di convenienza, per cui si consideri il fatto che per l'Europa Meridionale le temperature del terreno alle profondità interessate dagli impianti a PdC geotermica si aggirano tra i 14 °C e 18 °C.

In estate la PdC cede calore al terreno, ovvero il condensatore si interfaccia con questo ed essendo il terreno stesso a temperature di circa 14°C, la pressione di evaporazione potrà essere bassa, producendo un miglioramento dell'EER. Infatti, una bassa pressione di condensazione, a parità di pressione di evaporazione, significa impiegare un basso lavoro di compressione e quindi un'EER migliore.

Per chiarezza riporto nuovamente la formula dell'EER.

$$\varepsilon = \frac{q_2}{|\ell_{ic}|} = \frac{h_A - h_D}{h_B - h_A}$$

Al fine di operare un confronto si pensi ad un condensatore che si interfaccia con l'aria esterna che in periodo estivo per esempio potrebbe essere tra i 26°C e i 32°C, la pressione di evaporazione e conseguentemente la temperatura di evaporazione dovrebbero essere più elevate.

Di seguito un semplice schema riassuntivo di quanto detto sull'assetto operativo estivo.

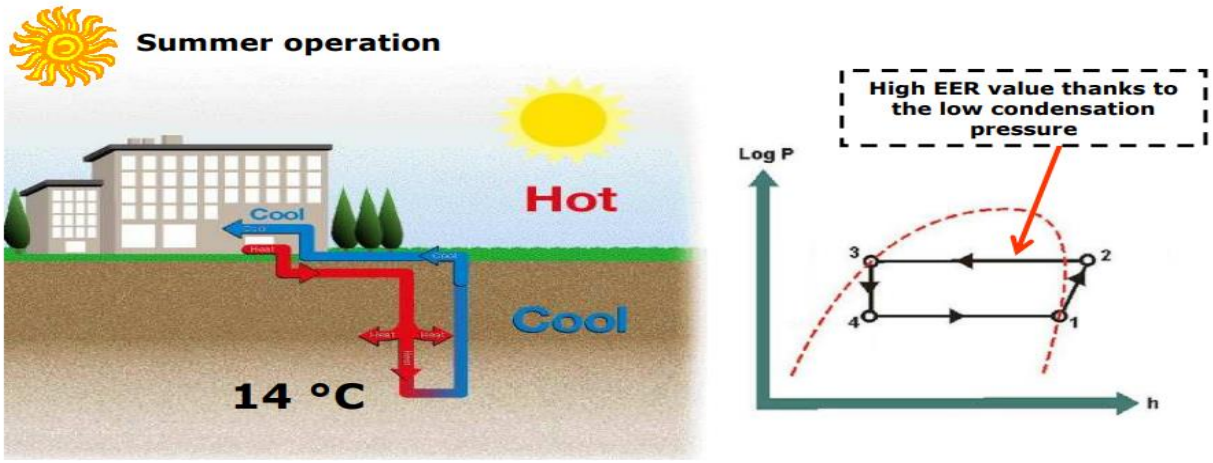


Figura 23: descrizione funzionamento macchina frigorifera geotermica in estate con diagramma termodinamico p-h [10]

In assetto invernale, si può sfruttare la temperatura del terreno per ottenere una pressione e corrispondente temperatura di evaporazione piuttosto elevata, quindi ancora una volta, necessitare di un lavoro di compressione più contenuto. Questo effetto produce ovviamente un miglioramento del COP.

Si riporta per chiarezza definizione COP.

$$COP = \frac{|q_1|}{|\ell_{ic}|} = \frac{h_B - h_C}{h_B - h_A} > 1$$

Inoltre, si riporta schema semplificato del funzionamento invernale e della relativa convenienza di usare PdC geotermica.

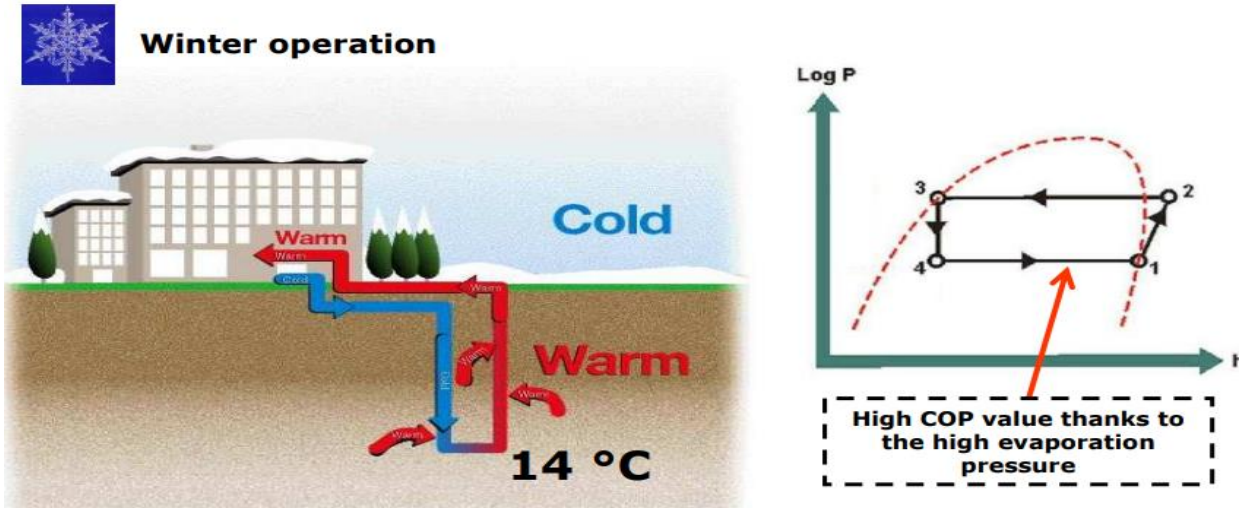


Figura 24: descrizione funzionamento PdC geotermica in inverno con diagramma termodinamico p-h [10]

3.4 Pompe di calore ad acqua di falda

Questo tipo di pompe di calore sfrutta come sorgente esterna la falda acquifera, con cui si interfaccia solitamente tramite uno scambiatore di calore che può fungere, come visto con le precedenti tipologie sia da evaporatore, che da condensatore.

Di seguito un'esemplificazione grafica dell'impianto che collega PdC e falda acquifera.

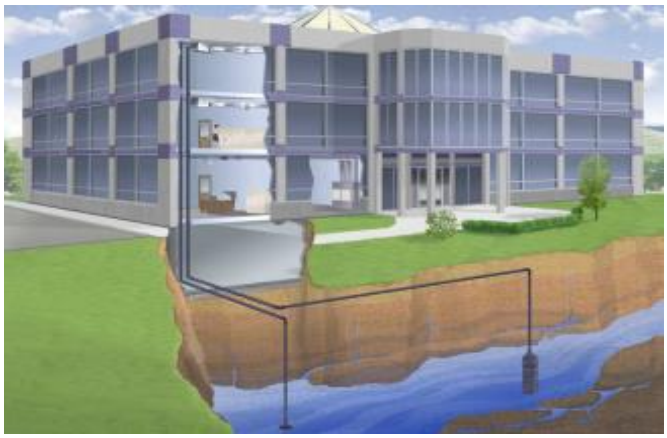


Figura 25: descrizione grafica semplificata di installazione PdC ad acqua di falda come sorgente esterna [10]

I vantaggi di utilizzare l'acqua di falda come sorgente termica, come nel caso del terreno, sono legati al fatto che questa si trovi ad una temperatura piuttosto costante durante tutto l'anno e permetta di abbassare, a seconda della stagione, la pressione di condensazione o di alzare quella di evaporazione, garantendo un buon COP o un buon EER.

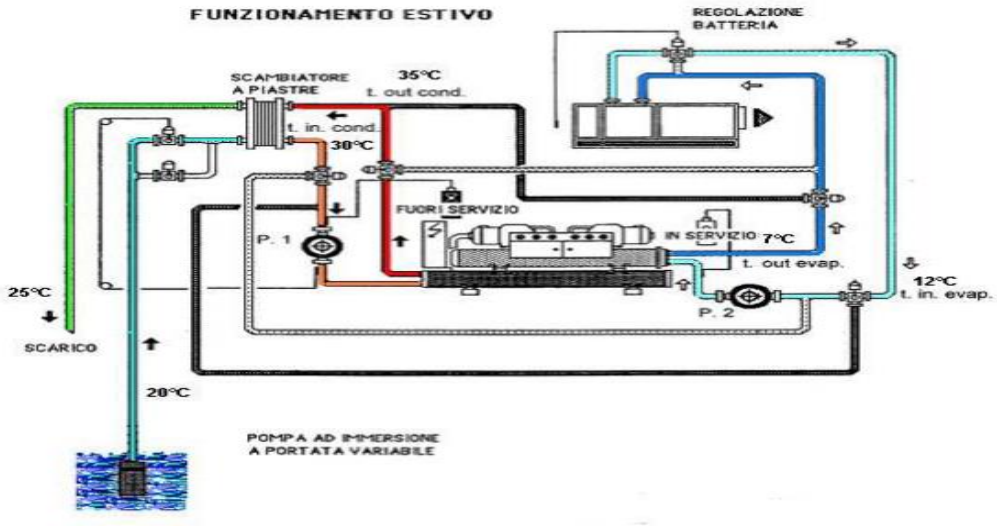


Figura 26: schema impiantistico semplificato funzionamento PdC ad acqua di falda [10]

Nello schema sopra riportato si potrà facilmente riconoscere lo scambiatore (condensatore) tra acqua di falda e fluido frigorifero. Come si può notare l'acqua di falda arriva ad una temperatura di circa 20°C.

In conclusione, va anche detto che questo tipo di applicazioni sono interessanti per applicazioni nel Nord Italia, nella valle del Po, grazie alla grande disponibilità di risorse idriche come falde soggiacenti alle utenze da climatizzare. Al tempo stesso però spesso le normative che ne regolano l'utilizzo per scopi energetici sono molto restrittive. [15]

3.5 Pompe di calore ad assorbimento (es. H2O-LiBr)

Per quanto riguarda le PdC ad assorbimento si riporta, data la minore diffusione delle stesse, un solo esempio di tipologia realizzata, ovvero la PdC a acqua-bromuro di litio.

Questa macchina utilizza come fluido refrigerante l'H2O in soluzione di LiBr.

Tramite la somministrazione di calore alla soluzione, si può separare l'acqua che diventerà vapore e compirà il ciclo precedentemente descritto.

Un'applicazione possibile di queste macchine è quella di abbinarle ad un impianto di collettori solari.

In questo modo si potrebbe alimentare la PdC ad assorbimento con calore prodotto in modo rinnovabile e in assetto da macchina frigorifera, la richiesta di raffrescamento e la produzione di calore dai collettori solari sarebbero in fase.

Sotto è riportata una fotografia di una PdC ad assorbimento a LiBr.

Figura 27: PdC ad assorbimento a LiBr [10]

In seguito, si riporta uno schema impiantistico di base per questa tipologia di macchina.

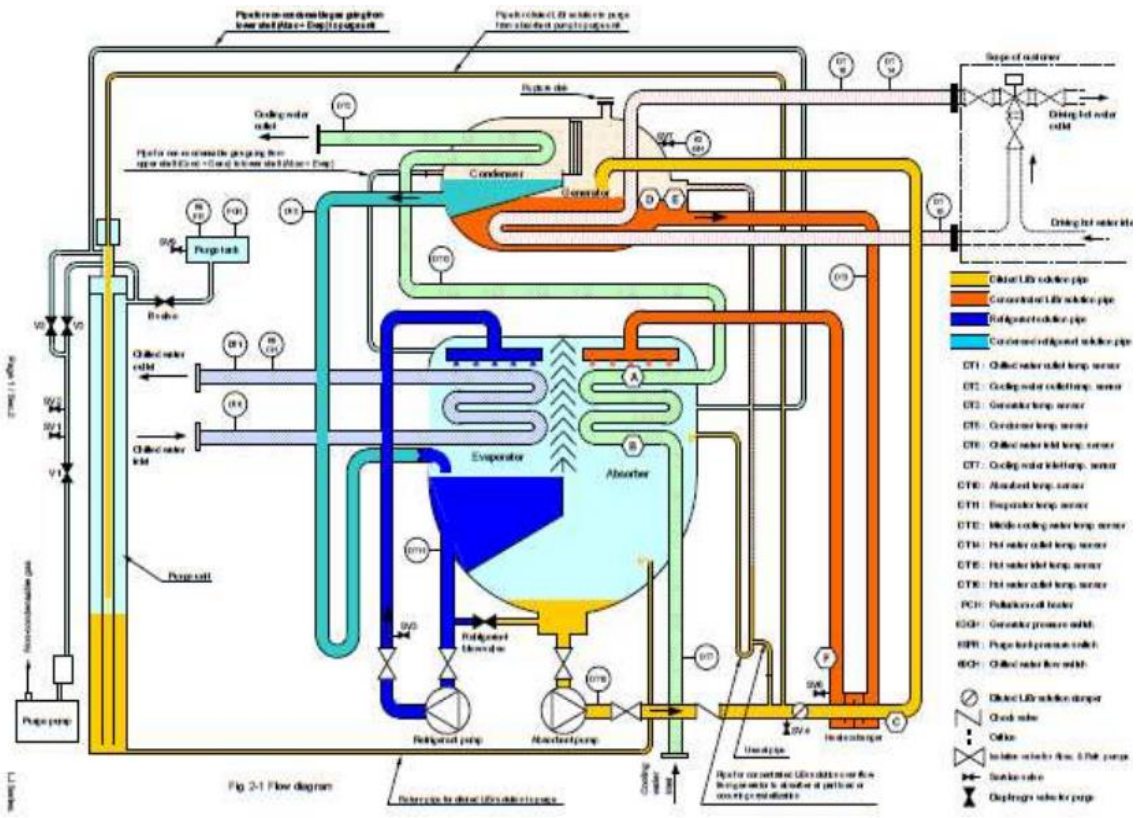


Figura 28: schema impiantistico macchina ad assorbimento [10]

Un'applicazione interessante di queste macchine ad assorbimento presente in letteratura è quella di integrarle in una sottostazione di teleriscaldamento, usando il calore del teleriscaldamento come driver termico esterno della macchina. Questo permetterebbe di ridurre la portata elaborata dal teleriscaldamento e la temperatura di ritorno dello stesso producendo un miglioramento complessivo dell'efficienza del sistema [16].

4. Descrizione dell'impianto

Con il paragrafo precedente si è conclusa l'introduzione al panorama riguardante le PdC dal punto di vista normativo e tecnologico.

All'interno di questo contesto si va ad inserire il complesso abitativo oggetto del nostro studio, che sarà ora descritto dal punto di vista impiantistico.

4.1 Il complesso abitativo

Il complesso edilizio oggetto dello studio è composto da una ventina di costruzioni separate, ma al fine di operare un'analisi impiantistica e dei flussi energetici del caso studio, noi individuiamo 7 "condomini", cioè sette unità abitative con una sotto centrale di produzione dedicata. Dunque, ogni condominio sarà composto a sua volta da più costruzioni che afferiscono tutte alla medesima sottocentrale di riscaldamento/raffrescamento/ACS (Acqua Calda Sanitaria, d'ora in poi abbreviato con ACS).

Nella figura sottostante viene riportata una planimetria del complesso residenziale: si notino le venti costruzioni che individuano i sette diversi condomini (A→G).

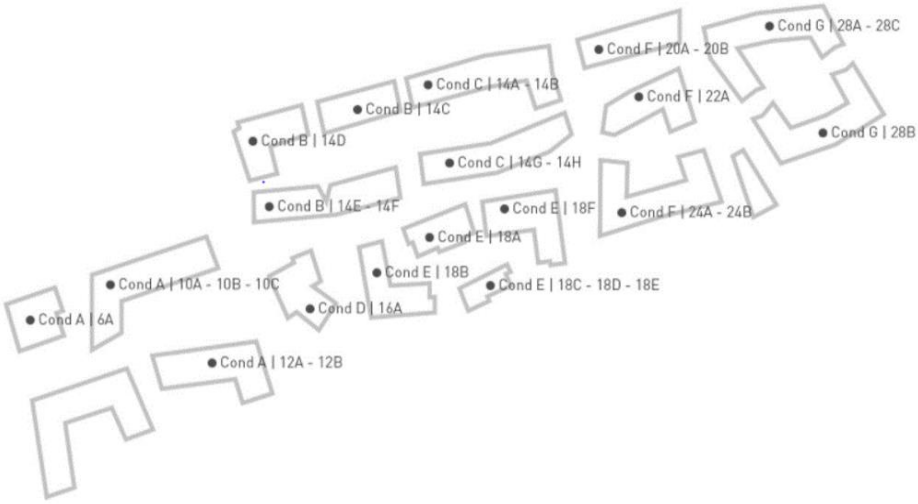


Figura 29: planimetria del complesso edilizio, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Nella tabella sottostante sono riportate le superfici riscaldate e le superfici lorde di ogni condominio, così come i volumi e il fattore di forma S/V. Quest'ultimo parametro è un valore

medio, in quanto dai dati riportati in pianta non si conoscono le superfici e i volumi dei singoli appartamenti bensì i valori per sottocentrale.

I fattori di forma sono ottenuti come valor medio relativo all'intero agglomerato di costruzioni servito da una singola sottocentrale, che abbiamo definito come "condominio".

Condominio	m^2 lordi	m^2 netti	m^3 lordi	m^3 netti	S/V
A	6533	5554	19599	14996	0.37
B	3562	3028	10868	8176	0.37
C	3686	3134	11058	8461	0.37
D	677	575	2031	1553	0.37
E	3468	2949	10404	7962	0.37
F	4574	3890	13722	10503	0.37
G	3870	3291	11610	8886	0.37

Figura 30: superfici e volumi riscaldati dei condomini

Segue una fotografia dall'alto del complesso residenziale oggetto del caso studio.

Figura 31: Foto del complesso residenziale [S7]

4.2 Sottocentrali di produzione

Passando ora agli aspetti più prettamente impiantistici, segue una descrizione dettagliata della conformazione delle centrali di produzione e del sottosistema di distribuzione

I locali tecnici che ospitano le sottocentrali termiche si trovano un piano interrato sotto il piano stradale (piano campagna) e contengono i generatori (pompe di calore) e tutti gli ausiliari necessari al corretto funzionamento dell'impianto, come pompe di circolazione e meccanismi di automazione, sicurezza e controllo.

Inoltre, nel locale tecnico sono presenti le iniziali diramazioni del sistema di distribuzione, ovvero le colonne montanti che fungeranno da impianto di adduzione idrica per l'impianto di riscaldamento degli edifici, nonché il cosiddetto gruppo di riempimento dell'impianto, ovvero le necessarie connessioni con la rete idrica. Tra gli strumenti di sicurezza presenti nel locale tecnico sono presenti quelli tipici dei sistemi che producono acqua calda in pressione a bordo pompa di calore (pacchetto INAIL, ex ISPSEL) e protezioni antincendio.

Nelle sottocentrali sono presenti delle PdC che soddisfano i fabbisogni di riscaldamento, raffrescamento e ACS, esse sono di tipo "acqua-acqua" a recupero totale. Questa sigla significa che la PdC si trova a lavorare tra una sorgente ed un pozzo costituito dal fluido acqua. Per quanto riguarda il termine recupero totale, si tornerà successivamente sull'argomento, per ora si consideri solo che la pompa di calore recupera del calore di desurriscaldamento per produrre ACS.

Ora descrivo l'assetto di funzionamento in riscaldamento e si consideri che in modalità estiva, di raffrescamento, i ruoli di pozzo e sorgente si invertono.

In assetto invernale la sorgente termica da cui si va a prelevare calore è la falda acquifera soggiacente rispetto al complesso residenziale. L'acqua non viene prelevata direttamente dalla falda idrica bensì è portata agli evaporatori delle PdC attraverso un anello di collegamento. Questo anello è composto da una condotta forzata, che gira attorno alle sottocentrali, che inizia e finisce in corrispondenza di un pozzo alimentato dalla falda idrica posto all'inizio del complesso residenziale. In maniera analoga per il circuito di ritorno, con la differenza che rispetto alla mandata esso non inizia e finisce in un pozzo ma è collegato direttamente con la falda idrica. Vista la caratteristica costruttiva appena descritto l'anello viene detto aperto.

Il pozzo termico a cui la pompa di calore cede calore è il fluido termovettore che transita nell'impianto di distribuzione lato utente, ovvero l'acqua tecnica dell'impianto.

Siccome le sottocentrali di produzione sono asservite a condomini con superfici nettamente diverse tra loro, anche le PdC presenti avranno potenze nominali diverse.

In Tabella 2 sono riportate nello specifico le unità istallate nelle sette sottocentrali. Si noterà che in ogni sottocentrale sono installate due pompe di calore identiche, chiamate A e B.

Le due PdC possono lavorare in parallelo sugli stessi servizi, oppure una sul servizio di riscaldamento e l'altra su quello per l'ACS.

Il numero della sigla non corrisponde alla potenza nominale della pompa di calore, bensì rappresenta una sigla commerciale per il riconoscimento della stessa.

Sottocentrale	m^2 serviti	PdC A	Pdc B
S7	5554	W552	W552
S4	3028	W262	W262
S3	3134	W262	W262
S6	575	W82	W82
S5	2949	W262	W262
S2	3890	W452	W452
S1	3291	W352	W352

Figura 34: Tipologie di PdC per sottocentrale

In tabella le denominazioni W+ numero indicano la taglia della PdC, ovvero tutte le PdC sono corrispondenti al modello Clivet WSHN-XEE, ma hanno taglie diverse. Per maggiore chiarezza seguono due estratti della scheda tecnica della PdC in questione della Clivet.

I valori di targa di potenza di riscaldamento e corrispondente COP di funzionamento saranno successivamente utilizzati nei calcoli relativi alla modellazione dell'impianto.

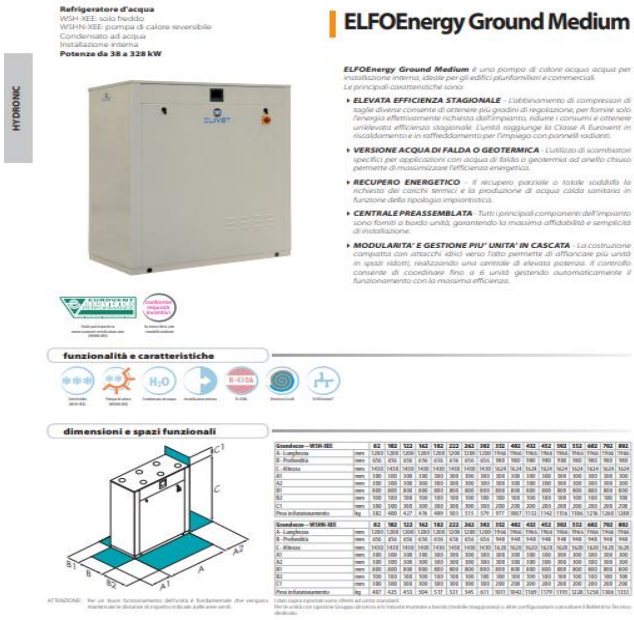


Figura 35: estratto scheda tecnica PdC Clivet

dati tecnici

Grandezze – WSH-XEE			82	102	122	162	182	222	262	302	352	402	432	452	502	552	602	702	802
Standard (S)																			
Potenza frigorifera (EN14511:2011)	(1)	kW	38,8	45,6	55,5	63,6	75,5	89,4	98,2	127	145	165	183	193	216	234	265	295	328
Potenza assorbita totale (EN14511:2011)	(1)	kW	6,65	8,21	9,94	11,5	13,3	16,1	18,5	20,7	24,1	28,1	31,1	32,7	36,5	40,6	45,6	51,4	58,4
EER (EN 14511:2011)	(1)	-	5,83	5,55	5,58	5,52	5,67	5,56	5,29	6,13	6,05	5,88	5,87	5,89	5,91	5,77	5,81	5,74	5,62
Potenzialità termica (EN14511:2011)	(2)	kW	34,8	40,8	49,5	57,6	68,0	81,9	93,5	112	126	143	156	168	186	205	232	263	302
Potenza assorbita totale (EN14511:2011)	(2)	kW	6,69	7,90	9,46	11,0	12,8	15,6	17,8	20,5	23,2	26,8	29,5	31,5	34,6	38,2	42,9	48,7	55,6
COP (EN 14511:2011)	(2)	-	5,21	5,17	5,24	5,22	5,30	5,25	5,26	5,46	5,45	5,35	5,27	5,34	5,39	5,36	5,41	5,40	5,43
Portata acqua (Lato Utilizzo)	(1)	l/s	1,86	2,19	2,67	3,05	3,63	4,30	4,72	6,08	6,98	7,94	8,77	9,36	10,4	11,2	12,7	14,2	15,8
Portata acqua (Lato Sorgente)	(1)	l/s	2,16	2,56	3,11	3,57	4,22	5,01	5,55	7,01	8,10	9,20	10,2	10,7	12,0	13,0	14,7	16,5	18,3
Geotermico (G)																			
Potenza frigorifera (EN14511:2011)	(1)(5)	kW	39,7	47,3	56,1	65,6	77,6	88,2	114	132	151	172	193	205	225	245	278	310	339
Potenza assorbita totale (EN14511:2011)	(1)(5)	kW	6,80	8,52	10,2	11,9	13,7	16,5	19,7	21,6	25,0	29,4	32,5	34,4	38,2	42,6	47,9	53,6	61,2
EER (EN 14511:2011)	(1)(5)	-	5,84	5,55	5,49	5,51	5,67	5,35	5,78	6,10	6,04	5,85	5,94	5,97	5,90	5,75	5,80	5,78	5,54
Potenzialità termica (EN14511:2011)	(3)	kW	27,7	32,6	38,1	44,8	52,9	63,7	73,3	85,4	94,2	112	123	131	143	158	177	202	229
Potenza assorbita totale (EN14511:2011)	(3)	kW	6,50	7,45	8,77	10,4	12,1	14,6	16,9	19,2	21,7	25,4	27,9	29,5	32,2	35,8	40,0	45,6	51,7
COP (EN 14511:2011)	(3)	-	4,27	4,38	4,35	4,33	4,37	4,35	4,34	4,44	4,34	4,41	4,42	4,44	4,42	4,42	4,42	4,43	4,44
Portata acqua (Lato Utilizzo)	(1)(5)	l/s	1,91	2,27	2,70	3,15	3,73	4,24	5,46	6,31	7,24	8,25	9,26	9,84	10,8	11,7	13,3	14,9	16,3
Portata acqua (Lato Sorgente)	(1)(5)	l/s	2,21	2,65	3,15	3,68	4,34	4,97	6,34	7,27	8,35	9,54	10,7	11,4	12,5	13,6	15,4	17,2	18,9
Circuiti refrigeranti		Nr	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
N° compressori		Nr	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Tipo compressori		-	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
Alimentazione standard		V	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
Max temperatura acqua in uscita		°C	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Livello di Pressione Sonora	(4)	dB(A)	44	44	45	49	49	49	49	49	58	58	60	58	60	60	61	63	63

Grandezze – WSHN-XEE			82	102	122	162	182	222	262	302	352	402	432	452	502	552	602	702	802
Standard (S)																			
Potenza frigorifera (EN14511:2011)	(1)	kW	40,1	46,9	58,1	64,4	76,7	92,3	108	123	141	161	179	191	208	229	256	289	319
Potenza assorbita totale (EN14511:2011)	(1)	kW	6,86	8,70	10,3	12,3	13,9	16,7	18,8	21,8	25,5	28,8	32,8	34,1	38,2	41,5	47,0	52,6	58,0
EER (EN 14511:2011)	(1)	-	5,85	5,72	5,64	5,25	5,50	5,52	5,75	5,66	5,51	5,60	5,47	5,60	5,45	5,51	5,44	5,49	5,51
Potenzialità termica (EN14511:2011)	(6)	kW	35,0	42,3	48,1	56,1	66,6	79,3	93,8	107	122	139	154	165	179	197	222	252	287
Potenza assorbita totale (EN14511:2011)	(6)	kW	6,23	7,42	8,74	10,3	12,2	14,2	16,8	19,1	22,0	25,0	27,6	29,5	32,3	35,3	40,1	46,3	52,7
COP (EN 14511:2011)	(6)	-	5,61	5,70	5,51	5,46	5,47	5,58	5,58	5,59	5,53	5,58	5,56	5,59	5,55	5,58	5,53	5,44	5,35
Portata acqua (Lato Utilizzo)	(1)	l/s	1,94	2,26	2,80	3,10	3,70	4,44	5,71	5,92	6,80	7,70	8,60	9,20	10,0	11,0	12,3	13,9	15,4
Portata acqua (Lato Sorgente)	(1)	l/s	2,24	2,63	3,26	3,65	4,32	5,19	6,06	6,91	7,90	9,00	10,1	10,7	11,7	12,9	14,4	16,3	18,0
Geotermico (G)																			
Potenza frigorifera (EN14511:2011)	(5)	kW	39,6	47,2	56,4	63,9	76,4	91,5	108	122	139	160	177	194	206	226	254	284	317
Potenza assorbita totale (EN14511:2011)	(5)	kW	7,05	8,78	10,4	12,6	14,3	17,3	19,4	22,5	26,3	29,6	33,7	35,1	39,3	42,6	48,3	54,5	60,6
EER (EN 14511:2011)	(5)	-	5,61	5,70	5,44	5,08	5,35	5,30	5,56	5,43	5,31	5,40	5,26	5,53	5,25	5,31	5,25	5,21	5,15
Potenzialità termica (EN14511:2011)	(7)	kW	26,3	30,6	36,4	43,3	51,8	60,8	73,2	81,8	93,7	108	119	126	138	153	172	199	228
Potenza assorbita totale (EN14511:2011)	(7)	kW	6,11	7,10	8,43	10,0	11,9	14,0	16,6	18,7	21,4	24,6	27,2	28,7	31,4	34,6	39,0	44,9	51,3
COP (EN 14511:2011)	(7)	-	4,30	4,30	4,32	4,31	4,34	4,33	4,43	4,37	4,37	4,41	4,39	4,40	4,41	4,41	4,40	4,44	4,44
Portata acqua (Lato Utilizzo)	(5)	l/s	1,91	2,26	2,71	3,06	3,67	4,38	5,16	5,86	6,68	7,66	8,49	9,30	9,88	10,9	12,2	13,6	15,0
Portata acqua (Lato Sorgente)	(5)	l/s	2,36	2,79	3,35	3,84	4,56	5,47	6,40	7,30	8,34	9,54	10,6	11,6	12,4	13,6	15,2	17,0	18,8
Circuiti refrigeranti		Nr	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
N° compressori		Nr	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Tipo compressori		-	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
Alimentazione standard		V	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
Max temperatura acqua in uscita		°C	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Livello di Pressione Sonora	(4)	dB(A)	49	49	49	52	53	53	53	53	59	60	62	60	62	62	62	64	65

Figura 36: estratto scheda tecnica PdC Clivet

4.2 Impianto termico in sottocentrale

In questo paragrafo si propone un'analisi dettagliata dei sottoinsiemi che compongono il locale tecnico concentrandoci principalmente sull'impianto termico e sui suoi ausiliari. Ci si riferirà ad una sola sottocentrale presa come esempio in quanto quasi tutte le centrali presentano lo stesso layout.

Le macchine presenti in sottocentrale non si interfacciano direttamente con l'anello di distribuzione dell'acqua di falda, infatti è presente uno scambiatore di calore a piastre che disaccoppia i due circuiti idraulici. Ovviamente lo scambiatore ha una sua efficienza, per cui si generano delle perdite per dispersione introducendolo, però esso risulta indispensabile per far si che dell'acqua non trattata proveniente dalla falda acquifera, cioè con acidità e contenuto calcareo non controllato vada a interagire con le parti più sensibili della macchina.

L'acqua in ingresso al lato caldo dello scambiatore (lato in cui entra il fluido a temperatura più alta) viene fatta pervenire attraverso un pozzo di prelievo, uno per ogni sottocentrale, direttamente collegato all'anello principale. Il pozzo di prelievo può essere considerato quindi come una diramazione secondaria dall'anello fluido. Dall'acqua pompata nello scambiatore viene prelevata l'energia termica che sarà poi trasferita all'evaporatore della PdC e che tramite la compressione del vapore e la condensazione del fluido termovettore sarà poi trasferita all'ambiente da riscaldare.

Questo meccanismo di funzionamento della PdC sarà successivamente affrontato in profondità.

Come si può notare dalla sotto riportata gli scambiatori presenti in sottocentrale sono due, uno per la macchina principale e uno per la macchina di riserva. In questo modo anche se ci fosse un guasto o si dovesse fare manutenzione straordinaria ad uno scambiatore o ad un PdC, si potrebbe utilizzare il secondo scambiatore e la seconda PdC per sopperire completamente ai primi.

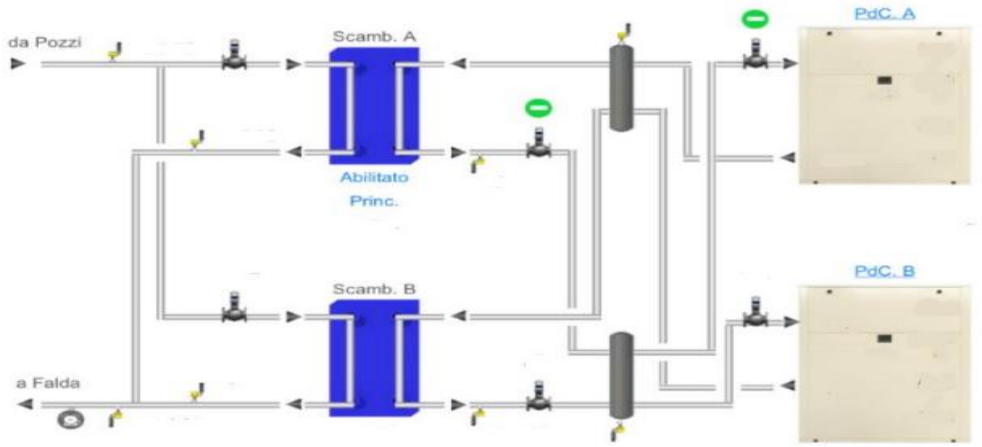


Figura 37: Schema impiantistico scambiatori e PdC, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Nel caso di ordinario funzionamento il fluido termovettore che sarà inviato alla distribuzione e quindi ai terminali di riscaldamento è in uscita dalla PdC A ed esso è acqua calda in pressione a circa 42 °C, temperatura ovviamente consona a dei pannelli radianti e non a dei tradizionali radiatori. Una volta fuoriuscita dall'impianto interno alla PdC (scambiatore con il condensatore), l'acqua tecnica è indirizzata ai differenti rami del circuito di distribuzione attraverso dei circolatori elettrici montati a bordo macchina. Questi circolatori sono da considerare come organi ausiliari della macchina e che quindi andranno ad influire sulle prestazioni e sui consumi del sistema energetico studiato come un corpo unico.

Nella figura sottostante si possono osservare le tubazioni di uscita dalla PdC, i circolatori immediatamente successivi e i collettori di raccolta di mandata e ritorno della rete di distribuzione.

Figura 38: schema impiantistico PdC e collettori di distribuzione, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Il fluido termovettore in uscita dal collettore di mandata, come si può osservare nella figura sotto riportata è poi indirizzato alle colonne montanti della distribuzione verticale, che terminano con i terminali del riscaldamento in ambiente. La distribuzione è operata da una pompa principale di potenza nominale più elevata dei circolatori a bordo macchina. L'influenza della richiesta elettrica della pompa, come ausiliare dell'impianto di riscaldamento, almeno a primo avviso non sarebbe trascurabile, ma siccome l'obiettivo del nostro studio è quello di valutare le prestazioni della pompa di calore al variare delle condizioni al contorno quali richiesta dell'utenza, temperatura delle sorgenti, e altre, essa verrà trascurata all'interno del modello sviluppato.

Inoltre, sempre nella figura sottostante è possibile osservare la presenza di una seconda pompa per la distribuzione, con funzione di back-up rispetto alla prima. In questo modo in caso di malfunzionamento di una delle due pompe, potrebbe subentrare la seconda.

Le due pompe sono entrambe munite di inverter, ovvero una tecnologia che permette di variare il numero di giri della pompa, andando a modulare la portata elaborata dalla stessa mantenendo comunque un buon rendimento.

Questa tecnologia è nettamente più efficiente della classica soluzione ON-OFF oppure dell'utilizzo di una valvola parzializzante di laminazione in mandata (in aspirazione causerebbe cavitazione!).

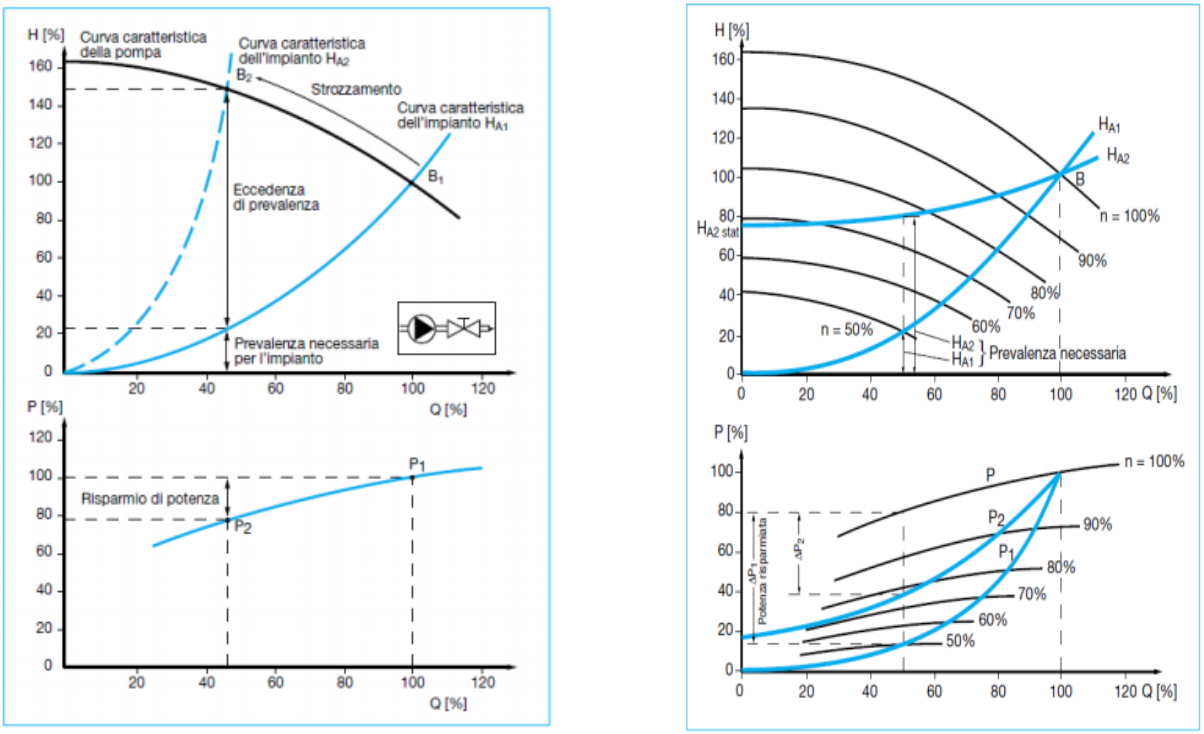


Figura 39: processi di regolazione con valvola in mandata e inverter

In figura una dimostrazione grafica della maggiore efficienza dovuta all'uso dell'inverter, si tenga conto del fatto che la potenza elettrica assorbita dalla pompa è direttamente proporzionale al prodotto di prevalenza e portata volumetrica elaborata, $H * Q$.

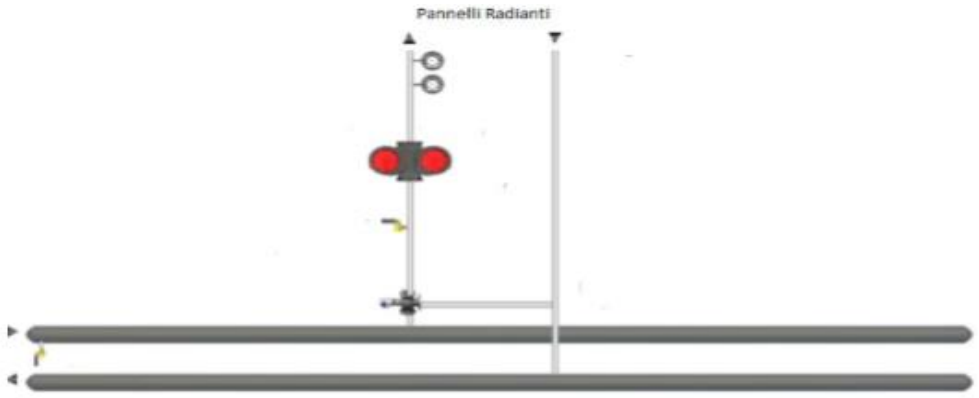


Figura 40: schema impiantistico collettori di mandata e pompa ai terminali di emissione, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Per quanto riguarda i terminali di emissione, negli edifici sono presenti pannelli radianti e radiatori nei bagni. L'utilizzo di pannelli radianti è giustificato dal fatto che si riesca a raggiungere un maggior comfort termico con essi, avendo una temperatura globalmente più uniforme in ambiente, ovvero dei gradienti di temperatura tra pavimento e soffitto più contenuti. Inoltre, i pannelli radianti permetto di usare risorse a bassa exergia, infatti la temperatura del fluido termovettore che scorre in questi è nettamente inferiore ai valori di 70°C-80°C tipici dei radiatori serviti da caldaia. Questo aspetto comporta inoltre minori perdite per dispersione, in quanto la temperatura dell'acqua che scorre nelle tubazioni è più vicina a quella ambiente.

L'utilizzo di terminali che sfruttano fluido termovettore a temperatura inferiore alla classica configurazione a 80 °C delle caldaie è dovuto al fatto che le PdC producano acqua tecnica a 40-45°C.

4.4 Sistema di produzione ACS

La produzione di ACS avviene tramite il trasferimento di calore nel processo di desurriscaldamento del fluido frigorifero verso dell'acqua tecnica che giunge in un puffer che a sua volta scalda l'acqua proveniente dall'acquedotto. Il set point di mandata verso il puffer è fissato a circa 55 °C. Attraverso un circuito indipendente da quello di distribuzione per il riscaldamento, il fluido termovettore viene mandato, come detto, all'interno di un accumulo termico.

Il sistema di accumulo ha principalmente la funzione di disaccoppiare la richiesta di ACS, variabile bruscamente e la produzione. In particolare, permette di attenuare i picchi di richiesta delle utenze, facendo giungere alla PdC di produzione una richiesta più uniforme, permettendo un funzionamento anch'esso più uniforme, che tenda a sollecitare il meno possibile la macchina, massimizzando rendimenti e durata di vita.

Nel caso studio analizzato si tratta di un puffer in cui l'acqua presente all'interno viene ciclicamente riscaldata da un fluido termovettore esterno.

L'acqua tecnica contenuta nel puffer sarà tenuta ad una certa temperatura di set point e permetterà di scaldare l'acqua in arrivo dall'acquedotto fino ad una temperatura consona con gli usi di ACS, ovvero 42°C circa.

Lo scambio termico tra acqua tecnica ed acqua sanitaria avviene in modo indiretto, tramite una serpentina, per evitare che agli utenti arrivi dell'acqua che ha circolato nelle macchine di produzione e che per questo scopo è stata trattata.

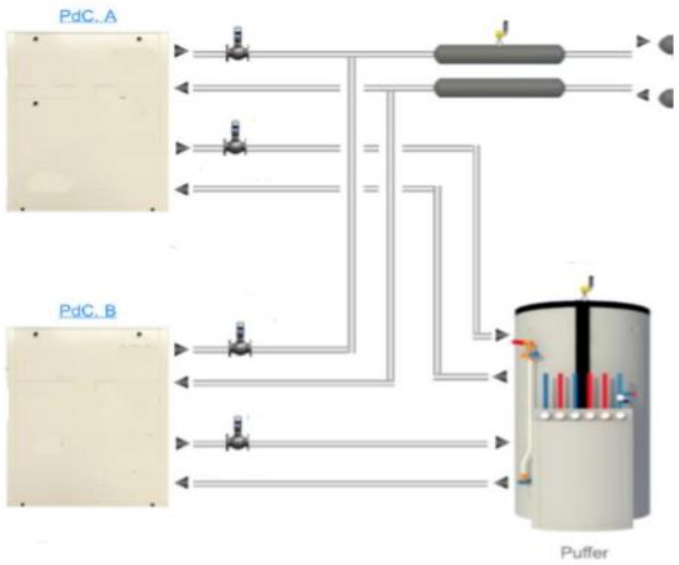


Figura 41: schema impiantistico PdC e puffer per ACS, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Il sistema di regolazione è governato da valvole a tre vie ad azionamento meccanico che permettono al sistema di lavorare in modulazione durante tutto l'anno.

Queste valvole a tre vie di regolazione operano la loro funzione di controllo sulla base dei valori percepiti da alcuni sensori di temperatura posizionati sulle diramazioni di mandata alle utenze termiche e sui serbatoi di accumulo.

Le utenze, come nel caso del circuito di riscaldamento, sono servite attraverso delle pompe elettriche dotate di inverter.

Per garantire la continuità di funzionamento sono presenti due pompe, la seconda utilizzata come back-up della prima in caso di guasti o malfunzionamenti.

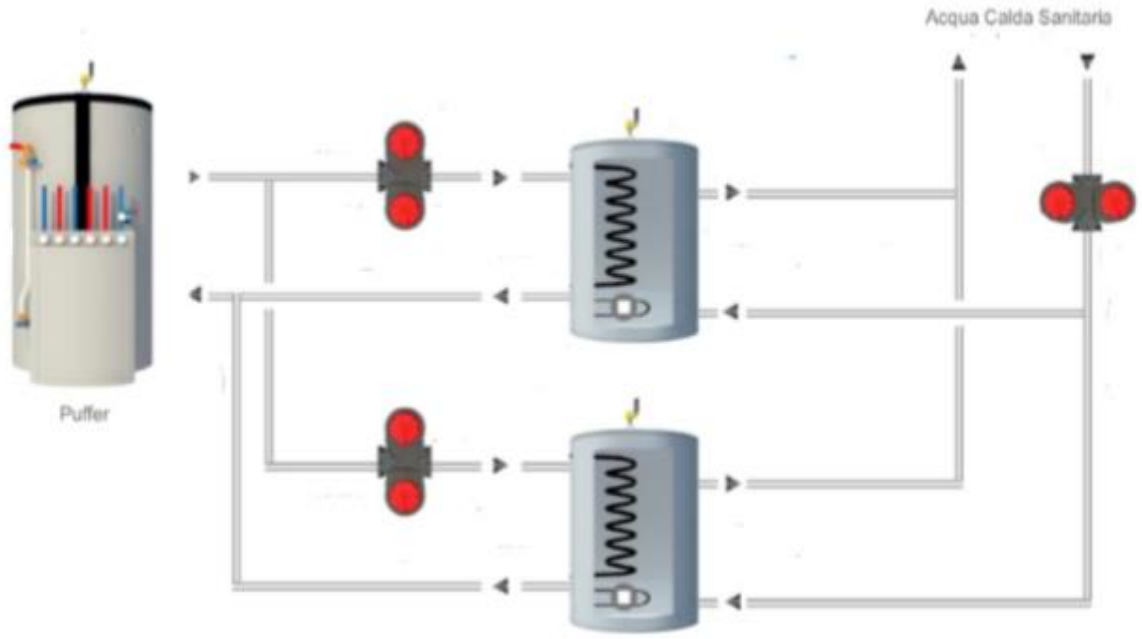


Figura 42: schema impiantistico puffer, scambiatori per ACS e pompe del circuito distribuzione ACS, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

4.5 Osservazioni generali supplementari sull'impianto

In conclusione, al paragrafo propedeutico alla descrizione dell'impianto seguono delle osservazioni sulla totalità del nostro sistema, descrivendo inizialmente alcuni aspetti che verranno poi ripresi nei paragrafi dedicati all'analisi e alla modellazione.

In primo luogo, va detto che le pompe di calore presenti nelle varie sottostazioni dei diversi complessi edilizi lavorano, secondo quanto previsto in sede di progetto, in parallelo.

Cioè non solo la ridondanza permette di svolgere un'azione di back-up, ma spesso le pompe si trovano a lavorare in contemporanea a carico ridotto.

Questo aspetto è fondamentale da sottolineare perché a seconda della richiesta combinata di riscaldamento/raffrescamento e ACS potremmo avere una PdC a carico parziale, una PdC a carico totale o due PdC a carico parziale in funzione.

Le PdC che lavorano a carico parziale presentano un'efficienza nettamente ridotta rispetto al lavoro in corrispondenza del punto di funzionamento nominale, questo perché cresce l'incidenza percentuale di elementi come il circolatore, lato interno della PdC, quello a bordo macchina.

Una delle questioni da analizzare sarà perciò relativa alla possibilità di utilizzare due PdC in parallelo su entrambi i servizi o una sola, che produca acqua tecnica e ACS.

Infatti, in presenza di due PdC a carico parziale avremmo due COP, per esempio quindi in assetto invernale, piuttosto bassi rispetto alle condizioni nominali e quindi un assorbimento di energia molto più elevato di quanto paventato in sede progettuale.

Per quanto riguarda l'introduzione all'impianto è stato descritto il contesto generale a sufficienza, ma non si è ancora accennato alle sue prestazioni.

Infatti, l'impianto è stato scelto come oggetto del nostro studio perché a seguito di diverse complicazioni ha lavorato per molto tempo ad efficienze nettamente inferiori a quanto preventivato in fase progettuale.

Nel successivo paragrafo saranno affrontate alcune delle principali problematiche legate all'esercizio dell'impianto e relative prove condotte e soluzioni trovate per far fronte a questo deficit di efficienza dell'impianto a PdC.

5. Il Modello

5.1 Introduzione al modello e limiti fisici

Nell'ultimo paragrafo è stata affrontata un'analisi preliminare della configurazione impiantistica del caso studio, ora invece si passerà alla stesura del modello di calcolo che ha lo scopo di simularne il funzionamento.

Si andrà a modellizzare il comportamento di una sottocentrale dell'impianto, trattandola come campione di riferimento.

Per le sottocentrali sono disponibili dei dati misurati sul campo dall'azione di monitoraggio svolta sull'impianto. Questi dati potranno essere usati per calibrare e validare il modello.

Il primo passo da compiere nella stesura del modello è la definizione dei limiti fisici del modello. In questo modo si andranno a definire quali siano i dati di input e output relativi al modello stesso, nonché i dispositivi considerati.

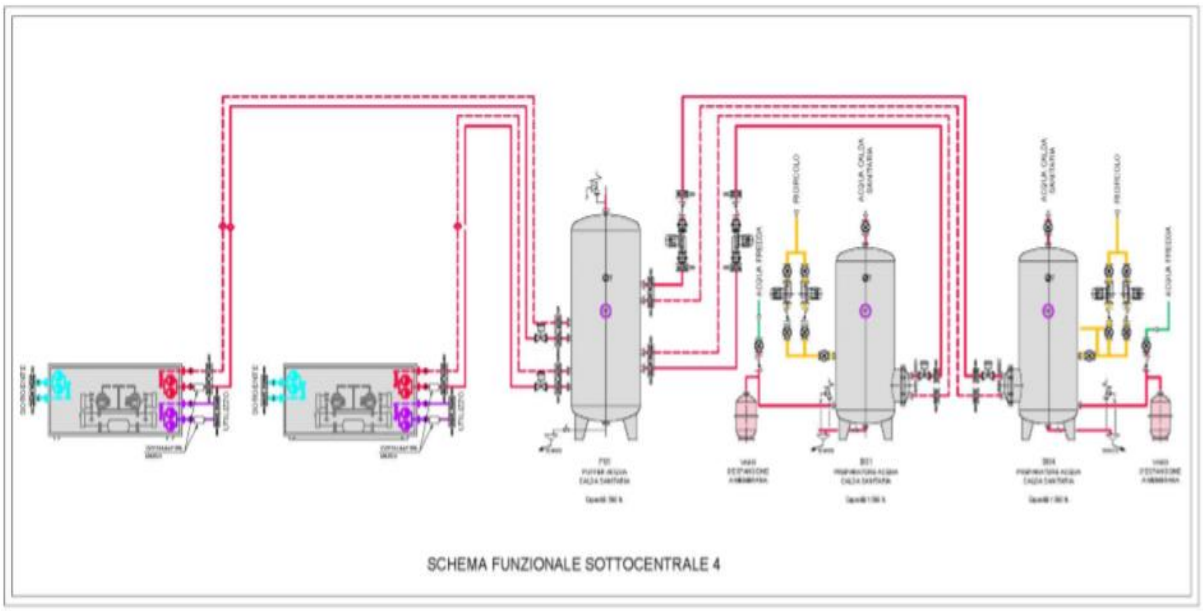


Figura 59: Configurazione impianto per produzione ACS, Fonte: Ing. Luigi Sgobaro.

Per cui facendo riferimento allo schema funzionale sopra riportato si dovrà capire, anche in funzione di quali grandezze misurate siano disponibili, dove porre i limiti fisici del modello.

Per esempio, si dovrà tener conto del fatto che la PdC risulta per quanto riguarda la produzione di ACS comandata da una sonda di temperatura su uno dei bollitori, pertanto essi andranno considerati.

Nelle pagine seguenti si andranno a descrivere i tre volumi di controllo considerati.

La descrizione dei singoli volumi di controllo sarà strutturata secondo questa forma schematica sotto riportata:

1. Descrizione grafica del volume di controllo considerata (indicazione limiti fisici volume).
2. Input del modello riguardante il volume di controllo.
3. Output del modello riguardante il volume di controllo.
4. Descrizione delle equazioni caratteristiche e degli elementi componenti il volume di controllo.
5. Estratto dal foglio di calcolo che implementa il modello riguardante il volume di controllo.

Per quanto riguarda il passo di tempo della nostra analisi, come detto, si dovranno considerare i dati di monitoraggio disponibili a partire dai misuratori elettrici e termici della PdC. Tenendo però presente che il tempo minimo per cui una PdC funziona è normalmente dell'ordine di 10 o 15 minuti [17] quindi idealmente sarebbe utile spingersi a passi temporali tanto brevi. Però gli strumenti installati nella centrale S04 non lo permettono, soprattutto lato consumi termici.

5.1.1 Volume di controllo 1

Modello più semplice di tutti, include solo le due PdC, A e B.

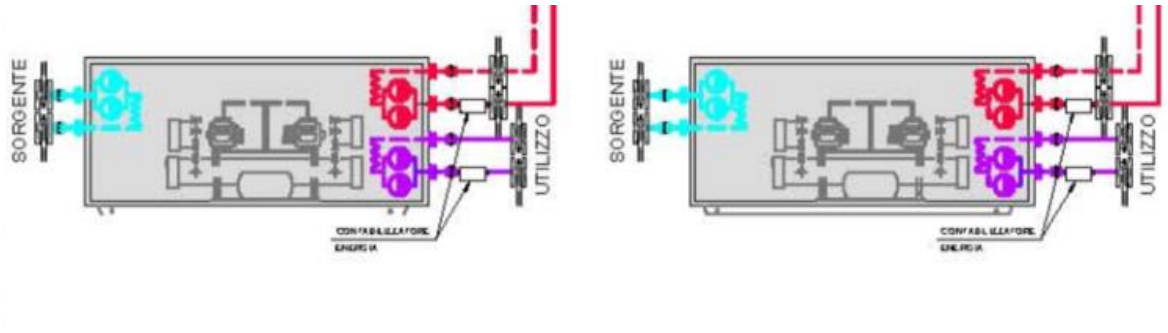


Figura 69: PdC A e B S04

Le PdC A e B svolgono la funzione di trasformatori nel nostro modello.

INPUT DEL MODELLO

- $Q_{condensatore}$
- $Q_{desurriscaldatore}$
- $T_{utilizzo,out}$
- $T_{ACS,out}$

OUTPUT DEL MODELLO

- COP
- $W_{elettrico}$ (W elettrico da considerarsi come energia elettrica assorbita dalla PdC in totale, tutti gli ausiliari considerati)
- $Q_{evaporatore}$

Si è cercato di ottenere delle equazioni caratteristiche della PdC che permettessero di correlare INPUT e OUTPUT del modello.

EQUAZIONI CARATTERISTICHE

In primis si possono sfruttare l'equazione di bilancio tipicamente applicata alle PdC, per cui si ottiene la seguente equazione:

- $W_{elettrico} = Q_{condensatore} + Q_{desurriscaldatore} - Q_{evaporatore}$

Successivamente ricorrendo alla definizione di COP della PdC:

- $COP = \frac{Q_{condensatore} + Q_{ACS}}{W_{elettrico}}$
- $COP = f(Q_{condensatore}, T_{utilizzo,out})$ (in assetto da riscaldamento)
- $COP = f(Q_{desurriscaldatore}, T_{ACS,out})$ (in assetto da ACS)

Le ultime due correlazioni riportate sono correlazioni empiriche ricavate per la PdC.

Infatti, solitamente i costruttori di PdC forniscono delle curve prestazionali delle loro macchine che riportano l'andamento del COP al variare del carico termico elaborato dalla macchina rispetto alle condizioni nominali.

Nel nostro caso però non possiamo fare riferimento alle curve fornite dal costruttore, in primo luogo perché queste non tengono conto dell'assorbimento degli ausiliari e poi perché esse sono state ottenute in laboratorio, con test in cui le macchine sono soggette a condizioni al contorno molto specifiche.

Ovviamente a noi non interessa sapere come si comporta la macchina in laboratorio, ma nel nostro impianto, quello che vogliamo andare a modellare, pertanto andando a plottare i PLR e PLF della PdC A e B potremmo andare ad individuare le curve caratteristiche della macchina per il nostro caso studio.

In particolare, ho utilizzato i dati di monitoraggio per creare le curve a tre diverse temperature per la produzione di acqua tecnica per riscaldamento, in quanto ovviamente la macchina ha prestazioni differenti a temperature di produzione differenti.

Una volta eliminati o corretti i dati chiaramente derivanti da un errore nel monitoraggio o alle incertezze ad esso legato si sono trovate queste tre curve caratteristiche a 45,44 e 43 °C.

I dati utilizzati sono stati raccolti dal mese di gennaio 2018, le prime due settimane e per la curva a 43 °C si sono usati anche dei dati addizionali dal mese di marzo, siccome quelli di gennaio non erano sufficiente a delineare una adeguata base statistica.

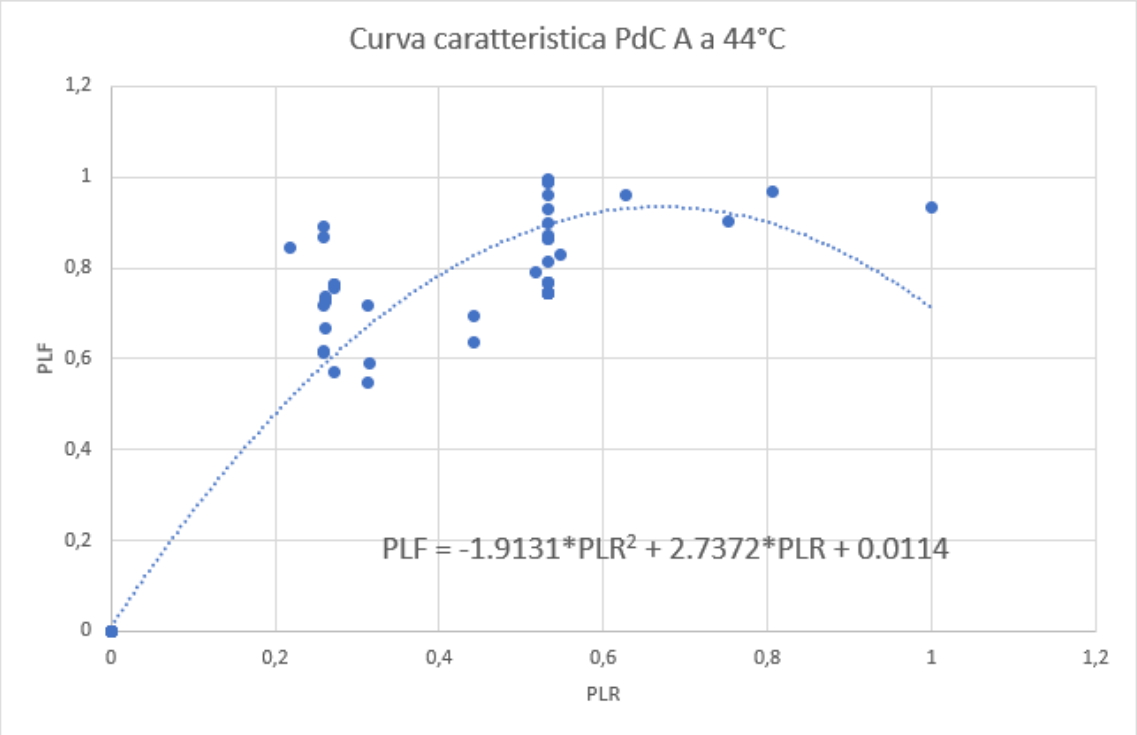


Figura 70: Curva caratteristica PdC A a 44°C

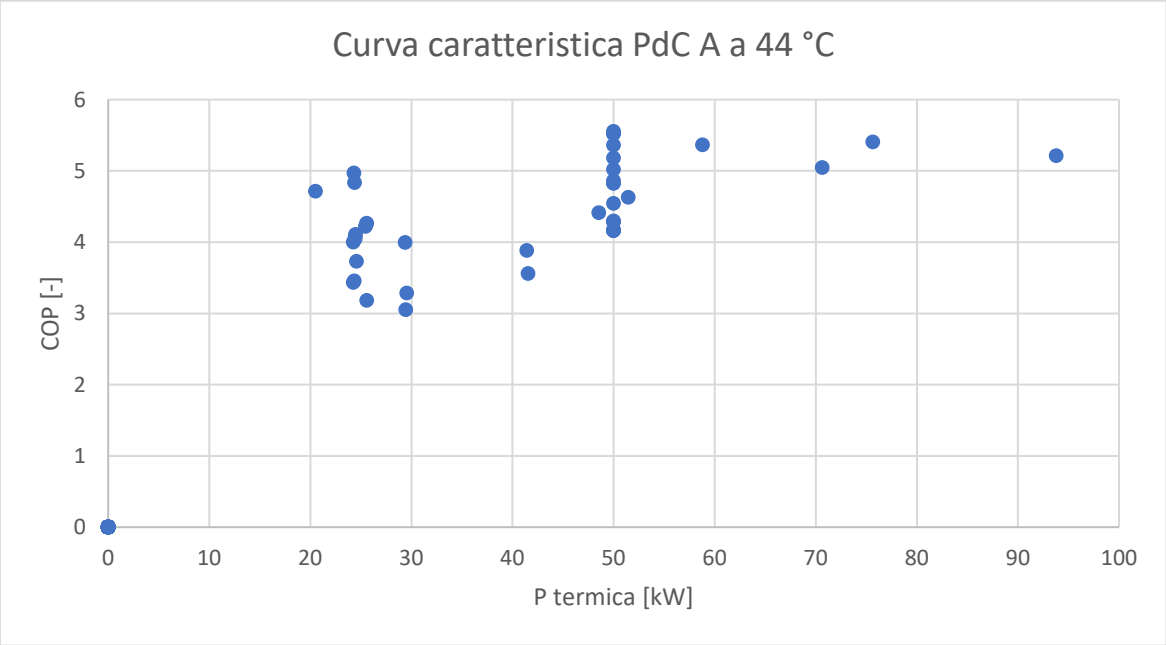


Figura 71: Curva caratteristica PdC A a 44°C COPxPtermica

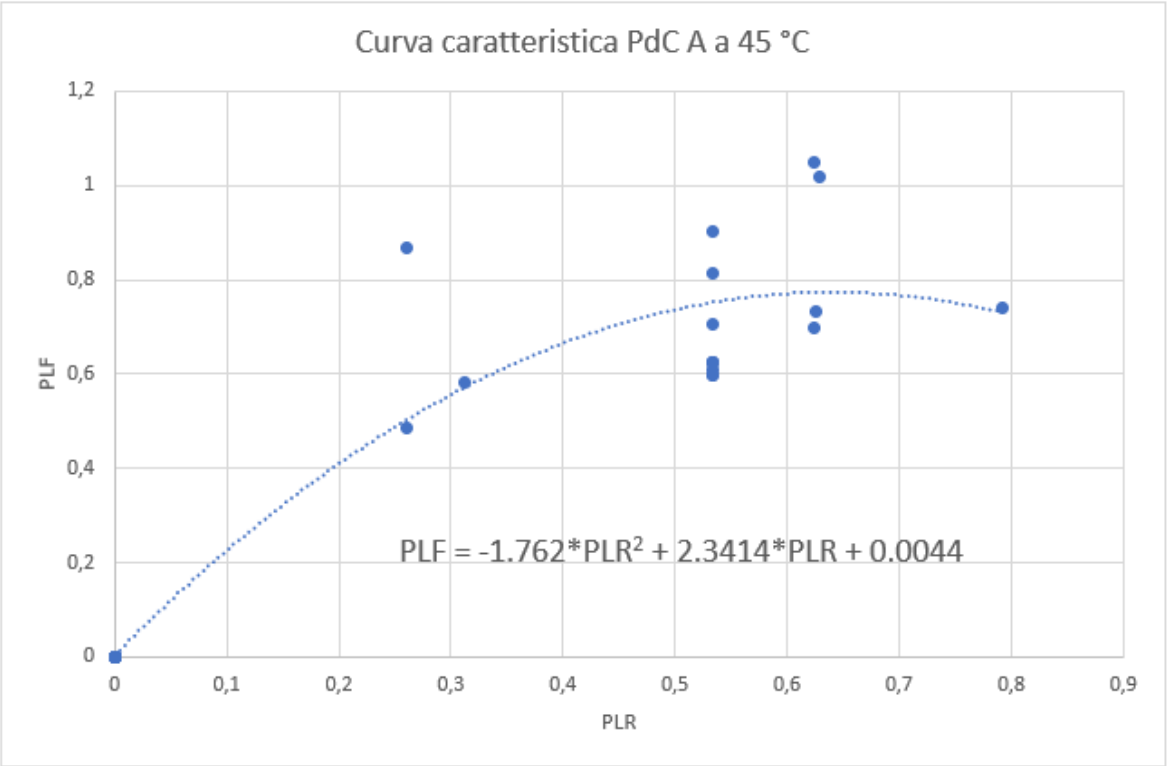


Figura 72: Curva caratteristica PdC A a 45°C

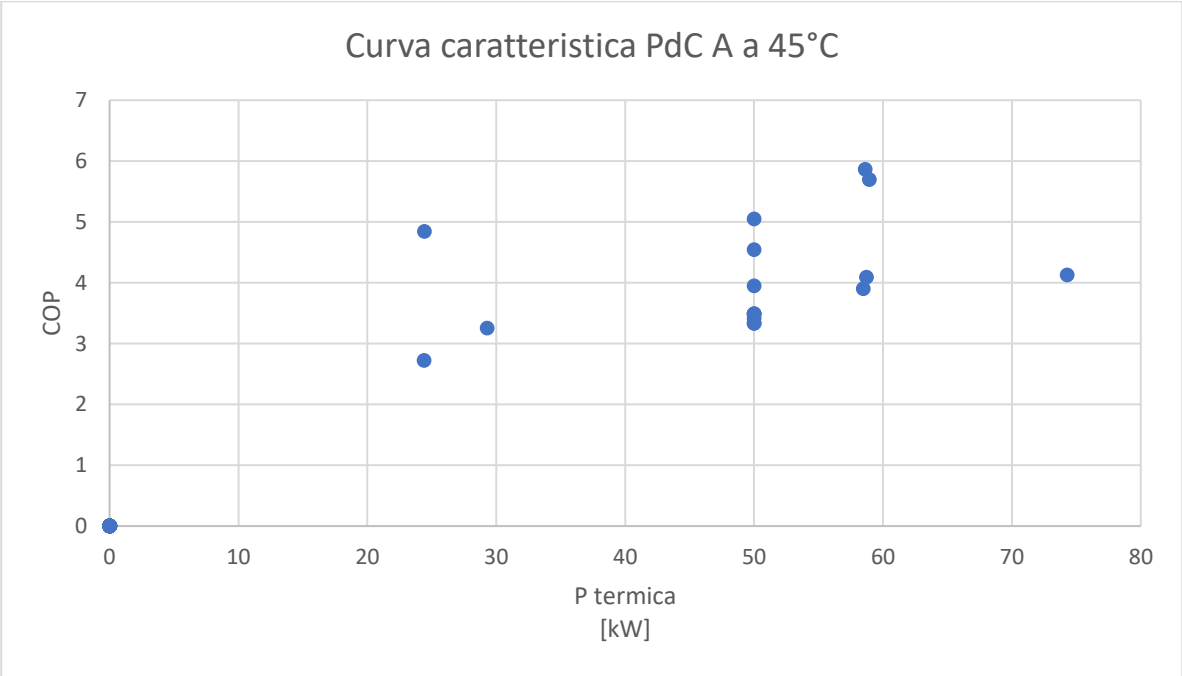


Figura 73: Curva caratteristica PdC A a 45°C COPxPtermica

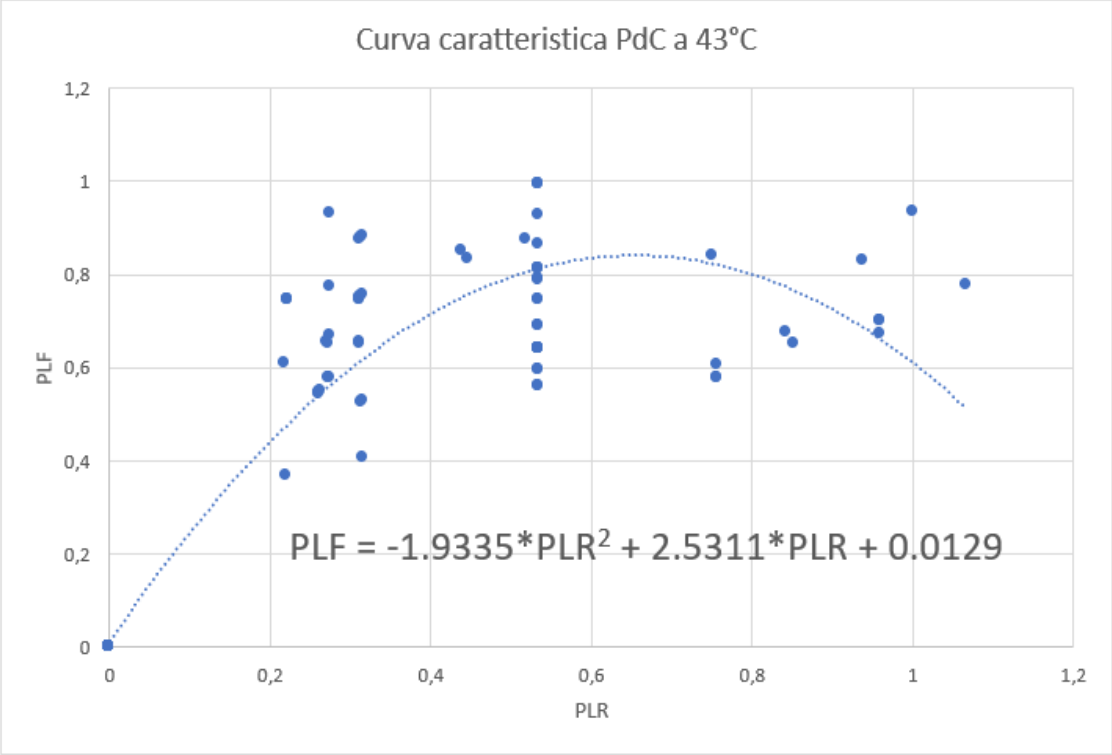


Figura 74: Curva caratteristica PdC A a 43°C

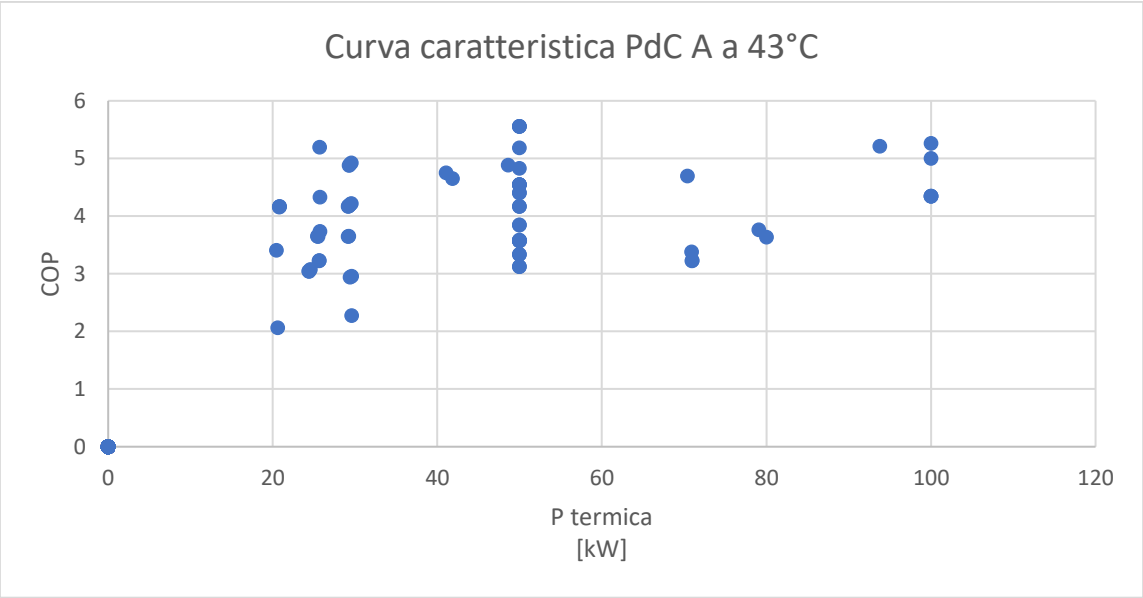


Figura 75: Curva caratteristica PdC A a 43°C COPxPtermica

Dove si sono definiti il PLR e il PLF come:

- $PLR = \frac{Q_{partial}}{Q_{nominal}}$
- $PLF = \frac{COP_{partial}}{COP_{nominal}}$

Sono state riportate le curve sia espresse relativamente alla potenza ed il COP nominale della macchina, sia in modo assoluto.

La rappresentazione della potenza termica erogata e del COP corrispondente assunto dalla macchina è contenuta in un range di valori plausibili con una variabilità a sua volta plausibile, sebbene piuttosto accentuata.

Un'altra osservazione che si può fare in merito alla curva ottenuta, fa riferimento al fatto che essa presenti delle potenze termiche in cui si addensano più punti di funzionamento, questo ci fa intuire come la logica di funzionamento della macchina promuova un funzionamento graduale a step, probabilmente legato alla presenza di due compressori nella macchina che permettono di lavorare a diversi livelli di potenza erogata.

Le curve ottenute attraverso il nostro processo di fitting sperimentale "sul campo" risultano simili a quelle dichiarate dal costruttore della macchina stessa, una volta integrate dell'assorbimento degli ausiliari.

Infatti, confrontando le nostre curve con quella sotto riportata si noteranno delle forti somiglianze.

La caratteristica comune più importante è sicuramente il fatto che il massimo a livello di COP si raggiunga intorno al 75-80% del carico nominale.

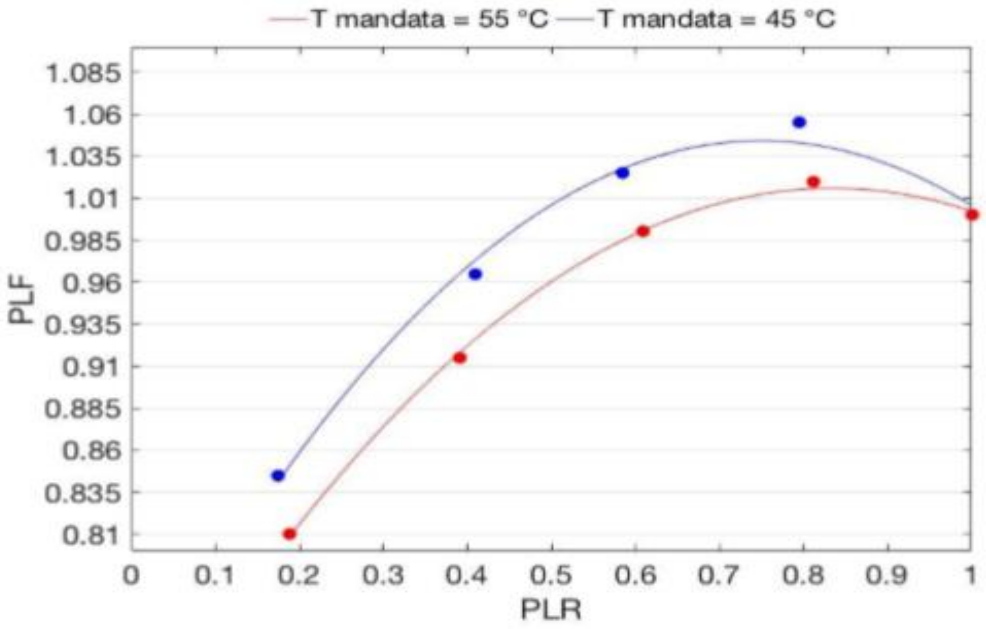


Figura 76: Curva caratteristica PdC a 55°C e 45°C, Fonte: Dario Di Gregorio

Le curve caratteristiche per il nostro caso studio sopra descritte sono state testate e sottoposte ad un processo di validazione, ovvero si sono considerati due periodi temporali differenti:

1/1/2018 → 1/15/2018

24/3/2018 → 1/4/2018

Di questi periodi si è andati a raccogliere tutti i dati a nostra disposizione, arrivando ad avere i dati di INPUT necessari al modello, ma anche quelli di OUTPUT, in modo da poter validare il modello stesso.

Usando quindi come input l'energia termica prodotta e la temperatura di produzione dell'acqua tecnica, si è simulato il funzionamento della PdC A, andando attraverso le curve caratteristiche ricavate ad ottenere l'energia elettrica assorbita dalla PdC e i COP di funzionamento corrispettivi.

Come detto, però, noi disponiamo della misura di questi dati, pertanto si è potuto confrontare il risultato simulato con i dati misurati e trarre delle conclusioni sulla validità del modello.

Di seguito una tabella riassuntiva dei risultati del confronto dei dati misurati e simulati.

Periodo	Energia Termica erogata [kWh]	Energia Elettrica assorbita [kWh]	COP medio [-]	Energia Elettrica assorbita [kWh]	Scarto percentuale modello-consumo reale
1/1-15/1	5156	2515	2.05	2635	4.55%
24/3-4/4	9034	2872	3.15	2802	2.44%

Tabella 1: Risultati confronto modello VC 1

Si consideri inoltre che per avere una migliore rappresentazione dei vari funzionamenti della S04 nel primo periodo la PdC A produce energia termica sia per il servizio di ACS che riscaldamento, nel secondo solo per il riscaldamento.

In ultimo si noti come in entrambi i casi lo scarto tra dati simulati e dati misurati sia molto contenuto.

Questo indica una buona fedeltà delle equazioni caratteristiche ricavate al reale funzionamento delle macchine.

TEMPO	INPUT			OUTPUT		
Data [gg/mm/aa hh]	Qcondensatore [kW]	Tutilizzo,out [°C]	Qtermica,tot [kW]	Welettrico [kW]	Qevaporatore [kW]	COP [-]
24/3/18 1.00	20.97	40	20.97	8.10149947	12.86850053	2.58841
24/3/18 2.00	50	40	50	10.9971777	39.00282227	4.54662
24/3/18 3.00	50	41	50	10.9971777	39.00282227	4.54662
24/3/18 4.00	50	38	50	10.9971777	39.00282227	4.54662
24/3/18 5.00	70.96	43	70.96	14.5542841	56.40571586	4.87554
24/3/18 6.00	100	43	100	26.1247579	73.87524214	3.82778
24/3/18 7.00	79.03	41	79.03	16.6043223	62.42567769	4.75960
24/3/18 8.00	50	43	50	10.9971777	39.00282227	4.54662
24/3/18 9.00	50	43	50	10.9971777	39.00282227	4.54662
24/3/18 10.00	50	43	50	10.9971777	39.00282227	4.54662

Tabella 2: Estratto foglio EXCEL VC 1

IPOTESI ADOTTATE

- Rispetto a questo volume di calcolo, la principale ipotesi o semplificazione di calcolo adottata è stata quella di considerare la temperatura media oraria all'uscita dalla PdC A durante il processo di costruzione delle curve caratteristiche delle macchine. Ciò è stato fatto per andare incontro alle esigenze di congruenza con i dati di energia termica prodotta, disponibili solo su basa oraria, a

  differenza dei dati di temperatura, campionati ogni 15 minuti.

Quanto appena descritto è valido per l'assetto da riscaldamento delle PdC, in un secondo momento si sono invece riusciti a fare ragionamenti simili nell'asseto produttivo di raffrescamento e produzione ACS.

Per la costruzione delle curve caratteristiche relative alla produzione di acqua tecnica per raffrescamento e ACS della PdC si è fatto riferimento ad una settimana centrale di Luglio 2018 della PdC B della sottocentrale S07.

Si è dovuta considerare la S07 perché per la S04 non erano presenti i dati di monitoraggio necessari a tracciare la curva, probabilmente per un malfunzionamento delle sonde di temperatura alla uscita dalla PdC.

La differenza principale tra S07 e S04 è relativa alla taglia della PdC, infatti nella S07 è presente una WHSN-XEE 552 invece che la WHSN-XEE 262. La prima presenta una potenza frigorifera nominale di circa 226 kW contro i circa 100 kW della seconda, questo perché i condomini serviti presentano una superficie nettamente maggiore.

Questa differente taglia di installazione della PdC è stata decisa in sede progettuale a fronte della suddetta differenza di estensione delle utenze servite, in realtà però i condomini serviti dalla S07 sono poco occupati, pertanto la PdC si trova a lavorare a carico nettamente parzializzato.

Di seguito un grafico che testimonia la frequenza di accadimento dei diversi PLR e come i punti di lavoro siano lontani dalle condizioni nominali.

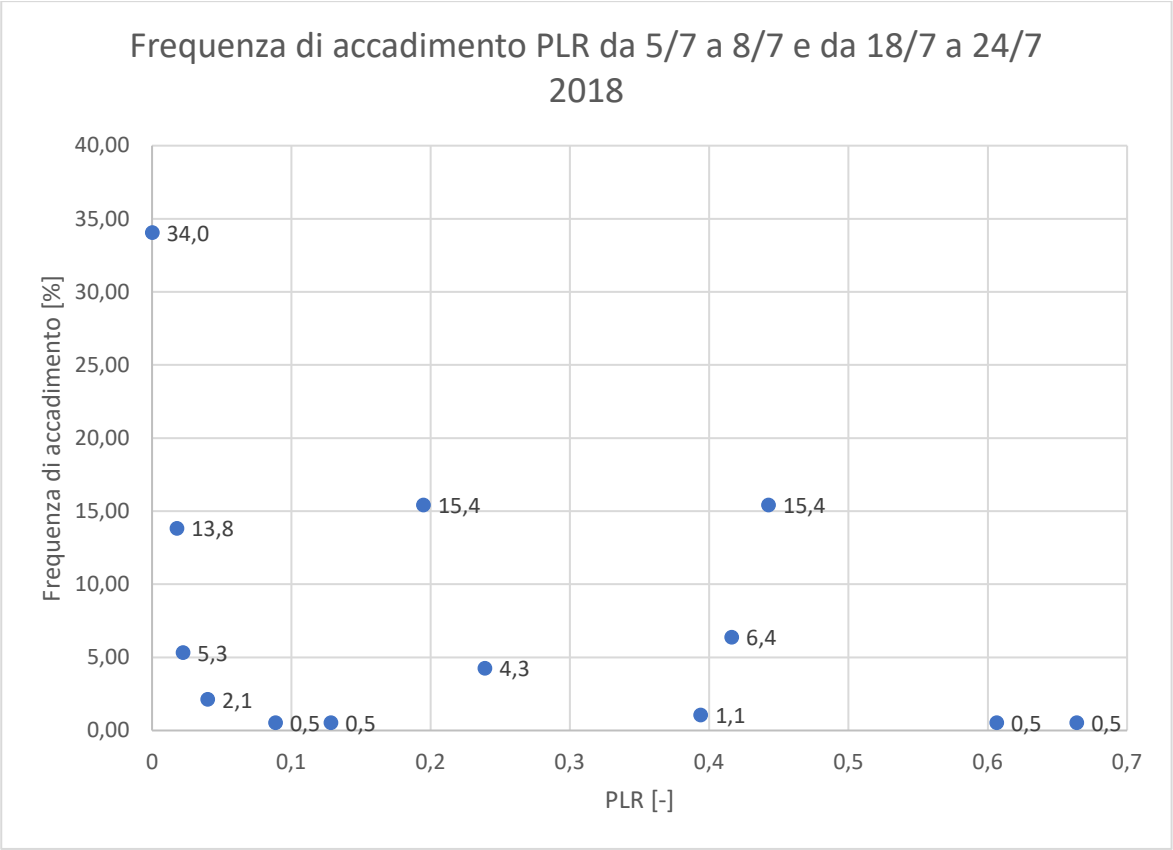


Figura 77: Frequenza di accadimento PLR

La parzializzazione si può osservare chiaramente anche nelle curve di funzionamento ottenute per la PdC B S07 in assetto di produzione di ACS e raffrescamento.

Si sono individuate 3 principali temperature di erogazione dell'acqua tecnica ricorrenti, ovvero 14, 13 e 12°C.

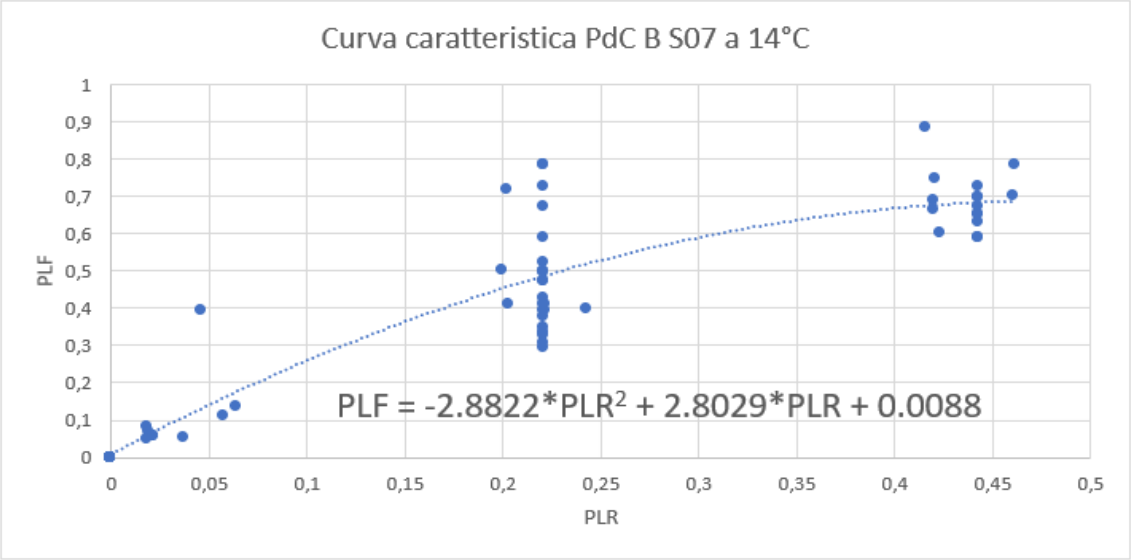


Figura 78: Curva caratteristica PdC B S07 14°C

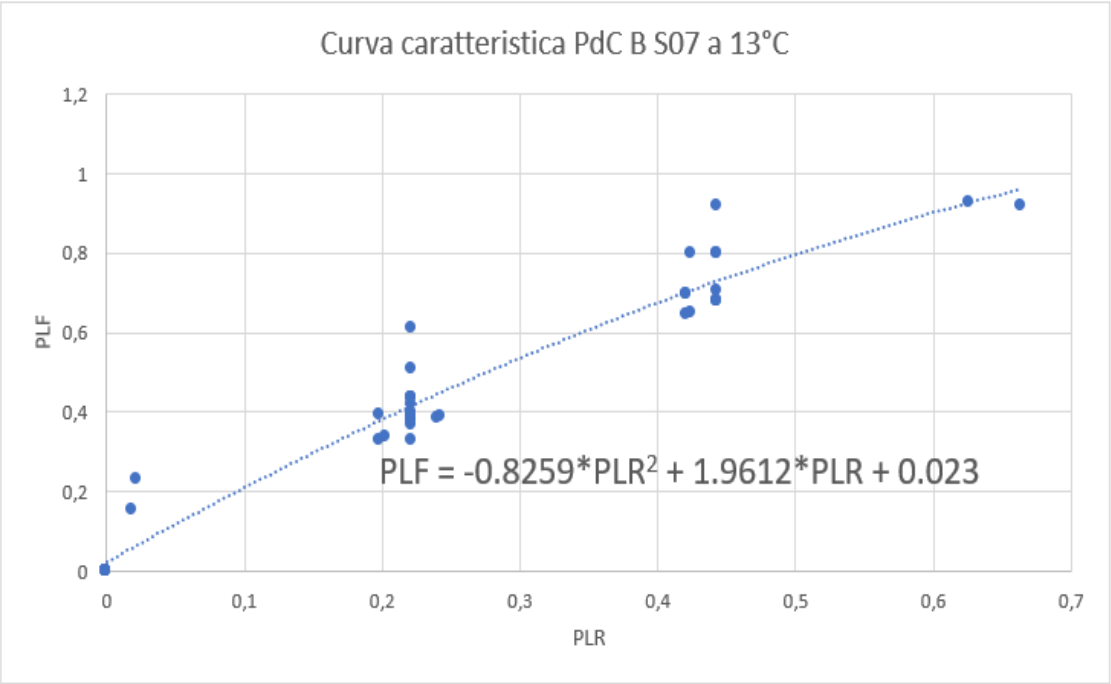


Figura 79: Curva caratteristica PdC B S07 13°C

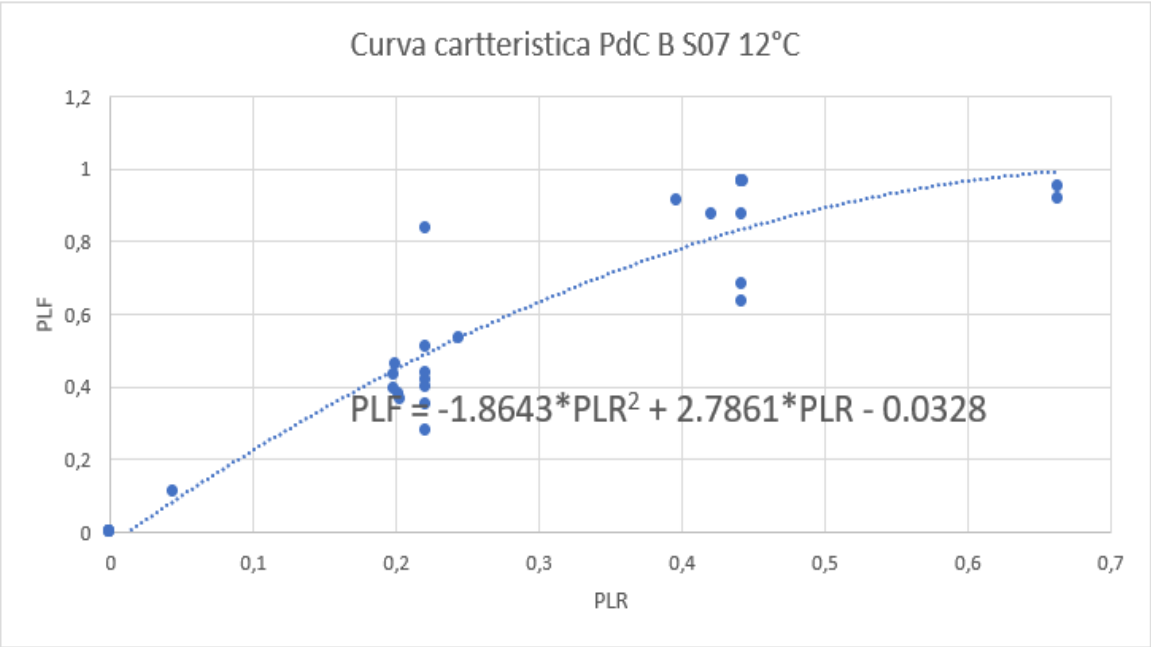


Figura 80: Curva caratteristica PdC B S07 12°C

Come si può notare le curve caratteristiche riportate non hanno la forma vista per quelle ricavate per il servizio di riscaldamento, questo perché la PdC non ha mai lavorato nel periodo studiato a potenze superiori al 70% di quella nominale, per cui il picco non è stato ancora

raggiunto, in quanto solitamente si raggiunge in corrispondenza dell'80% della potenza nominale.

Le curve caratteristiche ottenute sono state testate e validati insieme al primo volume di controllo in assetto di produzione per raffrescamento e ACS.

Dopo le tabelle riassuntive proseguirò con il descrivere gli altri volumi di controllo presi in considerazione, si tenga però a mente che il nostro trasformatore principale, comune a tutti i volumi di controllo, ovvero la PdC seguirà sempre le leggi sopra descritte.

Di seguito una tabella riassuntiva dei risultati ottenuti in termini di affidabilità e un estratto dal foglio di calcolo EXCEL su cui si è simulato il funzionamento dell'impianto per una settimana centrale di luglio.

TABELLA RISULTATI				
Energia Termica totale erogata [kWh]	Energia Elettrica Simulata totale assorbita [kWh]	EER medio del periodo [-]	Energia Elettrica Misurata totale assorbita [kWh]	Scarto Percentuale [-]
14291.94	5153	2.77	4951	4.09%

Tabella 3: Tabella risultati simulazione raffrescamento e ACS

TEMPO	INPUT				OUTPUT		
Data [gg/mm/aa hh]	Qeva [kW]	Qdes [kW]	Tutil,out [°C]	Qth,tot [kW]	Wel [kW]	Qcond [kW]	EER [-]
18/7/18 13.05	100		10	100	20.9304057	120.9304057	4.777738
18/7/18 14.05	54.81		16	54.81	19.9047926	74.71479263	2.753608
18/7/18 15.05	50		14	50	19.3195427	69.31954273	2.588053
18/7/18 16.05	95.17		11	95.17	20.4913911	115.6613911	4.644389
18/7/18 17.05	100		14	100	27.528658	127.528658	3.632578
18/7/18 18.05	100	45.16	14	145.16	44.1285634	98.96856342	3.289479
18/7/18 19.05	100	50	12	150	26.6557973	76.65579727	5.627294
18/7/18 20.05	9.69	4.85	14	14.54	15.4669985	20.30699847	0.940066
18/7/18 21.05	0		14	0	10	0	0
18/7/18 22.05	45.15	45.15	11	90.3	20.0631498	20.06314975	4.500789
18/7/18 23.05	50.01	50	14	100.01	27.5309623	27.54096231	3.632637
18/7/18 23.50	50	4.85	13	54.85	22.9584947	68.10849469	2.389094

Tabella 4: Estratto Foglio di calcolo EXCEL raffrescamento e ACS

5.1.2 Volume di controllo 2

In questo caso il volume di controllo coincide nei propri limiti con quelli fisici della sottocentrale S04.

Il volume di controllo, come si può osservare in figura, oltre alle PdC, considera gli altri elementi necessari alla produzione di ACS e un tratto del sottosistema di distribuzione per l'utilizzo.

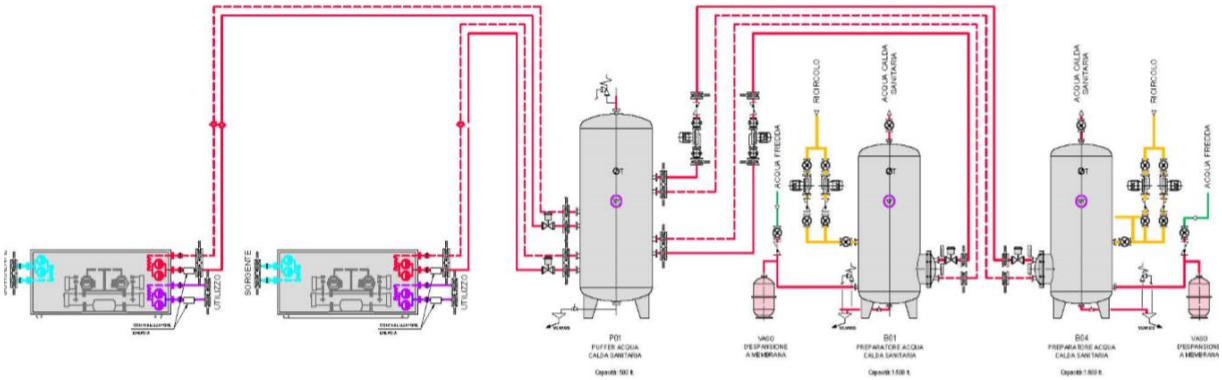


Figura 81: Schema d'impianto S04, Fonte: Ing. Luigi Sgobaro

Le principali novità rispetto al volume di controllo precedente sono presenti per quanto riguarda l'ACS, infatti ora si considerano anche il puffer e i due bollitori.

INPUT del modello

- $Q_{condensatore}$
- $Q_{desurriscaldatore}$
- $T_{utilizzo,out}$
- $T_{ACS,out}$
- T_{puffer}
- $\eta_{preparatori}$
- $T_{esterna}$

OUTPUT del modello

- COP
- $W_{elettrico}$ (W elettrico da considerarsi come energia elettrica assorbita dalla PdC in totale, tutti gli ausiliari considerati)
- $Q_{evaporatore}$
- $Q_{ACS,bollitori}$

EQUAZIONI CARATTERISTICHE

Quanto detto per la PdC nel precedente volume di controllo continua a essere valido, così come gli INPUT e OUTPUT ad essa correlati.

Vengono però introdotti puffer, preparatori e perdite nei tratti di impianto compresi tra questi.

Le equazioni caratteristiche per il puffer sono due:

1 Primo principio della termodinamica per i sistemi aperti

$$-\phi_{disp} = \frac{dU}{dT} - \phi_{PdC,A} - \phi_{PdC,B} + \phi_{prep1} + \phi_{prep2}$$

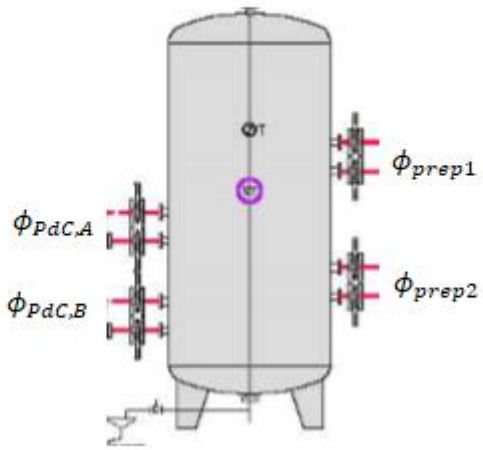


Figura 82: Puffer dell'ACS e schematizzazione dei flussi da PdC e verso preparatori

Questa equazione sembra presentare a prima vista molte incognite, in realtà noi conosciamo le potenze termiche delle due PdC che sono dati di input del sistema.

Inoltre, possiamo valutare, proponendo un'approssimazione del termine in questione, il termine di accumulo come:

$$\frac{dU}{dT} = M_{water} * c_{water} * \frac{dT}{dt} \approx M_{water} * c_{water} * \frac{T_t - T_{t_0}}{t - t_0}$$

Per quanto riguarda il calore disperso dal serbatoio di accumulo attraverso il proprio mantello, si può fare riferimento all'equazione esplicita riportata nella UNI/TS 11300-2, in cui esso è espresso come:

$$\phi_{disp} = \frac{S_s}{d_s} * (\theta_s - \theta_a) * \lambda_s$$

Dove il pedice s si riferisce allo storage e le grandezze possono così essere definite:

- S è la superficie esterna del serbatoio di accumulo $[m^2]$
- d è lo spessore di isolante del serbatoio $[m]$
- θ_s è la temperatura media dell'acqua nell'accumulo $[K]$
- θ_a è la temperatura dell'aria nel locale in cui è installato l'accumulo $[K]$
- λ è la conducibilità dell'isolante $\left[\frac{W}{mK}\right]$

In ultimo possiamo considerare le due potenze termiche dirette ai preparatori di ACS tra loro uguali e quindi queste due quantità tra loro uguali diventano l'unica incognita del problema.

Per quanto riguarda i preparatori di ACS, come indicato negli INPUT sarà necessario introdurre un'efficienza di questi elementi per quanto riguarda lo scambio termico.

Per cui:

$$Q_{prep,out} = \frac{Q_{prep,in}}{\eta_{prep}}$$

Per quanto riguarda le perdite di distribuzione legate al passaggio di acqua tecnica, sia per ACS che per riscaldamento, nei tubi all'interno della centrale si farà riferimento alla seguente formula, riadattata alle nostre esigenze a partire dalla UNI/TS 11300-2.

$$Q_{perdite,distr} = U' * \left(T_{acqua} - T_{installazione}\right) * L_{tubazione}$$

Dove:

- U' trasmittanza termica lineica $\left[\frac{W}{mK}\right]$
- T_{acqua} temperatura dell'acqua tecnica nella tubatura $[°C]$
- $T_{installazione}$ temperatura del locale di installazione $[°C]$
- $L_{tubazione}$ lunghezza della tubazione considerata $[m]$

Ora per ottenere la U' delle nostre tubazioni utilizzeremo la seguente relazione valida per i tubi non isolati e correggendola per far sì che tenga conto anche dell'isolante.

$$\Psi_{non} = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_P} \cdot \ln \frac{d_{p,a}}{d_{p,i}} + \frac{1}{h_a \cdot d_{p,a}}} \qquad \text{[W/mK]}$$

where

$d_{p,i}, d_{p,a}$ is the inner diameter, outer diameter of the pipe (m);

λ_P is the thermal conductivity of the pipe (material) (W/mK).

h_a outer total surface coefficient of heat transfer (convection and radiation) (W/m²K)

value for insulated pipes = 8 W/m^{2}K
value for un-insulated pipes = 14 W/m^{2}K

Questa formula è estratta dalla UNI EN 15316. Una volta corretta per tener conto anche dello strato di isolante l'equazione diventa:

$$U' = \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda_p} * \ln\left(\frac{d_{p,a}}{d_{p,i}}\right) + \frac{1}{2\lambda_i} * \ln\left(\frac{d_{p,i,out}}{d_{p,i,in}}\right) + \frac{1}{h_a d_{p,i,out}}}$$

Dove:

- λ_i conducibilità termica dell'isolante $[\frac{W}{mK}]$
- $d_{p,i,out}$ e $d_{p,i,in}$ si riferiscono allo spessore di isolante $[m]$

Per quanto riguarda la temperatura di installazione della tubazione, si può fare riferimento alla seguente tabella presa dall'appendice A della UNI/TS 11300-2.

prospetto A.1 **Temperature ambiente**

Posizione della tubazione	Temperatura [°C]
Corrente in ambienti climatizzati	Temperatura di set-point dell'ambiente climatizzato
Incassata in struttura isolata delimitante l'involucro, all'interno dello strato di isolamento principale	Temperatura di set-point dell'ambiente climatizzato
Incassata in struttura isolata delimitante l'involucro, all'esterno dello strato di isolamento principale	Temperatura media mensile dell'aria esterna
Incassata in struttura non isolata delimitante l'involucro	Temperatura media mensile dell'aria esterna
Incassata in struttura interna all'involucro	Temperatura di set-point dell'ambiente climatizzato
Corrente all'esterno	Temperatura media mensile dell'aria esterna
Corrente in ambiente non climatizzato adiacente ad ambienti climatizzati	Temperatura dell'ambiente non climatizzato calcolata in funzione del $b_{tr,x}$ della zona non climatizzata
Corrente in altri ambienti non climatizzati	Calcolo secondo UNI/TS 11300-1
Interrata (a profondità minore di 1m)	Media mensile aria
In centrale termica (nel caso in cui non sia adiacente ad ambienti non climatizzati)	Temperatura media mensile esterna + 5 °C

Figura 83: Valori da adottare per la temperatura esterna per le dispersioni delle tubazioni di distribuzione [18]

Assumiamo quindi, come indicato in tabella, per le tubazioni all'interno della centrale termica una temperatura pari a quella esterna maggiorata di 5°C.

IPOTESI

- T_{puffer} può essere considerata come un'indicatrice della temperatura media dell'accumulo stesso, benché in realtà noi non conosciamo il posizionamento reale della sonda di temperatura sul puffer.
- Approssimazione della derivata con il rapporto finito tra la differenza di temperature e di tempi nella definizione del termine di accumulo.
- I due preparatori di ACS viene detto lavorino in sincronia, perciò ho ipotizzato che le energie termiche a loro dirette fossero tra loro uguali.
- Nel calcolo di ϕ_{disp} si considera solo l'isolante termico, gli altri strati sono trascurati, perché lo scambio termico è caratterizzato in modo prevalente dalla presenza dell'isolante stesso. Questa semplificazione è introdotta dalla UNI/TS 11300-2.

Di seguito si riporta un estratto del foglio di calcolo Excel su cui si sono effettuati i calcoli per implementare il modello.

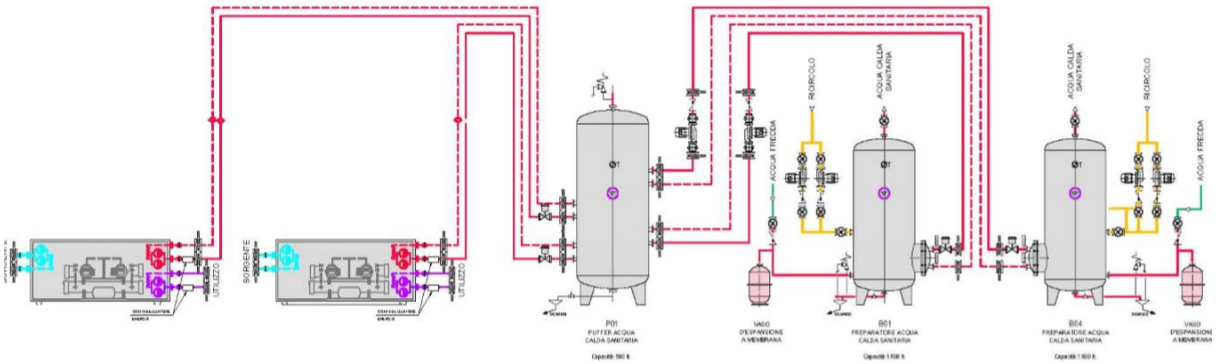
Le due pagine sotto riportate sono da intendersi adiacenti.

TEMPO	PdC						
	INPUT				OUTPUT		
Data [gg/mm/aa hh]	Qcondensatore [kW]	Qdesurriscaldatore [kW]	Tutilizzo,out [°C]	Qtermica,tot [kW]	Welettrico [kW]	Qevaporatore [kW]	COP [-]
24/3/18 0.00	0		42	0	7	0	0
24/3/18 1.00	20.97		40	20.97	8.10149947	12.86850053	2.58841
24/3/18 2.00	50		40	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 3.00	50		41	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 4.00	50		38	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 5.00	70.96		43	70.96	14.5542841	56.40571586	4.87554
24/3/18 6.00	100		43	100	26.1247579	73.87524214	3.827787
24/3/18 7.00	79.03		41	79.03	16.6043223	62.42567769	4.759604
24/3/18 8.00	50		43	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 9.00	50		43	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 10.00	50		43	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 11.00	29.05		44	29.05	7.70105349	21.34894651	3.772211
24/3/18 12.00	0		44	0	7	0	0
24/3/18 13.00	20.94		42	20.94	8.0990658	12.8409342	2.585483
24/3/18 14.00	50.01		44	50.01	9.66293581	40.34706419	5.175446
24/3/18 15.00	29.05		44	29.05	7.70105349	21.34894651	3.772211
24/3/18 16.00	0		43	0	7	0	0
24/3/18 17.00	20.94		44	20.94	7.11507548	13.82492452	2.943047
24/3/18 18.00	50		43	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 19.00	50		43	50	10.9971777	39.00282227	4.546621

Tabella 5: Estratto foglio EXCEL VC 2

Puffer							Preparatori ACS			
INPUT			OUTPUT				INPUT		OUTPUT	
Qdesurriscaldatore [kW]	Tpuffer [°C]	Tinstallazione [°C]	dU/dt [kW]	Qdisp [kW]	Qprep,1,in [kW]	Qprep,2,in [kW]	Qprep,1,in [kW]	Qprep,2,in [kW]	Qprep,1,out [kW]	Qprep,2,out [kW]
0	40	13	0	0.702	0	0	0	0	0	0
6.291	38	13	-2.32556	0.65	3.983277778	3.98327778	3.98327778	3.98327778	3.784113889	3.784113889
15	38	13	0	0.65	7.175	7.175	7.175	7.175	6.81625	6.81625
15	46	12	9.302222	0.884	2.406888889	2.40688889	2.40688889	2.40688889	2.286544444	2.286544444
15	48	11	2.325556	0.962	5.856222222	5.85622222	5.85622222	5.85622222	5.563411111	5.563411111
21.288	47	10	-1.16278	0.962	10.74438889	10.74438889	10.74438889	10.74438889	10.20716944	10.20716944
30	47	10	0	0.962	14.519	14.519	14.519	14.519	13.79305	13.79305
23.709	49	9	2.325556	1.04	10.17172222	10.17172222	10.17172222	10.17172222	9.663136111	9.663136111
15	47	9	-2.32556	0.988	8.168777778	8.16877778	8.16877778	8.16877778	7.760338889	7.760338889
15	47	12	0	0.91	7.045	7.045	7.045	7.045	6.69275	6.69275
15	47	14	0	0.858	7.071	7.071	7.071	7.071	6.71745	6.71745
8.715	46	13	-1.16278	0.858	4.509888889	4.50988889	4.50988889	4.50988889	4.284394444	4.284394444
0	48	12	2.325556	0.936	0	0	0	0	0	0
6.282	47	11	-1.16278	0.936	3.254388889	3.25438889	3.25438889	3.25438889	3.091669444	3.091669444

5.1.3 Volume di controllo 3



+

Figura 86: Rappresentazione schematica VC 3, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L. e Ing. Luigi Sgobaro

Il terzo volume di controllo preso in considerazione coincide con la sottocentrale S04 più la porzione di sottosistema di distribuzione che dalla S04 porta all'ingresso dei diversi appartamenti serviti, dove si presume siano posti i misuratori dei consumi dei condomini.

Questo volume di controllo è proposto, perché dal sistema di monitoraggio sono presenti i consumi dei condomini, pertanto questo sarebbe un ottimo dato di input con cui alimentare il modello, in modo tale da considerare tutte le perdite del sistema di riscaldamento meno quelle di erogazione/emissione.

In questo modo potremmo partire dai reali consumi dei condomini e modellare i consumi della sottocentrale validando questi dati con la loro controparte realmente monitorata.

In questo particolare caso, dovremo andare ad utilizzare la UNI/TS 11300-2 per modellare le perdite di distribuzione e regolazione per i servizi di riscaldamento e ACS.

INPUT del modello

- $Q_{condensatore}$
- $Q_{desurriscaldatore}$
- $T_{utilizzo,out}$
- $T_{ACS,out}$
- T_{puffer}
- $\eta_{preparatori}$
- $T_{esterna}$

OUTPUT del modello

- COP
- $W_{elettrico}$ (W elettrico da considerarsi come energia elettrica assorbita dalla PdC in totale, tutti gli ausiliari considerati)
- $Q_{evaporatore}$
- $Q_{ACS,bollitori}$
- $Perdite\ di\ distribuzione\ del\ sistema\ di\ riscaldamento\ e\ ACS$
- $Q_{risc,condominio}$

Per quanto riguarda gli elementi di impianto considerati nei precedenti due volumi di controllo, quanto detto si applica alla stessa maniera per questo volume di controllo.

Per cui le equazioni caratteristiche individuate per PdC, puffer e preparatori continuano ad essere valide.

EQUAZIONI CARATTERISTICHE

Sistema di distribuzione riscaldamento

Serve individuare delle equazioni che permettano di correlare l'output energetico di riscaldamento della PdC con l'input energetico dei condomini.

Nel nostro caso non considereremo le perdite di emissione/regolazione, perché presumiamo che i contatermie dei consumi dei condomini sia installati a monte dei terminali in ambiente e non su questi.

Per cui studiando la norma UNI/TS 11300-2 si trova quanto segue:

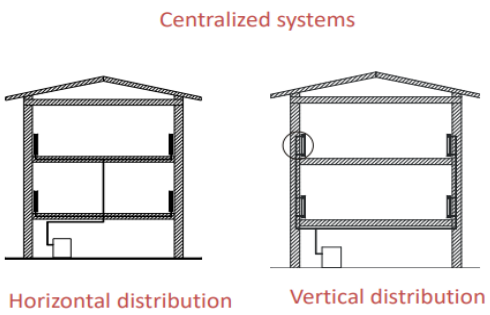


Figura 86: Distinzione tra distribuzione orizzontale e verticale [18]

Nel nostro impianto credo di poter dire con sicurezza che ci troviamo nel caso di distribuzione orizzontale, essendo stato costruito in epoca recente.

Insulation levels for using pre-calculated efficiency values:

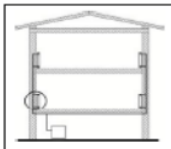
A. Insulation with thicknesses in compliance with the provisions of Presidential Decree 412/93;
B. Reasonable level of insulation, with a thickness that does not necessarily comply with the provisions of Presidential Decree 412/93, but executed with care and protected by a layer of gypsum, plastic or aluminum;
C. Medium insulation, with various materials (cotton muslin, cups) not permanently fixed by a protective layer;
D. Insufficient insulation, severely deteriorated or non-existent;
E. Insufficient or non-existent insulation in systems built before the entry into force of Presidential Decree 412/93 (for example pre-insulated pipe with reduced thickness or bare tube inserted in corrugated pipe).

Figura 87: Livelli di isolamento tubazioni [7]

Quelli sopra riportati sono le tipologie di isolamento dell'impianto di distribuzione tra cui identificare quella corrispondente al nostro impianto al fine di determinare il rendimento di distribuzione.

Traditional centralized heating systems with shafts (common to several building units) fed by horizontal distribution (usually on the ceiling of the basement floor)

- Not insulated shafts in track on the inner side of the external walls



4.2 Distribuzione orizzontale nel cantinato
Montanti non isolati, correnti in traccia nel lato interno delle pareti esterne

	Isolamento distribuzione orizzontale			
Altezza edificio	A	B	C	D
1 piano	0,966	0,952	0,922	0,875
2 piani	0,938	0,929	0,906	0,871
3 piani	0,937	0,931	0,914	0,887
4 piani e più	0,938	0,933	0,920	0,900

Figura 88: Rendimenti di distribuzione in base a tipologia edificio [18]

La tabella sopra riportata è figlia di un'ipotesi che andrà poi verificata relativamente a dove corrono i tubi della distribuzione dell'acqua tecnica per riscaldamento.

In ultimo bisogna poi operare una correzione sul valore trovato di η_d secondo questa equazione:

$$\eta_{H,dx} = 1 - (1 - \eta_d) * C$$

Dove C è un fattore correttivo che tiene conto della temperatura di mandata e può essere ottenuto dalla seguente tabella:

Fattori di correzione del rendimento di distribuzione

Temperature di mandata e di ritorno di progetto °C	Δt di progetto corrispondente °C	Temperatura media stagionale °C	Fattore di correzione C del rendimento tabulato	Tipologia di impianto corrispondente (indicativa)
80-60	50	37,3	1,00	Impianti a radiatori
	45	36,0	0,94	
70-55	42,5	35,3	0,92	
	40	34,7	0,89	
	35	33,0	0,82	
55-45	30	31,4	0,77	Impianti a ventilconvettori
	25	29,8	0,69	
	20	27,9	0,62	Impianti a pannelli radianti
	15	26,1	0,55	
35-30	12,5	25,1	0,51	
	10	24,2	0,47	

Figura 89: calcolo fattore correttivo C [17]

Per quanto invece riguarda l'efficienza del sistema di controllo, si dovrà fare riferimento a questa tabella, sempre dalla UNI/TS 11300-2:

Control type	Control features	Radiators, convectors, fan coils, radiant strips and hot air	Panels embedded in constructions	
			not thermally coupled	thermally coupled
Climatic	$K - 0,6\ \eta_u\ \gamma$	K=1	K=0,98	K=0,94
Zone	On-Off	0,93	0,91	0,87
	Proportional (2 °C band)	0,94	0,92	0,88
	Proportional (1 °C band)	0,97	0,95	0,91
Room	On-Off	0,94	0,92	0,88
	Proportional (2 °C band)	0,95	0,93	0,89
	Proportional (1 °C band)	0,98	0,97	0,95
Zone + climatic	On-Off	0,96	0,94	0,92
	Proportional (2 °C band)	0,96	0,95	0,93
	Proportional (1 °C band)	0,97	0,96	0,94
Room + climatic	On-Off	0,97	0,95	0,93
	Proportional (2 °C band)	0,9	0,96	0,94
	Proportional (1 °C band)	0,98	0,97	0,95

Figura 90: Calcolo rendimento di controllo [18]

Per quanto riguarda l'ACS abbiamo solo i m^3 di ACS consumata, senza indicazione di temperatura, perciò non saprei come procedere per produrre un ragionamento simile a quanto descritto per il riscaldamento.

Applicando le tabelle al nostro caso di studio, si troverebbe che, essendo un impianto comune a diverse unità abitative, con isolamento conforme alle normative vigenti, il nostro rendimento di distribuzione sarebbe pari a circa 0.938.

Precisando che il dato così ottenuto tiene conto del fatto che gli edifici connessi al sistema di distribuzione siano alti quattro o più piani.

Inoltre, questo dato va corretto, tenendo conto del fatto che la temperatura di produzione dell'acqua tecnica, è molto più bassa dei classici 80°C delle caldaie.

Pertanto, si otterrebbe un valore di C, fattore correttivo pari a 0.62 e quindi:

$$\eta_d = 1 - (1 - 0.938) * 0.62 = 0.961$$

In realtà, ora andremo a stimare analiticamente il dato di dispersioni termiche della rete di distribuzione del nostro caso studio, andando a osservare quanto ottenuto, confrontandolo con il valore suggerito da normativa e quanto invece sperimentalmente individuato.

Quanto detto vale solo per il circuito di riscaldamento, perché per l'ACS ci sono formule derivante dagli standard diverse e soprattutto, rispetto a questo servizio, vi è la presenza di un anello di ricircolo, che andrà tenuta in conto.

Per quanto riguarda le perdite di distribuzione per il ramo di impianto che si occupa di produrre e distribuire l'ACS, nella UNI/TS 11300-2 si può trovare la procedura ora schematizzata.

$$Q_{l,W,du,i} = L_i \times (d_{int,i})^2 / 4 \times \pi \times \rho_w \times c_w \times N_{w,du} \times n_{gg} \times (\theta_{W,acs} - \theta_{a,i}) \text{ [kWh]}$$

where:

- L_i is the length of the i-th piping segment [m];
- $d_{int,i}$ is the internal diameter of the i-th piping segment [m];
- $N_{w,du}$ is the number of cycles of daily use, conventionally assumed equal to 3;
- n_{gg} is the number of days of the calculation interval (month);
- $\theta_{w,avg}$ is the average temperature of the domestic hot water in the distribution network, conventionally assumed equal to 48 °C;
- $\theta_{a,i}$ is the temperature of the space outside the i-th piping segment, determined according to table A.1.

Figura 91: Calcolo dispersioni distribuzione ACS [18]

Dove questa formula deve essere applicata ai diversi livelli del sottosistema di distribuzione.

Inoltre, la formula sarà corretta al fine di ottenere l'energia dispersa in kWh su un'ora, ovvero una potenza media oraria da poter sfruttare nel nostro modello, in cui le altre grandezze sono espresse come dato medio orario in potenza.

Per cui la formula diventa:

$$Q_{perdite,ACS} = L_i * \frac{(d_{int})^2}{4} * \pi * \rho_w * c_w * \frac{T_{ACS} - T_{installazione}}{1000 * 3600}$$

Dove:

- L_i lunghezza dell'i-esimo tratto di tubazione $[m]$
- d_{int} diametro interno della tubazione $[m]$
- ρ_w densità dell'acqua $[\frac{kg}{m^3}]$
- c_w calore specifico dell'acqua $[\frac{J}{kgK}]$
- T_{ACS} temperatura dell'ACS nella tubazione $[K]$
- $T_{installazione}$ temperatura dell'aria che lambisce la tubazione, dipende dal luogo di installazione della tubatura stessa $[K]$

Essendo il passo di tempo della nostra analisi preliminare 1 h, questa equazione restituirà come detto una potenza media oraria.

Di nuovo per quanto riguarda la temperatura di installazione si farà riferimento alla tabella dell'appendice della UNI/TS 11300-2.

prospetto A.1 **Temperature ambiente**

Posizione della tubazione	Temperatura [°C]
Corrente in ambienti climatizzati	Temperatura di set-point dell'ambiente climatizzato
Incassata in struttura isolata delimitante l'involucro, all'interno dello strato di isolamento principale	Temperatura di set-point dell'ambiente climatizzato
Incassata in struttura isolata delimitante l'involucro, all'esterno dello strato di isolamento principale	Temperatura media mensile dell'aria esterna
Incassata in struttura non isolata delimitante l'involucro	Temperatura media mensile dell'aria esterna
Incassata in struttura interna all'involucro	Temperatura di set-point dell'ambiente climatizzato
Corrente all'esterno	Temperatura media mensile dell'aria esterna
Corrente in ambiente non climatizzato adiacente ad ambienti climatizzati	Temperatura dell'ambiente non climatizzato calcolata in funzione del $\Delta_{tr,x}$ della zona non climatizzata
Corrente in altri ambienti non climatizzati	Calcolo secondo UNI/TS 11300-1
Interrata (a profondità minore di 1m)	Media mensile aria
In centrale termica (nel caso in cui non sia adiacente ad ambienti non climatizzati)	Temperatura media mensile esterna + 5 °C

Figura 92: Temperature con cui si interfacciano le tubazioni di distribuzione [18]

Per cui per i diversi tratti dell'impianto si andranno a considerare le corrispondenti temperature indicate in ambiente.

In particolare, avremo il tratto in centrale termica che si interfaccia con la temperatura esterna maggiorata di 5°C.

Nel nostro caso però non faremo riferimento alla temperatura media mensile, bensì useremo come input la temperatura esterna presa su base oraria.

Per quanto riguarda invece, le tubazioni che corrono nei condomini si tratterà di andare a definire dove esse sono state posate, in modo da poter attingere dalla tabella sopra riportata la temperatura dell'ambiente verso cui disperdono.

In ultimo, pur permanendo valida a livello generale l'equazione sopra riportata per il calcolo della trasmittanza termica lineica del sottosistema di distribuzione, si possono reperire dalla UNI/TS 11300-2 alcune equazioni specifiche per le tubazioni correnti in aria e correnti in muratura.

Nel nostro caso adotteremo le seguenti equivalenze semplificative:

All'interno della centrale termica → tubazione isolata corrente in aria

Tratto tra centrale e condominio → tubazione isolata corrente in aria (in locali interrati come garage)

Tratto interno ai condomini → tubazione isolata corrente in muratura

Queste distinzioni sono state fatte perché il procedimento di calcolo della trasmittanza termica lineica passa attraverso equazioni diverse per le tre situazioni sopra indicate.

Per le tubazioni correnti in aria si ha:

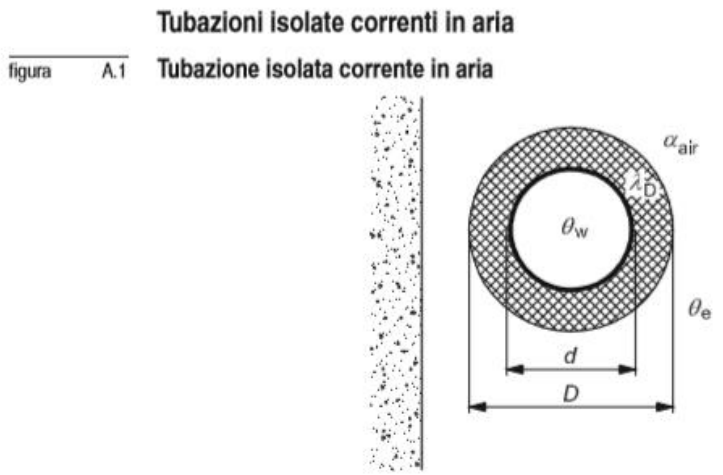


Figura 93: Tubazioni isolate correnti in aria [18]

La trasmittanza lineica Ψ_i è data da:

$$\Psi_i = \pi / [\, 1 / (2 \times \lambda_i) \times \ln (D_i / d_i) + 1 / (\alpha_{air} \times D_i) \qquad [W/(m \times K)]$$

dove:

d_i è il diametro esterno della tubazione [m];

D_i è il diametro esterno dell'isolamento [m];

λ è la conduttività dello strato isolante[W/(m × K)];

α_{air} è il coefficiente di scambio convettivo [W/(m² × K)] pari a:

4 W/(m² × K) se la tubazione è corrente in ambienti interni;

10 W/(m² × K) se la tubazione è corrente in ambienti esterni.

Figura 94: Trasmittanza termica lineica per tubazioni isolate [17]

Nel nostro caso, trovandoci in centrale, si ha che la tubazione è corrente in ambiente interno.

Per le tubazioni incassate nella muratura:

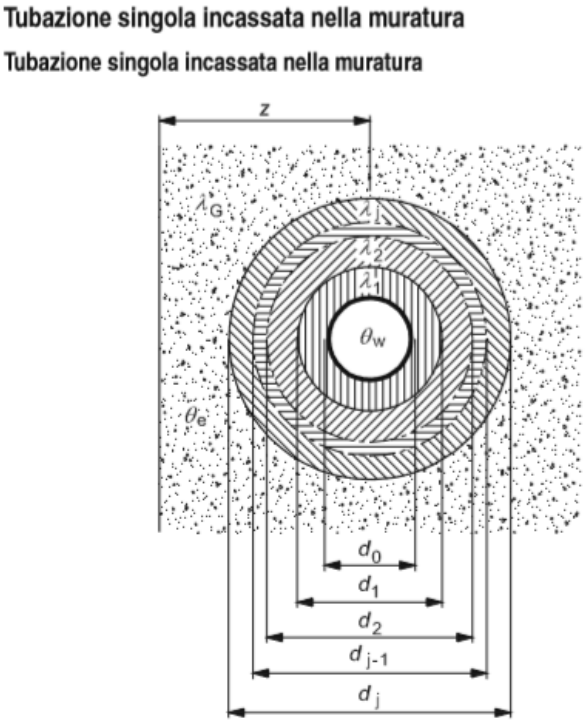


Figura 95: Tubazioni incassate nella muratura [18]

La trasmittanza lineica Ψ_i' è data da:

$$\Psi_i' = \frac{\pi}{\sum_{j=1}^{n} \frac{1}{2 \times \lambda_j} \times \ln \frac{d_j}{d_{j-1}} + \frac{1}{2 \times \lambda_G} \times \ln \frac{4 \times z}{d_n}} \quad [W/(m \times K)] \qquad (A.10)$$

dove, oltre ai simboli già definiti:

λ_G è la conduttività del materiale attorno alla tubazione [W/(m × K)]; in assenza di informazioni più precise, si assume $\lambda_G = 0{,}7$ W/(m × K);

z è la profondità di incasso [m]; in assenza di informazioni più precise si assume $z = 0{,}1$.

Figura 96: Trasmittanza termica lineica tubazioni incassate in muratura

Il tratto di sistema di distribuzione che collega la centrale ai diversi condomini corre lungo il soffitto di alcuni ambienti interrati come garage o magazzini, per cui si sono fatte le stesse assunzioni per le tubazioni in centrale termica.

Inoltre, le tubazioni hanno diametri diversi a seconda del tratto di impianto considerato e a diversi diametri corrispondono diversi spessori di isolanti, per cui diverse trasmittanze termiche lineiche.

Segue una tabella riassuntiva che riporta i diametri e gli spessori considerati.

Collocazione	Centrale termica	Tra centrale e condomino		Condominio		
Diametro nominale	DN 125	DN 100	DN 65	DN 50	DN 40	DN 32
Spessore isolante [cm]	6	6	5	4	4	4

Tabella 6: Diametri nominali e spessori degli isolanti trattati

Per introdurre le perdite nel modello di calcolo si è andati a considerare un percorso "medio" dell'energia termica all'interno della rete di distribuzione.

Questo è stato fatto perché le perdite che si verificano di ora in ora nel nostro modello non possono coincidere con la totale estensione del sistema di distribuzione, infatti non è realistico pensare che tutti i condomini siano sempre serviti in contemporanea.

Perciò si è andati a determinare un percorso medio, ovvero si sono considerati i tratti di impianto per cui l'acqua tecnica per riscaldamento deve passare indipendentemente da quali e quanti palazzi siano da servire e in parte dei tratti opzionali, dipendenti dai condomini serviti.

Al fine di operare questa analisi si è studiata la conformazione del sistema di distribuzione, sotto riportato.

Figura 97: Schema impiantistico sistema di distribuzione S04, Fonte: Ing. Luigi Sgobaro

Queste sono le considerazioni effettuate per ottenere un percorso medio che simuli il funzionamento orario continuativo dell'impianto:

1) I tratti di tubazione in centrale sono sempre percorsi dai fluidi termovettori, qualunque siano la destinazione ultima dell'energia prodotta.

2) Immaginando di dover mediamente servire due dei palazzi presenti, i tratti di tubazione tra centrale e condomini sono percorsi per circa ¾ del loro sviluppo, questo perché sarà obbligatorio l'attraversamento del cortile centrale, immaginando che i due palazzi si trovino in posizione opposta.

3) Mantenendo le ipotese descritte al punto precedente, si può andare a considerare il tratto di distribuzione in due condomini, che con la stessa logica saranno considerati entrambi di quattro piani. Infatti, i palazzi sono alti rispettivamente quattro, cinque, tre e quattro piani, perciò si è considerato un'altezza media.

Avendo implementato queste logiche di calcolo delle dispersioni termiche si è potuto validare il modello di calcolo per il volume di controllo 3 lato riscaldamento.

Infatti, si riporta di seguito una tabella riassuntiva dei risultati ottenuti.

TABELLA RISULTATI RISCALDAMENTO VC 3			
Dati Simulati			
Energia Termica totale erogata Riscaldamento [kWh]	Energia Elettrica totale assorbita [kWh]	COP medio del periodo [-]	Energia Termica Condomini [kWh]
8654.1	2725.47	3.17	7880.5

TABELLA RISULTATI RISCALDAMENTO VC 3			
Dati Misurati			
Energia Termica totale erogata Riscaldamento [kWh]	Energia Elettrica totale assorbita [kWh]	COP medio del periodo [-]	Energia Termica Condomini [kWh]
8654.1	2802	3.09	7340

TABELLA RISULTATI RISCALDAMENTO VC 3		
Scarto percentuale simulazione/misurazione		
Energia Elettrica totale assorbita	COP medio del periodo	Energia Termica Condomini
2,73 %	2.73 %	6.86 %

Tabella 7: Risultati simulazione VC 3

I risultati ottenuti in termini di affidabilità della simulazione sono molto positivi.

Infatti, il dato ai condomini è soggetto a molte incertezze, essendo il prodotto di una sequenza di calcoli a loro volta derivanti da numerose ipotesi semplificative.

Le perdite che si riscontrano tra l'uscita della PdC e l'ingresso ai misuratori dei condomini sono circa il 10 %.

Questo dato è nettamente più elevato di quanto il metodo di calcolo standard da normativa produrrebbe per il nostro impianto, ovvero circa 4%.

Al tempo stesso però, è molto più vicino alle perdite realmente misurate nell'impianto che variano tra il 10 ed il 15%.

IPOTESI DEL MODELLO

- T_{puffer} può essere considerata come un'indicatrice della temperatura media dell'accumulo stesso, benché in realtà noi non conosciamo il posizionamento reale della sonda di temperatura sul puffer.
- Approssimazione della derivata con il rapporto finito tra la differenza di temperature e di tempi nella definizione del termine di accumulo.
- I due preparatori di ACS viene detto lavorino in sincronia, perciò ho ipotizzato che le energie termiche a loro dirette fossero tra loro uguali.
- Nel calcolo di ϕ_{disp} si considera solo l'isolante termico, gli altri strati sono trascurati, perché lo scambio termico è caratterizzato in modo prevalente dalla presenza dell'isolante stesso. Questa semplificazione è introdotta dalla UNI/TS 11300-2.
- Nel calcolo delle efficienze di distribuzione dell'impianto di riscaldamento sono state fatte delle ipotesi sulla conformazione dell'impianto che andranno verificate.

Di seguito si riporta un estratto del foglio di calcolo Excel su cui è stata effettuata l'implementazione del modello di calcolo per il terzo volume di controllo.

TEMPO	PdC						
	INPUT				OUTPUT		
Data [gg/mm/aa hh]	Qcondensatore [kW]	Qdesurriscaldatore [kW]	Tutilizzo,out [°C]	Qtermica,tot [kW]	Welettrico [kW]	Qevaporatore [kW]	COP [-]
24/3/18 0.00	0		42	0	7	0	0
24/3/18 1.00	20.97		40	20.97	8.10149947	12.86850053	2.58841
24/3/18 2.00	50		40	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 3.00	50		41	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 4.00	50		38	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 5.00	70.96		43	70.96	14.5542841	56.40571586	4.87554
24/3/18 6.00	100		43	100	26.1247579	73.87524214	3.827787
24/3/18 7.00	79.03		41	79.03	16.6043223	62.42567769	4.759604
24/3/18 8.00	50		43	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 9.00	50		43	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 10.00	50		43	50	10.9971777	39.00282227	4.546621
24/3/18 11.00	29.05		44	29.05	7.70105349	21.34894651	3.772211
24/3/18 12.00	0		44	0	7	0	0
24/3/18 13.00	20.94		42	20.94	8.0990658	12.8409342	2.585483
24/3/18 14.00	50.01		44	50.01	9.66293581	40.34706419	5.175446
24/3/18 15.00	29.05		44	29.05	7.70105349	21.34894651	3.772211
24/3/18 16.00	0		43	0	7	0	0

Puffer							Preparatori ACS			
INPUT			OUTPUT				INPUT		OUTPUT	
Qdesurriscaldatore [kW]	Tpuffer [°C]	Tinstallazione [°C]	dU/dt [kW]	Qdisp [kW]	Qprep,1,in [kW]	Qprep,2,in [kW]	Qprep,1,in [kW]	Qprep,2,in [kW]	Qprep,1,out [kW]	Qprep,2,out [kW]
0	40	13	0	0.071697	0	0	0	0	0	0
6.291	38	13	-4.61483	0.066386	5.419723332	5.41972333	5.41972333	5.41972333	5.148737166	5.148737166
15	40	13	4.614832	0.071697	5.156735457	5.15673546	5.15673546	5.15673546	4.898898684	4.898898684
15	46	12	13.8445	0.090285	0.532609003	0.532609	0.532609	0.532609	0.505978553	0.505978553
15	48	11	4.614832	0.098251	5.143458301	5.1434583	5.1434583	5.1434583	4.886285386	4.886285386
21.288	47	10	-2.30742	0.098251	11.74858263	11.7485826	11.7485826	11.7485826	11.1611535	11.1611535
30	47	10	0	0.098251	14.95087452	14.9508745	14.9508745	14.9508745	14.2033308	14.2033308
23.709	49	9	4.614832	0.106217	9.493975154	9.49397515	9.49397515	9.49397515	9.019276396	9.019276396
15	47	9	-4.61483	0.100906	9.75696303	9.75696303	9.75696303	9.75696303	9.269114878	9.269114878
15	47	12	0	0.09294	7.453529954	7.45352995	7.45352995	7.45352995	7.080853456	7.080853456
15	47	14	0	0.087629	7.456185385	7.45618539	7.45618539	7.45618539	7.083376116	7.083376116
8.715	46	13	-2.30742	0.087629	5.467393496	5.4673935	5.4673935	5.4673935	5.194023822	5.194023822
0	48	12	4.614832	0.095596	0	0	0	0	0	0
6.282	47	11	-2.30742	0.095596	4.24691035	4.24691035	4.24691035	4.24691035	4.034564832	4.034564832
15.003	48	11	2.307416	0.098251	6.298666412	6.29866641	6.29866641	6.29866641	5.983733091	5.983733091
8.715	48	10	0	0.100906	4.307046807	4.30704681	4.30704681	4.30704681	4.091694467	4.091694467
0	47	10	-2.30742	0.098251	1.104582634	1.10458263	1.10458263	1.10458263	1.049353502	1.049353502
6.282	47	10	0	0.098251	3.091874523	3.09187452	3.09187452	3.09187452	2.937280797	2.937280797

Dentro centrale termica				Da centrale termica a condominio					
INPUT		OUTPUT		INPUT		OUTPUT			
Qcon-densa-tore [kW]	Tuti-lizzo,out [°C]	Q,perdite,di-str,ct DN125 [kW]	Qcen-trale,risc,out [kW]	Qcen-trale,risc,out [kW]	T,in-stalla-zione [°C]	Q,perdite,fuo-rict,DN100 [kW]	Q,perdite,fuo-rict,DN65 [kW]	Q,perdite,di-str,fuori,centrale [kW]	Qcond-mini,risc [kW]
0	42	0.248672333	0	0	13	0.380716922	1.425325181	1.806042104	0
20.97	40	0.231522517	20.73847748	20.73847748	13	0.354460583	1.327026893	1.681487476	19.05699001
50	40	0.231522517	49.76847748	49.76847748	13	0.354460583	1.327026893	1.681487476	48.08699001
50	41	0.248672333	49.75132767	49.75132767	12	0.380716922	1.425325181	1.806042104	47.94528556
50	38	0.231522517	49.76847748	49.76847748	11	0.354460583	1.327026893	1.681487476	48.08699001
70.96	43	0.282971965	70.67702803	70.67702803	10	0.433229601	1.621921758	2.055151359	68.62187668
100	43	0.282971965	99.71702803	99.71702803	10	0.433229601	1.621921758	2.055151359	97.66187668
79.03	41	0.274397057	78.75560294	78.75560294	9	0.420101432	1.572772614	1.992874046	76.7627289
50	43	0.291546873	49.70845313	49.70845313	9	0.446357771	1.671070902	2.117428673	47.59102445
50	43	0.265822149	49.73417785	49.73417785	12	0.406973262	1.52362347	1.930596732	47.80358112
50	43	0.248672333	49.75132767	49.75132767	14	0.380716922	1.425325181	1.806042104	47.94528556
29.05	44	0.265822149	28.78417785	28.78417785	13	0.406973262	1.52362347	1.930596732	26.85358112
0	44	0.274397057	0	0	12	0.420101432	1.572772614	1.992874046	0
20.94	42	0.265822149	20.67417785	20.67417785	11	0.406973262	1.52362347	1.930596732	18.74358112
50.01	44	0.282971965	49.72702803	49.72702803	11	0.433229601	1.621921758	2.055151359	47.67187668
29.05	44	0.291546873	28.75845313	28.75845313	10	0.446357771	1.671070902	2.117428673	26.64102445
0	43	0.282971965	0	0	10	0.433229601	1.621921758	2.055151359	0
20.94	44	0.291546873	20.64845313	20.64845313	10	0.446357771	1.671070902	2.117428673	18.53102445

Da condominio a misuratori						
INPUT		OUTPUT				
Qcondmini,risc [kW]	T,ambiente climatizzato [kW]	Q,perdite condomini DN50 [kW]	Q,perdite condomini DN40 [kW]	Q,perdite,condomini DN32 [kW]	Q,perdite,distr condomini [kW]	Q,misuratori risc [kW]
0	12	1.084317902	0.669309344	0.08958895	1.843216196	0
19.05699001	12	1.012030042	0.624688721	0.083616353	1.720335116	17.33665489
48.08699001	12	1.012030042	0.624688721	0.083616353	1.720335116	46.36665489
47.94528556	12	1.048173972	0.646999033	0.086602651	1.781775656	46.16350991
48.08699001	12	0.939742182	0.580068098	0.077643756	1.597454037	46.48953597
68.62187668	12	1.120461833	0.691619656	0.092575248	1.904656736	66.71721994
97.66187668	12	1.120461833	0.691619656	0.092575248	1.904656736	95.75721994
76.7627289	12	1.048173972	0.646999033	0.086602651	1.781775656	74.98095324
47.59102445	12	1.120461833	0.691619656	0.092575248	1.904656736	45.68636772
47.80358112	12	1.120461833	0.691619656	0.092575248	1.904656736	45.89892438
47.94528556	12	1.120461833	0.691619656	0.092575248	1.904656736	46.04062883
26.85358112	12	1.156605763	0.713929967	0.095561546	1.966097276	24.88748384
0	12	1.156605763	0.713929967	0.095561546	1.966097276	0
18.74358112	12	1.084317902	0.669309344	0.08958895	1.843216196	16.90036492
47.67187668	12	1.156605763	0.713929967	0.095561546	1.966097276	45.7057794
26.64102445	12	1.156605763	0.713929967	0.095561546	1.966097276	24.67492718

Circuito di distribuzione ACS			
Da preparatori a misuratore			
INPUT		OUTPUT	
Qpreparatori,out,tot [kW]	Tricircolo,out [°C]	Q,perdite,distr [kW]	Q,ACS,misuratore [kW]
0	43	1.571212482	0
9.202738697	43	1.571212482	7.631526216
10.89521011	43	1.571212482	9.323997629
4.301775639	43	1.623586231	2.678189409
10.87049834	43	1.67595998	9.194538362
21.77620052	43	1.72833373	20.04786679
28.40856646	43	1.72833373	26.68023273
19.13663481	43	1.780707479	17.35592733
17.4441634	43	1.780707479	15.66345592
14.16350881	43	1.623586231	12.53992258
14.16845117	43	1.518838732	12.64961243
9.841735225	43	1.571212482	8.270522743
0	43	1.623586231	0
7.522971694	43	1.67595998	5.847011714

Tabella 8: Estratto foglio di calcolo EXCEL VC3

6.Utilizzo dati monitoraggio

L'impianto di Figino è monitorato costantemente dal punto di vista dei consumi in tutte le sottocentrali ed i condomini cui le predette sono asservite.

In particolare, alcune sottocentrali quali S04 e S07 godono di un monitoraggio più attento su cui si è focalizzata l'attenzione durante le prove sull'impianto già descritto.

Grazie a questa maggiore attenzione sulle centrali appena citate è stato possibile ricostruire e studiare quali siano stati i veri effetti delle migliorie applicate ai regimi di funzionamento delle centrali stesse.

Inoltre, nel nostro intento di creare un modello che rappresenti fedelmente il comportamento dell'impianto è necessario utilizzare dei dati realmente misurati durante il suo funzionamento.

Infatti, nel paragrafo precedente abbiamo descritto i volumi di controllo che andremo a studiare, citando dati di input necessari al modello stesso. Ora descriverò i dati disponibili dal monitoraggio dell'impianto e quali di questi dati di input o output del modello siano realmente monitorati.

Dei dati monitorati è importante analizzare il passo di tempo con cui sono campionati, in quanto il modello di simulazione dell'impianto avrà un certo passo temporale figlio di questi tempi di campionamento.

I dati d'ora in poi trattati sono estratti dal monitoraggio della S04, centrale su cui ci concentreremo e che sarà oggetto della simulazione costruita.

Si è scelta la S04 perché essa è stata soggetta a numerose prove, comprendenti tutte le stagioni di nostro interesse, perciò il monitoraggio coprirà sicuramente le diverse configurazioni di produzione della centrale.

Più precisamente il nostro lavoro di analisi dei dati di monitoraggio consisterà inizialmente nello studio di un breve periodo di dati nel mese di marzo per la S04.

Questo periodo è stato scelto perché è nel pieno della mezza stagione, ovvero il lavoro della PdC è stato principalmente legato alla produzione di ACS e come si è già più volte detto, questo aspetto della produzione sembra essere il nodo fondamentale causante le basse prestazioni dell'impianto.

Quindi il periodo inizialmente studiato coinciderà con i giorni in cui la S04 era stata fatta funzionare con una configurazione a singola PdC e con le logiche di controllo tali da massimizzare il COP per la produzione di ACS.

Ora che si è descritto perché il periodo dal 24/3/18 al 4/4/18 è stato scelto, possiamo passare a descrivere quali grandezze siano disponibili attraversi il database di monitoraggio e su quali di queste ci si è inizialmente concentrati.

Le grandezze misurate cui si può accedere al monitoraggio si possono distinguere in tre categorie, in primo luogo quelle relative alle due PdC, poi quelle relative alle temperature degli accumuli e preparatori per ACS e infine quelle relative ai consumi dei condomini.

6.1 Monitoraggio delle PdC della S04

Le grandezze misurate relativamente alle PdC sono:

- [S04] PdC A - Energia Elettrica
- [S04] PdC A - Energia Caldo
- [S04] PdC A - Energia Freddo
- [S04] PdC A - Energia Recupero
- [S04] PdC B - Energia Elettrica
- [S04] PdC B - Energia Caldo
- [S04] PdC B - Energia Freddo
- [S04] PdC B - Energia Recupero

Figura 98: Database monitoraggi su PdC della S04, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Nelle righe che seguono saranno riportati i dati monitorati per le grandezze sopra citate relative alle due PdC, in modo da descrivere al meglio l'assetto di funzionamento mantenuto nel periodo studiato.

Nel periodo di studio si osserverà la contemporanea produzione di ACS e acqua tecnica per il riscaldamento, ma siccome si tratta di una stagione intermedia, la produzione per riscaldamento sarà non molto maggiore di quella per ACS.

Seguono dei grafici riassuntivi delle grandezze chiave, successivamente commentati.

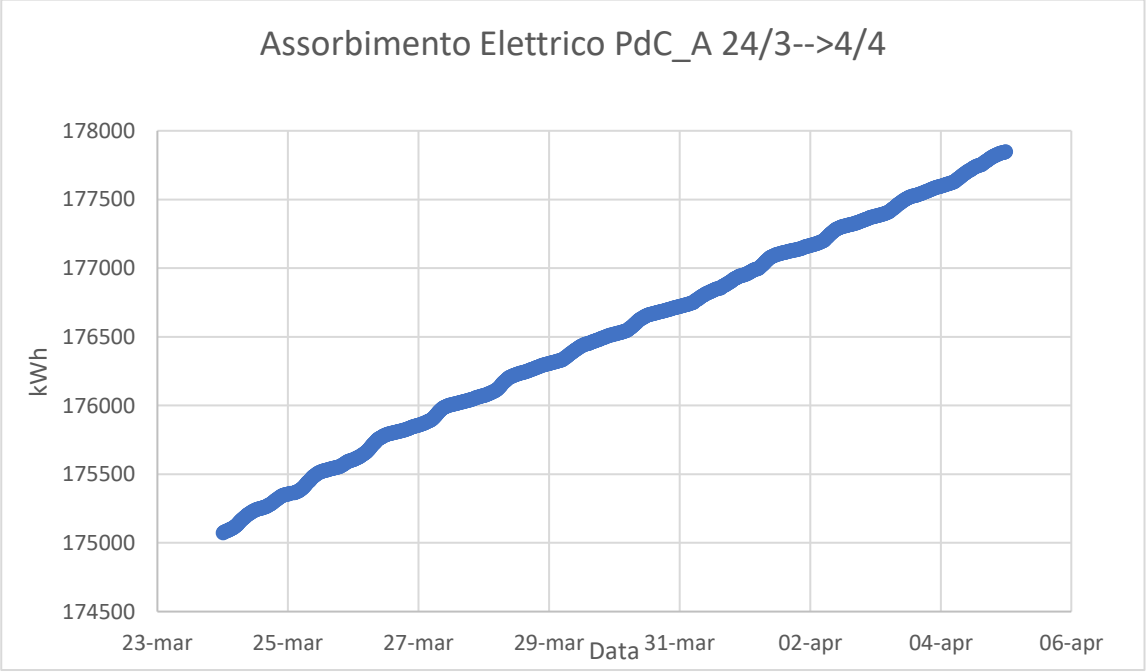


Figura 99: Assorbimento energia elettrica PdC A della S04 per il periodo di studio, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

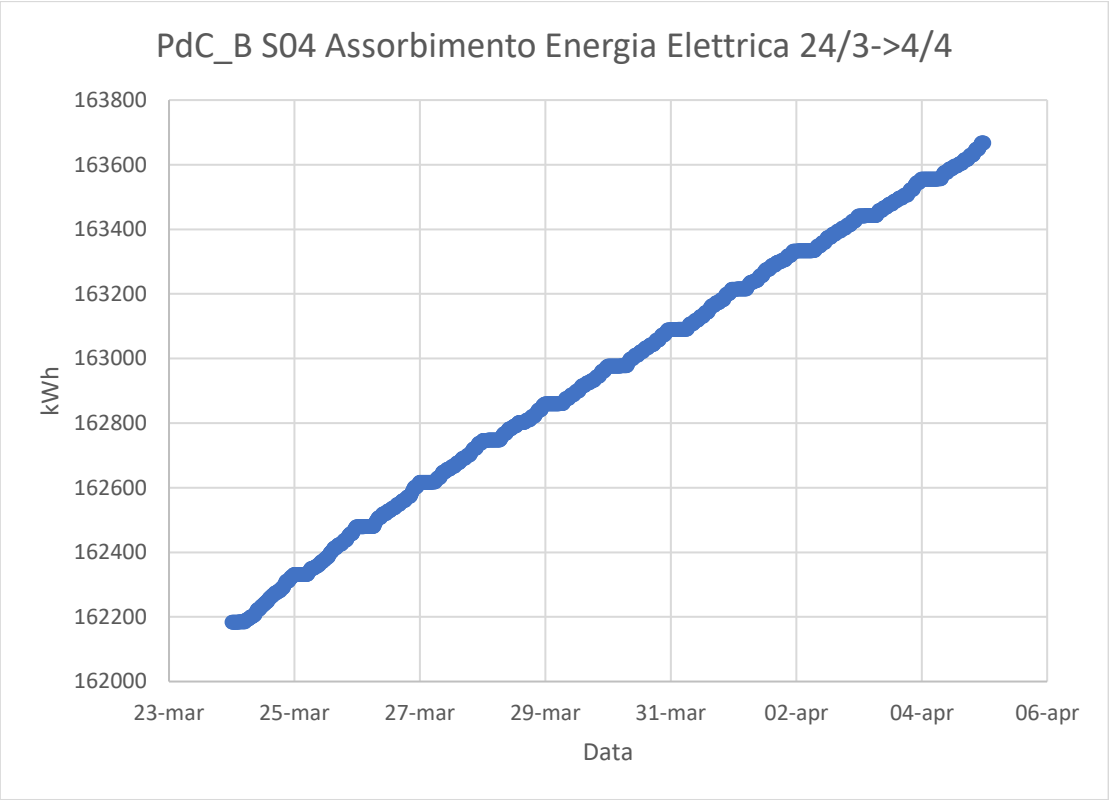


Figura 100: Assorbimento energia elettrica PdC B S04 per il periodo di studio, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Nelle righe che seguono saranno descritte alcune osservazioni generali sui dati monitorati dell'impianto nel periodo di nostro interesse.

Come premessa a quanto segue è importante sottolineare il fatto che i dati a nostra disposizione sono registrati attraverso contatori incrementali, ovvero sarà possibile leggere il dato misurato di energia consumata fino a quel momento dall'inizio della misurazione del contatore stesso. Ciò non escludendo che tenendo conto del tempo di misurazione per esempio dell'energia elettrica si possa passare ai valori istantanei di potenza, settato il passo di campionamento.

Andando a osservare l'output dei due misuratori si osserverà che entrambe le PdC presentano un assorbimento elettrico non nullo per il periodo considerato, questo vuol dire che entrambe hanno lavorato in quei giorni.

Andando a studiare l'andamento cronologico del contatore è possibile osservare il dato di consumo totale per il periodo di interesse per entrambe le PdC, che sarà:

PdC_A→$Energia_{Eltfin} - Energia_{Eltiniz}$ = 177845-175074 = 2771 kWh

PdC_B→$Energia_{Eltfin} - Energia_{El_{tiniz}}$ = 163667-162184 = 1483 kWh

La PdC A ha assorbito più energia elettrica della PdC B, ora osservando i diagrammi relativi al monitoraggio della produzione potremo andare a studiare come l'energia assorbita sia stata utilizzata.

Segue un diagramma dei MWh contati dal conta-termie sul circuito di utilizzo per la PdC A e per la PdC B.

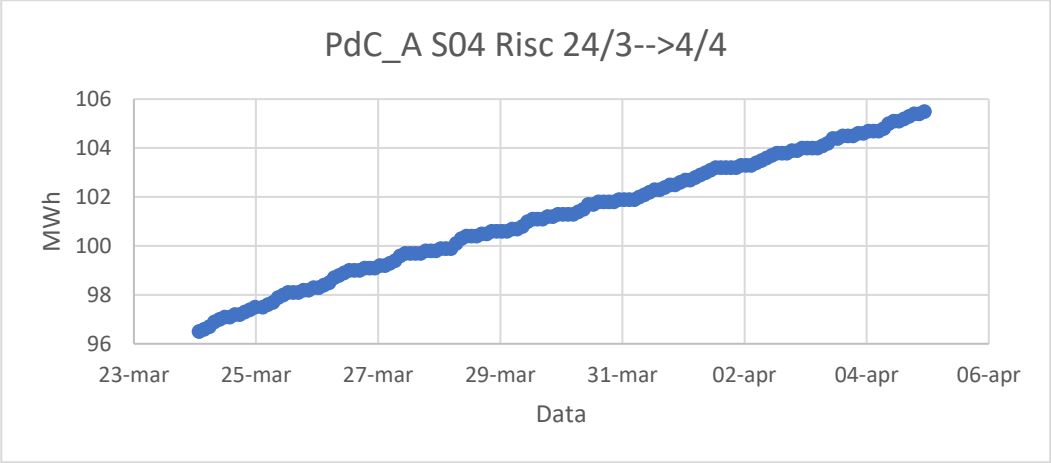


Figura 63: Energia termica prodotta sul circuito di utilizzo PdC A S04 , Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

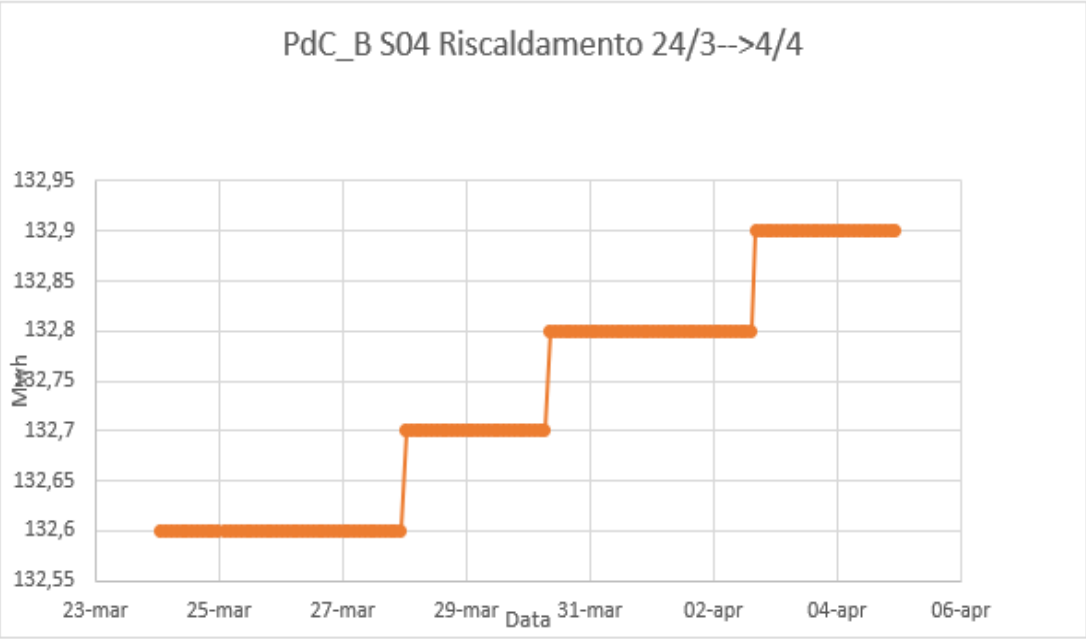


Figura 102: Energia termica prodotta sul circuito di utilizzo PdC B S04 nel periodo di studio, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

In questo caso si nota un'evidente differenza tra i due grafici, resa ancora più lampante dal dato numerico che segue sull'energia termica prodotta per riscaldamento.

PdC_A→$Energia_{risctfin} - Energia_{risctiniz}$ = 105.5-96.5 = 9 MWh

PdC_B→$Energia_{risctfin} - Energia_{risc\,tiniz}$ = 132.9-132.6 = 0.3 MWh

I dati monitorati evidenziano quindi come solo la PdC A abbia prodotto energia termica per riscaldamento in modo consistente.

Per tracciare il quadro complessivo del funzionamento di centrale mancano ancora però i dati relativi alla produzione di ACS.

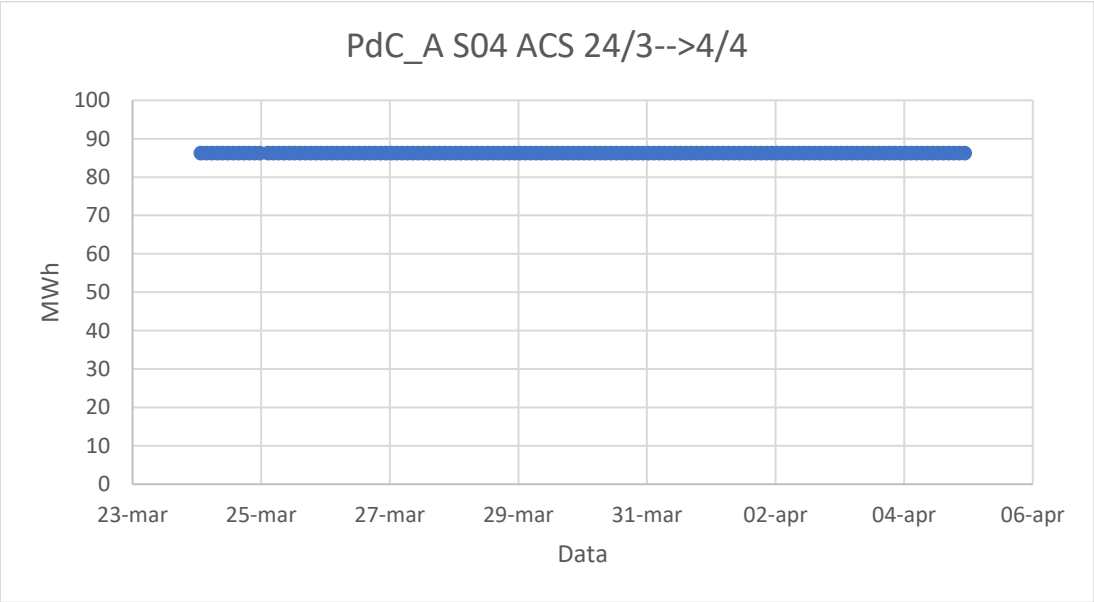


Figura 103: Produzione energia termica circuito ACS PdC A S04 periodo di studio, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

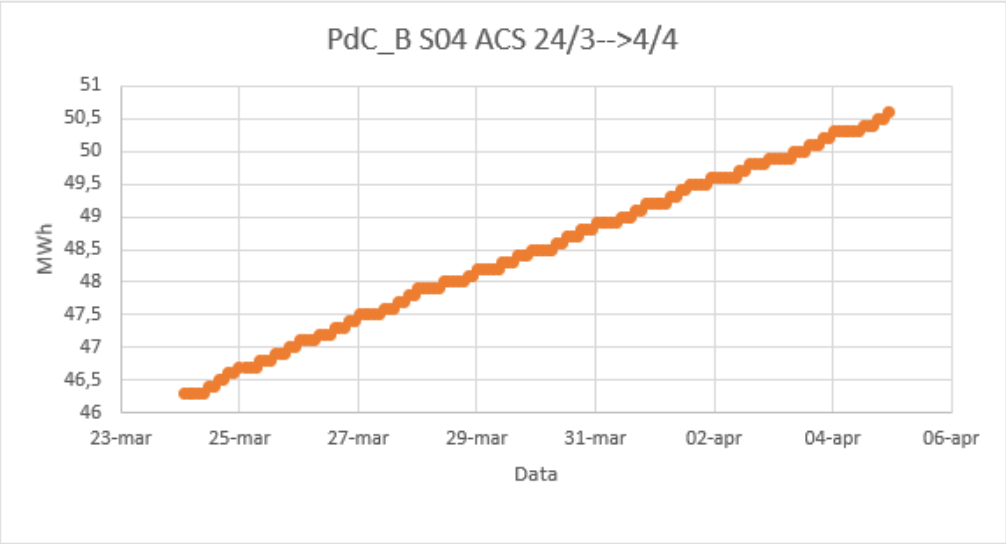


Figura 104: Produzione energia termica per circuito ACS PdC B S04 per periodo di studio, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Anche in questo caso sono evidenti le differenze tra i due profili, infatti la produzione di ACS dalla PdC A è nulla.

Più in particolare si ha dai dati monitorati che:

PdC_A→$Energia_{ACStfin} - Energia_{ACStiniz}$ = 86.2-86.2 = 0 MWh

PdC_B→$Energia_{ACSfin} - Energia_{ACS_{tiniz}}$ = 50.6-46.3 = 4.3 MWh

Questo ci fa capire come la sola PdC B sia stata delegata alla produzione di ACS nel periodo di nostro interesse.

Si possono tracciare delle conclusioni di insieme sul periodo in studio:

- Entrambe le PdC hanno lavorato durante il periodo avendo entrambe assorbimenti elettrici non nulli.
- La PdC A ha prodotto solo energia termica per il circuito di riscaldamento.
- La PdC B ha prodotto quasi esclusivamente energia termica per il circuito di produzione di ACS.
- La PdC A ha assorbito più energia elettrica rispetto alla PdC B.
- L'energia termica sul circuito di utilizzo è circa il doppio di quella sul circuito dell'ACS.

Questo ultimo aspetto è particolarmente interessante, perché nelle mezze stagioni ci si aspetterebbe una prevalenza dell'energia spesa per la produzione di ACS, in realtà nei giorni a cui si fa riferimento la temperatura esterna è stata tale da richiedere ancora un fabbisogno di riscaldamento non nullo.

Id sensore	Data Ora	Valore Media
5920	2018-03-24 00.00	8.6
5920	2018-03-25 00.00	9.6
5920	2018-03-26 00.00	10.1
5920	2018-03-27 00.00	11.7
5920	2018-03-28 00.00	11.5
5920	2018-03-29 00.00	11.4
5920	2018-03-30 00.00	13.2
5920	2018-03-31 00.00	10.7
5920	2018-04-01 00.00	13.5
5920	2018-04-02 00.00	11.8
5920	2018-04-03 00.00	11.1
5920	2018-04-04 00.00	9.4

Figura 105: Dati di temperatura esterna media durante il periodo di studio [S8]

Sopra è riportato il valore di temperatura media per i giorni di nostro interesse in una stazione meteo prossima all'impianto dell'ARPA Lombardia, esso testimonia come effettivamente si sia trattato di giorni in cui l'accensione dell'impianto di riscaldamento sia totalmente plausibile.

Nelle righe che seguono ora si procederà con il calcolo di alcuni indici interessanti per il periodo in studio.

In particolare, si andrà a calcolare il COP della macchina sia per la PdC A che per la PdC B, nonché per la sottostazione di produzione S04 in toto.

Infatti, si evidenzia dai dati osservati come le due PdC abbiano lavorato in modo separato sui due servizi, seguendo la logica di produzione già dimostratasi più vincente, cioè invece di avere due macchine che lavorano in parallelo su entrambi i servizi si è fatto lavorare ogni macchina ad un singolo servizio dedicato.

In generale questo sistema sarebbe stato sostituito da una sola PdC che lavora su entrambi i servizi di riscaldamento e ACS, ma in questo caso essendo un periodo di prova per la produzione di ACS si è voluto isolare i due sistemi, permettendo un'analisi più attenta della sola produzione di ACS.

Calcoli efficienze dal 24/3 al 4/4 2018			
Quantità	PdC A	PdC B	Centrale
Energia Termica Utilizzo	9	0	9
Enrgia Termica ACS	0	4.30	4.30
Enrgia Elettrica Assorbita	2.77	1.48	4.25
COP Riscaldamento	3.25	0	//
COP ACS	0	2.90	//
COP Globale	9	2.90	3.13

Tabella 9: Calcoli sull'efficienza di centrale

Proseguendo l'analisi sui dati di monitoraggio dei consumi delle PdC, si descrivono ora i diagrammi di assorbimento elettrico relativi al periodo di studio.

Questi diagrammi ora descritti sono stati ottenuti a partire dal monitoraggio dei contatori incrementali di energia, considerando il dato di campionamento pari a 15 minuti e calcolando la potenza generata nel corrispondente tempo.

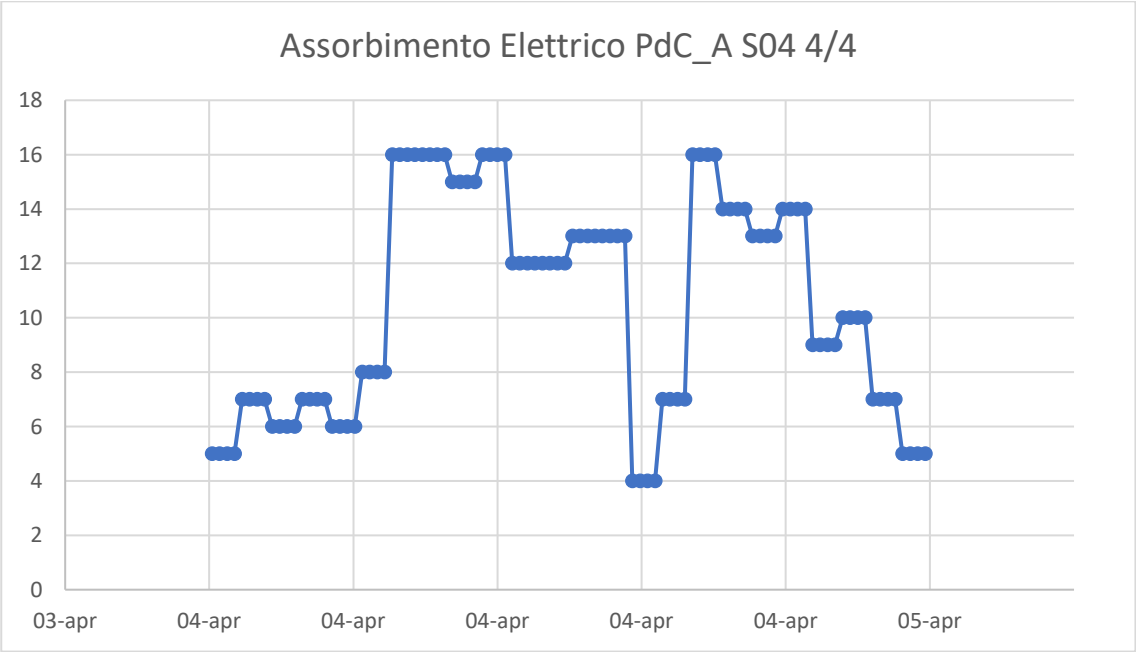


Figura 106: Assorbimento elettrico PdC A S04 riportato per il 4/4/2018 in kWh/h, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

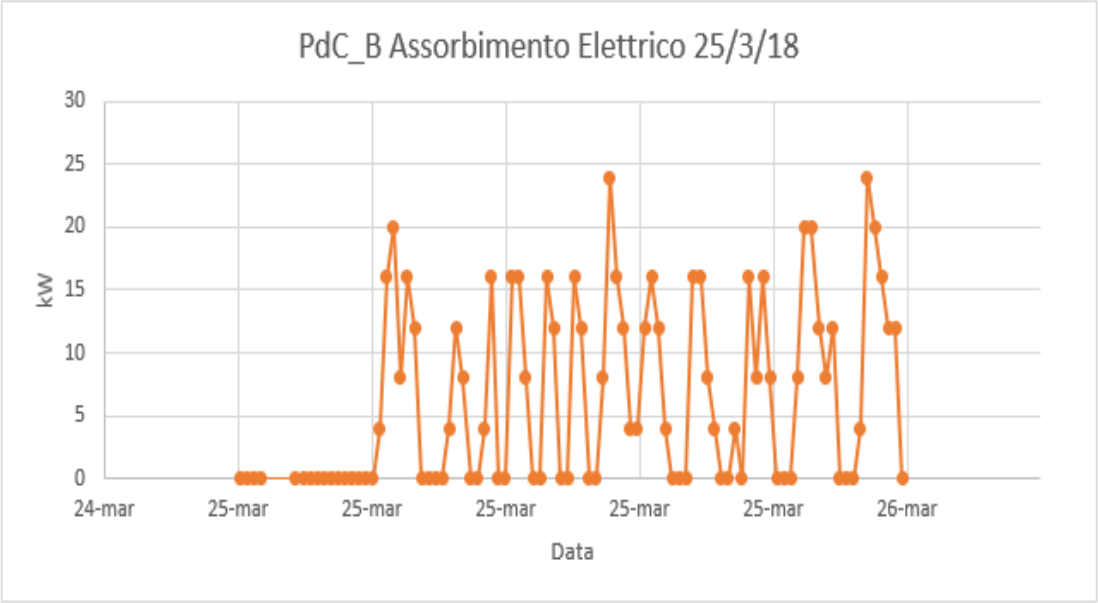


Figura 107: Assorbimento elettrico PdC B S04 riportato per il 25/3/2018 in kWh/h, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Nelle figure sopra riportate si può osservare, come detto, l'assorbimento istantaneo delle PdC A e B della S04 per il periodo di nostro interesse, questo ci permette di andare a valutare i comportamenti delle PdC a livello di accensioni per la produzione rispettivamente di riscaldamento e ACS.

Si è scelto di rappresentare un giorno qualunque all'interno del periodo in studio, in quanto come vedremo dopo, i trend qui evidenziati possono essere riscontrati anche negli altri giorni.

Si può notare come, la macchina che lavora al riscaldamento e quella che lavora all'ACS presentino il primo picco di produzione in fase, infatti intorno alle 6 di mattina, si può notare un picco di assorbimento elettrico di entrambe le macchine.

Probabilmente questo picco è dovuto al fatto che da un lato l'impianto di riscaldamento sta lavorando per portare in temperatura le utenze collegate, mentre dall'altro la PdC B sta producendo per portare in temperatura il puffer dopo un lungo periodo di fermata della macchina.

Nella parte centrale della giornata, invece si può osservare un periodo di richiesta che per entrambi i servizi si correla ad una produzione stazionaria, costante di intensità intermedia.

In ultimo nella parte finale della giornata si presenta per entrambi i servizi un picco di richiesta serale intorno alle 19-20 di sera, seguito da un andamento in riduzione delle richieste e conseguentemente della produzione.

Si può quindi facilmente osservare come i due trend di richiesta siano piuttosto in fase e quindi le accensioni delle due macchine siano piuttosto sincrone, anche grazie al fatto che sul circuito dell'ACS è presente un puffer che funge da volano termico e permette di disaccoppiare le

richieste molto variabili dalla produzione che può essere più stazionaria, sul circuito del riscaldamento invece è l'impianto stesso, che essendo piuttosto esteso gode di una notevole capacità termica e quindi svolge esso stesso la medesima funzione di volano termico.

Ora segue la dimostrazione del fatto che i trend appena evidenziati non siano una peculiarità della giornata scelta attraverso la successione di alcuni dei giorni del periodo selezionato.

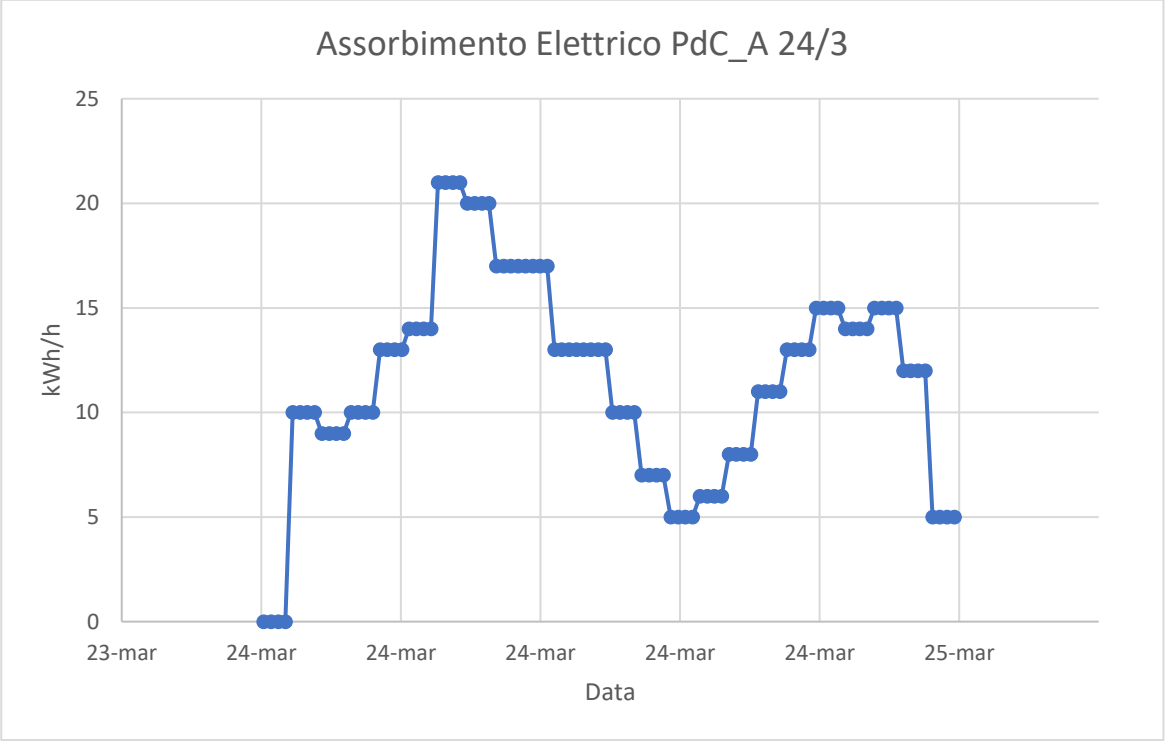


Figura 108: Assorbimento elettrico PdC A S04 riportato per il 26/3/2018 in kWh/h, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

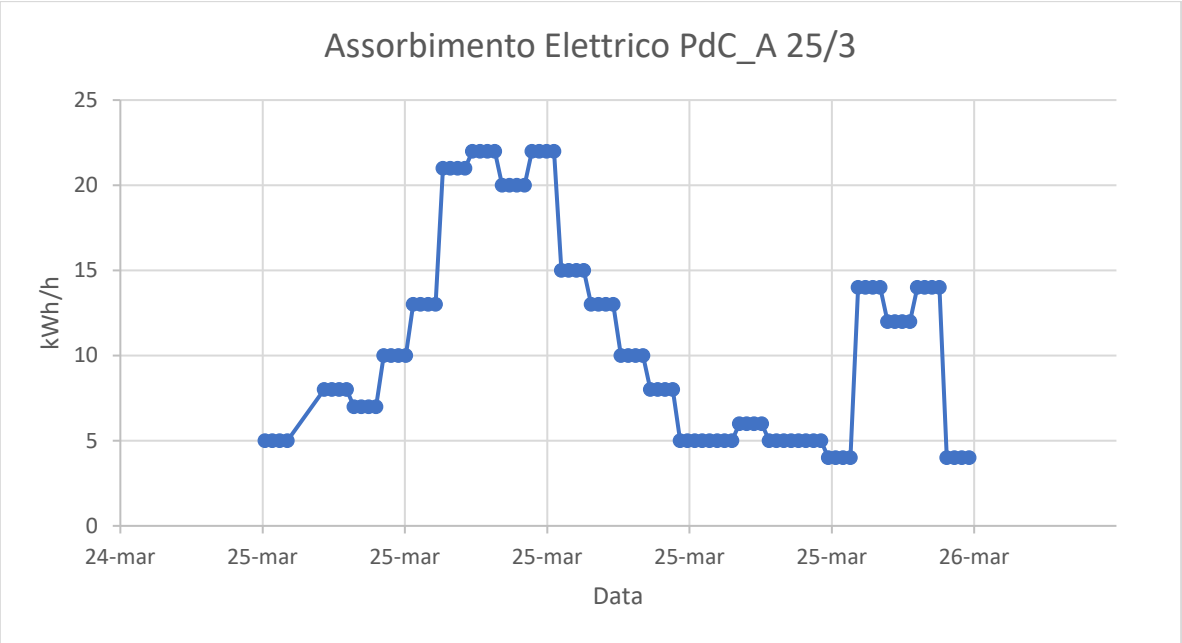


Figura 109: Assorbimento elettrico PdC AB S04 riportato per il 25/3/2018 in kWh/h, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Come si può notare dalle figure riportate il trend precedentemente riscontrato si ripropone in modo piuttosto similare nelle diverse giornate che compongono il periodo di studio, dando validità alle affermazioni precedenti.

I dati sopra riportati però, sono inerenti al solo servizio di riscaldamento, perciò si passerà ora ad analizzare quello per l'ACS.

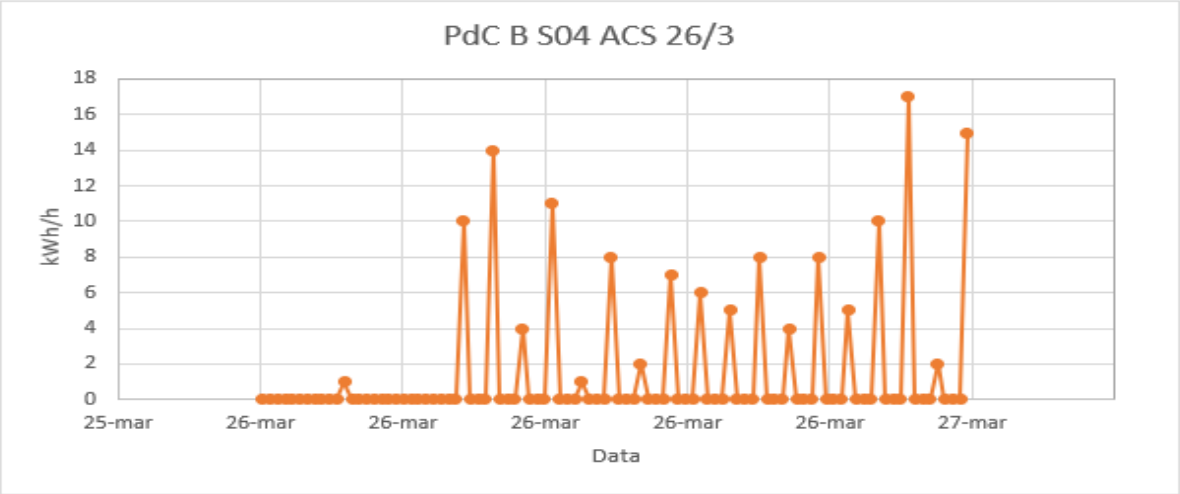


Figura 110: Assorbimento elettrico PdC B S04 per il giorno 26/3/2018 in kWh/h, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

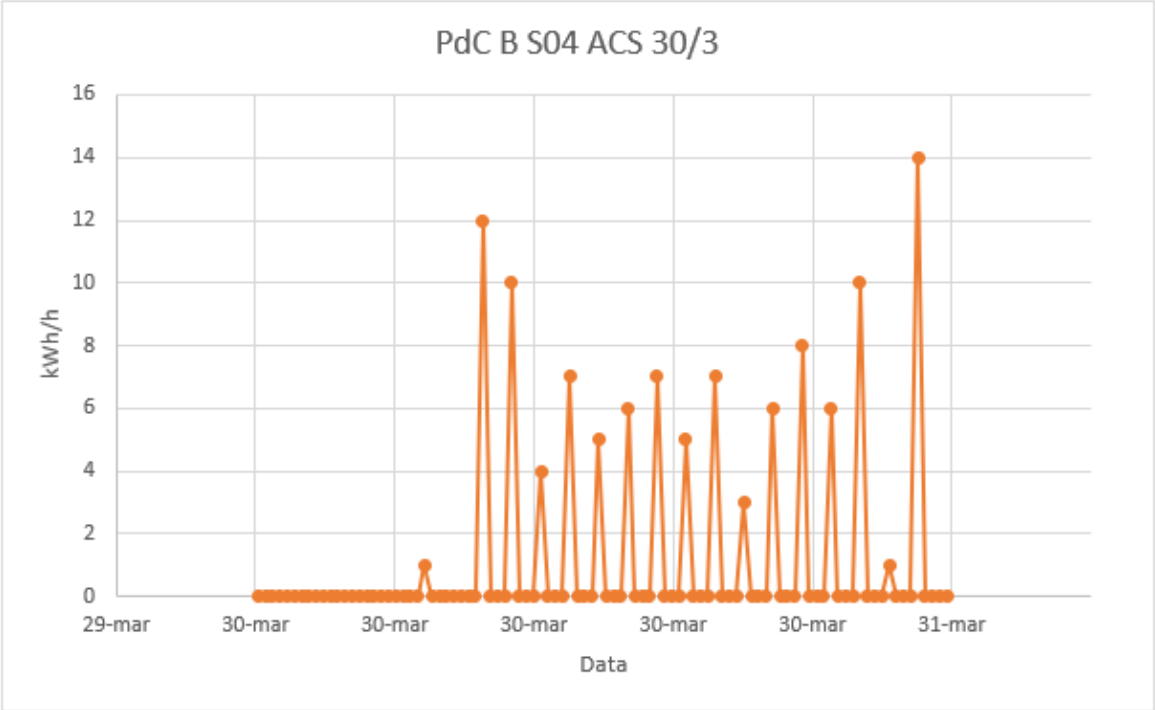
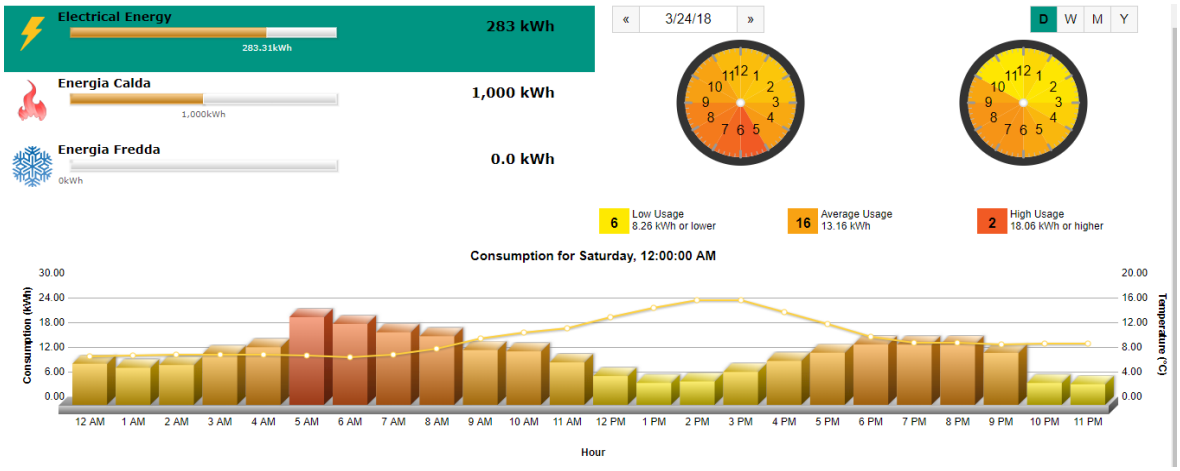


Figura 111: Assorbimento elettrico PdC B S04 per il giorno 30/3/2018 in kWh/h, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

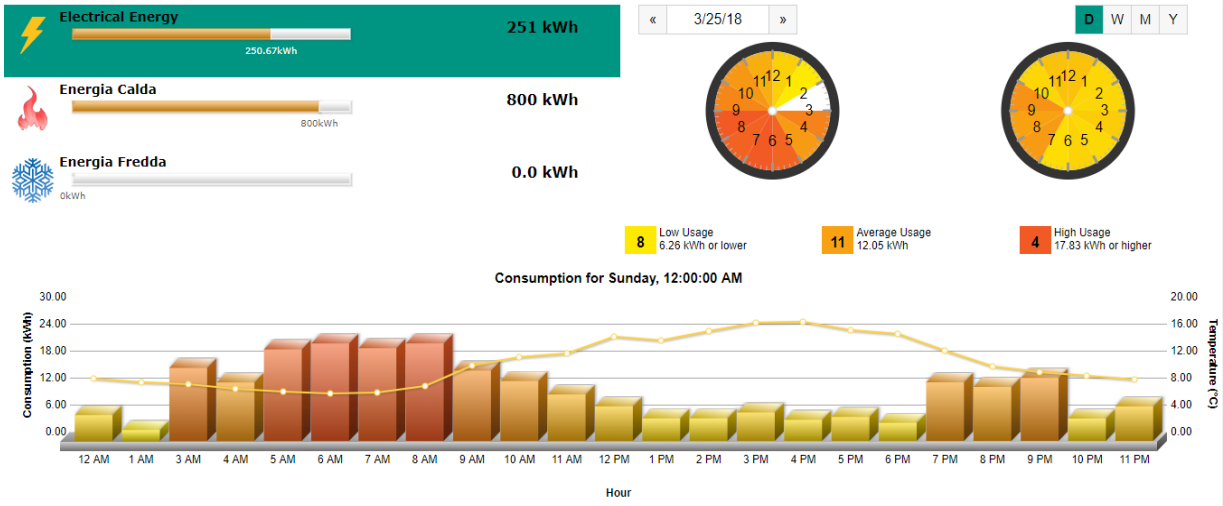
Come si può osservare dalle figure soprastanti anche nel caso dell'ACS i trend individuati si ripetono con una certa periodicità per le diverse giornate che compongono il periodo di studio.

Per maggiore chiarezza e completezza, verranno ora riportati i profili di assorbimento elettrico su profilo giornaliero della PdC A, ovvero relativi alla produzione per riscaldamento. Si potrà quindi osservare su base giornaliera il trend di assorbimento elettrico della PdC A e il dato di assorbimento totale di energia elettrica, per tutto il periodo di studio.

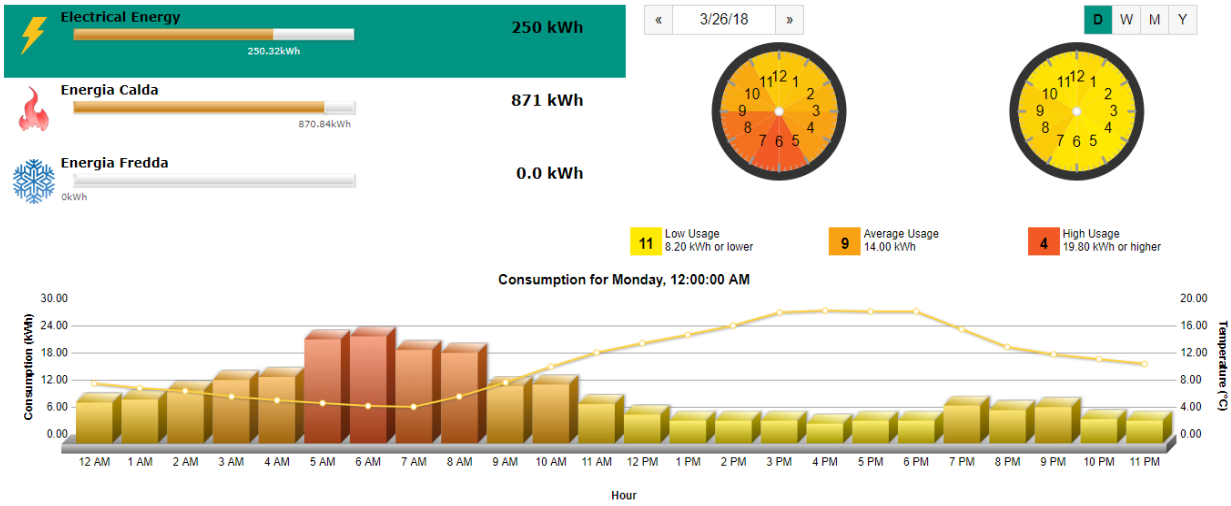
24/3/2018



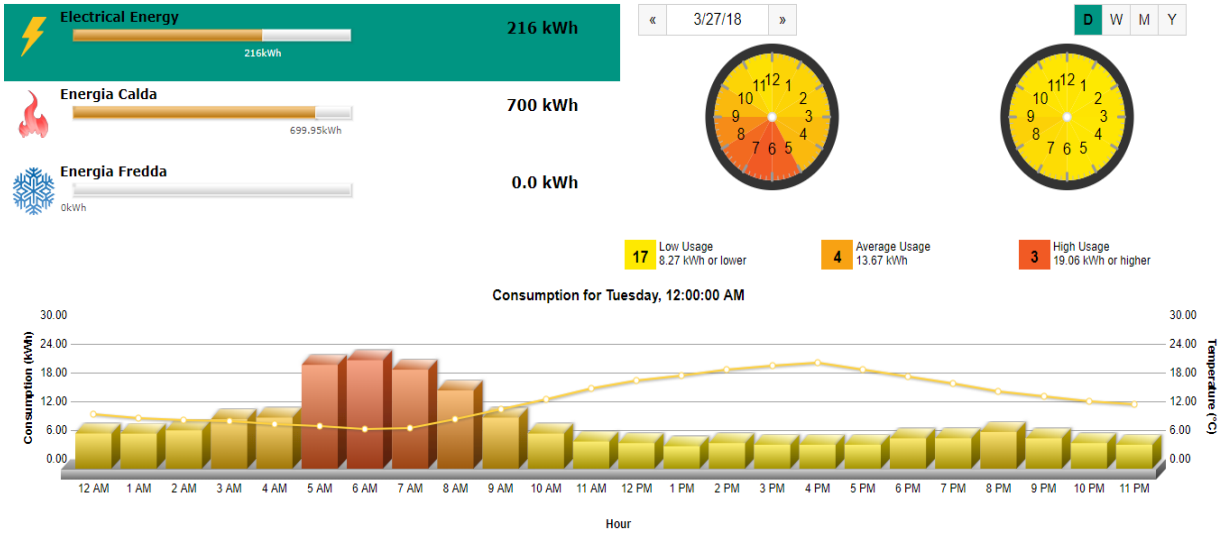
25/3/2018



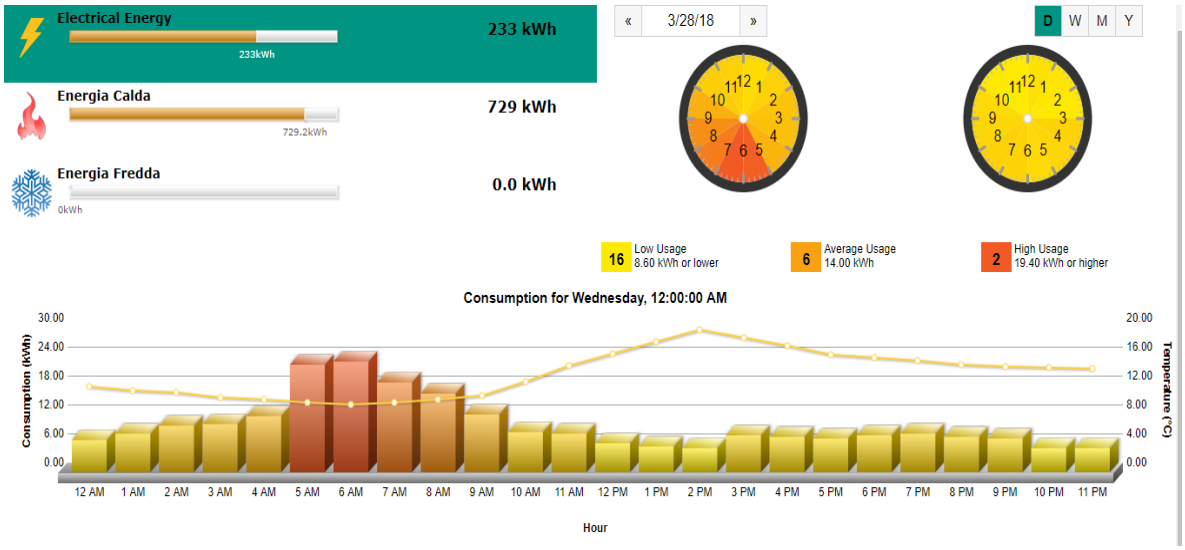
26/3/2018



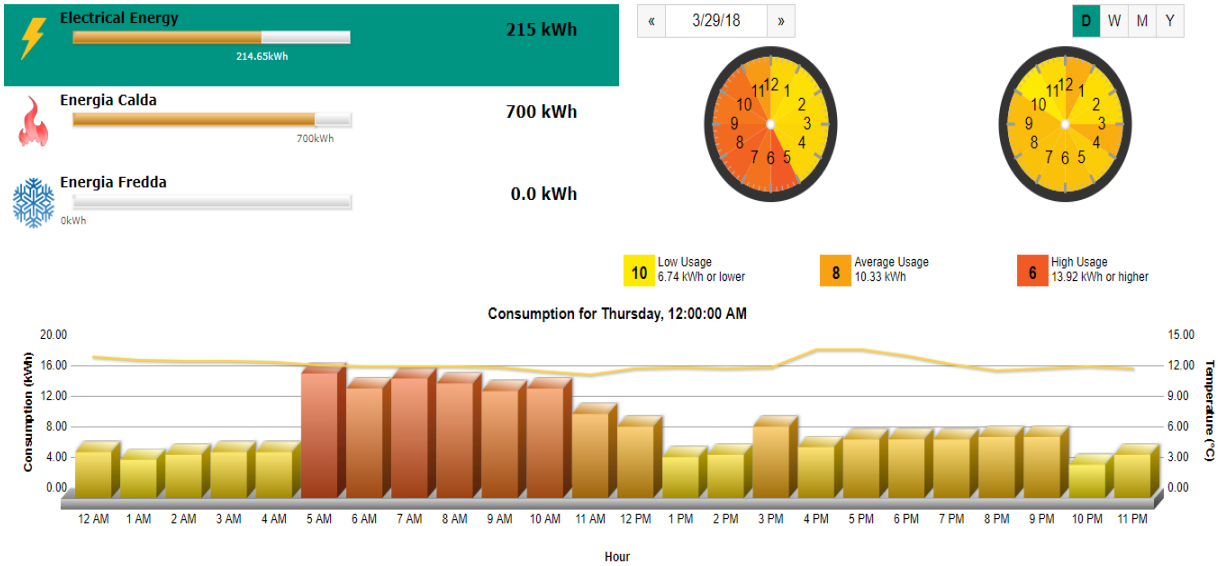
27/3/2018



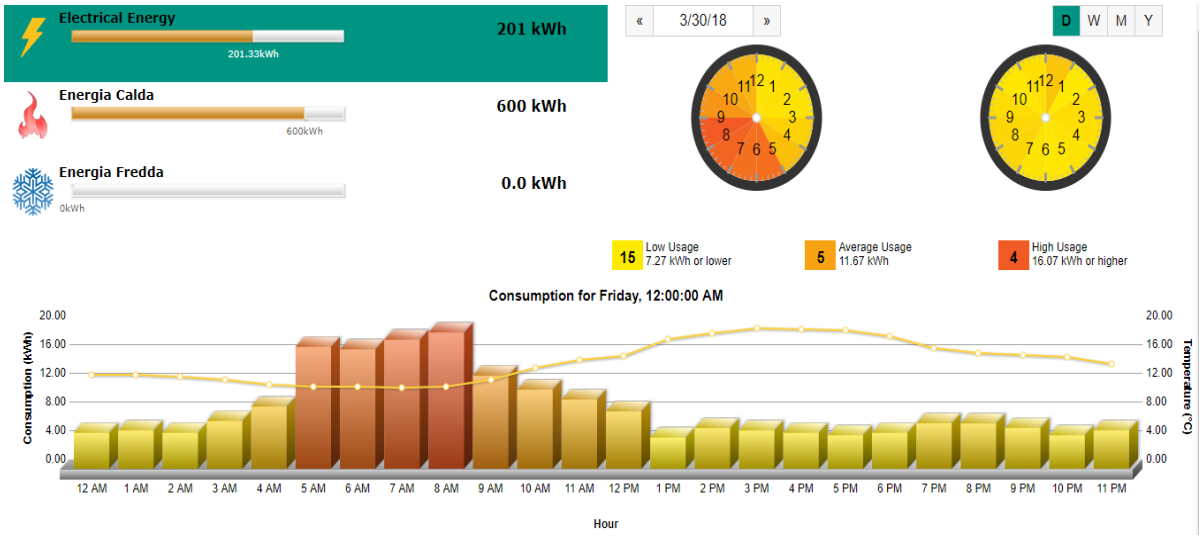
28/3/2018



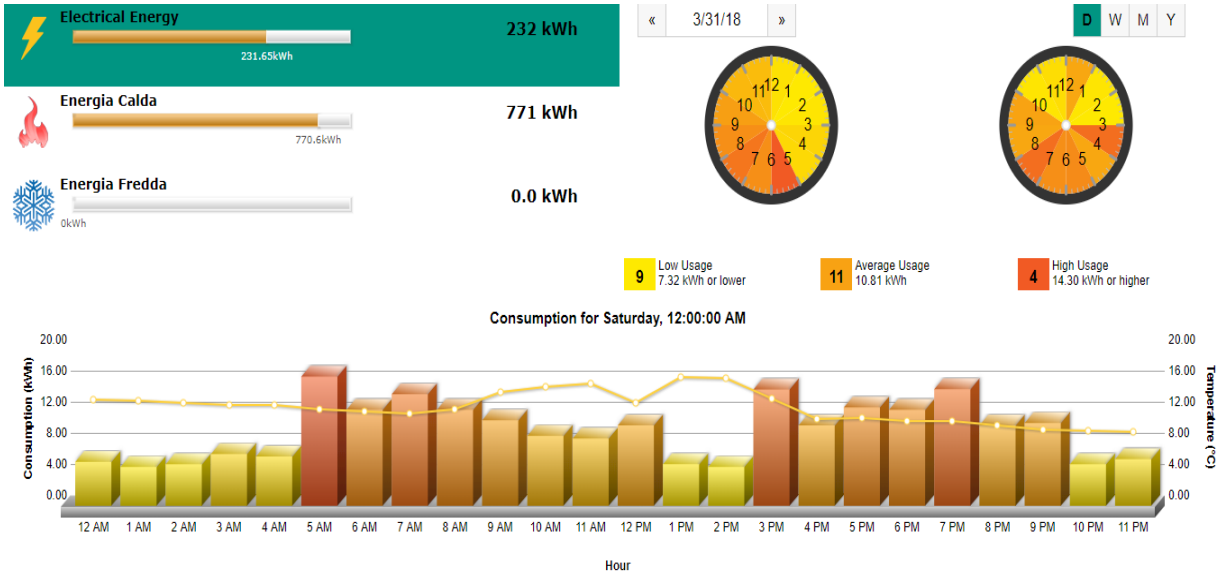
29/3/2018



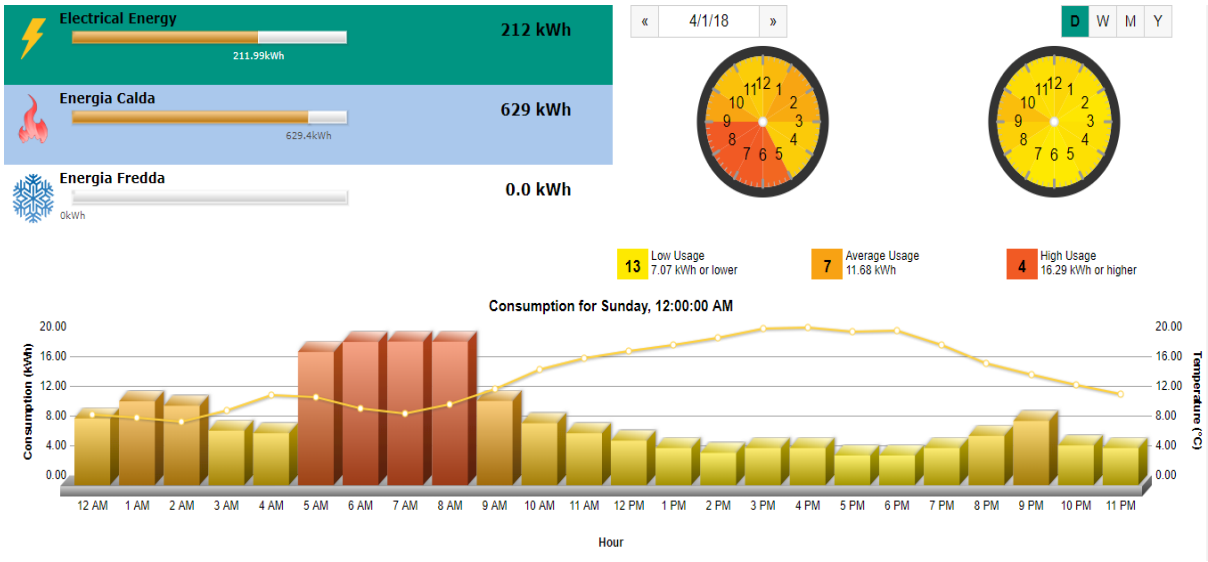
30/3/2018



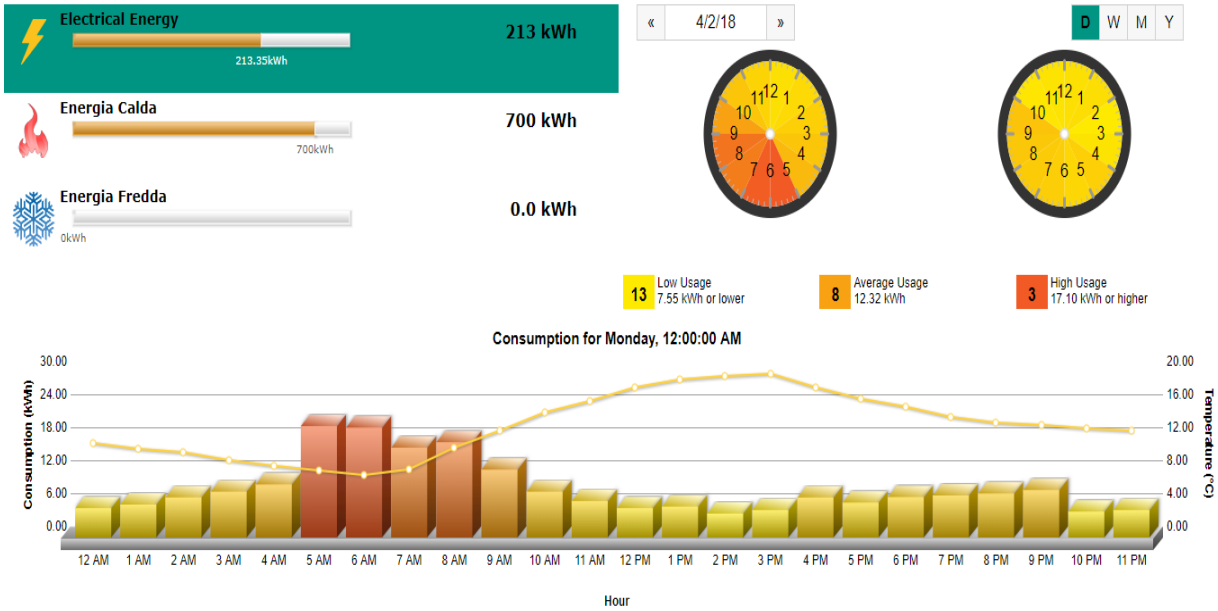
31/3/2018



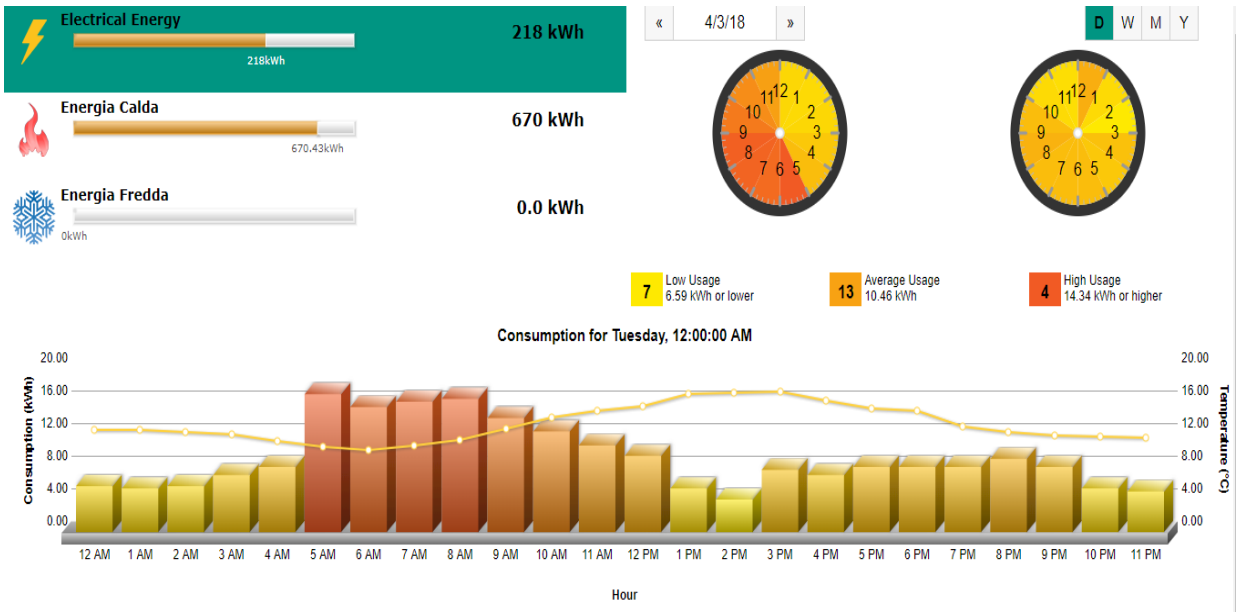
1/4/2018



2/4/2018



3/4/2018



4/4/2018

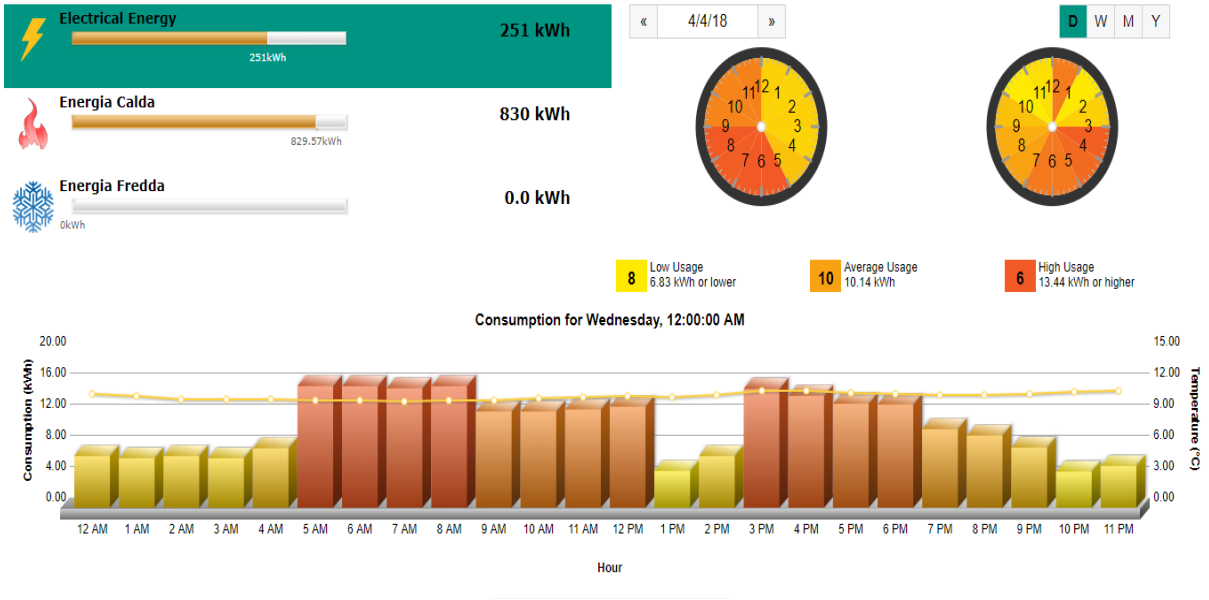


Figura 112: Consumi elettrici per i giorni dal 24/3 al 4/4 2018 PdC A S04, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Purtroppo per la PdC B non è disponibile lo stesso tipo di dato di assorbimento elettrico presentato in questa veste grafica, perciò si dovrà far riferimento a quanto già riportato, che è stato ottenuto elaborando i dati provenienti dal contatore della PdC stessa con un passo temporale di 15 minuti.

Ora per sintetizzare i risultati del periodo di studio si riportano alcune considerazioni che hanno il fine di valutare e commentare le prestazioni del sistema nell'intero periodo di studio, in particolare ci concentreremo su:

- PdC A
- PdC B
- PdC A e PdC B

- PdC A

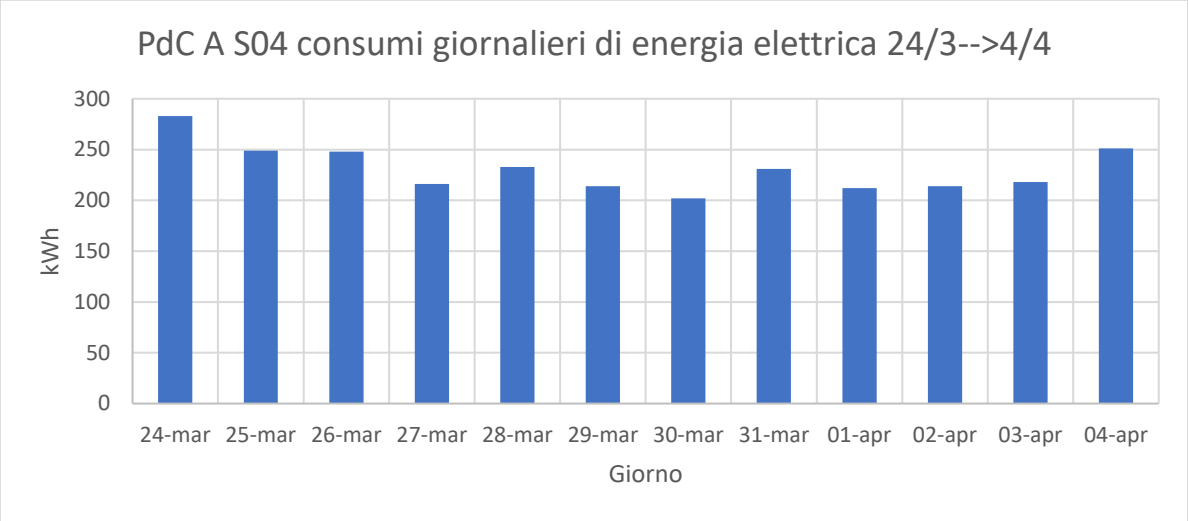


Figura 113: Consumi elettrici giornalieri PdC A S04, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Nel grafico sono riportati i consumi giornalieri di energia elettrica in kWh per i diversi giorni che compongono il periodo di studio.

In totale, come possiamo osservare nel grafico sotto riportato, sono stati consumati 2774 kWh totali elettrici. Pertanto, considerando un monte ore totale di 288 h, si ottiene una potenza assorbita media durante tutto il periodo di circa 9.6 kW.

Energia elettrica [kWh]	Potenza media [kW]	Ore totali [h]
2774	9.63	288

Tabella 10: Sintesi assorbimenti elettrici totali e potenza media

Questo dato è interessante da osservare anche in funzione del grafico successivo, in cui vengono riportate le percentuali di occorrimento dei diversi livelli di potenza assorbiti dalla macchina.

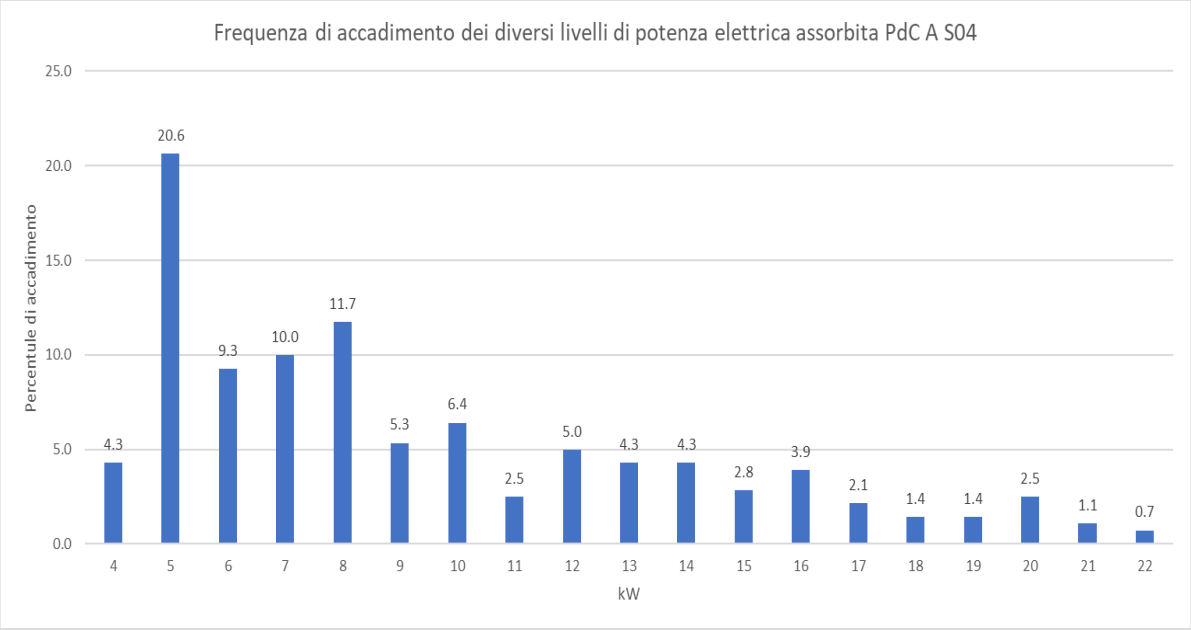


Figura 114: Frequenza di accadimento assorbimenti elettrici per il periodo di studio, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Come si può notare la potenza più frequentemente assorbita è pari a 5 kW, con un'incidenza del 20.6%.

In secondo luogo, si può osservare come il limite superiore delle potenze assorbite in questo lasso di tempo sia pari a 22 kW, configurazione in cui entrambi i compressori della macchina sono accesi, questa configurazione però si verifica con una bassa incidenza percentuale.

Va fatto presente in ultimo, come il grafico riportato sia stato ottenuto a partire da un misuratore incrementale, pertanto non è stato possibile distinguere i momenti in cui la PdC è risultata ferma e quindi considerarne l'incidenza percentuale.

Il grafico quindi fa riferimento ai momenti in cui l'assorbimento della PdC non è stato nullo.

In realtà, a causa del modo in cui le macchine sono state costruite, esse presentano dei compressori che assorbono un livello base di energia elettrica anche quando la macchina è in stand-by, pertanto i momenti di assorbimento nullo sono pressoché inesistenti.

Un altro modo per rappresentare la frequenza con cui le potenze assorbite ricorrano è quello sotto riportato.

In questo grafico infatti sull'asse delle ordinate sono riportate le potenze elettriche assorbite, mentre su quello delle ascisse sono presenti i tempi per cui le suddette potenze assorbite si verificano.

Perciò l'area del grafico non è altro che l'energia assorbita dalla PdC A durante tutto il periodo di studio.

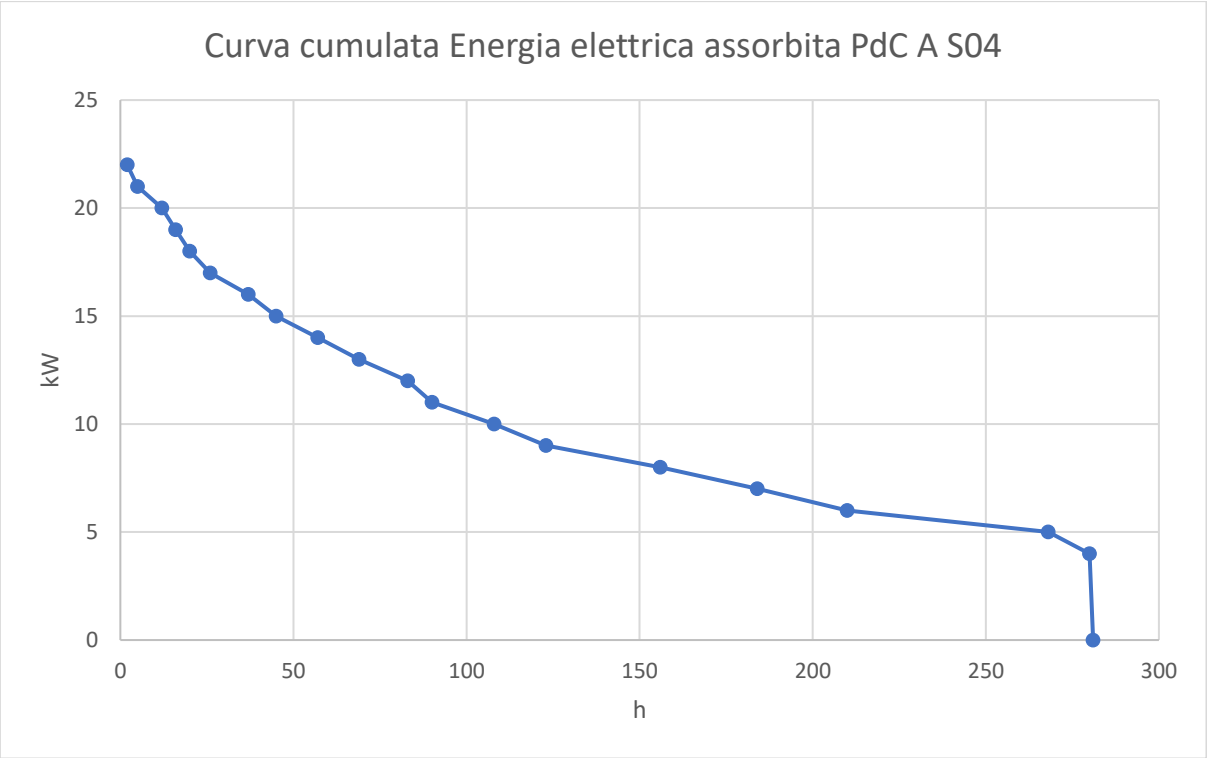


Figura 115: Curva cumulata degli assorbimenti elettrici, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Successivamente si riporta un grafico in cui sono rappresentate le frequenze di accadimento delle diverse potenze termiche erogate dalla PdC A.

Si tratta di potenze termiche al condensatore, ovvero per riscaldamento e si può notare come le due principalmente ricorrenti sono 0, ovvero macchina che non produce calore al condensatore e 50 kW, pari a poco più della metà della potenza nominale.

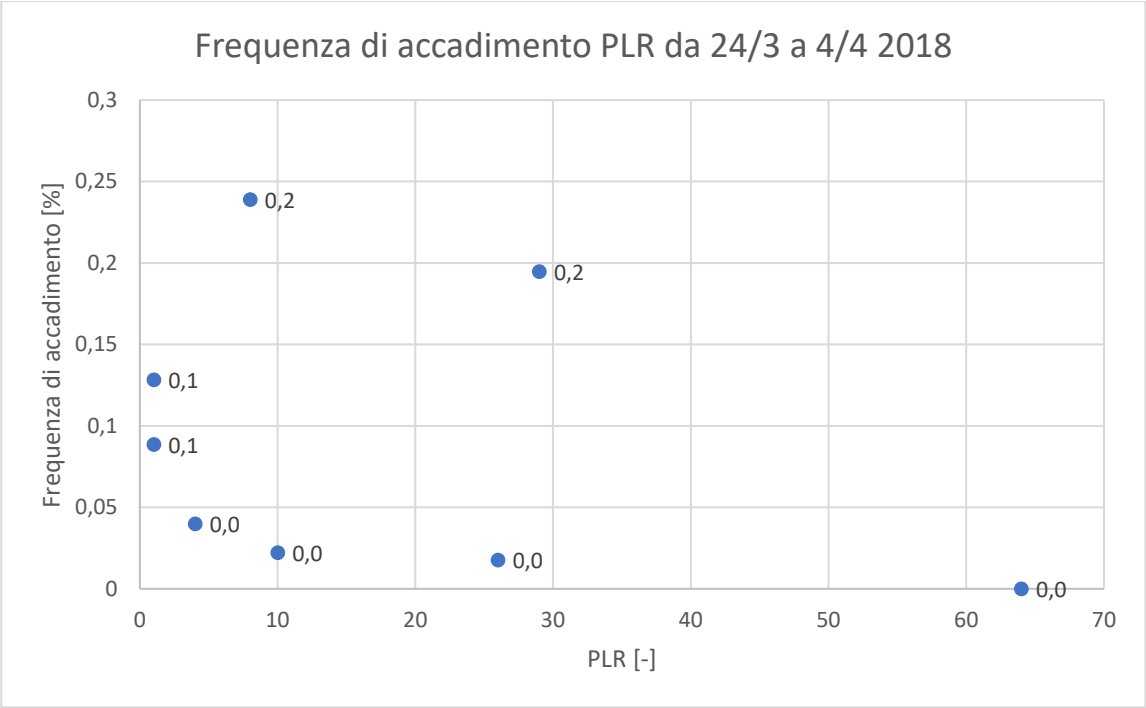


Figura 116: Frequenza di accadimento potenze termiche erogate dalla PdC A S04, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

- PdC B

Di seguito si riporta la medesima analisi riassuntiva condotta per la PdC A anche per la PdC B della S04. Si tenga a mente che in questo caso non si tratta più di produzione di acqua tecnica per riscaldamento, bensì per ACS.

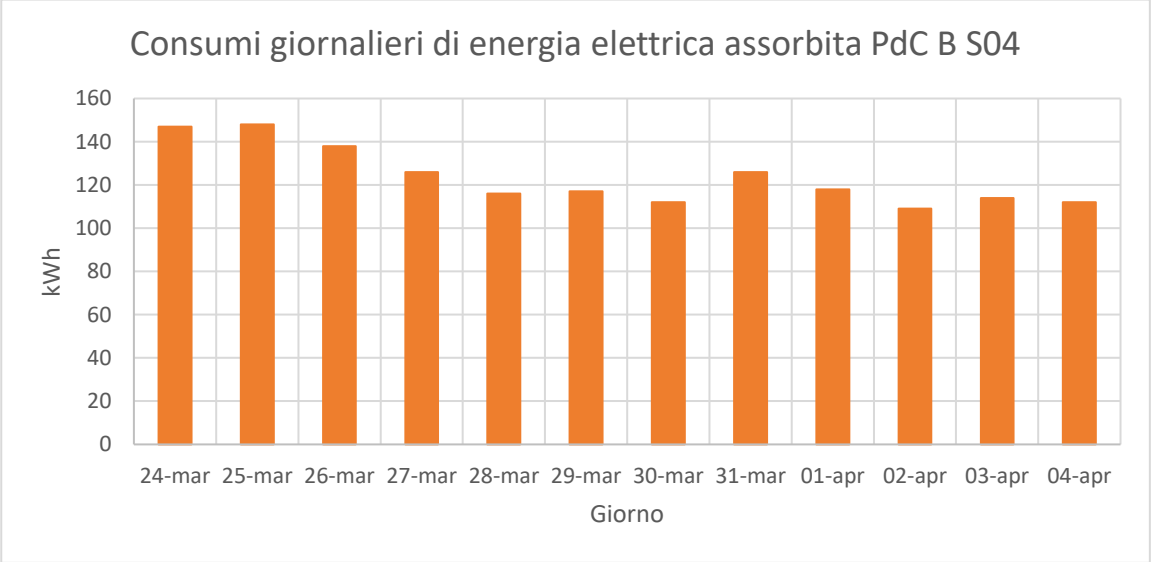


Figura 117: Consumi giornalieri energia elettrica PdC B S04, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

In totale, come possiamo osservare nel grafico sotto riportato, sono stati consumati 1483 kWh totali elettrici. Pertanto, considerando un monte ore totale di 288 h, si ottiene una potenza assorbita media durante tutto il periodo di circa 5.15 kW.

Energia Elettrica [kWh]	Potenza media [kW]	Ore totali [h]
1483	5.15	288

Tabella 12: Sintesi consumi e potenza media assorbita PdC B S04

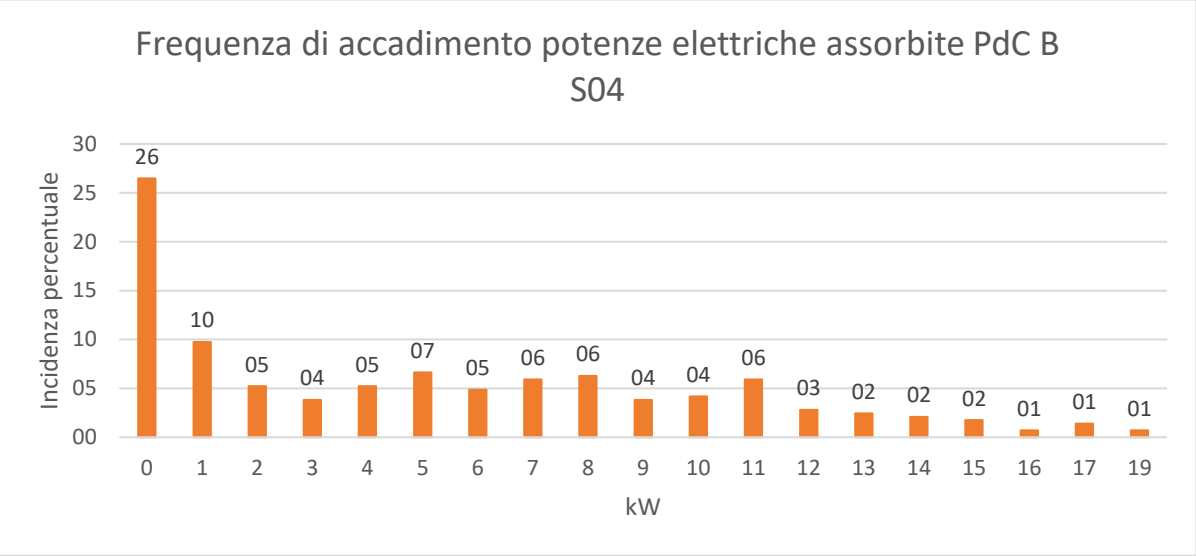


Figura 118: Frequenza di accadimento diversi livelli di assorbimento PdC B S04, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Come possiamo vedere dal grafico sopra riportato, grazie anche alla presenza di un puffer, nel caso della produzione di sola ACS, la macchina presenta lunghi periodi di inattività, questo è probabilmente dovuto anche alla logica di regolazione testata in questo periodo, per cui la macchina viene inibita completamente una volta raggiunto un certo set point ai preparatori di ACS.

Per cui, da un lato, la sicuramente minore e più discontinua richiesta di ACS rispetto al riscaldamento, dall'altro la presenza di una regolazione che minimizzi gli assorbimenti a vuoto e favorisca gli spegnimenti, fanno sì che la macchina presenti prolungati tempi di inattività.

Come per la PdC A viene riportata la curva cumulata dell'energia elettrica assorbita dalla PdC B durante il periodo di studio.

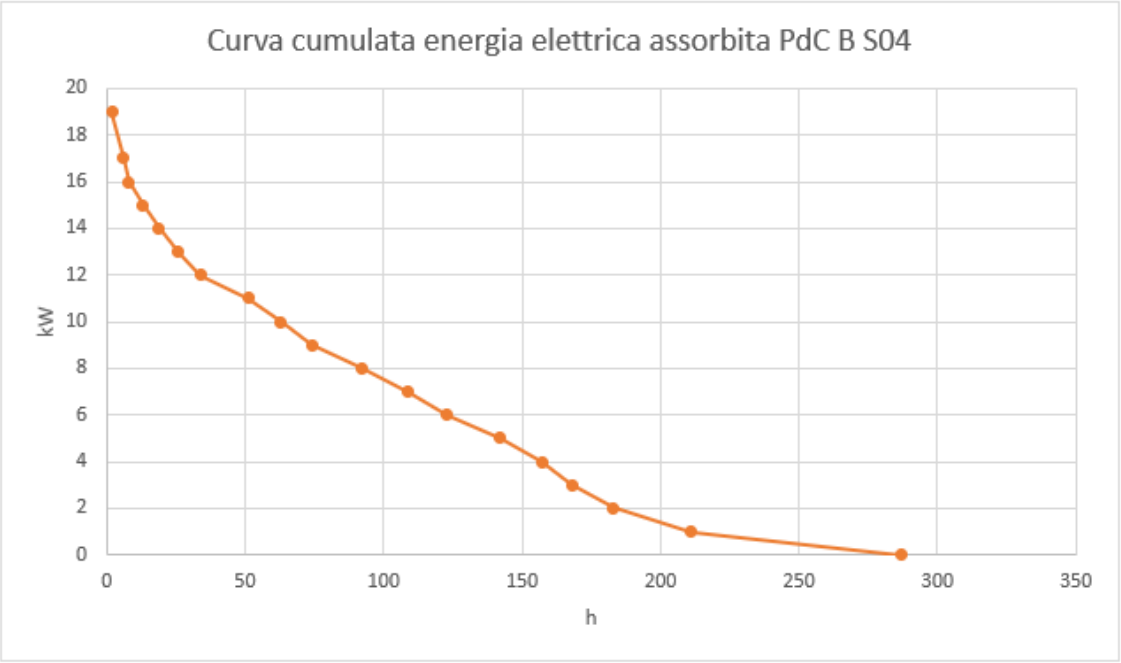


Figura 119: Curva cumulata energía elettrica PdC B S04, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

- PdC A e PdC B

In questo ultimo punto desidero analizzare i consumi cumulati relativi al sistema PdC A e PdC B della S04, ovvero andare a considerare per ogni giorno del periodo di funzionamento l'energia termica prodotta per i due servizi di ACS e riscaldamento, quella elettrica assorbita e i relativi COP, andando a disegnare un quadro generale del periodo di studio.

Questa analisi dovrebbe permettere di avere uno sguardo d'insieme sulle grandezze in gioco e di trarre alcune considerazioni sulle correlazioni tra queste.

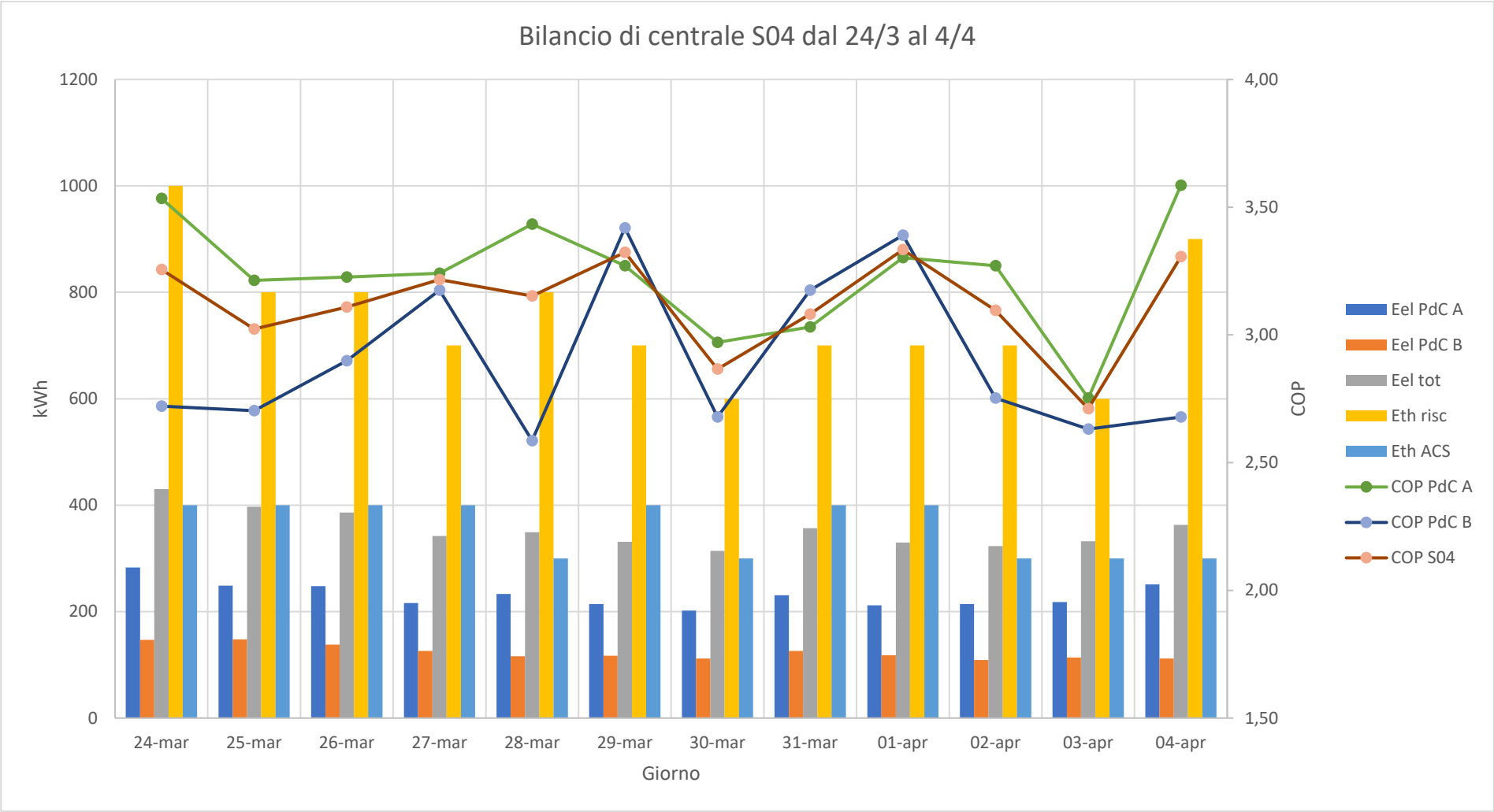


Figura 120: Bilancio energetico della centrale S04 dal 24/3 al 4/4 2018, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Il grafico sopra riportato ci permette di osservare alcune importanti specifiche del funzionamento della sottocentrale S04 durante il nostro periodo di studio.

Benché si tratti di una stagione intermedia, nel nostro periodo di studio la produzione di acqua tecnica per riscaldamento è nettamente preponderante rispetto alla produzione di ACS.

Inoltre, questo grafico mostra chiaramente come il punto debole del sistema, dal punto di vista dell'efficienza sia la produzione di ACS.

Infatti, si può facilmente notare come esso sia il processo meno efficiente e come questa produzione di ACS ad efficienza ridotta vada ad inficiare sul rendimento di centrale, che altrimenti avrebbe valori piuttosto elevati.

6.1.1 Confronto applicazione residenziale e terziario

L'analisi dell'assorbimento elettrico delle PdC è stata fino ad ora condotta per la sola S04, in questo paragrafo vorrei estenderla anche ad un'altra applicazione.

Infatti, si potrebbe andare a studiare il confronto tra gli assorbimenti elettrici richiesti alle due PdC nel caso di una utenza prettamente residenziale ed un'altra pertinente al settore terziario.

In particolare, potremmo cercare di confrontare i trend ricorrenti di richiesta nelle due diverse configurazioni d'utenza, facendo riferimento alle stesse giornate nel medesimo periodo di studio di cui già discusso.

In particolare, confronteremo i trend relativi alla potenza istantanea assorbita alla pompa di calore, in quanto essi meglio testimoniano i profili di attività delle PdC.

Per cui per il locale adibito ad utilizzo di tipo residenziale utilizzeremo i grafici già mostrati più emblematici dei trend di utilizzo che si ripropongono nel periodo di studio, ovvero i due grafici che seguono.

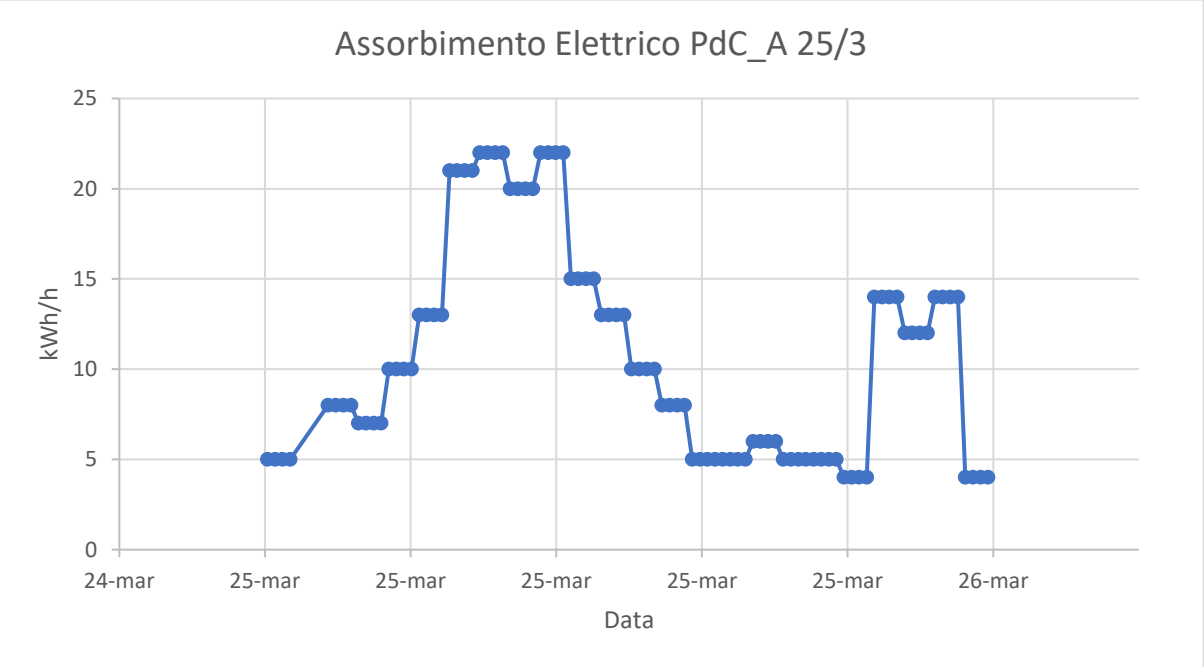


Figura 121: Assorbimento elettrico PdC A S04 per il giorno 25/3/2018 in kWh/h, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

L'edificio adibito a servizi relativi al settore terziario, ovvero assistenza sanitaria, è servito da una sottocentrale con PdC differenti, ovvero:

Questa PdC sebbene diversa, è inserita nel medesimo schema impiantistico di sottocentrale delle altre sottostazioni di produzione.

Per quanto riguarda i dati di monitoraggio, in questo caso abbiamo accesso a dati di potenza istantanea di assorbimento della PdC, ovvero ogni 15 minuti gli strumenti riportano il dato di assorbimento in kW.

Per cui in questo caso non si tratta di un lettore incrementale, bensì un lettore istantaneo della potenza prodotta.

Segue un esempio della tipologia di dati disponibili da monitoraggio.

Figura 122: foto modello di PdC presente in centrale

Data	Servizi_assistenza_PdCA_PotenzaAttiva [kW]
21/03/2018 12:12	4.74
21/03/2018 12:27	2.88
21/03/2018 12:42	2.9
21/03/2018 12:57	2.82
21/03/2018 13:12	4.04
21/03/2018 13:27	5.38
21/03/2018 13:42	4.08
21/03/2018 13:57	4.24
21/03/2018 14:12	26.92
21/03/2018 14:27	5.32
21/03/2018 14:42	18.78
21/03/2018 14:57	5.1
21/03/2018 15:12	25.72
21/03/2018 15:27	4.04
21/03/2018 15:42	4.92
21/03/2018 15:57	25.82
21/03/2018 16:12	4.2
21/03/2018 16:27	40.18
21/03/2018 16:42	27.76
21/03/2018 16:57	17.68
21/03/2018 17:12	17.92

Tabella 11: Assorbimenti elettrici PdC A Servizi di Assistenza

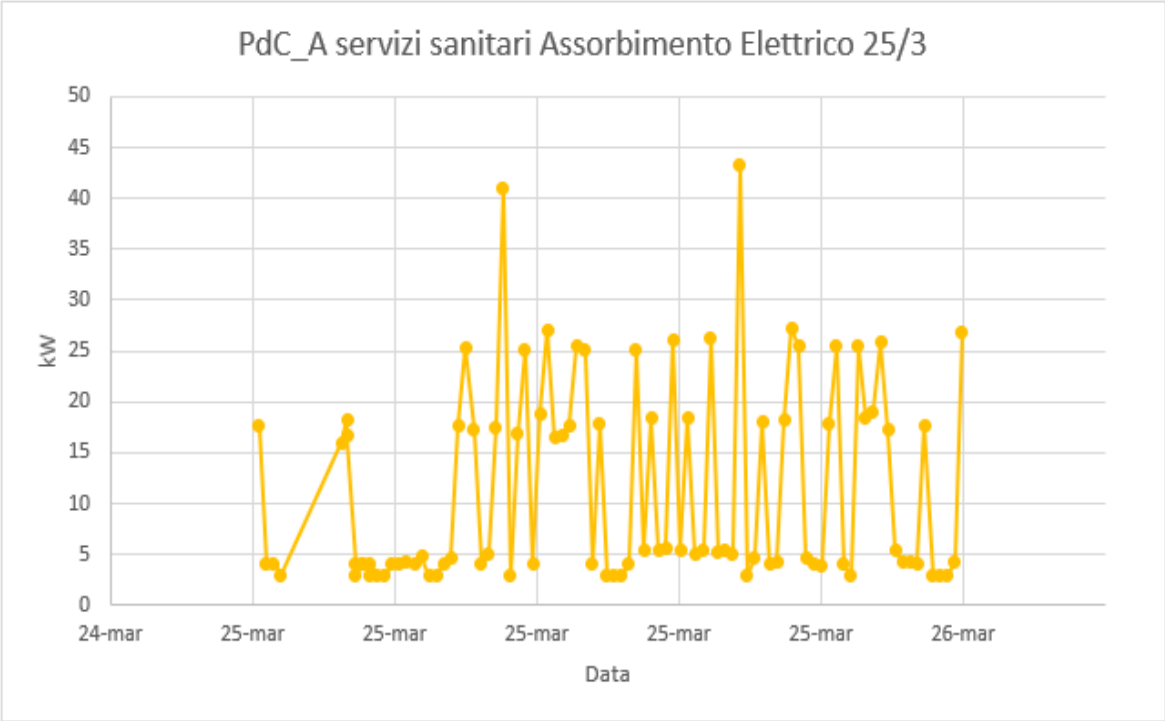


Figura 124: Assorbimento elettrico istantaneo PdC A Borgo Assistito 25/3/2018 in kW, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

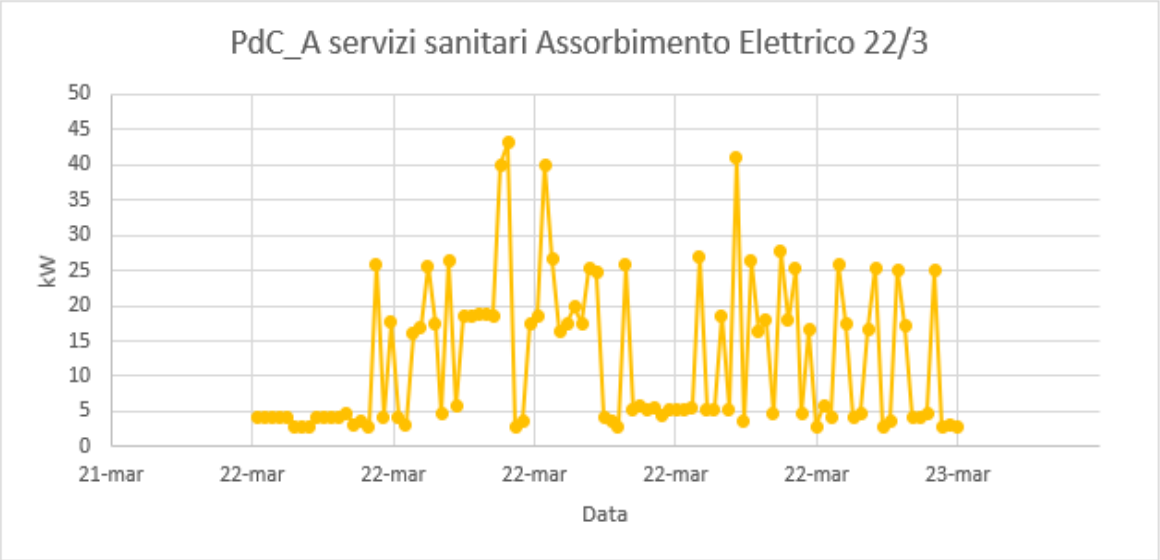


Figura 125: Assorbimento elettrico istantaneo PdC A Borgo Assistito 22/3/2018 in kW, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Nei grafici riportati nella pagina precedente, relativi all'utenza del settore terziario si può evidenziare facilmente un trend comune, che si ripete piuttosto fedelmente anche per i giorni non riportati del periodo di studio.

Si evidenziano notevoli differenze tra le richieste alla PdC dal punto di vista degli assorbimenti nelle due diverse tipologie di utenze, ovvero residenziale e terziario.

In primo luogo, si noterà una certa differenza dal punto di vista delle grandezze in gioco, infatti nel caso dell'utenza residenziale i kW richiesti sono nettamente inferiori rispetto a quelli dell'utenza del terziario.

Questo non è assolutamente un risultato inaspettato, in quanto i due edifici asserviti hanno superfici nettamente diverse.

Un aspetto senz'altro più interessante è relativo al profilo di carico delle macchine assunto durante l'arco della giornata.

Infatti, si può notare come il profilo delle unità residenziali presenti un picco mattutino in corrispondenza dell'accensione dell'impianto, un successivo abbassamento delle richieste, in quanto gli edifici sono probabilmente non occupati e la temperatura esterna si è alzata ed infine un picco serale più contenuto corrispondente ad una richiesta dovuta alla rinnovata presenza degli occupanti ed un calo delle temperature esterne.

Nel caso invece dell'applicazione del settore terziario, abbiamo un picco mattutino in corrispondenza dell'accensione dell'impianto, dopo il periodo notturno di spegnimento, successivamente abbiamo un sostenuto periodo di assorbimento su livelli medi in cui l'intensità della potenza assorbita rispetto al periodo di picco è nettamente superiore al caso dell'applicazione residenziale. Successivamente a questo plateau di richiesta si ha un picco in fase pomeridiana seguito da un altro plateau assolutamente analogo al primo che si protrae fino allo spegnimento dell'impianto in serata.

Per cui le principali differenze nelle richieste sono ovviamente collegate ai diversi utilizzi fatti dagli occupanti, a loro volta correlati alle diverse destinazioni d'uso degli edifici.

Infatti, nell'ambito del residenziale l'occupazione è presente dalla mattina fino al tardo pomeriggio, per cui il picco di richiesta serale shifta ad un momento precedente e non si ha un abbassamento, tanto significativo quanto per il residenziale, delle richieste nella parte centrale della giornata, che si mantengono sui plateau precedentemente identificati.

6.2 Monitoraggio puffer e preparatori ACS

I dati a nostra disposizione non sono solo dati energetici relativi alle PdC, ma si possono reperire anche dei dati relativi agli altri elementi che costituiscono la centrale e che saranno fondamentali nel modello, così come dei dati di temperatura all'uscita dalla PdC.

Infatti, grazie all'azione di monitoraggio attraverso numerose sonde di temperatura, si può risalire allo storico di temperature assunte da quattro punti chiave dell'impianto all'uscita dalle PdC.

Sono disponibili i dati di temperatura per le sottocentrali monitorate per quanto riguarda i rami di impianto relativi sia all'ACS (da ora in poi per il paragrafo "recupero") e al servizio di riscaldamento (da ora in poi per il paragrafo "utilizzo"), per entrambe le PdC.

Quindi, è possibile studiare le temperature di produzione del fluido termovettore in uscita alla PdC, permettendo di fare osservazioni interessanti rispetto al suo funzionamento e a quello più globalmente inteso dell'impianto.

Per proporre un esempio dei dati a nostra disposizione e della loro utilità seguono i dati registrati per il giorno 27 di marzo 2018, giorno scelto perché centrale nel nostro periodo di studio.

Questi dati sono presenti per tutte le sottocentrali, ma noi ci concentreremo su quella di nostro interesse, ovvero S04.

Inizialmente si riporta il dato di temperatura del circuito di utilizzo in uscita dalle PdC sia in forma grafica che tabellare per il giorno 27 marzo 2018.

Si tenga conto che il tempo di campionamento di questa grandezza da parte della strumentazione utilizzata è di 15 minuti, pertanto sarà questo anche il passo di tempo di disponibilità dei dati.

La tabella che segue riporta solamente 4 ore centrali nella giornata, per dare un'idea della tipologia di dati forniti anche a livello tabellare. A seguire è presente il dato riportato come output grafico, con valenza per tutta la giornata in studio.

Sample Time	S04_PdC_A_TempUti-lizzoOut [°C]	Sample Time	S04_PdC_B_TempUtilizzo-Out [°C]
27/03/2018 10:04	44.3	27/03/2018 10:04	42.2
27/03/2018 10:19	41.5	27/03/2018 10:19	42.2
27/03/2018 10:34	43	27/03/2018 10:34	42.2
27/03/2018 10:49	44	27/03/2018 10:49	42.2
27/03/2018 11:04	43.1	27/03/2018 11:04	42.2
27/03/2018 11:19	45	27/03/2018 11:19	42.2
27/03/2018 11:34	43.7	27/03/2018 11:34	42.2
27/03/2018 11:49	42.3	27/03/2018 11:49	42.2
27/03/2018 12:04	43.1	27/03/2018 12:04	42.2
27/03/2018 12:19	42.5	27/03/2018 12:19	42.2
27/03/2018 12:34	43.2	27/03/2018 12:34	42.2
27/03/2018 12:49	41.2	27/03/2018 12:49	42.2
27/03/2018 13:04	42.3	27/03/2018 13:04	42.2
27/03/2018 13:19	41.2	27/03/2018 13:19	42.2
27/03/2018 13:34	42.3	27/03/2018 13:34	42.2
27/03/2018 13:49	41.2	27/03/2018 13:49	42.2
27/03/2018 14:04	40.9	27/03/2018 14:04	42.2

Tabella 12: Esempio report di monitoraggio puffer, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Segue output grafico del sistema di monitoraggio per il giorno 27/3/18 lato riscaldamento.

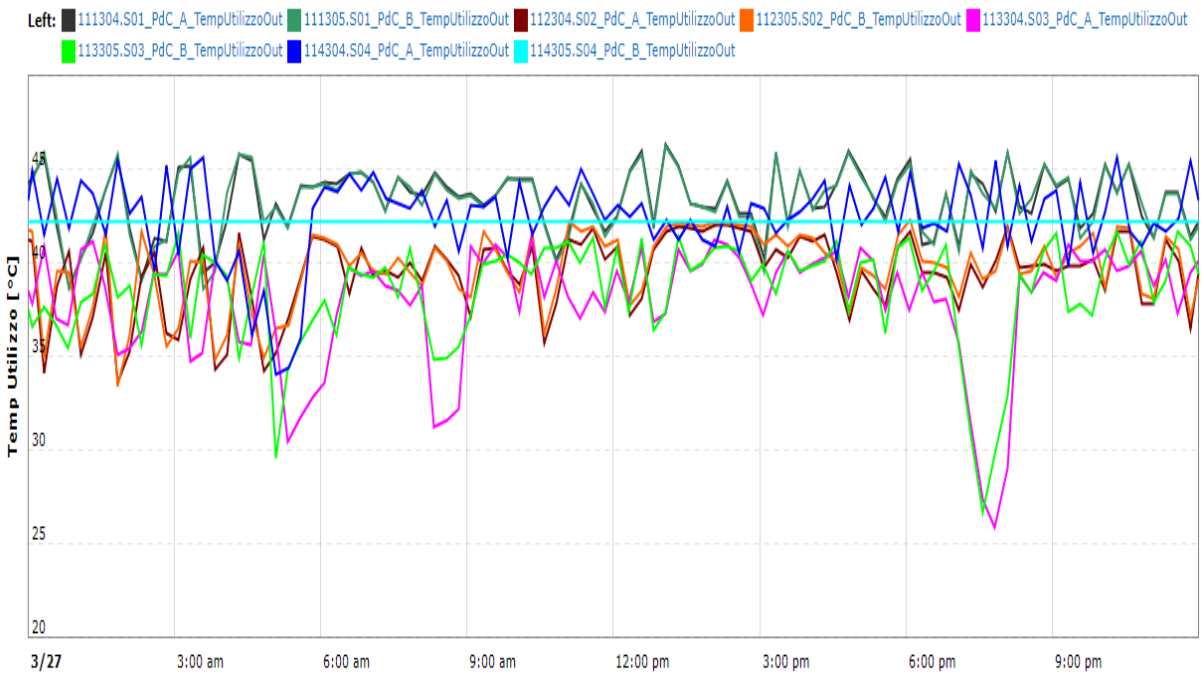


Figura 126: Profili di temperatura per il circuito di utilizzo della S04 per il giorno 28/3/2018, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Le grandezze di nostro interesse nel grafico soprastante sono quelle riguardanti la S04, ovvero i dati in azzurro ed in blu. Si tratta della temperatura di utilizzo in uscita dalle due PdC.

Si noterà che a differenza della temperatura della PdC A, quella della PdC B è costante, invariata, pertanto sembra indicare un mancato utilizzo della stessa sul circuito di riscaldamento.

Questo aspetto è stato già osservato precedentemente grazie allo studio dell'assorbimento elettrico della PdC B.

Per quanto riguarda il monitoraggio relativo all'ACS si ha quanto descritto dalla successiva tabella e grafico esemplificativo.

Sample Time	S04_PdC_A_TempRecupe-roOut [°C]	Sample Time	S04_PdC_B_TempRecupe-roOut [°C]
28/03/2018 10:05	64.8	28/03/2018 10:05	45.4
28/03/2018 10:20	67.7	28/03/2018 10:20	45.4
28/03/2018 10:35	65.7	28/03/2018 10:35	45.4
28/03/2018 10:50	65.7	28/03/2018 10:50	45.4
28/03/2018 11:05	65.8	28/03/2018 11:05	45.4
28/03/2018 11:20	65.8	28/03/2018 11:20	45.4
28/03/2018 11:35	64	28/03/2018 11:35	45.4
28/03/2018 11:50	65.2	28/03/2018 11:50	45.4
28/03/2018 12:05	65	28/03/2018 12:05	45.4
28/03/2018 12:20	64.6	28/03/2018 12:20	45.4
28/03/2018 12:35	68	28/03/2018 12:35	45.4
28/03/2018 12:50	64.9	28/03/2018 12:50	45.4
28/03/2018 13:05	64.9	28/03/2018 13:05	45.4
28/03/2018 13:20	65.6	28/03/2018 13:20	45.4
28/03/2018 13:35	65.5	28/03/2018 13:35	45.4
28/03/2018 13:50	65.5	28/03/2018 13:50	45.4

Tabella 13: Esempio report di monitoraggio temperatura lato recupero PdC A e PdC B, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Non si è più fatto riferimento al medesimo giorno perché in questo caso (ACS) i dati presentavano forti anomalie, probabilmente correlate ad un malfunzionamento degli strumenti di misurazione.

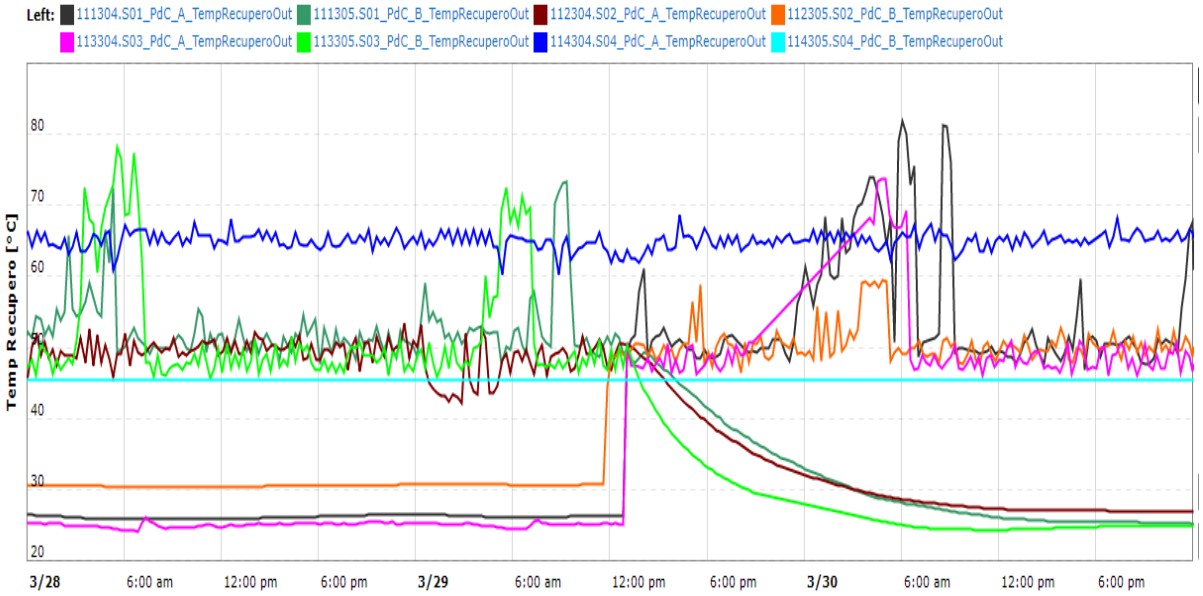


Figura 127: Profili di temperatura per il circuito dell'ACS della S04 per i giorni 28,29 e 30 marzo 2018, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

In conclusione, il monitoraggio permette di risalire a misure utili relative alle tmperature di puffer e preparatori.

Come primo step ci si concentrerà sul sistema PdC (sia A che B) e puffer, andando a descrivere quali grandezze monitorate non siano ancora state descritte.

In secondo luogo, si passerà a trattare il sistema termodinamico puffer-bollitori andando anche in questo caso a descrivere il monitoraggio effettuato e le grandezze a nostra disposizione.

La caratterizzazione dei bollitori e del puffer a livello di temperature assunte è di focale importanza per i nostri scopi, in quanto sono queste le grandezze termodinamiche su cui si basa la regolazione della produzione di ACS, che abbiamo visto essere il punto debole a livello di efficienza del sistema.

Come detto, ora si descriveranno le grandezze relative al sistema PdC-puffer cui si ha accesso grazie al sistema di monitoraggio.

Nella figura sotto riportata è descritto in modo schematico il layout della sezione d'impianto su cui ora ci contreremo.

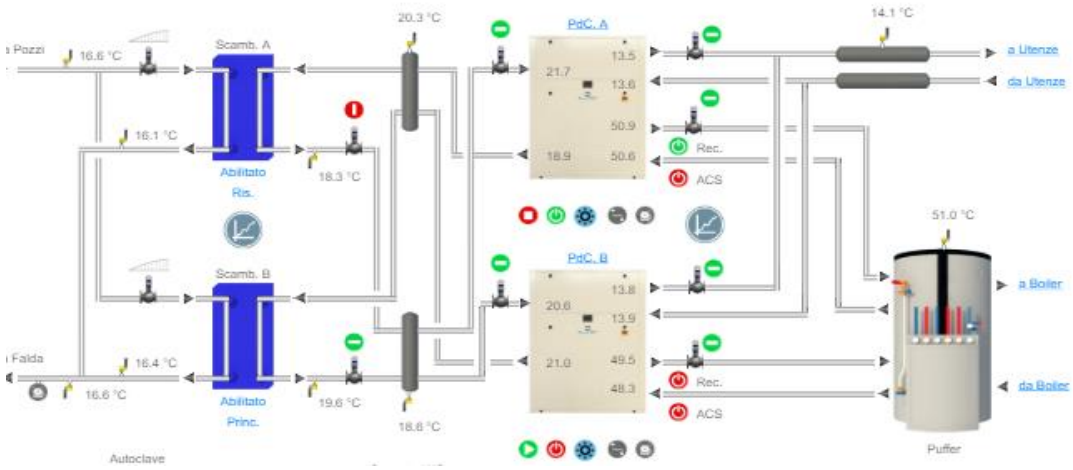


Figura 128: schema di impianto corrispondente alla sezione falda-PdC-puffer, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

In figura possiamo notare come siano presenti delle sonde di temperatura sia sui rami di utilizzo che di sanitario di cui abbiamo già discorso nelle righe precedenti. Inoltre, si noterà come sia presente una sonda di temperatura sul puffer, di cui sotto si riporta l'andamento di temperatura per lo storico dati a cui siamo interessati, ovvero per il nostro periodo di studio.

Sample Time	S04_TT33_TempPufferAcs [°C]
27/03/2018 10:05	49.6546
27/03/2018 10:15	51.0627
27/03/2018 10:25	52.2734
27/03/2018 10:35	51.7852
27/03/2018 10:45	51.6769
27/03/2018 10:55	51.5685
27/03/2018 11:05	51.4811
27/03/2018 11:15	51.3879
27/03/2018 11:25	51.2795
27/03/2018 11:35	48.6099
27/03/2018 11:45	51.409
27/03/2018 11:55	48.871
27/03/2018 12:05	50.4848
27/03/2018 12:15	51.4444
27/03/2018 12:25	51.2795
27/03/2018 12:35	51.1711
27/03/2018 12:45	51.0989
27/03/2018 12:55	50.9905
27/03/2018 13:05	50.9182

Tabella 13: Esempio report di monitoraggio temperatura puffer, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

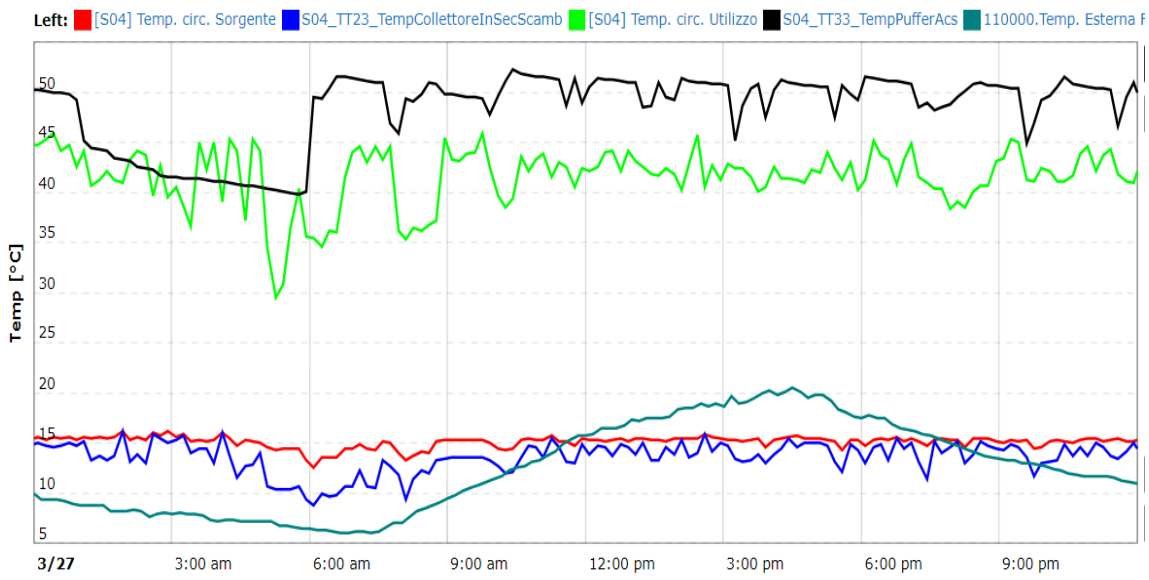


Figura 129: Profilo temperatura puffer dell'ACS per il giorno 28/3/2018, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Nella figura soprastante si noti come la temperatura del puffer scenda durante la notte, per poi mantenersi in un range di valori piuttosto contenuti e con un andamento piuttosto regolare. Questo comportamento testimonia la bontà della strategia di regolazione assunta nel periodo di studio tramite le prove condotte sull'impianto.

Ora, proseguendo con l'analisi della seconda sezione dell'impianto, si andrà a trattare i preparatori di ACS e le loro temperature caratteristiche misurate.

Segue un'immagine esemplificativa della sezione d'impianto trattata. Si osservi la presenza di una sonda di temperatura su entrambi i preparatori di ACS. Queste due sonde sono particolarmente importanti, perché sono quelle su cui si basa il meccanismo di regolazione della produzione di ACS.

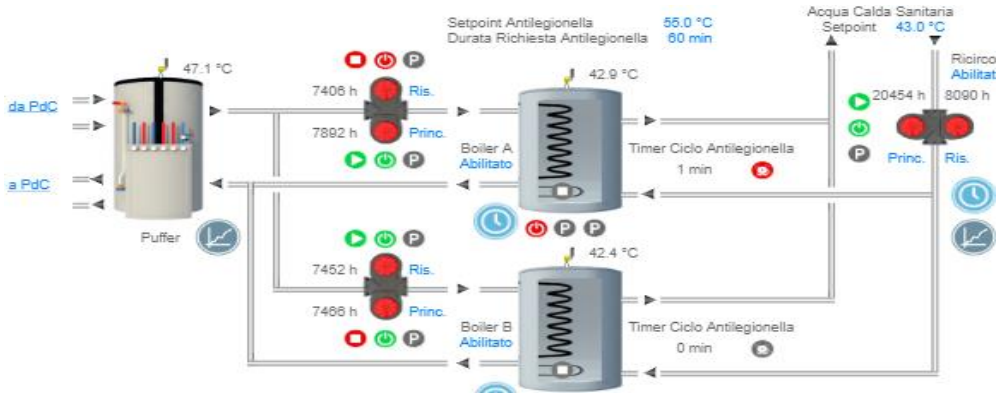


Figura 130: Schema impiantistico della sezione puffer-preaparatori di ACS, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Seguono una tabella ed un grafico esemplificativo dei dati disponibili relativamente ai preparatori di ACS.

Sample Time	S04_TT40_TempBoi-ler1 [°C]	Sample Time	S04_TT41_TempBoi-ler2 [°C]
27/03/2018 10:05	44.6613	27/03/2018 10:05	44.7502
27/03/2018 10:15	45.5737	27/03/2018 10:15	45.4757
27/03/2018 10:25	46.5531	27/03/2018 10:25	46.3405
27/03/2018 10:35	46.4813	27/03/2018 10:35	46.4551
27/03/2018 10:45	45.9981	27/03/2018 10:45	46.0307
27/03/2018 10:55	45.6063	27/03/2018 10:55	45.639
27/03/2018 11:05	45.2146	27/03/2018 11:05	45.2939
27/03/2018 11:15	44.928	27/03/2018 11:15	45.0079
27/03/2018 11:25	44.5487	27/03/2018 11:25	44.685
27/03/2018 11:35	44.5724	27/03/2018 11:35	44.6258
27/03/2018 11:45	45.3125	27/03/2018 11:45	45.2472
27/03/2018 11:55	46.194	27/03/2018 11:55	46.0634
27/03/2018 12:05	46.1613	27/03/2018 12:05	46.2149
27/03/2018 12:15	46.6184	27/03/2018 12:15	46.4943
27/03/2018 12:25	46.2593	27/03/2018 12:25	46.2919
27/03/2018 12:35	45.8349	27/03/2018 12:35	45.9001
27/03/2018 12:45	45.4431	27/03/2018 12:45	45.541
27/03/2018 12:55	45.0978	27/03/2018 12:55	45.1937

Tabella 14: Esempio report di monitoraggio temperatura preparatori ACS, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

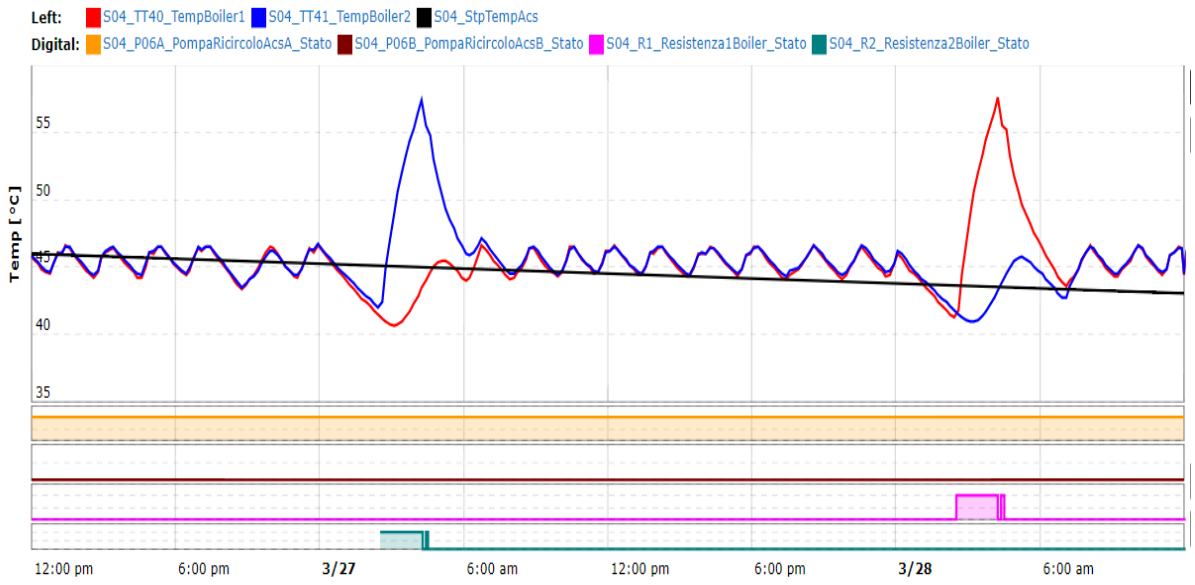


Figura 131: Profili di temperatura dei preparatori di ACS per i giorni 27 e 28 marzo 2018, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

.

6.3 Monitoraggio consumi condominio B

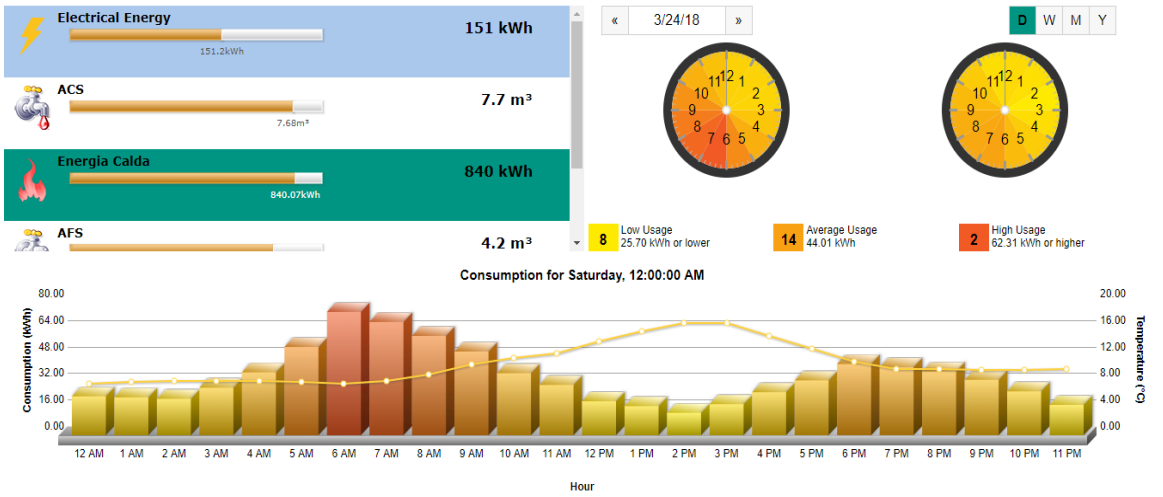
Passeremo ora all'analisi dei dati di monitoraggio relativi ai consumi di energia termica ed elettrica del condominio B, ovvero il condominio servito dalla S04.

Infatti, ora che si è conclusa la descrizione relativa al monitoraggio della sottocentrale, è necessario andare a discutere quello relativo al condominio servito dalla sottocentrale stessa.

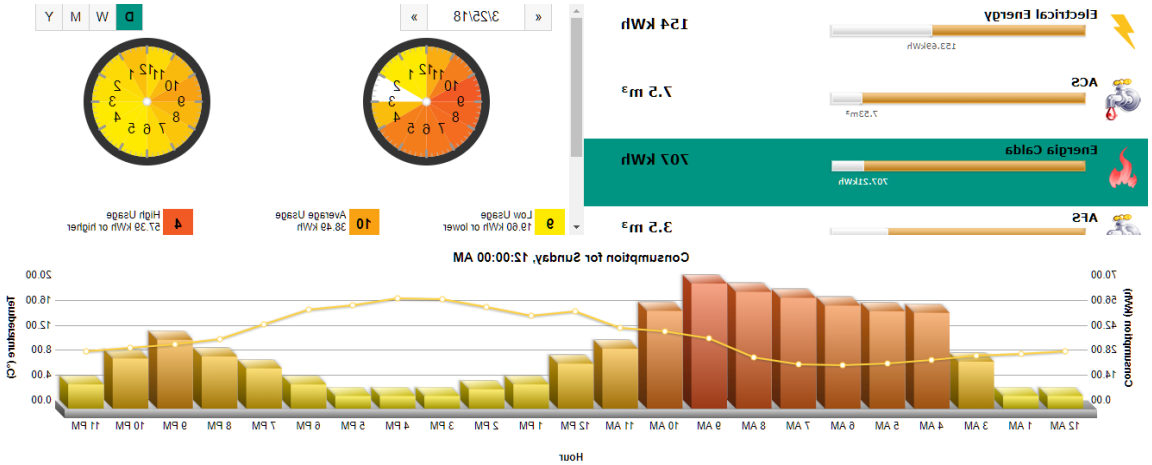
In particolare, di seguito sarà riportato un grafico per ogni giorno del periodo di studio, dal 24 marzo fino al 4 aprile, che riporta di ora in ora l'energia termica consumata dal condominio.

Inoltre, sono disponibili anche i dati di energia elettrica ed il volume di ACS utilizzata dal condominio stesso.

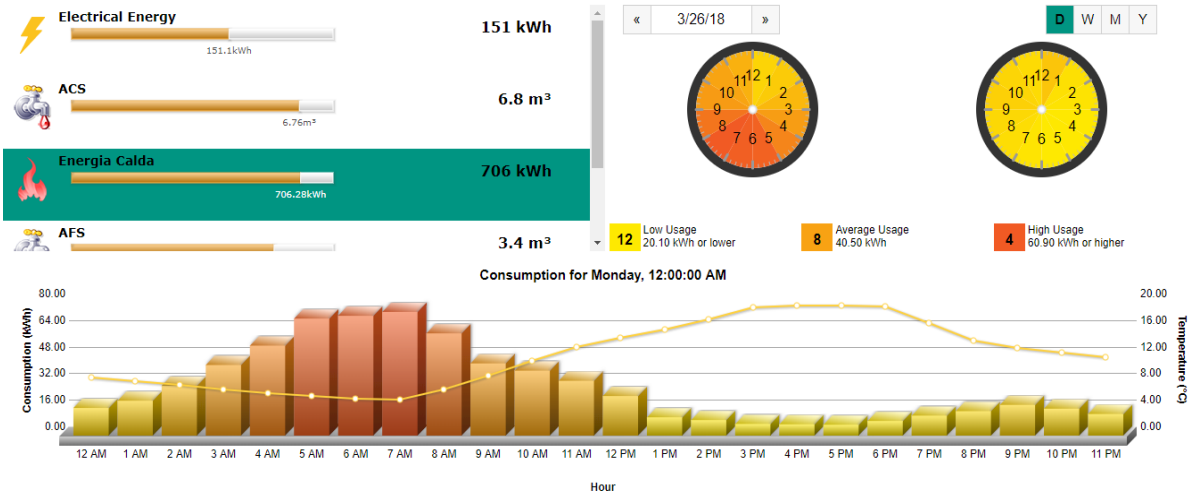
24/3/2018



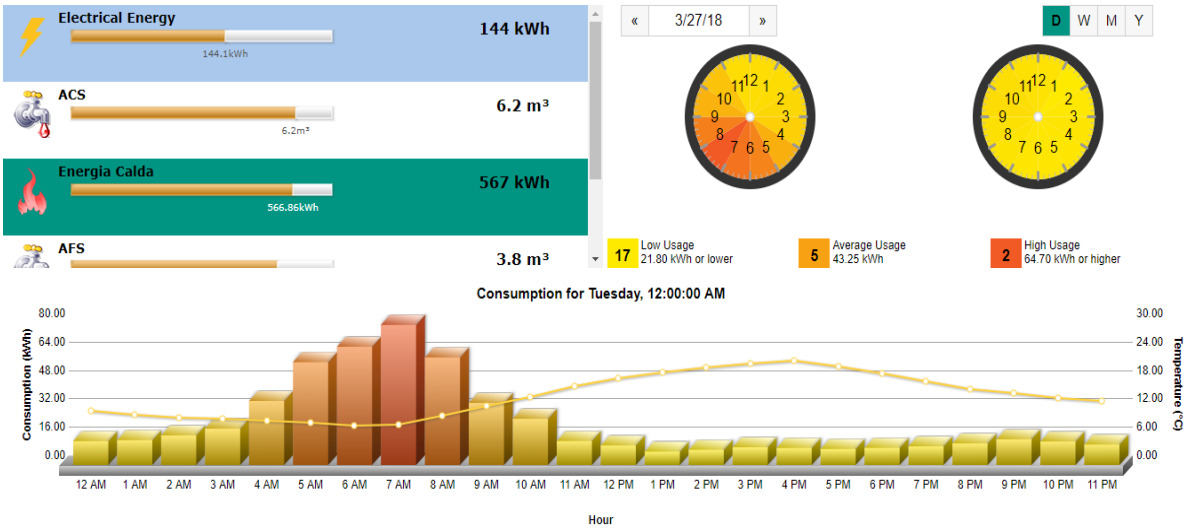
25/3/2018



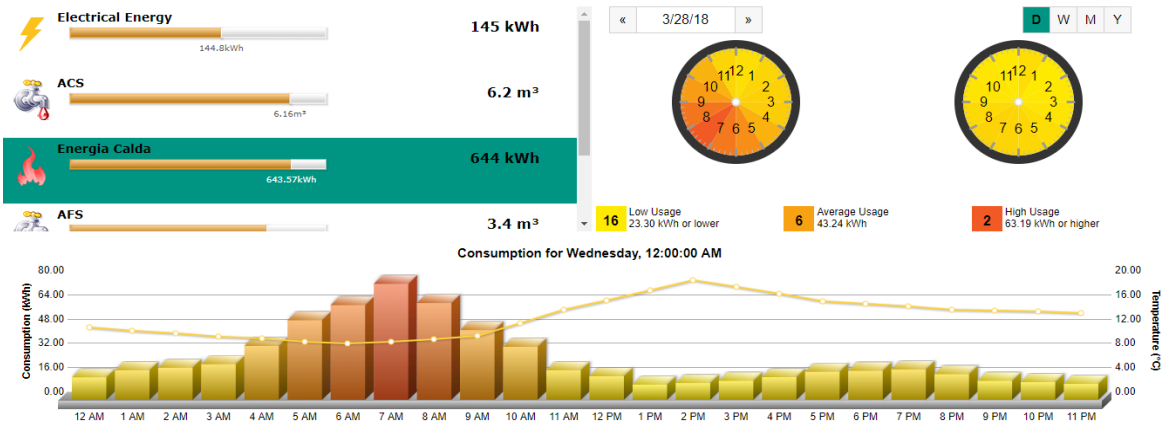
26/3/2018



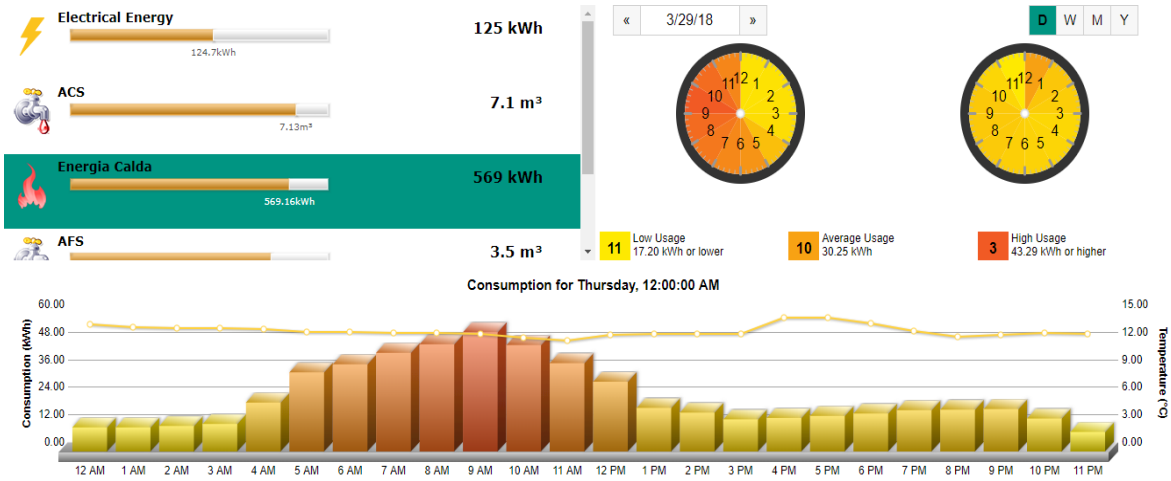
27/3/2018



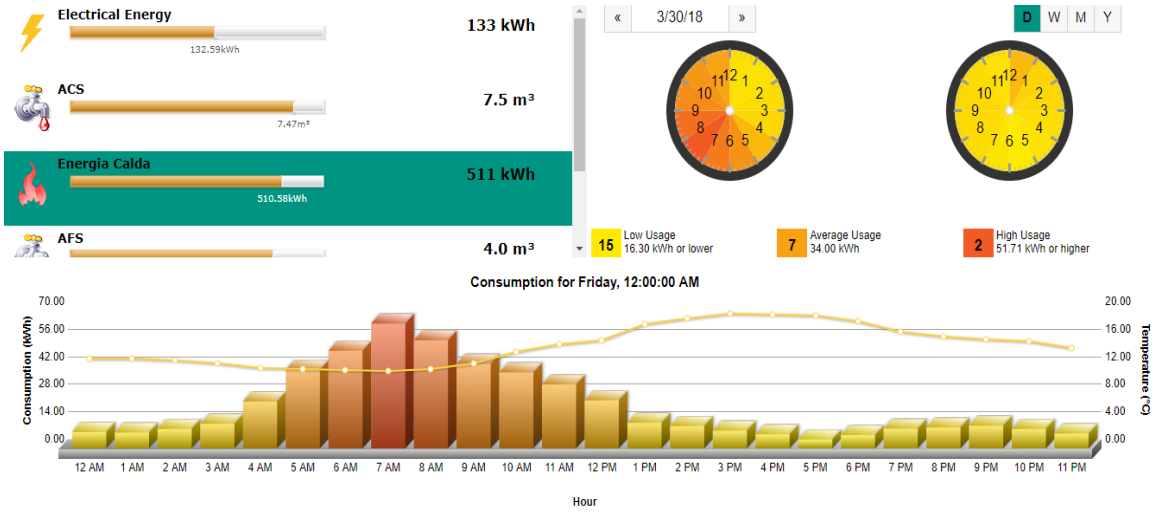
28/3/2018



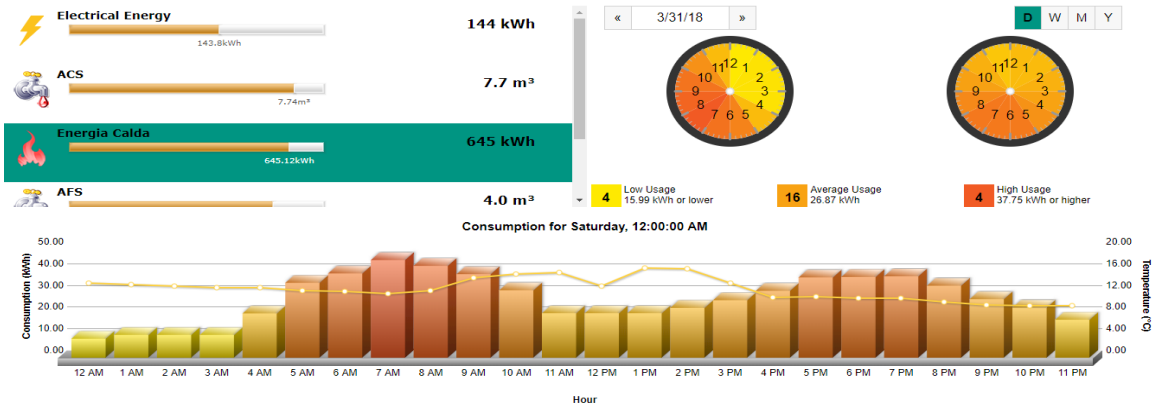
29/3/2018



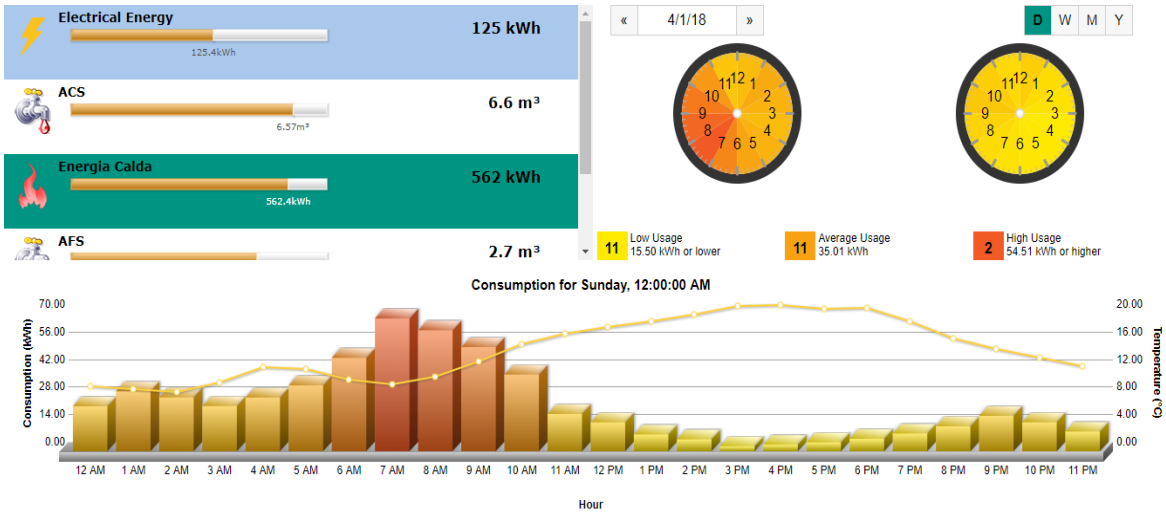
30/3/2018



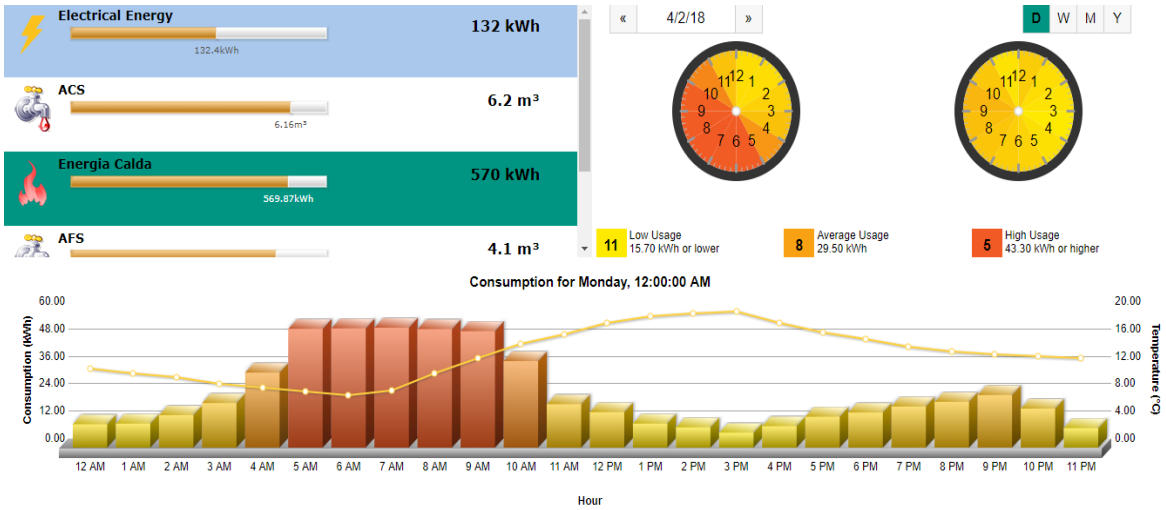
31/3/2018



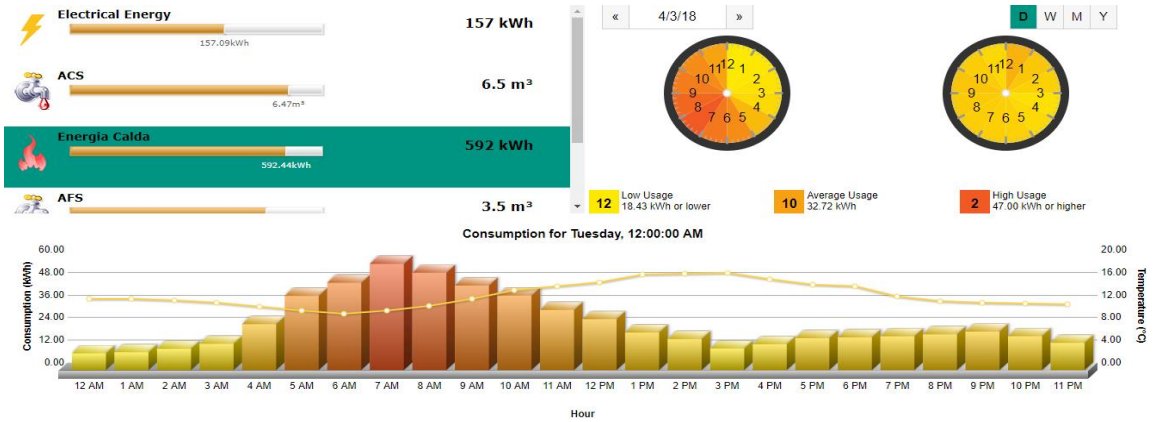
1/4/2018



2/4/2018



3/4/2018



4/4/2018

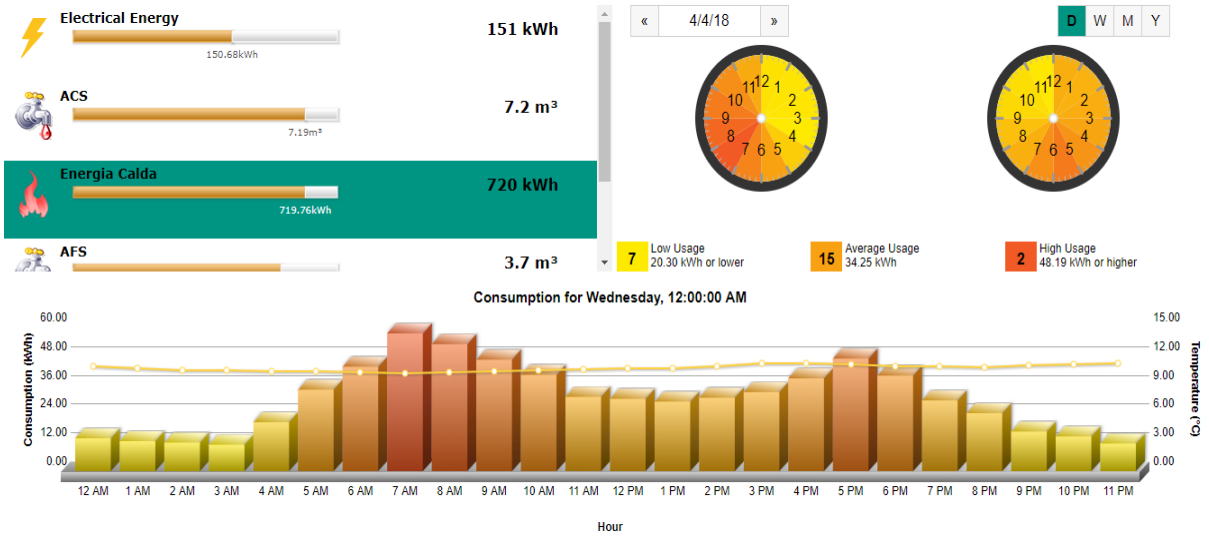


Figura 132: Report monitoraggio consumi di energia calda (riscaldamento) dal 24/3 al 4/4 2018, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

In coda ai grafici appena riportati, riporto i dati più rilevanti riguardanti i consumi del condominio in una tabella.

Giorno	**Energia Termica**	**ACS**	**Energia Elettrica**
	[kWh]	[m3]	[kWh]
24/03/2018	840	7.7	151
25/03/2018	707	7.5	154
26/03/2018	706	6.8	151
27/03/2018	567	6.2	144
28/03/2018	644	6.2	145
29/03/2018	569	7.1	125
30/03/2018	511	7.5	133
31/03/2018	645	7.7	144
01/04/2018	562	6.6	125
02/04/2018	570	6.2	132
03/04/2018	592	6.5	157
04/04/2018	720	7.2	151
TOTALE	7633	83.2	1712

Tabella 16: Riassunto consumi del condominio B nel periodo dal 24/3 al 4/4 2018, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Come si noterà dai grafici riportati, si riscontrano gli stessi trend individuati per la produzione di energia termica per riscaldamento della PdC A della S04.

Infatti, si può notare un picco di richiesta mattutino ed uno meno accentuato serale. Per enfatizzare il confronto, si riportano ora i profili di produzione e di consumo per lo stesso giorno, il primo relativo alla PdC A della S04 e il secondo al condominio B servito dalla medesima.

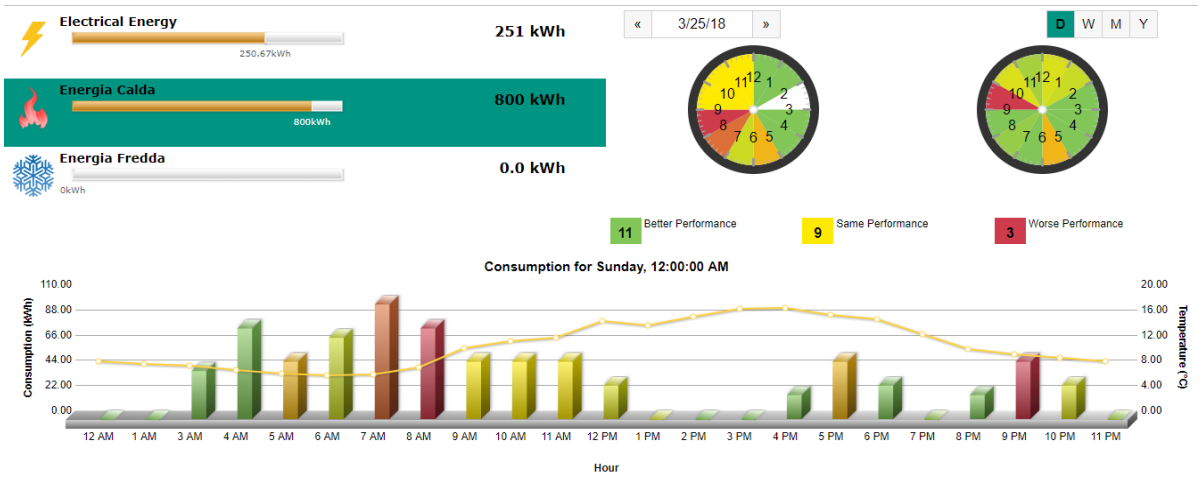


Figura 133: Produzione per riscaldamento PdC A S04 25/3/2018, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

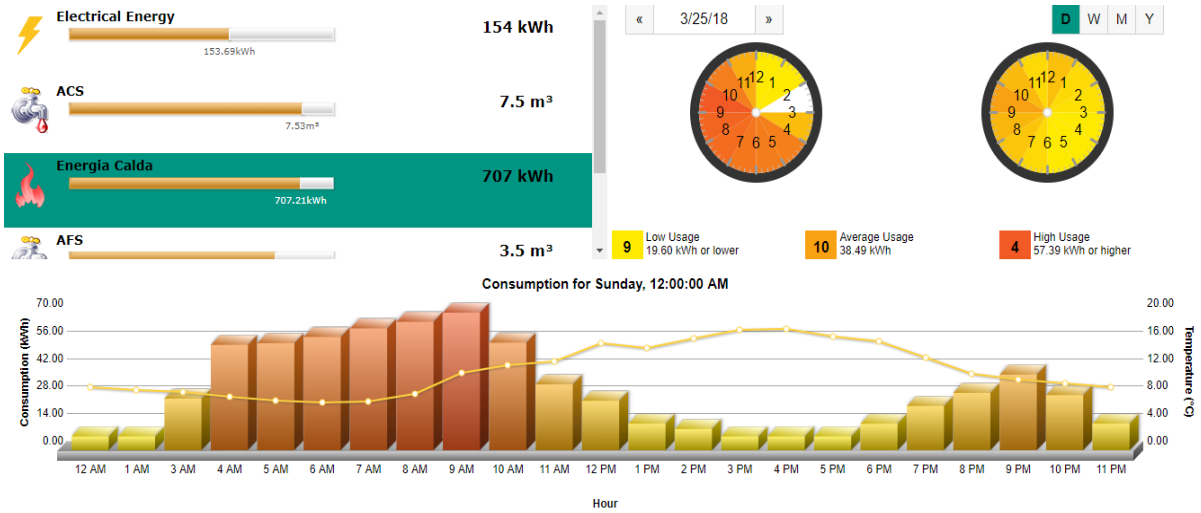


Figura 134: Consumo energia per riscaldamento condominio B 25/3/2018, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

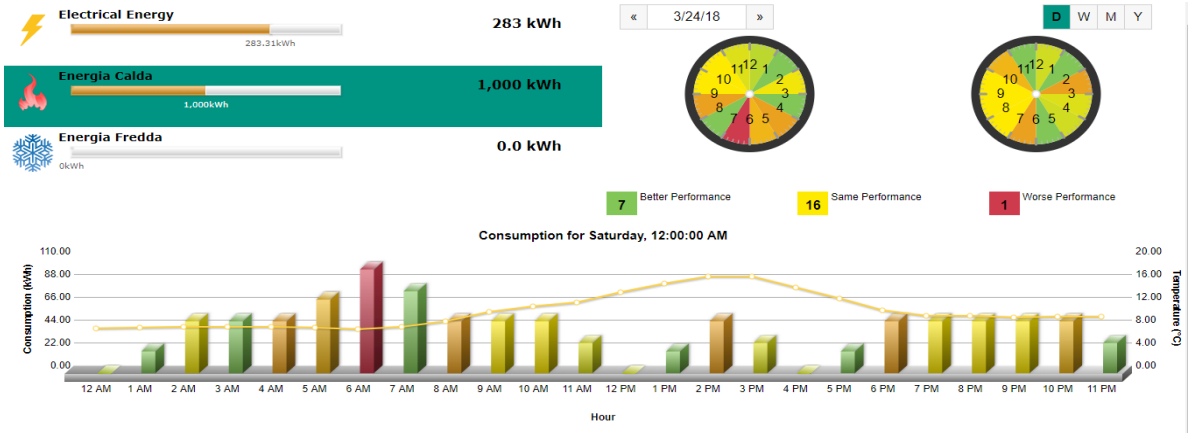
Si noti come i picchi di produzione e di consumo siano in orari piuttosto ravvicinati, anche se non c'è completa sincronia, questo probabilmente perché entra in gioco l'inerzia del sistema di distribuzione dell'impianto, che assume la funzione di volano termico virtuale, sfasando produzione e domanda temporalmente.

Infatti, a momenti di produzione praticamente nulla, corrispondono periodi di consumo ridotti ma non nulli, questo fenomeno è quasi sicuramente dovuto alla capacità termica del sistema di riscaldamento.

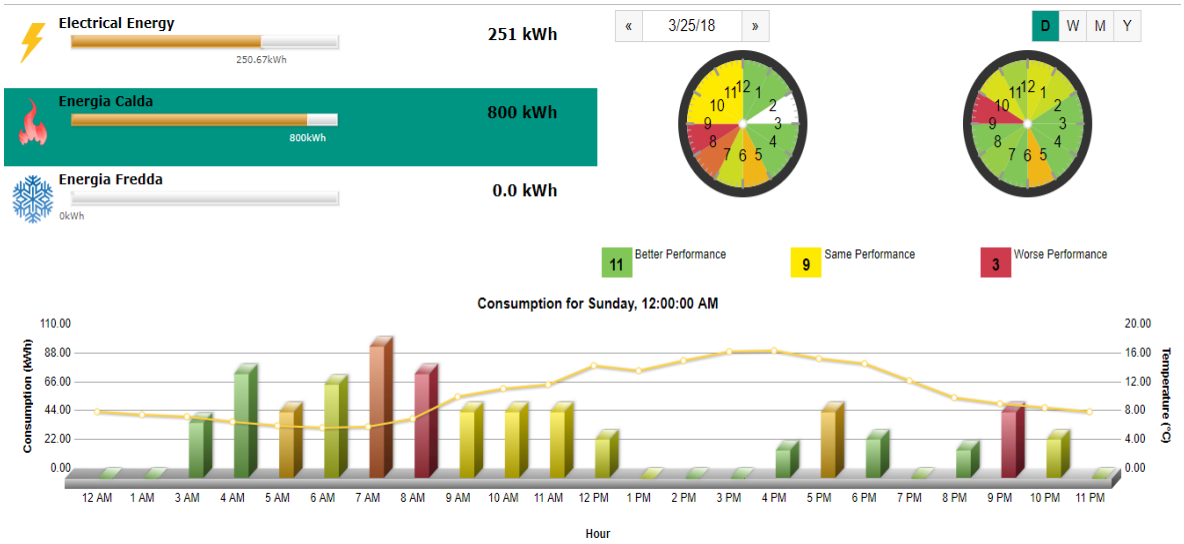
Nelle pagine successive estenderò questa analisi di raffronto tra produzione della PdC A e consumo energetico per riscaldamento del condominio B, in modo tale da poter quantificare le perdite energetiche che intercorrono tra PdC e terminali nel condominio.

Perciò sarà ora necessario riportare la curva di produzione della PdC A della S04 per tutti i giorni appartenenti al periodo di studio, ovvero dal 24 marzo al 4 aprile 2018.

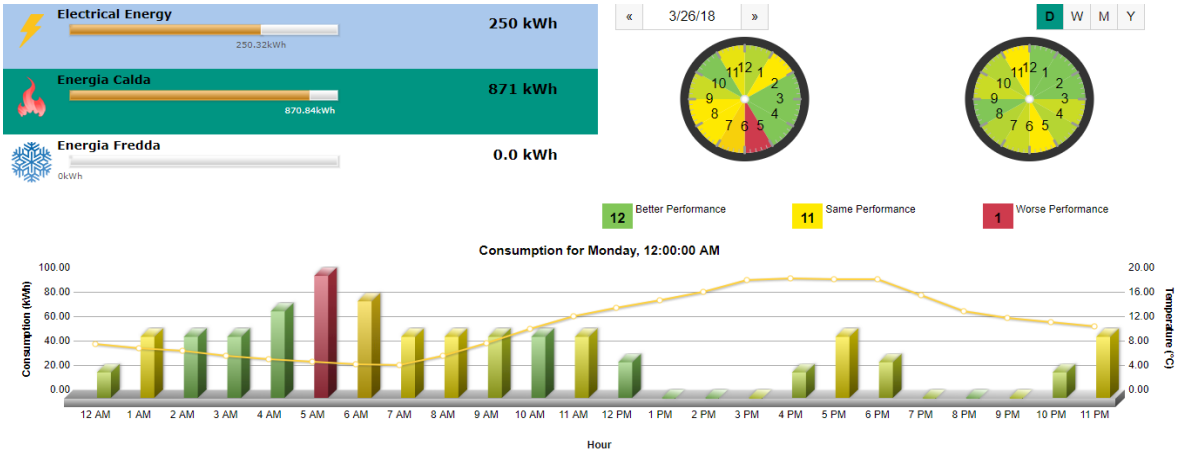
24/3/2018



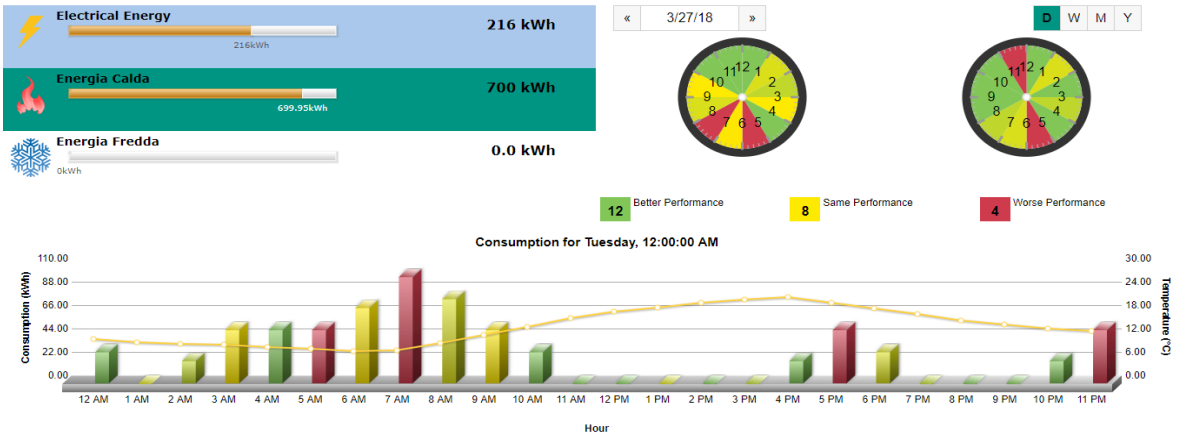
25/3/2018



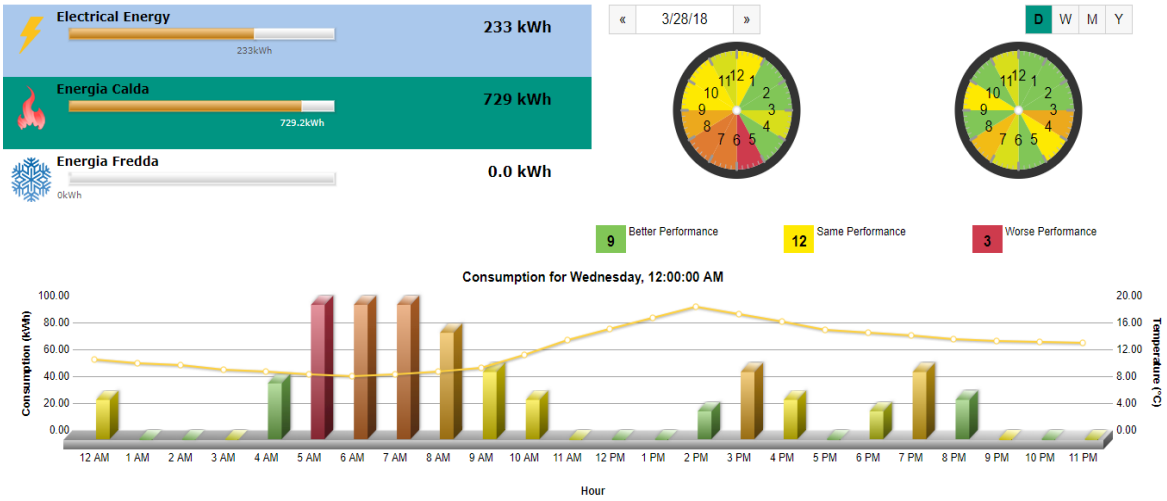
26/3/2018



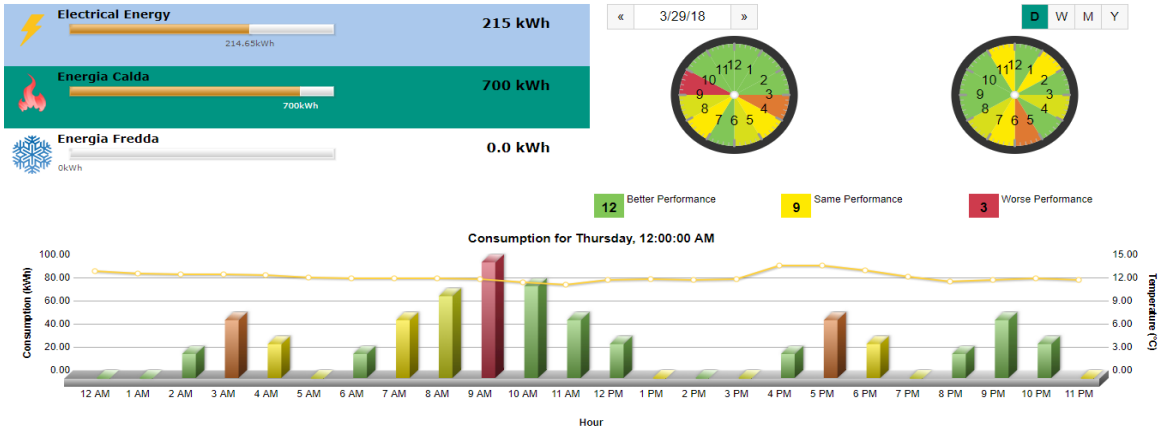
27/3/2018



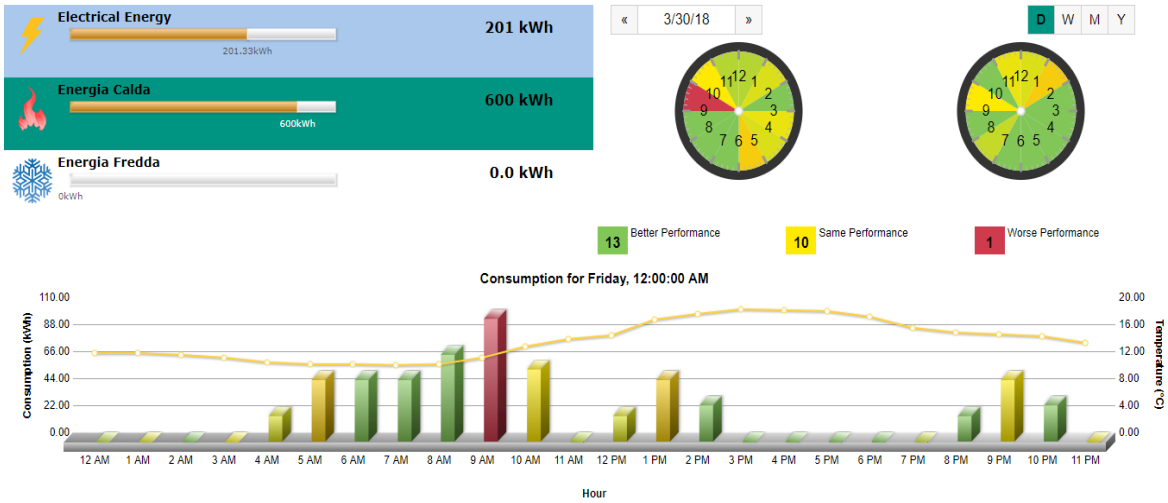
28/3/2018



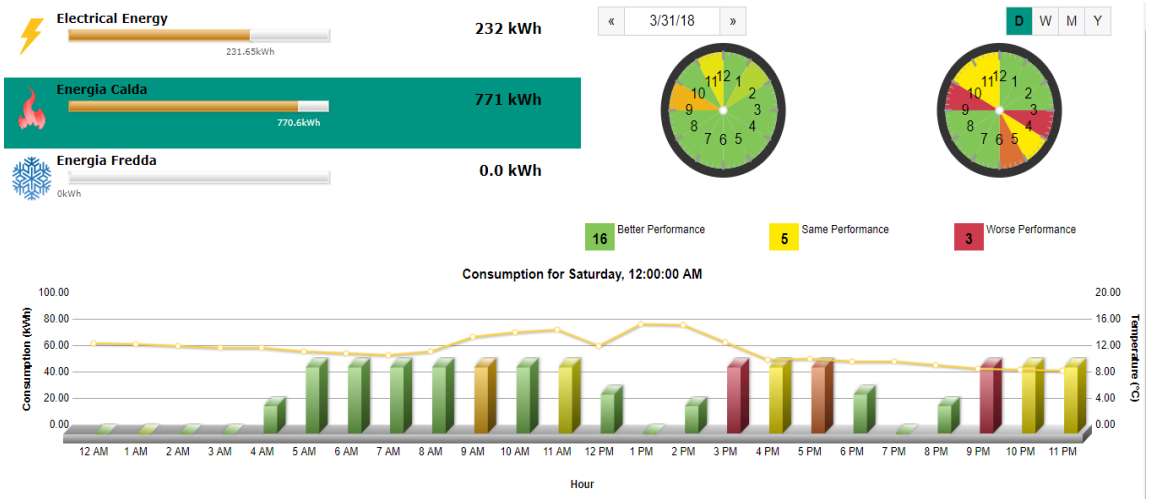
29/3/2018



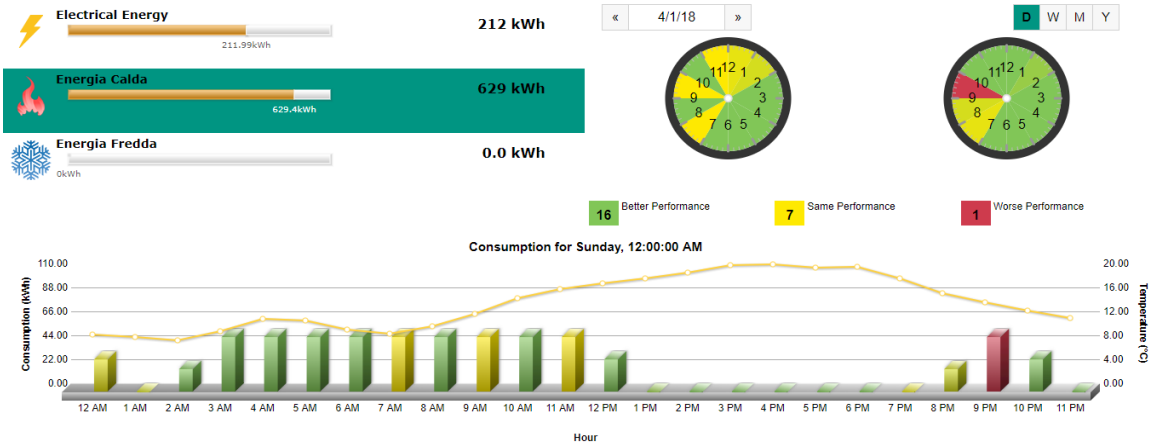
30/3/2018



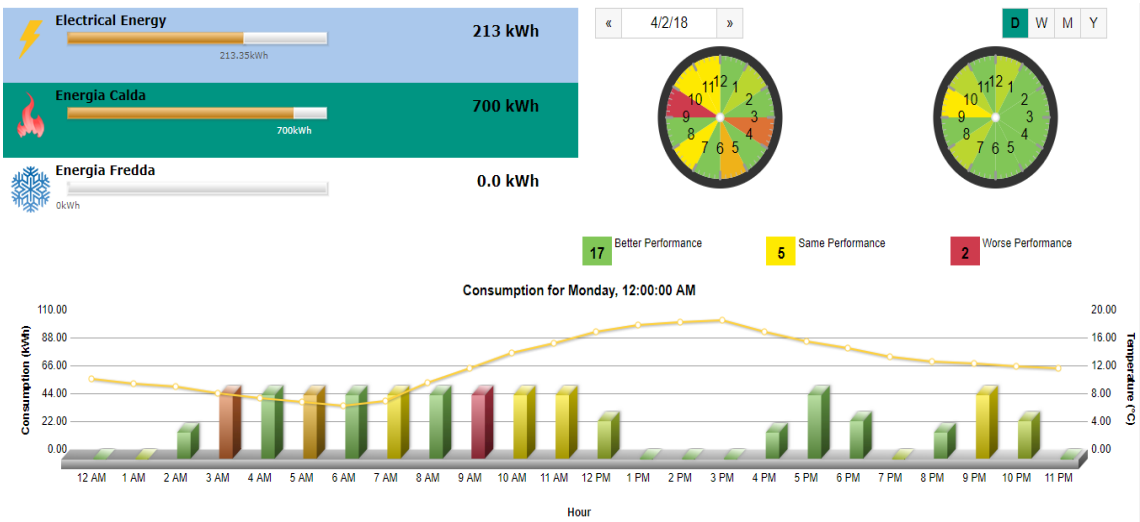
31/3/2018



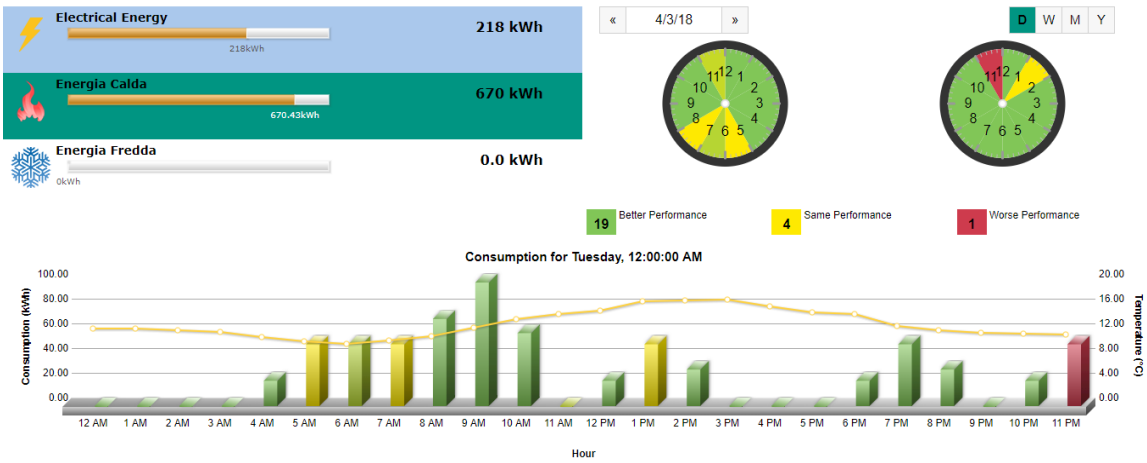
1/4/2018



2/4/2018



3/4/2018



4/4/2018

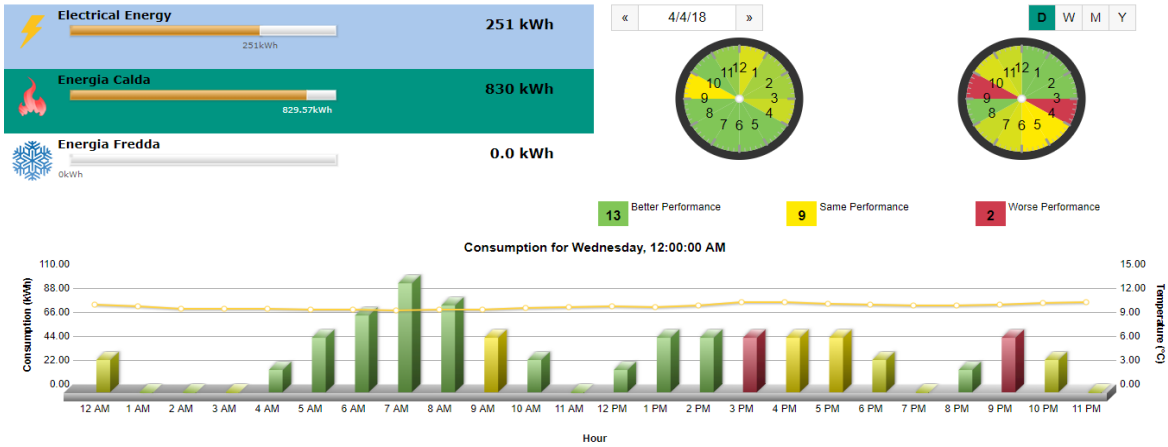


Figura 135: Produzione per riscaldamento PdC A S04, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Segue una tabella in cui si riassume la produzione lato PdC e i consumi lato condominio e in cui si producono i calcoli necessari ad individuare le perdite di impianto che intercorrono tra i due punti indicati.

Giorno	**Energia Termica Prodotta da PdC A**	**Energia Termica consumata da Condominio B**	**Perdite del circuito di riscaldamento**	**Rendimento di distribuzione + emissione + regolazione Circuito di riscaldamento**
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]
24/03/2018	1000	840	160	0.84
25/03/2018	800	707	93	0.88
26/03/2018	871	706	165	0.81
27/03/2018	700	567	133	0.81
28/03/2018	729	644	85	0.88
29/03/2018	700	569	131	0.81
30/03/2018	600	511	89	0.85
31/03/2018	771	645	126	0.84
01/04/2018	629	562	67	0.89
02/04/2018	700	570	130	0.81
03/04/2018	670	592	78	0.88
04/04/2018	830	720	110	0.87
TOTALE	9000	7633	1367	0.85

Tabella 17: Risultati del sistema di monitoraggio per le perdite del circuito di riscaldamento, Fonte: Delta Controls Italy S.R.L.

Come si può notare dalla tabella sopra riportata, si riscontra un valore delle perdite che determinano dei rendimenti compresi tra 0.81 e 0.89. Queste discrepanze sono probabilmente dovute a differenze oggettive di temperature acqua tecnica e ambiente esterno, oppure ad incertezze legate ai metodi di misurazione e monitoraggio. Comunque, in generale si riscontra un rendimento dei sistemi di distribuzione, regolazione e emissione pari a 0.85.

7. Applicazioni del modello

In questo paragrafo cercherò di implementare i modelli di calcolo costruiti utilizzando i dati e la dimestichezza proveniente dall'analisi e dal monitoraggio dell'impianto.

Andrò a descrivere in modo più esaustivo e completo l'applicazione dei modelli di calcolo per i diversi volumi di controllo, cercando di trarre delle conclusioni sui risultati ottenuti e proponendo delle applicazioni ulteriori sull'impianto in studio.

7.1 Modello con due PdC in parallelo

La prima applicazione utilizzata per i modelli di calcolo già sviluppati è quella che consiste nell'utilizzare la simulazione del volume di controllo 1 (una sola PdC) a due PdC.

Quindi si tratta di andare ad estendere l'analisi di simulazione operata per una singola PdC a due PdC che operano in parallelo. Dal punto di vista pratico, si è trattato di andare ad utilizzare le equazioni caratteristiche sviluppate per la PdC A anche alla PdC B.

Questo processo si basa sull'ipotesi che essendo le due PdC operanti su circuiti identici dal punto di vista della regolazione e del layout impiantistico, si possa andare ad estendere le equazioni caratteristiche valide per una PdC all'altra.

Nei paragrafi precedenti si è detto che una delle migliorie operate sull'impianto è stata quella di passare dal funzionamento di due PdC in parallelo sui medesimi servizi a quello di una sola PdC che lavora su entrambi i servizi di riscaldamento ACS.

Questo aspetto ha indotto la creazione di questo modello di calcolo, che fondamentalmente rappresenta l'applicazione più completa del volume di controllo 1.

Infatti, per quanto riguarda le ipotesi di funzionamento e i limiti fisici del modello, essi rimangono gli stessi del Volume di controllo 1.

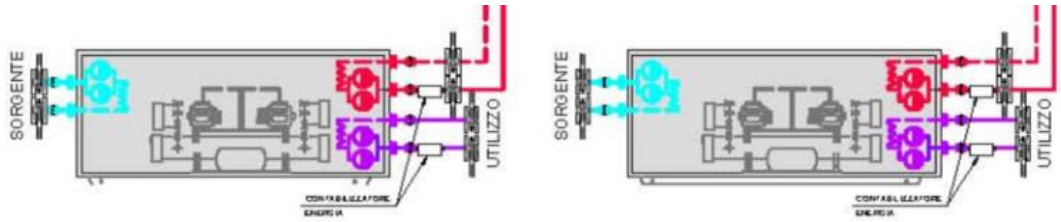


Figura 136: PdC A e PdC B del VC 1, Fonte: Ing. Luigi Sgobaro

Rispetto al Volume di controllo 1, però, a cambiare sono gli input e gli output.

Infatti, ora avremo degli input di temperatura e potenza termica totale erogata per entrambe le PdC e degli output di energia elettrica assorbita e COP di nuovo per entrambe le PdC.

Per cui, con questo modello di calcolo stiamo andando a simulare il funzionamento del blocco macchine di produzione di riscaldamento e ACS.

Al fine di chiarire maggiormente questo aspetto vado a descrivere come si è testato il modello di calcolo ottenuto.

Per il mese di gennaio ho considerato le prime due settimane circa e ho simulato il funzionamento delle PdC.

Ho scelto questo periodo specifico, perché ero certo che in quel frangente le due PdC avessero lavorato in parallelo su entrambi i servizi di ACS e riscaldamento.

Quindi ho alimentato il modello con l'energia termica prodotta ora per ora dalle due PdC e la temperatura di funzionamento rispettiva e ho ottenuto l'energia elettrica assorbita contestualmente dalle due PdC, nonché il COP.

In realtà alcune ore non sono state considerate, perché i dati dal monitoraggio presentavano delle anomalie probabilmente dovuta alla non perfetta accuratezza del sistema di monitoraggio stesso.

Operando in questo modo ho potuto confrontare i dati monitorati di consumo elettrico con quelli simulati dal modello di funzionamento in parallelo delle due PdC.

Nella pagina seguente riporto un estratto del foglio di calcolo EXCEL su cui è stato implementato il modello.

TEMPO	PdC A					PdC B				
			OUTPUT					OUTPUT		
Data [gg/mm/aa hh]	Tutilizzo,out [°C]	Qter-mica,tot [kW]	Welettrico [kW]	Qevapora-tore [kW]	COP [-]	Tutilizzo,out [°C]	Qter-mica,tot [kW]	Welet-trico [kW]	Qevapora-tore [kW]	COP [-]
1/1/18 13.04	44	0.00	10.50	0.00	0.00	44.00	0	10.50	0.00	0.00
1/1/18 15.04	44	50.00	9.66	40.34	5.18	42.00	50	11.00	39.00	4.55
1/1/18 16.04	45	50.00	11.91	38.09	4.20	43.00	50	11.00	39.00	4.55
1/1/18 17.04	44	50.01	9.66	40.35	5.18	43.00	50.01	11.00	39.01	4.55
1/1/18 19.04	43	0.00	10.50	0.00	0.00	43.00	100	26.12	73.88	3.83
1/1/18 20.04	45	0.00	10.50	0.00	0.00	44.00	58.38	10.74	47.64	5.44
1/1/18 21.04	44	0.00	10.50	0.00	0.00	44.00	0	10.50	0.00	0.00
2/1/18 1.04	44	50.00	9.66	40.34	5.18	44.00	0	10.50	0.00	0.00
2/1/18 3.05	44	0.00	10.50	0.00	0.00	43.00	20.78	8.09	12.69	2.57
2/1/18 5.04	41	50.00	11.00	39.00	4.55	41.00	100	26.12	73.88	3.83
2/1/18 7.05	44	0.00	10.50	0.00	0.00	43.00	50	11.00	39.00	4.55
2/1/18 9.05	44	50.00	9.66	40.34	5.18	43.00	100	26.12	73.88	3.83
2/1/18 10.05	45	50.00	11.91	38.09	4.20	43.00	58.46	12.21	46.25	4.79
2/1/18 13.05	45	0.00	10.50	0.00	0.00	43.00	0	10.50	0.00	0.00
2/1/18 14.04	45	0.00	10.50	0.00	0.00	43.00	20.79	8.09	12.70	2.57
2/1/18 15.05	42	0.00	10.50	0.00	0.00	43.00	50	11.00	39.00	4.55
2/1/18 16.05	44	41.53	8.77	32.76	4.74	44.00	29.23	7.71	21.52	3.79
2/1/18 18.05	45	58.47	13.44	45.03	4.35	43.00	20.76	8.08	12.68	2.57
2/1/18 19.05	44	0.00	10.50	0.00	0.00	43.00	50	11.00	39.00	4.55

Tabella 18: Estratto foglio EXCEL VC 1 con due PdC in parallelo

I risultati ottenuti a livello di affidabilità del modello sono riassunti nella tabella sottostante.

Risultati simulazione 2 PdC 1-16 gennaio						
Eel PdC A misu-rata [kWh]	Eel PdC B misurata [kWh]	Eel PdC A simu-lata [kWh]	Eel PdC B simu-lata [kWh]	Scarto percentuale PdC A	Scarto percen-tuale PdC B	Scarto percentuale totale
2224	2943	2320	2582	0.04	0.12	0.05

Tabella 19: Risultati simulazione VC 1 PdC in parallelo

Un' affidabilità ridotta rispetto al caso con una singola PdC è giustificabile, in quanto abbiamo introdotto nuovi elementi, nuove semplificazioni e quindi nuove incertezze.

Inoltre, si nota che la PdC A ha un'incertezza che abbiamo già individuato nelle precedenti applicazione dei modelli.

Il problema sembrerebbe essere la PdC B, la cui incertezza è piuttosto elevata, probabilmente perché le equazioni caratteristiche sono state ricavate dal monitoraggio della PdC A.

Globalmente però l'affidabilità a livello di centrale è molto elevata, infatti si tratta di uno scarto percentuale pari al 5%.

In letteratura sono presenti numerosi studi che analizzano la possibilità di costituire dei sistemi di produzione composti da più PdC e utilizzano dei modelli matematici complessi per l'ottimizzazione della gestione dell'impianto stesso. In particolare, monitorando parametri come la temperatura esterna, la temperatura di mandata e ritorno del fluido termovettore e la portata elaborata riescono a trovare il punto di ottimo in cui far lavorare un sistema composto da più pompe di calore [19].

7.2 Calcolo delle dispersioni dell'impianto

Con il modello di calcolo relativo al Volume di Controllo 3 (VC 3) si è andati a caratterizzare le perdite per dispersione del sottosistema di distribuzione.

Quanto è stato descritto nel paragrafo relativo alla modellazione era finalizzato puramente ai calcoli, per cui considerava semplicemente un percorso "medio" nel tempo (1 ora) descritto dall'acqua tecnica nel sistema di riscaldamento.

In questo paragrafo voglio invece applicare le conoscenze e la modellazione costruita per il VC 3 all'intero impianto di distribuzione, andando ad estrarre una stima delle perdite che si avrebbero relative all'impianto di distribuzione se esso fosse completamente percorso dal fluido termovettore.

Per cui, si tratta di abbandonare momentaneamente l'approccio del percorso "medio" e di considerare le perdite totali della rete nel caso in cui tutti i palazzi serviti dalla SO4 stessero richiedendo energia termica di riscaldamento.

Questa esigenza di chiarezza rispetto alle perdite di distribuzione nasce dal fatto che durante l'anno il monitoraggio restituisce dei valori di perdite dell'impianto molto variabili stagionalmente e apparentemente poco affidabili.

La mancata affidabilità dei dati di perdite potrebbe derivare dal fatto che il dato di consumo ai condomini è ottenuto dalla somma delle letture di molti contatori dedicati agli appartamenti, probabilmente non molto sofisticati e affidabili. Andando a sommare queste quantità, si sommano anche le incertezze e quindi il dato finale sarà nettamente poco attendibile.

Per cui ora andremo a cercare di determinare analiticamente, considerando i vari tratti di tubazione, un dato di perdite per l'intero impianto che possa valere come riferimento con cui confrontare per esempio i dati di monitoraggio ai condomini per valutarne l'attendibilità.

La procedura di calcolo delle dispersioni termiche del sistema di distribuzione è stata già descritta nel paragrafo dedicato al Volume di Controllo 3, per cui ora seguirà una descrizione di che tratti di impianto andremo a considerare e quali caratteristiche essi presentino.

Segue uno schema in pianta del sottosistema di distribuzione al di fuori della centrale termica.

In questo paragrafo si considerano tutti i tratti di tubazione rappresentati più i tratti in centrale, non trascurabili.

Figura 137: Schema impiantistico sistema di distribuzione riscaldamento e ACS, Fonte: Ing. Luigi Sgobaro

Sotto è riportato il layout delle tubazioni in centrale termica, si dovrà fare riferimento solo a quelle inerenti al servizio di riscaldamento, ovvero quelle azzurre e blu indicate.

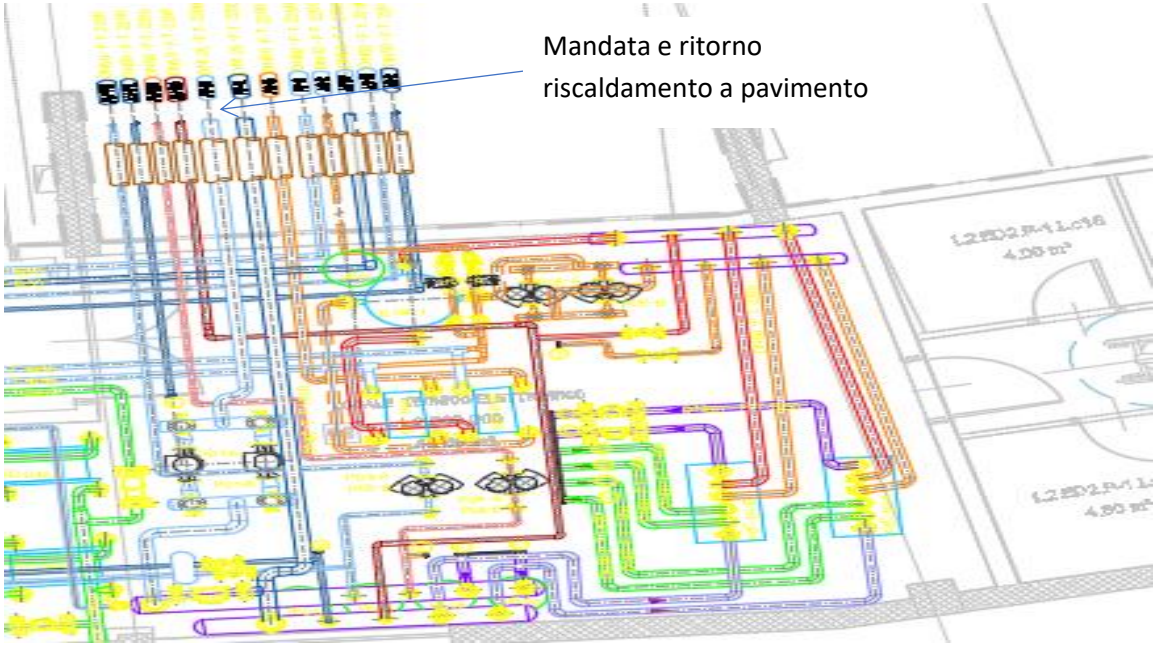


Figura 138: Layout di centrale S04, Fonte: Ing. Luigi Sgobaro

Una volta individuati i tratti di tubazione da considerare, bisogna passare a descrivere le caratteristiche delle tubazioni, infatti a diametri diversi corrispondono diversi spessori di isolante e diverse dispersioni.

Ora seguirà una tabella riassuntiva dei diversi diametri, spessori di isolante e lunghezze dei tratti connesse.

Circuito	Diametro Interno Tubo [m]	Spess. Isolante [cm]	Diam est tubo isolante [m]	Lunghezza Tubo [m]
Pannelli Mandata DN125	0.127	6	0.259	15
Pannelli Ritorno DN125	0.127	6	0.259	15
Pannelli Mandata DN100	0.107	6	0.234	35
Pannelli Ritorno DN100	0.107	6	0.234	35
Pannelli Mandata DN65	0.07	5	0.176	85
Pannelli Ritorno DN65	0.07	5	0.176	85
Pannelli Mandata DN50	0.054	4	0.14	70
Pannelli Ritorno DN50	0.054	4	0.14	70
Pannelli Mandata DN40	0.042	4	0.128	20
Pannelli Ritorno DN40	0.042	4	0.128	20
Pannelli Mandata DN32	0.032	4	0.118	50
Pannelli Ritorno DN32	0.032	4	0.118	50
FC Mandata DN50	0.054	4	0.14	100
FC Ritorno DN50	0.054	4	0.14	100
FC Mandata DN32	0.032	4	0.118	75
FC Ritorno DN32	0.032	4	0.118	75

Tabella 20: Sintesi tubazioni presenti nel sistema di distribuzione S04-Condominio B, Fonte: Ing. Luigi Sgobaro

Nella tabella riportata si può osservare la compresenza di pannelli radianti e fan-coil come terminali di riscaldamento in ambiente.

Nella tabella successiva invece si sono riportati per i vari tratti di tubazione con la relativa collocazione, temperatura dell'aria che li lambisce e con i valori di trasmittanza termica lineica calcolata.

Per quanto riguarda il tratto di distribuzione che porta dalla centrale ai condomini si tratta di tubazioni ancorate al soffitto di un piano interrato.

Circuito	Collocazione	Temperatura esterna	Trasmittanza Termica Lineare [W/m/K]
Pannelli Mandata DN125	Centrale	Text +5 °C	0.571661
Pannelli Ritorno DN125			
Pannelli Mandata DN100	Piano interrato Fuori Centrale		0.500121
Pannelli Ritorno DN100			
Pannelli Mandata DN65			0.770967
Pannelli Ritorno DN65			
Pannelli Mandata DN50	In Condominio	Tint media Ambiente Riscaldato	0.425223
Pannelli Ritorno DN50			
Pannelli Mandata DN40			0.356965
Pannelli Ritorno DN40			
Pannelli Mandata DN32			0.29863
Pannelli Ritorno DN32			
FC Mandata DN50			0.425223
FC Ritorno DN50			
FC Mandata DN32			0.29863
FC Ritorno DN32			

Tabella 21: Ubicazione, temperature di installazione e trasmittanze termiche lineiche dei tratti di tubazione del sistema di distribuzione

Nelle righe seguenti considererò una singola ora di funzionamento e calcolerò analiticamente le perdite che si vengono a creare.

Ad esempio, possiamo rifarci ad un'ora di richiesta presa dal monitoraggio, come alle 10 di mattina, in cui si registra una produzione da parte della PdC di circa 50 kWh, ovvero una potenza media oraria per riscaldamento di 50 kW.

Questa configurazione produttiva si registra in corrispondenza di una temperatura di produzione di circa 43°C, che comporta delle perdite pari a quelle riportate nella tabella sottostante.

Q PdC [kW]	Perdite CT DN 125 [kW]	Q out CT [kW]	Perdite Interrato DN 100 [kW]	Perdite Interrato DN 65 [kW]	Q Condomini [kW]
50	0.25	49.75	0.51	1.90	47.34

Q Condomini [kW]	Perdite Condomini DN 50 [kW]	Perdite Condomini DN 40 [kW]	Perdite Condomini DN 32 [kW]	Q Misuratori [kW]	Perdite percentuali distribuzione [%]
47.34	1.95	1.20	0.16	0.16	11.95

Tabella 23: Risultati calcolo dispersioni del sistema di distribuzione riscaldamento

Si sono ottenute lato riscaldamento delle perdite pari al 12 %, questo risultato sembra plausibile ed in linea con la maggior parte dei dati indicati dal monitoraggio.

7.3 Studio di convenienza puffer per il riscaldamento

L'ultima applicazione dei modelli sviluppati analizzata è relativa alla possibilità di inserire un puffer lato riscaldamento nell'impianto di produzione.

Questa applicazione è stata pensata perché la presenza di un puffer lato riscaldamento, insieme ad una regolazione strutturata ad hoc per l'impianto potrebbe permettere alla macchina di lavorare maggiormente alle potenze a massima efficienza.

Infatti, inserendo un accumulo e un'adeguata logica di regolazione si potrebbe permettere alla macchina di lavorare in modo più indipendente dalle richieste e a livelli di potenza tali da minimizzare i periodi in cui la macchina lavora ad efficienza ridotta, cercando anche di massimizzare i periodi di inibizione totale della macchina. Perciò l'accumulo termico svolgerebbe la funzione di "pila termica" o "thermal battery" [20], in quanto andrei a trasformare energia elettrica in termica dalla rete e a stoccarla in un volano termico che permette di sfasare domanda e offerta energetica in modo da ottimizzare il funzionamento della PdC.

Per fare questo è stato simulato il funzionamento dell'impianto in una tipica giornata di fine marzo per cui tutti i dati reali del funzionamento dell'impianto lato riscaldamento fossero noti.

La simulazione è stata operata usando il modello di calcolo del volume di controllo 1 e 3 sia per la configurazione con puffer che quella senza l'accumulo.

Così facendo si sono considerate le stesse richieste dalle utenze, che tramite il modello di calcolo 3 possono essere direttamente correlate alle richieste di produzione termica della PdC.

Per quanto riguarda l'accumulo termico si è deciso di inserire un puffer che avesse caratteristiche costruttive molto simili a quelle dell'equivalente lato ACS, ma con una capacità di 2000 l invece che 1500 l.

Di seguito uno schema riassuntivo delle caratteristiche del puffer utilizzato nella simulazione.

Caratteristiche puffer riscaldamento	
λ,isolante [W/mK]	0.03
spessore isolante [m]	0.1
Superficie esterna [m^2]	8.851437
Massa acqua [kg]	1984.4
Calore specifico acqua [J/KgK]	4186

Tabella 24: Caratteristiche puffer per il sistema di produzione riscaldamento

La strategia di regolazione ipotizzata parte dal presupposto di avere una temperatura di set point del puffer pari a 42°C e di ammettere una banda di regolazioni di + e – 5°C, ovvero la macchina lavora nella banda di temperature tra 37 e 47 °C.

Questo significa che la macchina lavorerà su diversi livelli di potenza, codificati in modo da ottenere le efficienze più elevate possibili, tenendo conto della temperatura del puffer e interfacciandosi con la richiesta termica, in modo da mantenere la temperatura dell'accumulo in questo range per quanto possibile.

In sintesi, la macchina si attiva quando la temperatura scende sotto i 37°C lavorando fino a quando questa non risale oltre i 47°C.

La PdC lavora ad una potenza fissa ed una temperatura di produzione dell'acqua tecnica fissa, ovvero la combinazione di queste due caratteristiche che si avvicina alle condizioni di efficienza massima, che si è vista essere a 55 kW di produzione termica e a 44°C.

Successivamente si è alimentato il modello di calcolo VC 3 con il profilo di carico della PdC ottenuto dalla simulazione e si è potuto osservare il consumo elettrico totale.

Il confronto è stato operato per il giorno 31/3/2018 per cui si è simulato attraverso il modello il funzionamento per il medesimo giorno dell'impianto con o senza puffer e logica di regolazione.

Di seguito un estratto del foglio di calcolo EXCEL che descrive la simulazione dell'operato dell'impianto in presenza di un accumulo termico.

Si noterà che per meglio simulare il comportamento dell'impianto in presenza del puffer, si è passati ad utilizzare un passo di tempo di 10 minuti per la nostra analisi.

TEMPO	PdC						
	INPUT					OUTPUT	
Data [gg/mm/aa hh]	Qcondensatore [kW]	Ouput puffer [kW]	Tutilizzo,out [°C]	Tpuffer [°C]	Tinstalla-zione [°C]	dU/dt [kW]	Qdisp [kW]
8.50	55	50	44	43.1218	9	4.884227	0.115773
9.00	55	50	44	43.47184	12	4.893219	0.106781
9.10	55	50	44	43.82252	14	4.898815	0.101185
9.20	55	50	44	44.17361	13	4.89423	0.10577
9.30	55	50	44	44.52436	12	4.889647	0.110353
9.40	55	50	44	44.87479	11	4.885066	0.114934
9.50	55	50	44	45.22489	11	4.883878	0.116122
10.00	55	29.39	44	45.57491	10	25.4893	0.120703
10.10	0	29.39	44	47.40166	10	-29.5169	0.126901
10.20	0	29.39	44	45.28626	10	-29.5097	0.119723
10.30	0	29.39	44	43.17137	10	-29.5025	0.112548
10.40	0	29.39	44	41.057	10	-29.4954	0.105374
10.50	0	29.39	44	38.94314	11	-29.4848	0.094809
11.00	55	0	44	36.83004	13	54.91915	0.080853
11.10	55	0	44	40.76596	13	54.90579	0.094208
11.20	55	0	44	44.70092	13	54.89244	0.107559
11.30	0	0	44	48.63492	13	-0.12091	0.120906
11.40	0	0	44	48.62625	12	-0.12427	0.12427

tabella 25: Estratto foglio di calcolo EXCEL puffer lato riscaldamento

Per quanto riguarda la simulazione dell'impianto senza puffer si utilizzerà il modello per il volume di controllo 1 e 3 già precedentemente sviluppato.

Il confronto tra le due simulazioni ha prodotto i risultati indicati nella seguente tabella.

Senza Accumulo		
Energia Termica Prodotta [kWh]	Energia Elettrica Assorbita [kWh]	COP [-]
800	224	3.57

Con Accumulo		
Energia Termica Prodotta [kWh]	Energia Elettrica Assorbita [kWh]	COP [-]
797.5	215.5	3.70

Tabella 26: Confronto simulazioni riscaldamento in presenza o assenza di accumulo

Per cui si nota una diminuzione degli assorbimenti elettrici pari al 3.8 % per il giorno in questione ed in generale un miglioramento del COP da 3.57 a 3.7.

Il risultato ottenuto è positivo, ovvero l'aggiunta di un puffer e di una regolazione ad hoc permetterebbe di garantire una leggera miglioria delle prestazioni.

Resta da capire se in presenza di picchi di richiesta più elevati, che sebbene sporadici possono verificarsi il sistema sarebbe in grado di garantire comunque una continuità di servizio.

Inoltre, si dovrebbe valutare se a fronte del miglioramento ottenuto sarebbe conveniente investire sull'installazione di un puffer da 2000 litri.

In conclusione, avendo costruito la logica di regolazione in modo che la macchina lavori sempre alla potenza a efficienza massima, credo si sia prodotto la massima convenienza possibile.

Il fatto che il dato di miglioramento non sia eccessivamente consistente è probabilmente dovuto alla grande estensione dell'impianto di distribuzione termica che funge già di per sé da volano termico, essendo costituito da una grande massa d'acqua.

Una volta conclusa questa analisi su un singolo giorno di marzo si è provato a estendere il ragionamento a diversi giorni del mese stesso, cercando di migliorare la logica di regolazione per far fronte a delle difficoltà successivamente emerse.

Infatti, in alcuni giorni studiati, nei periodi di picco della richiesta da parte delle utenze la precedente logica di regolazione ha portato la temperatura del puffer a scendere sotto i 34°C, aspetto che potrebbe causare un disservizio, anche se solo temporaneo.

Per venire in contro a questa nuova esigenza si è imposto che se la temperatura del puffer scendesse sotto i 34°C, la PdC inizierebbe a produrre in output 100 kW a 44°C, questo ragionamento sembra controintuitivo rispetto alla logica di produzione ad efficienza massima, ma si tratta di una situazione emergenziale, in cui per garantire un servizio adeguato si deve momentaneamente lasciare da parte la volontà di massimizzare i risparmi.

Per testare questa nuova logica di controllo se è decisa di applicarla in giorni in cui la richiesta era particolarmente elevata.

Si sono scelti sei giorni di marzo e si è simulato il funzionamento dell'impianto senza puffer e con accumulo e nuova logica di regolazione, come detto i giorni scelti erano tali da mettere in difficoltà la soluzione di regolazione scelta, per cui non si è solo monitorato che si ottenesse un risparmio di energia, ma anche che la temperatura del puffer rimanesse sempre su livelli consoni, anche durante i picchi di richiesta.

Di seguito una tabella riassuntiva che riporta i risultati ottenuti dal confronto delle due simulazioni.

Con Accumulo		
Energia Termica Prodotta [kWh]	Energia Elettrica Assorbita [kWh]	COP [-]
5470	1581	3.46

Senza Accumulo		
Energia Termica Prodotta [kWh]	Energia Elettrica Assorbita [kWh]	COP [-]
5368	1636	3.28

Tabella 27: Confronto simulazioni in presenza e assenza puffer con nuova regolazione

Per cui si è conseguito un risparmio di energia elettrica assorbita pari a circa il 3.3 % ed un miglioramento del COP pari al 5 %.

Considerando che anche durante i picchi la strategia di regolazione ha permesso di mantenere un livello termico di servizio consono, la simulazione ha dato esito positivo.

Il fatto che la miglioria non sia particolarmente ingente è probabilmente dovuto, come già accennato, al fatto che l'impianto di distribuzione essendo molto esteso funge già almeno parzialmente da volano termico per la macchina.

Un aspetto molto importante del nuovo assetto di funzionamento è legato alla maggiore continuità di funzionamento, si noterà infatti nel grafico sotto riportato che la macchina alterna lunghi periodi di attività e di stop, minimizzando i sostenuti cicli di start and stop che in passato potrebbe aver contribuito ad u elevato numero di guasti.

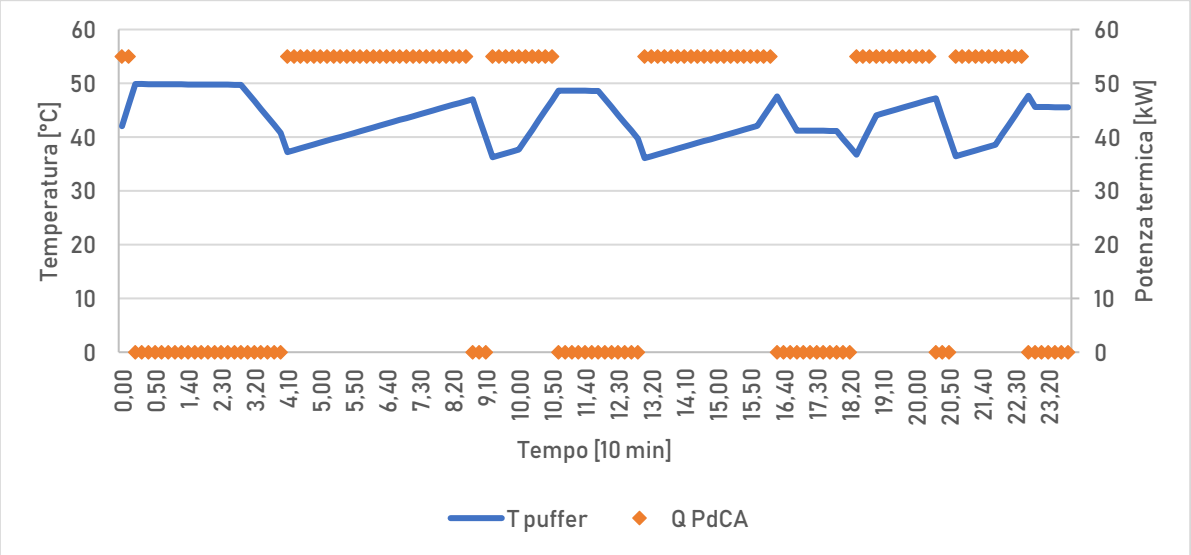


Figura 139: Andamento temperatura puffer e potenza erogata dalla PdC in presenza di accumulo termico lato riscaldamento.

8. Conclusioni

In questo paragrafo conclusivo si elencheranno gli scopi prefissati della tesi e si analizzerà se questi sono stati raggiunti o meno.

Il primo scopo della tesi era quello di analizzare il funzionamento dell'impianto di Figino attraverso il sistema di monitoraggio, mettendo in luce eventuali problematiche o opportunità di miglioramento.

Questo aspetto è stato senz'altro portato a termine, generando una buona consapevolezza delle specifiche impiantistiche e delle problematiche del nostro caso studio.

Infatti, grazie ai dati disponibili dal monitoraggio e dalle analisi precedentemente operate su questo impianto si è potuto descrivere un quadro completo dell'assetto di funzionamento dell'impianto stesso.

La nostra analisi si è concentrata maggiormente sulla sottocentrale S04, perché di essa erano note gran parte delle caratteristiche e delle grandezze essenziali dal monitoraggio, però le osservazioni operate per la S04 sono facilmente estendibili a quasi tutte le altre centrali di produzione, considerando però che alcune di esse presentano PdC di taglie diverse essendo asservite a condomini di diversa estensione.

Questo campione di analisi, seppur ridotto, ha permesso di prender coscienza delle principali problematiche dell'impianto. Le principali problematiche dell'impianto sono legate alle basse efficienze di funzionamento delle PdC.

Analizzando l'impianto si è potuto constatare come la bassa efficienza delle PdC, nettamente inferiore ai dati di targa della macchina sia dovuta principalmente all'assetto di funzionamento delle PdC in parallelo o in alternanza e alla regolazione della produzione di ACS.

Un secondo scopo della tesi era più precisamente legato all' interfacciarsi con un sistema di monitoraggio per un impianto così vasto e complesso ed usare questo strumento per validare le analisi di cui si è parlato al punto precedente.

Sicuramente i dati di monitoraggio ed il sistema stesso sono stati utilizzi con grande frequenza durante lo svolgimento della tesi e sono molto utili, anche se ci sono degli aspetti negativi riguardanti il sistema di monitoraggio che vanno riportati.

In primo luogo, alcune grandezze monitorate, probabilmente per problemi di misurazione legati alla strumentazione o al sistema di acquisizione dati, non sono affidabili.

Il primo esempio chiave di questo aspetto è la sonda di temperatura del puffer che essendo posizionata in un punto in cui è soggetta ai fenomeni di interferenza delle diverse correnti di fluido e di stratificazione termica, restituisce una misurazione non attendibile e con cui non si può alimentare un modello di calcolo.

Il secondo esempio è quello dei dati di consumo complessivo dei condomini derivanti dai contatori termici dei singoli appartamenti, che quando confrontati con il dato di energia termica prodotto dalla PdC danno dei valori di perdite molto variabili durante l'anno con alcuni valori non plausibili.

Inoltre, un problema relativo ai dati di monitoraggio è anche collegato ai misuratori dei consumi elettrici e della produzione termica della PdC, infatti sulla macchina ci sono:

- Contatore degli assorbimenti elettrici, con campionamento ogni 15 minuti
- Contatermie incrementale per la produzione di energia termica per riscaldamento e di ACS, di cui sono note le letture ogni 2 h.

Il dato relativo ai contatermie può essere migliorato e si può risalire ad avere una campionatura oraria.

Ci sono due problematiche principali relative all'utilizzo di questi due misuratori nell'analisi dell'impianto o nella creazione di un modello.

In primo luogo, il passo orario dei contatermie non è sufficientemente fine per studiare la produzione di ACS, ovvero durante un'ora di funzionamento della macchina la richiesta di ACS può verificarsi attraverso accensioni multiple della macchina stessa e combinando questo aspetto con un misuratore incrementale che scatta ogni centinaio di kWh, si capisce come sia praticamente impossibile tener conto della produzione di ACS su base oraria della macchina.

In secondo luogo, i due misuratori, elettrico e termico hanno due passi di campionamento differenti e questo può spesso generare delle asincronie, facendo si che si registrino dei consumi elettrici in corrispondenza di erogazioni di potenze termiche in realtà non contemporanee, per cui il sistema riporta dei valori di COP della PdC non plausibili.

Questi aspetti, benché rilevanti, non hanno impedito di analizzare e conoscere a fondo l'impianto.

Infatti, il sistema di monitoraggio è molto valido quando si tratta di analizzare dati settimanali o mensili, ma per i nostri scopi, che includevano anche la creazione di un modello simulativo, in alcuni aspetti non è stato sufficientemente dettagliato.

Un altro scopo della tesi era quello di creare un modello di calcolo che fosse in grado di simulare il funzionamento tipico dell'impianto.

Questo scopo è stato quasi completamente soddisfatto, infatti si è riusciti a creare tre diversi volumi di controllo che in modo complementare sono riusciti ad assolvere al compito prestabilito.

In primo luogo, si è riusciti a modellare il funzionamento delle PdC in modalità di funzionamento sia per la produzione di ACS e riscaldamento che per solo riscaldamento.

Questo modello è stato validato utilizzando i dati di monitoraggio ed ha prodotto ottimi risultati in termini di affidabilità.

Il modello creato è applicabile anche alla sola produzione di ACS, ma purtroppo non è stato possibile validarlo, a causa della già citata inaffidabilità dei dati di produzione relativi all'ACS su base oraria.

Il modello relativo al volume di controllo 1 è stato implementato per simulare anche il funzionamento di due PdC in parallelo che lavorano su entrambi i servizi. Anche questo modello è stato validato con ottimi risultati in termini di affidabilità.

Va detto però che in futuro, anche visti i risultati dell'analisi dell'impianto, sarebbe più adeguato far lavorare una sola PdC su entrambi i servizi di riscaldamento e ACS.

Questa osservazione spiega perché il volume di controllo 1 sia stato creato ipotizzando il funzionamento di una singola PdC che soddisfa entrambi i fabbisogni di riscaldamento e ACS.

Il secondo modello di calcolo inerente al volume di controllo i cui limiti fisici coincidono con la sottocentrale si produzione è stato creato modellando le perdite di riscaldamento in centrale e gli elementi quali puffer e preparatori per l'ACS.

Questo modello di calcolo non ha potuto essere validato a causa della mancanza di misurazioni relative ai dati di energia in uscita dalla sottocentrale e soprattutto a causa dell'inattendibilità della misurazione di temperatura del puffer.

Ciononostante, il modello di calcolo relativo al volume di controllo è molto importante, perché contiene la modellazione del circuito ACS interno alla centrale e quindi soprattutto le equazioni caratteristiche e i bilanci al puffer usati poi nel modello del volume di controllo 3.

Il terzo modello di calcolo, per il terzo volume di controllo, è il più completo ed anche il più utile, perché simula il funzionamento dell'impianto dalla PdC fino al misuratore dei consumi all'appartamento servito.

Questo modello, non solo ha permesso il calcolo delle perdite del sistema di distribuzione, ma ha anche consentito di simulare completamente il funzionamento dell'impianto lato riscaldamento per un'intera settimana di marzo, con ottimi risultati.

Infatti, lato riscaldamento il modello è stato validato con le misurazioni ai condomini dando un ottimo risultato in termini di affidabilità. Tenendo sempre conto il monitoraggio dei consumi dei condomini sembra non essere particolarmente affidabile.

Invece, per quanto riguarda la parte di produzione relativa all'ACS non si è potuto procedere alla validazione del modello, di nuovo perché i dati di input energetico e di temperatura del puffer non potevano essere utilizzati in quanto inaffidabili.

La costruzione dei modelli di calcolo, benché non si sia riusciti a validarne alcune parti, ha avuto esiti molto positivi.

Infatti, oltre alle implementazioni già citate dei modelli di calcolo, durante la costruzione delle curve caratteristiche per le PdC si potuta osservare una forte dispersione negli assorbimenti elettrici a parità di output termico. Questo evidenzia la forte influenza delle condizioni al contorno sul funzionamento delle PdC in questo impianto e parzialmente dimostra come la gestione della produzione di ACS e delle richieste di riscaldamento possano portare la macchina a lavorare lontano dalle proprie efficienze nominali.

Inoltre, la forte dispersione dei COP testimonia come la macchina su base oraria possa presentare diversi comportamenti, con diversi cicli di accensione e spegnimento, producendo cicli di sollecitazione che possono andare a danneggiare la macchina stessa.

In conclusione, i modelli creati sono stati tutti utili per permettere un'analisi più approfondita dell'impianto, quelli validati inoltre hanno dimostrata una buona affidabilità e permettono una vasta gamma di applicazioni per lo studio di impianti di questo tipo.

L'ultimo scopo della tesi era quello di trarre dall'analisi e modellazione dell'impianto di Figino delle considerazioni che fossero valide in generale per questa tipologia di impianto, cioè che fossero valide per gli impianti a PdC per applicazioni residenziali di grande taglia.

Dal lavoro di tesi si evidenziano quattro principali osservazioni, frutto delle analisi e delle prove sull'impianto di Figino e più in generale dall'esperienza di gestione dell'impianto da parte di professionisti esperti.

1) Gli impianti di produzione a pompa di calore con tecnologia a recupero totale richiedo un monitoraggio con passo temporale molto fine, inferiore all'ora. In particolare, sarebbe necessario una costante di campionamento confrontabile con un ciclo di produzione (dall'accensione all'arresto) di ACS, perché altrimenti usando un passo temporale più grande si vanno a perdere informazioni fondamentali relative alla produzione di ACS e al suo interfacciarsi con quella per riscaldamento.

2) In caso si voglia modellare il funzionamento di un impianto i diversi misuratori posti a bordo della PdC devono avere il medesimo passo temporale, evitando così uno sfasamento dei dati che potrebbe rendere difficile ricostruire l'operato e le prestazioni della macchina su base oraria.

3) Nella progettazione e gestione degli impianti a pompa di calore a recupero totale come quello di Figino bisogna porre grande attenzione ai meccanismi di regolazione per la produzione di ACS. Infatti, l'ACS avrà sempre la precedenza sugli altri servizi assolti dalla PdC e sarà il servizio che influenza maggiormente i cicli di produzione, quindi gli start e gli stop della macchina. Per cui, andando a regolare i meccanismi di produzione di ACS e quindi i tempi di inibizione della macchina e i set point da raggiungere si possono evitare accensioni e spegnimenti continui, che portano la macchina a lavorare fuori progetto frequentemente, causando un peggioramento delle prestazioni ed un maggiore verificarsi di guasti e rotture.

4) Nella progettazione e gestione degli impianti con due pompe di calore a recupero totale come quello di Figino bisogna valutare attentamente la possibilità di far lavorare le macchine in parallelo sui due diversi servizi, su entrambi i servizi o in alternanza una sola su entrambi i servizi. In particolare, è necessario studiare la macchina valutando l'entità degli assorbimenti elettrici degli ausiliari a bordo e fuori dalla PdC al fine di capire se sia meglio avere una singola macchina che lavora in condizioni nominali il più frequentemente possibile oppure due macchine che lavorano sempre parzializzate. Questo aspetto può infatti avere un impatto molto forte sulle prestazioni delle due macchine, in quanto a fronte di basse produzioni il peso percentuale degli assorbimenti pressoché costante degli ausiliari tende ad aumentare notevolmente peggiorando i COP.

9. Bibliografia e sitografia

[1] Aermec: "*Esiti di un confronto: Pompa di Calore vs Caldaia a Condensazione*" (ottobre 2014).

[2] GSE: "*Determinazione del MIX energetico per gli anni 2016-2017*" (luglio 2018).

[3] G.B.M.A. Litjens et al:" *Lowering greenhouse gas emissions in the built environment by combining ground source heat pumps, photovoltaics and battery storage*" (settembre 2018)

[4] Alex Szekeres, Jack Jeswiet: "*Impact of Technological Advancement on Adoption and Use of Residential Heat Pumps"* (marzo 2016).

[5] Michele Vio: AICARR Journal, "*Progettare NZEB: l'influenza della temperatura degli ambienti occupati"* (ottobre 2017).

[6] Regione Emilia-Romagna: "*Indicazioni metodologiche per l'applicazione dei fattori di conversione al metodo di calcolo di cui alla DGR 967/2015 e alla DGR 1275/2015*" (settembre 2015).

[7] L.Mazzarella: AICARR Journal, "*Efficienza energetica degli edifici, le novità della Direttiva (UE) 2018/844*" (settembre 2018).

[8] R. Lazzarin, M. Noro: AICARR Journal, "*Pompe di calore multisorgente per la scuola: l'importanza del monitoraggio continuo delle prestazioni energetiche*" (ottobre 2017).

[9] G. V. Fracastoro: "*Fondamenti e applicazioni di termodinamica*" (dicembre 2000).

[10] C.M. Masoero: "*Heat Pumps and Refrigeration Units*" (2017).

[11] R. Lazzarin: AICARR Journal, "*Sistemi ibridi con pompe di calore ad aria. Quali vantaggi?*" (febbraio 2018).

[12] Bo Li et al: "*Performance of a heat recovery ventilator coupled with an air-to-air pump for residential suites in Canadian cities*" (ottobre 2018)

[13] Claudia Naldi et al: "*Climate Influence on Seasonal Performances of Air-to-water Heat Pumps for heating*" (dicembre 2015)

[14] Siyuan Wu et al: "*A review of ground-source heat pump systems with heat pipes for energy efficiency in buildings*" (settembre 2018).

[15] Marco Noro et al: "*Energy and economic analysis of anunder-ground water source heat pump system for a historical valuable building*" (settembre 2017).

[16] N. Mirl et al: "*Reduction of the return temperature in district heating system with an ammonia-water absorption heat pump*" (ottobre 2018)

[17] Laura Romero Rodriguez et al: "*Heuristic optimization of clusters of heat pumps: A simulation and case study of residential frequency reserve*" (settembre 2018).

[18] UNI/TS 11300-2 Appendice A (2 ottobre 2014).

[19] Chengkuan Fang et al: "*Operation optimization of heat pump in compound heating system"* (settembre 2018).

[20] Fang Liu et al: "*Model-based Dynamic Optimal Control of an Ejector Expansion CO2 Heat Pump Coupled with Thermal Storages*" (settembre 2018).

Sitografia

[S1] https://ec.europa.eu/eurostat

[S2] https://smartreadinessindicator.eu

[S3] https://www.robur.it/referenze/realizzazioni/isituto_scolastico_follador

[S4] www.rcinews.it

[S5] https://www.robur.it

[S6] www.expoclima.net

[S7] http://www.borgosostenibile.it/photogallery

[S8] www.ArpaLombardia.it