



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche

Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica

**ANALISI SPERIMENTALE DI UNA POMPA DI CALORE
GESTITA SECONDO UNA STRATEGIA DI DEMAND RESPONSE**

**EXPERIMENTAL ANALYSIS OF A HEAT PUMP MANAGED
THROUGH A DEMAND RESPONSE STRATEGY**

Relatore:

Prof.ssa Alessia Arteconi

Tesi di Laurea di:

Francesco Raffaelli

Correlatore:

Ing. Gianluca Coccia, PhD

Anno Accademico 2020/2021

SOMMARIO

INTRODUZIONE	VII
1. STATO DELL'ARTE	1
1.1. POMPE DI CALORE	2
1.1.1. Ciclo inverso di Carnot	3
1.1.2. Ciclo ad assorbimento	4
1.1.3. Classificazione delle pompe di calore	5
1.1.4. Efficienza delle pompe di calore	6
1.2. SMART GRID	7
1.2.1. Demand Response	8
1.2.2. Pompe di calore e Smart Grid	10
2. STRATEGIA DI RICERCA	12
2.1 EDIFICIO VIRTUALE	12
2.1.1. Modello 2R2C	12
2.1.2. Proprietà termofisiche dell'edificio	13
2.2 STRATEGIA DI DEMAND RESPONSE	16
2.3 STRUTTURAZIONE E REALIZZAZIONE DELLE PROVE	18
3. SETUP SPERIMENTALE	20
3.1 POMPA DI CALORE NIBE F370	20
3.2 BANCO PROVA	22
3.2.1 Circuito di simulazione del carico termico	22
3.2.2 Sistemi di misura	23
4. RISULTATI	28
4.1 BASELINE	28
4.1.1. Temperatura interna dell'edificio	28
4.1.2. Potenza elettrica assorbita	29
4.1.3. Potenza termica ceduta	29
4.1.4. COP	30
4.2 CASO STUDIO CON DEMAND RESPONSE	31

4.2.1. Temperatura interna dell'edificio	31
4.2.2. Potenza elettrica assorbita	31
4.2.3. Potenza termica ceduta	32
4.2.4. COP	33
4.3 DISCUSSIONE	33
4.3.1 Osservazioni qualitative	33
4.3.2 Consumi e costi	36
4.3.3 Comfort termo-igrometrico	37
5. CONCLUSIONI	40
BIBLIOGRAFIA	41

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1-Lavoro di trasferimento del calore svolto dalla pompa di calore[3].	2
Figura 2-Schema semplificato del principio di funzionamento di una pompa di calore a compressione di vapore[5].	3
Figura 3-Schema di principio del ciclo ad assorbimento di una pompa di calore a gas[3].	4
Figura 4-Risposta della domanda nella progettazione e gestione del sistema elettrico[10].	9
Figura 5-Modello 2R2C utilizzato.	12
Figura 6-Stratigrafia parete equivalente[UNI/TR 11552].	15
Figura 7-Andamento del PUN, Set Point e temperatura ambiente.	17
Figura 8-Andamento dei valori durante l'intervallo considerato.	18
Figura 9-Evaporatore Luvata.	20
Figura 10-Compressore Scroll[13].	21
Figura 11-Schema dell'impianto.	22
Figura 12-Termocoppie[14].	23
Figura 13-Ala di Pitot.	23
Figura 14-Trasduttore di pressione differenziale Celmi[16].	24
Figura 15-Termoigrometro.	24
Figura 16-Flussimetro a turbina.	25
Figura 17-Pozzetto per la termocoppia sul lato di ritorno dell'acqua calda.	25
Figura 18-Flussimetro elettromagnetico.	26
Figura 19-Andamento della temperatura interna dell'edificio (baseline).	28
Figura 20-Andamento della potenza elettrica assorbita (baseline).	20
Figura 21-Andamento della potenza termica ceduta (baseline).	30
Figura 22-Andamento del COP (baseline).	30
Figura 23-Andamento della temperatura interna dell'edificio (DR).	31
Figura 24-Andamento della potenza elettrica assorbita (DR).	32
Figura 25-Andamento della potenza termica ceduta (DR).	32
Figura 26-Andamento del COP (DR).	33
Figura 27-Confronto fra le potenze elettriche assorbite.	34
Figura 28-Confronto fra le potenze termiche cedute.	35
Figura 29-Confronto fra i COP.	38
Figura 30-Confronto fra i PMV.	38

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1-Trasmittanza termica U delle strutture opache verticali, verso l'esterno, gli ambienti non climatizzati o contro terra.	14
Tabella 2-Trasmittanza termica U delle strutture opache orizzontali o inclinate di copertura, verso l'esterno e gli ambienti non climatizzati.	14
Tabella 3-Caratteristiche dei materiali componenti la stratigrafia.	14
Tabella 4-Valori utilizzati durante le prove sperimentali.	17
Tabella 5-Consumi e costi totali relativi ai due casi.	37
Tabella 6-Valori di riferimento del PMV	37

INTRODUZIONE

Lo scopo di questa attività svolta presso il DIISM (Dipartimento di Ingegneria industriale e Scienze Matematiche) dell'Università Politecnica delle Marche è quello di confrontare due strategie di gestione di una pompa di calore utilizzata per il riscaldamento di un edificio. La prima strategia è basata su di un set point di temperatura fisso, mentre la seconda è una strategia di demand response basata sul PUN, il Prezzo Unico Nazionale. Al termine del lavoro verranno confrontati i dati riguardanti le due strategie relativamente ai consumi di energia elettrica, i costi ed il mantenimento del comfort termoigrometrico all'interno dell'edificio.

Nel primo capitolo saranno evidenziati i principali tipi di pompe di calore attualmente utilizzati e il loro impiego nell'ambito dei sistemi energetici. Inoltre verrà fatta una panoramica delle strategie demand response usate per la gestione dell'energia elettrica.

Nel secondo capitolo si parlerà del caso studiato, facendo riferimento al modello di edificio utilizzato ed anche alla strategia di demand response adottata nelle misurazioni sperimentali.

Successivamente, nel terzo capitolo, verrà descritto il setup sperimentale usato per le misurazioni, in particolare si parlerà delle pompa di calore e del banco prova che simula il carico termico dell'edificio.

Nel quarto capitolo si elencheranno i risultati numerici relativi alle misurazioni sperimentali fatte sia con la strategia tradizionale, sia con la strategia di demand response.

Infine, nel quinto ed ultimo capitolo, verranno discussi i risultati delle varie prove. Inoltre saranno proposte delle osservazioni per il successivo studio e sviluppo della strategia di demand response utilizzata.

1 STATO DELL'ARTE

Le pompe di calore (HP) sono una tecnologia ben nota per il riscaldamento e il raffrescamento degli edifici residenziali. Dal 2010 al 2015 circa 800.000 unità a pompa di calore ad azionamento elettrico sono state vendute nell'Unione Europea all'anno, per un totale di oltre 7,5 milioni di unità. Pertanto, le HP svolgono un ruolo crescente nel settore del riscaldamento. Nelle pompe di calore ad azionamento elettrico, l'elettricità viene utilizzata per portare il vapore a una temperatura più elevata e di conseguenza a un livello di energia più elevato eseguendo un ciclo di compressione del vapore. Il calore viene prelevato da fonti come l'aria ambiente, l'acqua o il suolo. Le pompe di calore sono note come tecnologia a basse emissioni di CO₂ per la generazione di calore nel settore residenziale [1].

L'attuale consumo energetico del settore residenziale rappresenta circa il 30-40% del consumo energetico totale in tutto il mondo. Le richieste di energia da parte di edifici residenziali contribuiscono in modo significativo alla domanda stagionale e giornaliera di punta. Di solito, la rete elettrica viene sovradimensionata per supportare i picchi di carico del consumo energetico per poche ore nell'arco dell'anno. Per soddisfare in ogni momento questi picchi di domanda, alle società pubbliche che forniscono elettricità è stato richiesto di aumentare la propria capacità di generazione. Generalmente il 20% della capacità di generazione di energia è disponibile per soddisfare picchi che si verificano per circa il 5% del tempo. Attualmente le soluzioni disponibili per soddisfare una domanda di elettricità così irregolare sono la costruzione di nuove centrali di generazione, lo sviluppo di nuove, tecnologie di stoccaggio e la risposta alla domanda (DR) [2].

La soluzione convenzionale prevede la corrispondenza dell'offerta con la domanda. Tuttavia, questo approccio è insostenibile. La costruzione di una centrale elettrica tradizionale non è preferita a causa dell'aumento dei gas serra e dell'esaurimento dei combustibili fossili. Inoltre l'aggiunta di nuove centrali elettriche non è una soluzione adatta perché soddisfa la domanda per un periodo di tempo limitato. L'energia eolica e fotovoltaica sono le centrali di generazione a basse emissioni di carbonio più industrializzate, ma queste risorse soffrono di natura intermittente e di costi elevati. Inoltre, dipendono dalle condizioni geografiche, che ne impediscono l'impiego in determinate aree, e dal tempo che le rende meno affidabili e difficili da prevedere.

L'accumulo di energia è classificato come una delle parti più importanti della futura smart grid. Lo stoccaggio dell'energia supporta la rete con una serie di applicazioni e servizi ausiliari. Le opzioni di accumulo di energia includono volani, accumulatori di energia ad aria compressa, batterie per veicoli elettrici e grandi serbatoi di accumulo termico, ma le tecnologie di stoccaggio dell'energia sono attualmente in fase di ricerca e sperimentazione.

Mentre la maggior parte delle soluzioni contemporanee, che dovrebbero soddisfare la domanda richiesta, si basano sull'idea convenzionale di aumentare l'offerta per soddisfare la domanda, la demand response mira a contraddire questa idea gestendo la domanda in modo che corrisponda all'energia disponibile. La DR aiuta le aziende di servizi pubblici e i clienti a ridurre i picchi di domanda e la volatilità dei prezzi. Inoltre la DR presenta i clienti come attori attivi nel mercato della gestione del carico.

1.1 POMPE DI CALORE

La pompa di calore è una macchina in grado di trasferire il calore presente in una sorgente a bassa temperatura verso un punto a temperatura maggiore. Il calore tende a spostarsi da un corpo a temperatura maggiore verso uno a temperatura minore. Secondo questo principio un locale chiuso e riscaldato in inverno tenderà a raffreddarsi, in quanto cederà progressivamente il proprio calore all'ambiente esterno. Per mantenere caldo il locale sarà quindi necessario fornire continuamente del calore che compensi questa continua perdita verso l'esterno. Tale calore potrà essere fornito tramite un flusso d'acqua o di aria che abbia una temperatura maggiore del locale. Negli impianti di riscaldamento di tipo tradizionale il calore viene erogato ai locali da acqua o aria calda prodotta da un generatore di calore che scalda un flusso d'acqua o aria che lambisce uno scambiatore alimentato dalla combustione di un combustibile. Questo tipo di impianti però utilizzano combustibili fossili, quindi fonti non rinnovabili. Le pompe di calore sono macchine in grado di prelevare calore da un ambiente a bassa temperatura e trasferirlo a un ambiente a temperatura più alta. Questo processo non può avvenire in modo naturale, per il principio precedentemente definito. Per effettuare questo processo inverso, la pompa di calore deve effettuare un lavoro, quindi richiede dell'energia per poter generare questo fenomeno.

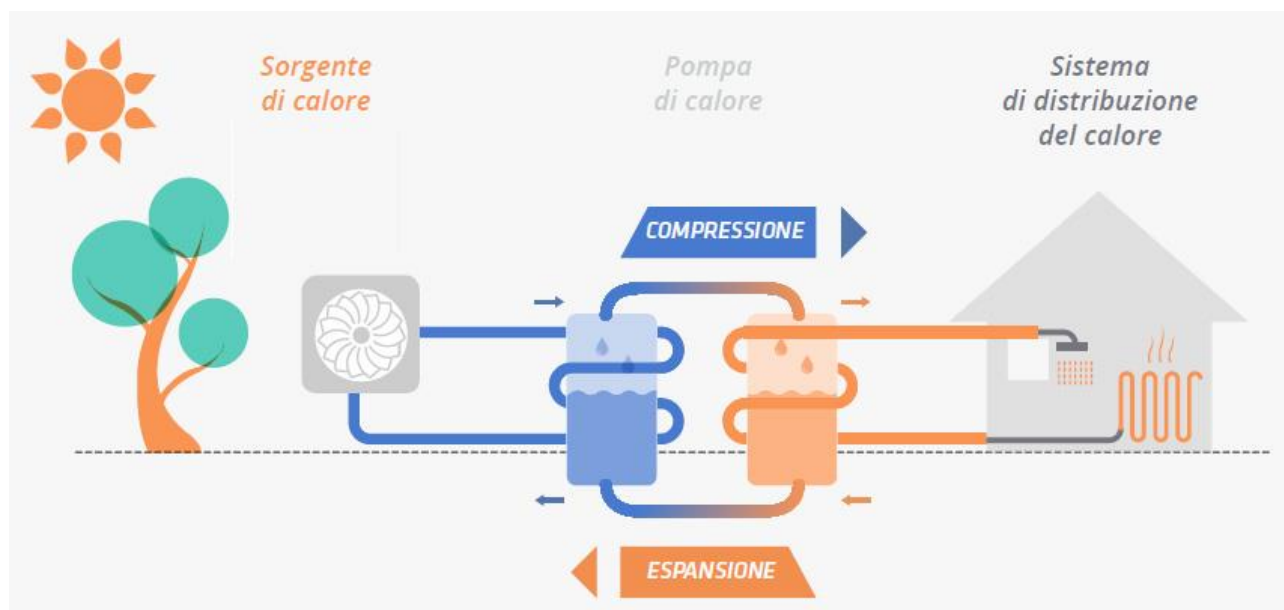


Figura 1-Lavoro di trasferimento del calore svolto dalla pompa di calore [3].

Una pompa di calore è quindi una macchina in grado di trasferire del calore da fornire ad un ambiente caldo, prelevando questo calore da un ambiente più freddo fornendo a questa macchina una determinate energia.

Una pompa di calore basa il suo principio sul trasferimento di calore per differenza di temperature e pressione, utilizzando un particolare fluido. Esistono più tipi di fluidi frigoriferi e più cicli termodinamici utilizzati dalle pompe di calore, ma i due più noti sono il ciclo inverso di Carnot e il ciclo di assorbimento. Un altro principio fisico legato ai fluidi è l'evaporazione e la condensazione. Esistono fluidi che, in funzione della temperature e della pressione alle quali sono sottoposti, possono cambiare di stato: da gassoso a liquido e viceversa, ma anche solido, il quale non viene mai raggiunto dai fluidi utilizzati nella pompe di calore. Questa caratteristica è molto importante perché il passaggio di stato di un fluido richiede solitamente una grande quantità di energia da fornire, se si vuole trasformare un liquido in gas, oppure da sottrarre se si vuole trasformare un gas in liquido [2].

1.1.1 Ciclo inverso di Carnot

Le pompe di calore sono macchine che utilizzano il ciclo inverso di Carnot. Il ciclo diretto dimostra come sia possibile produrre del lavoro utilizzando due sorgenti di calore a temperatura differente. Il ciclo inverso è invece applicato per spostare del calore da una sorgente a temperatura inferiore ad una a temperatura superiore.

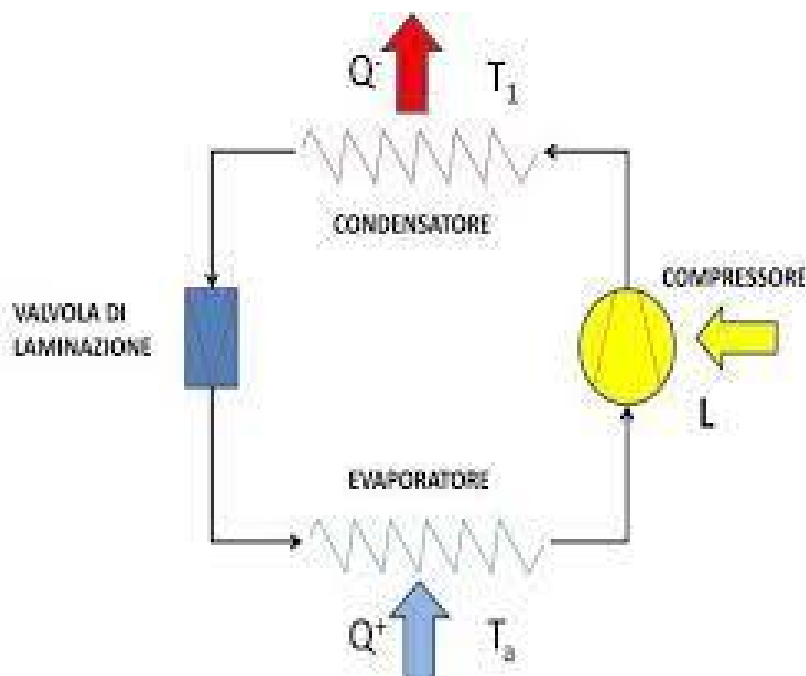


Figura 2-schema del principio di funzionamento di una pompa di calore a compressione di vapore [5].

Il compressore comprime il fluido refrigerante che aumenta di pressione e temperatura e viene inviato al condensatore. Il condensatore cede il calore del vapore caldo all'ambiente da riscaldare ed è composto da una batteria di scambio al cui interno circola il vapore caldo e all'esterno di essa un fluido di scambio. Siccome il

vapore è molto più caldo dell'aria e dall'acqua, rilascia calore al fluido di scambio, fino a condensare. Dal condensatore quindi il refrigerante esce liquido e viene inviato all'organo di laminazione nel quale subisce un brusco e repentino calo di pressione. Il calo di pressione comporta un drastico calo della temperatura del refrigerante che viene quindi inviato all'evaporatore. L'evaporatore è simile al condensatore, ma le condizioni di lavoro sono opposte: all'esterno della batteria di scambio circola inizialmente un liquido molto freddo, che viene messo a contatto con la sorgente fredda, come l'aria esterna o l'acqua di un pozzo. Siccome il refrigerante è molto più freddo acquisisce calore dall'aria o dall'acqua della sorgente fredda e si riscalda, fino ad evaporare nuovamente. Il refrigerante nuovamente sotto forma di vapore entra nel compressore che lo comprime per dare il via ad un nuovo ciclo [4].

1.1.2 Ciclo ad assorbimento

Le pompe di calore ad assorbimento hanno la particolarità di utilizzare come vettore energetico per il funzionamento un combustibile gassoso, come il metano o il GPL al posto dell'energia elettrica. I principi fisici di trasformazione all'interno del ciclo ad assorbimento sono più o meno uguali a quello inverso di Carnot, con l'eccezione che in questo ciclo il compressore è sostituito da un generatore termico alimentato da un bruciatore a gas, del tutto simile a quello che viene utilizzato nelle caldaie. Un'altra differenza di questo ciclo è che il refrigerante, l'ammoniaca, è utilizzato assieme a un altro fluido, l'acqua, che all'interno del ciclo funge da assorbente dell'ammonica, facendola condensare e evitando quindi il lavoro svolto dal compressore.

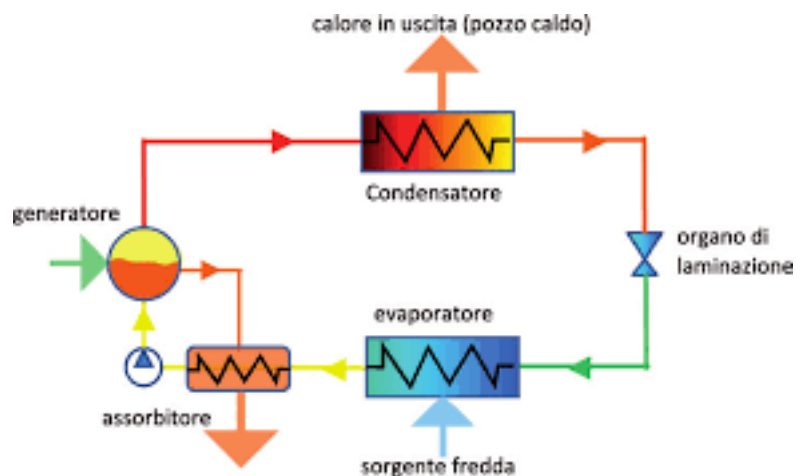


Figura 3-Schema di principio del ciclo ad assorbimento di una pompa di calore a gas [4].

Dallo schema riportato in figura 3 è possibile notare che questo ciclo è simile per tre quarti a quello di calore a compressione, ma si differenzia da esso nella parte di produzione del refrigerante ad alta pressione e temperatura. L'ammoniaca che torna all'evaporatore in questo ciclo viene a trovarsi in una particolare parte del circuito, l'assorbitore, nel quale vengono a trovarsi il vapore di ammoniaca e una soluzione povera, composta prevalentemente da acqua. Quest'ultima ha la caratteristica chimica di assorbire con estrema facilità i vapori di ammonica, sviluppando una grande

quantità di calore. Questo calore viene ceduto anch'esso, assieme a quello di condensazione, al fluido di riscaldamento dell'ambiente. L'acqua assume quindi in sé tutto il vapore di ammoniaca che torna allo stato liquido. Una pompa a membrana preleva il liquido dall'assorbitore e lo immette nel generatore, il quale è scaldato da un bruciatore a gas. Nel generatore l'ammoniaca si separa nuovamente dall'acqua ed inizia il suo ciclo all'interno del condensatore, mentre l'acqua viene rimandata nell'assorbitore per assorbire nuovamente vapori di ammoniaca [4].

1.1.3 Classificazione delle pompe di calore

Le pompe, come apparecchiature che catturano energia all'esterno e forniscono calore ad un edificio, possono essere classificate in diversi modi:

- in base alle modalità di compressione del fluido di lavoro
- in base al tipo di fluido di scambio di calore
- in base al sistema di distribuzione del calore nell'ambiente riscaldato
- in base alla temperatura di mandata del fluido per il riscaldamento ambiente.

Esistono diversi modi di comprimere il fluido refrigerante all'interno di una pompa di calore:

1) a compressione:

- con compressore di vapore mosso da un motore elettrico
- con compressore di vapore mosso da un motore a combustione interna, detto endotermico

2) ad assorbimento:

- a fiamma diretta con bruciatore a gas
- a fiamma indiretta, per mezzo di cascami di calore o altra energia termica esterna.

Le pompe di calore possono anche essere classificate in funzione della tipologia di fluido con cui viene scambiato il calore dalla sorgente fredda e dal pozzo caldo. In tale classificazione delle pompe di calore vengono utilizzati spesso due termini: il primo riferito sempre alla sorgente fredda, il secondo sempre al pozzo caldo. Quindi le pompe di calore possono essere:

- aria-aria
- aria-acqua
- acqua-aria
- acqua-acqua
- terreno-acqua
- terreno-aria.

Il fluido inviato dalla pompa di calore all'ambiente da riscaldare può essere aria oppure acqua:

- sistemi ad espansione diretta, dove l'espansione e la condensazione avvengono a causa del contatto delle batterie di scambio con l'aria dell'ambiente da riscaldare e con l'aria esterna

- sistemi idronici, forniscono il calore per riscaldare l'ambiente sotto forma di acqua calda.

Le pompe di calore si differenziano anche per la temperatura dell'acqua calda inviata ai terminali di scambio, che hanno il compito di diffondere il calore nell'ambiente riscaldato. In base a ciò le pompe di si differenziano in:

- a bassa temperatura, in grado di erogare acqua calda fino ad una temperature di 52 °C
- ad alta temperatura, in grado di erogare acqua calda ad una temperatura superiore a 52 °C [4].

1.1.4 Efficienza delle pompe di calore

L'efficienza di funzionamento delle pompe di calore è data dalla quantità di calore prodotto dai componenti e dall'energia elettrica consumata. L'indicatore di efficienza è denominato coefficiente di prestazione (COP). La seguente equazione governa il calcolo del COP [6]:

$$COP = \frac{\text{Calore ceduto}}{\text{Potenza elettrica assorbita}} \quad (1)$$

in particolare, è possibile valutare l'efficienza di una pompa di calore, valutando quanta potenza termica è possibile ottenere al condensatore per una certa quantità di potenza elettrica somministrata al compressore. Tale efficienza è fortemente influenzata dalla temperatura alla quale si svolge il ciclo, ovvero alla temperatura alla quale si trovano il lato caldo e il lato freddo, infatti la formula del COP può essere riscritta nel seguente modo:

$$COP = \eta \frac{T_{cond}}{T_{cond} - T_{evap}} \quad (2)$$

dove T_{cond} è la temperatura al condensatore, T_{evap} è la temperatura all'evaporatore e η è il rendimento che tiene conto di tutte le perdite e gli scostamenti del comportamento reale di un ciclo di Carnot [1].

1.2 SMART GRID

Le Smart Grid (SG) nascono dall'esigenza di modernizzare la rete elettrica, renderla più verde e migliorare la fornitura di energia. Poiché le Smart Grid sono più autonome e migliorano l'efficienza della fornitura di energia, esse possono utilizzare l'infrastruttura esistente e ridurre al minimo la necessità di costruire più centrali. Le Smart Grid consentono di collegare in modo sicuro le risorse energetiche rinnovabili alla rete per integrare l'alimentazione con l'energia proveniente dalla generazione e dallo stoccaggio dei clienti. Smart significa intelligente, Grid significa griglia, ovvero una rete di conduttori elettrici che forniscono elettricità in determinati punti. La Smart Grid è quindi una rete intelligente che è in grado di memorizzare, comunicare e prendere decisioni a differenza di quella tradizionale che si occupa solo di trasmettere o distribuire energia elettrica [7].

La Smart Grid è concepita come una rete elettrica in grado fornire energia elettrica in modo controllato e intelligente dai punti di generazione ai consumatori che sono considerati parte integrante della SG poiché possono modificare i propri modelli e comportamenti di acquisto in base alle informazioni ricevute ed agli incentivi. La maggior parte dei vantaggi della SG sono dovuti alla sua capacità di migliorare le prestazioni di affidabilità e reattività dei clienti. Di conseguenza la gestione della domanda (DSM, Demand Side Management), compreso tutto ciò che viene fatto dal lato della domanda, rappresenta una parte integrante di SG. La completa integrazione della DSM richiede sistemi e sensori di comunicazione e misurazione, dispositivi intelligenti e processori specializzati. Le tecnologie avanzate dell'informazione e della comunicazione (ICT) per la gestione dell'energia negli edifici sono quindi un'opportunità per ottenere risparmi energetici, sfruttare le risorse energetiche rinnovabili (FER) e favorire la partecipazione dei clienti al mercato dell'energia. Le nuove infrastrutture, che supportano un funzionamento più efficiente della rete e consentono la comunicazione di frequenti aggiornamenti dei prezzi, permettono anche un meccanismo di tariffazione molto più dinamico e reattivo necessario per tenere conto della disponibilità in tempo reale di FER fluttuanti e di seguire in tempo reale l'evoluzione dell'equilibrio tra domanda e offerta.

La DSM si riferisce a programmi implementati dalle società di servizi per gestire il consumo di energia dal lato cliente del contatore. Sia i servizi pubblici che i clienti possono beneficiare dei programmi DSM che possono aiutare i mercati dell'energia elettrica ad operare in modo più efficiente, riducendo così i picchi di domanda e la volatilità dei prezzi[8]. La DSM comprende tutte le misure che agiscono a livello della domanda, volte a ridurre i consumi, i costi e le emissioni o ad aumentare il reddito dalla vendita di energia comprese le modalità per migliorare l'efficienza energetica degli edifici. Un sottoinsieme della gestione della domanda è la Demand Response (DR) che include solo le azioni non permanenti eseguite sulla domanda.

1.2.1 Demand Response

Demand Response si riferisce a cambiamenti nell'uso elettrico da parte dei clienti finali rispetto ai loro normali modelli di consumo in risposta alle variazioni del prezzo dell'energia elettrica nel tempo, o ad incentivi volti a indurre un minor consumo di energia. La DR favorendo la reattività dei clienti, determina impatti di breve termine sui mercati dell'energia elettrica, determinando benefici economici sia per i clienti che per l'utility. Inoltre, migliorando l'affidabilità del sistema di alimentazione e abbassando la domanda di picco, riduce gli investimenti complessivi in impianti [8].

L'elemento centrale dei regimi di DR è la motivazione dei clienti tramite incentivi offerti dalla società di servizi pubblici. Gli schemi di DR devono aumentare la consapevolezza del cliente sui vantaggi del DR per adottare o modificare il proprio consumo di energia elettrica. Le ragioni principali per incoraggiare i clienti a partecipare agli schemi di DR includono il risparmio sui costi e la prevenzione dei blackout. In generale, gli attuali schemi di Demand Response possono essere classificati in due tipi: quelli basati sugli incentivi e quelli basati sul prezzo.

- 1) Schema basato sugli incentivi: i clienti sono incoraggiati a ridurre il proprio consumo energetico sulla base di offerte o accordi contrattuali. Questo accordo è tra il cliente e la società di servizi pubblici che fornisce all'amministratore del programma un certo grado di autorità per pianificare, ridurre o disconnettere direttamente per risparmiare sui costi. La domanda istantanea e lo stato di funzionamento dei singoli dispositivi sono gestiti tramite controllori centralizzati, che conducono sia la decisione di controllo sia l'azione di controllo.
- 2) Schema basato sul prezzo: i clienti ricevono tariffe variabili nel tempo che riflettono il valore e il costo dell'elettricità per diversi periodi di tempo. I clienti sono incoraggiati a gestire individualmente i propri carichi riducendo o spostando il proprio consumo energetico dalle ore di punta a quelle meno congestionate, favorendo così il bilanciamento del carico. Il prezzo dell'energia elettrica può variare in orari prestabiliti o può variare dinamicamente in base all'orario, il cliente reagisce alle fluttuazioni dei prezzi dell'energia elettrica [9].

La risposta alla domanda basata sugli incentivi include programmi come:

- DLC (controllo del carico diretto), un programma che utilizza uno spegnimento remoto o un ciclo delle apparecchiature elettriche di un cliente da parte dell'operatore del programma.
- ICS (servizio interrompibile) che si basa su opzioni di riduzione integrate nelle tariffe al dettaglio che forniscono uno sconto sulla tariffa o un credito di fattura accettando di ridurre il carico durante le contingenza del sistema.
- DBB (Demand Bidding/Buyback) dove i clienti offrono delle riduzioni della capacità.

- EDR (risposta della domanda di emergenza), che rappresenta un mix del DLC e dell'ICS ed è mirata a periodi in cui la riserva diventa insufficiente.
- CM (Capacity Market), in questi programmi i clienti offrono la riduzione del carico come capacità del sistema per sostituire le risorse di generazione o consegna convenzionali
- ASM (programmi del mercato dei servizi ancillari), simili ai programmi DBB, ma in questo caso l'offerta è rivolta solo al mercato dei servizi ancillari[10]

I tipi di schemi di DR basati sul prezzo sono:

- TOU (time of use rate), si tratta di una tariffa a tempo di utilizzo, in particolare il prezzo dell'elettricità è più alto nel periodo di punta e più basso nel periodo di bassa stagione. La tariffa TOU mira a ridurre il carico di punta e migliorare la sicurezza, i consumatori hanno l'incentivo a spostare parte del loro consumo di energia elettrica dal periodo di punta a quello di bassa, in modo da ridurre il carico elettrico nel periodo di punta [11].
- CPP (critical peak pricing), questa strategia aumenta i prezzi dell'elettricità a livelli punitivi nelle ore di punta nei giorni critici annunciati in anticipo. In risposte a tale aumento le persone possono modificare i propri modelli di utilizzo dell'elettricità.
- RTP (real time pricing), dove il prezzo dell'elettricità è definito per periodi brevi, solitamente di 1h, che riflettono le variazioni del prezzo all'ingrosso dell'elettricità. I clienti di solito hanno le informazioni sui prezzi in base al giorno prima o all'ora prima.

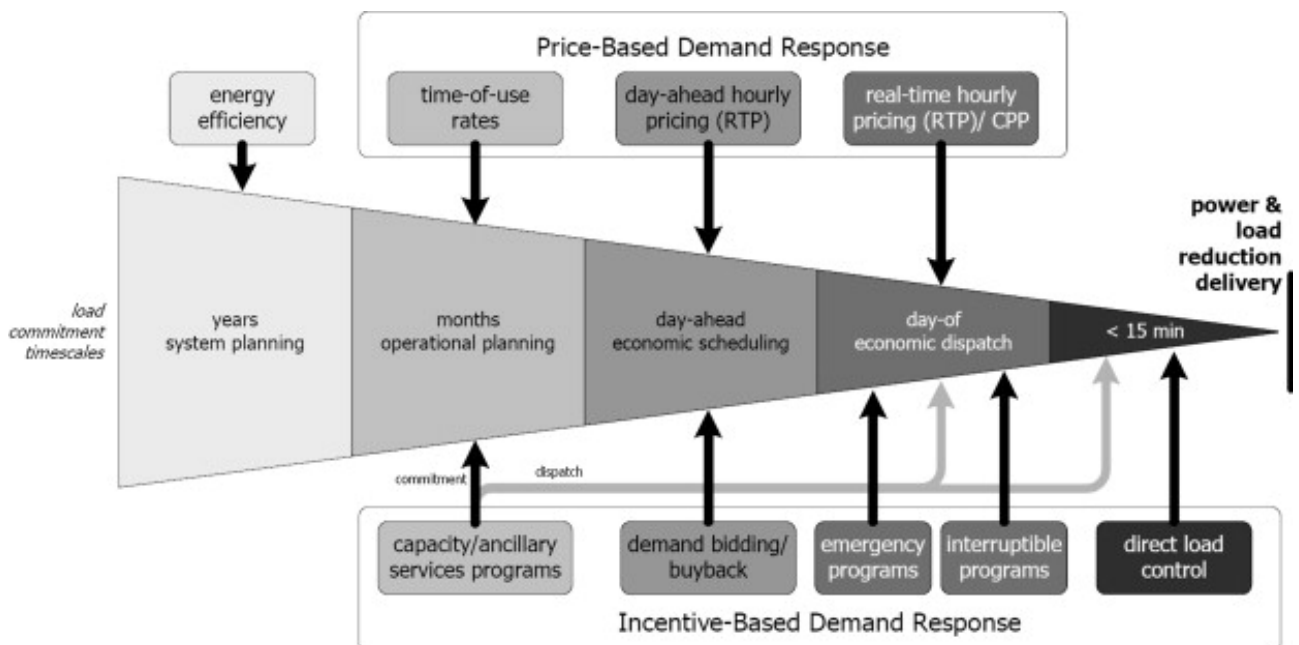


Figura 4-Risposta della domanda nella progettazione e gestione del sistema elettrico [10].

1.2.2 Pompe di calore e Smart Grid

L'integrazione in una rete intelligente cambia il modo in cui vengono utilizzate le pompe di calore, questo porta a nuovi requisiti per il controllo e la progettazione delle HP. I campi di applicazione e le condizioni in cui operano le pompe di calore possono essere classificati in tre domini principali: fornitura di servizi ausiliari per la rete elettrica, integrazione dell'energia rinnovabile e funzionamento delle pompe di calore in funzione dei prezzi variabili dell'energia elettrica.

Nella categoria delle applicazioni focalizzate sulla rete, il funzionamento della pompa di calore è finalizzato a fornire servizi ausiliari alla rete per consentire un funzionamento stabile ed economico della rete elettrica. L'elenco dei servizi accessori facenti parte di questa categoria sono:

- Controllo della tensione, la pompa di calore viene impiegata nella rete di distribuzione elettrica per garantire che la tensione rientri nei limiti consentiti.
- Gestione della congestione, in questo contesto le pompe di calore vengono azionate per evitare il sovraccarico dei trasformatori contribuendo così a ridurre o posticipare gli investimenti per il potenziamento della rete.
- Fornitura di potenza di riserva, necessaria per bilanciare la produzione e domanda di elettricità a garantire una frequenza stabile nella rete elettrica. La capacità di riserva è garantita da unità di generazione o utenze elettriche che possono essere regolate verso l'alto o verso il basso su richiesta [1].

Gli obiettivi principali del funzionamento della pompa di calore incentrato sulle energie rinnovabili sono un aumento del tasso di utilizzo dell'elettricità rinnovabile, una riduzione dei picchi di immissione e l'appianamento della curva di carico residuo. In particolare l'attenzione è posta sull'integrazione dell'energia eolica e dell'energia fotovoltaica. L'integrazione dell'energia eolica a livello di edificio può essere supportata da pompe di calore e l'elettricità richiesta dalla rete diminuisce notevolmente, però gli impianti eolici sono installati principalmente con capacità superiori a 1 MW, quindi l'utilizzo dell'elettricità da essi generato deve essere coordinato su più pompe di calore. L'integrazione del fotovoltaico va considerata su due livelli: a livello delle singole famiglie ed a livello di rete di distribuzione elettrica. In molti paesi l'elettricità prodotta dal fotovoltaico è diventata più economica del prezzo di acquisto dell'elettricità per le famiglie, quindi le pompe di calore sono utilizzate per aumentare il tasso di autoconsumo del fotovoltaico generato localmente. In particolare l'aumento dell'autoconsumo si ottiene spostando il funzionamento della pompa di calore nelle ore in cui la produzione di elettricità supera il consumo elettrico domestico. A livello di rete di distribuzione elettrica, l'obiettivo dell'operazione è ridurre i picchi di immissione causati dal fotovoltaico. Poiché l'immissione di più unità fotovoltaiche avviene localmente, circa nello stesso momento, è necessario ridurre il picco di immissione per consentire un

funzionamento stabile della rete di distribuzione e aumentare la tolleranza all'integrazione del fotovoltaico nel sistema di alimentazione [1].

L'ultima grande categoria è costituita dal funzionamento della pompa di calore con prezzi dell'elettricità variabile. I prezzi servono per incentivare un certo consumo di energia elettrica, in particolare sono utilizzati per trasmettere informazioni su eventi critici, limiti di capacità, situazioni di congestione o soltanto per riflettere gli eventi in tempo reale o del giorno prima. I prezzi variabili sono legati alla rete ed alle applicazioni incentrate sull'energia rinnovabile, sono quindi una componente centrale delle reti intelligenti. Nell'utilizzo delle pompe di calore vengono applicati gli schemi di prezzo definiti nel paragrafo precedente come il TOU, il CPP e il RTP [1].

2 STRATEGIA DI RICERCA

La strategia di ricerca adottata consiste nell'utilizzare una pompa di calore per il riscaldamento di un edificio virtuale, la cui richiesta di potenza termica è simulata dallo scambiatore di calore che verrà descritto nel capitolo successivo. L'obiettivo dell'attività sperimentale è quello di confrontare dal punto di vista dei costi e dei consumi energetici due casi: il caso di riferimento, denominato baseline, nel quale la pompa di calore ha il compito di mantenere l'edificio ad una temperatura costante e il caso in cui viene applicata la strategia di Demand Response basata sull'andamento orario del costo dell'energia elettrica.

2.1 EDIFICIO VIRTUALE

2.1.1 Modello 2R2C

Per simulare l'edificio è stato usato un modello equivalente 2R2C, ossia a due resistenze e due capacità. In questo modo si riesce a distinguere gli effetti delle diverse resistenze e capacità termiche dell'involucro e dell'aria interna all'ambiente riscaldato.

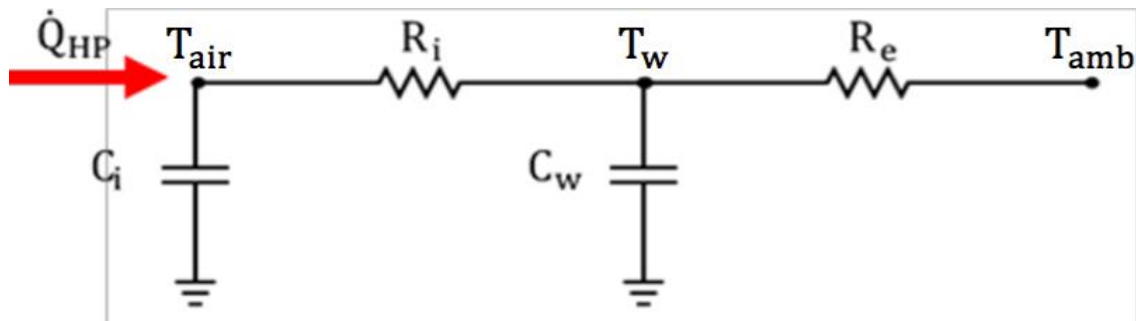


Figura 5-Modello 2R2C utilizzato

Dalla figura 5 è possibile ricavare il sistema che governa il comportamento dell'edificio:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{HP} = \frac{T_{air} - T_w}{R_i} + C_i \frac{dT_{air}}{dt} & (3) \\ \frac{T_{air} - T_w}{R_i} = \frac{T_w - T_{amb}}{R_e} + C_w \frac{dT_w}{dt} & (4) \end{cases}$$

dove \dot{Q}_{HP} è la potenza termica fornita all'edificio dalla pompa di calore, T_{air} , R_i e C_i sono rispettivamente la temperatura, la resistenza termica e la capacità termica dell'aria interna, T_w , R_e e C_w sono rispettivamente la temperatura superficiale interna, la resistenza termica e la capacità termica delle pareti dell'edificio, T_{amb} è la temperatura dell'aria esterna. Utilizzando il metodo delle differenze finite, le equazioni (3) e (4) possono essere riscritte come:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{HPt} = \frac{T_{airt} - T_{wt}}{R_i} + C_i \frac{T_{airt+1} - T_{airt}}{\Delta t} & (5) \\ \frac{T_{airt} - T_{wt}}{R_i} = \frac{T_{wt} - T_{amb}}{R_e} + C_w \frac{T_{wt+1} - T_{wt}}{\Delta t} & (6) \end{cases}$$

in cui il pedice t si riferisce all'istante di tempo generico, separato da quello immediatamente successivo da un intervallo di acquisizione Δt di tre secondi. Ne consegue quindi che questo sia un sistema a due incognite, essendo tutte le quantità misurabili attraverso il sistema di misura presente nel setup sperimentale ad eccezione delle due temperature dell'aria e delle pareti all'istante successivo rispetto a quello considerato. Ricavando le due temperature incognite si ottiene:

$$\begin{cases} T_{airt+1} = \frac{\Delta t}{R_i C_i} (\dot{Q}_{HP} R_i - T_{airt} + T_{wt}) + T_{airt} & (7) \\ T_{wt+1} = \frac{\Delta t}{R_i C_w} (T_{airt} - T_{wt}) - \frac{\Delta t}{R_e C_w} (T_{wt} - T_{amb}) + T_{wt} & (8) \end{cases}$$

che permettono di simulare l'andamento delle temperature all'interno dell'edificio.

2.1.2 Proprietà termofisiche dell'edificio

Per ricavare dei valori simili alla realtà di resistenza e capacità termiche, si procede a stimare le dimensioni dell'edificio a partire dalla potenza nominale della pompa di calore in uso, pari a 2 kW. Ipotizzando una resistenza termica generale di 0.01 K/W, corrispondenti a una dispersione termica di 2 kW con una differenza di temperatura di 20 °C, vengono utilizzati i valori di trasmittanza raccomandati nell'allegato 1 del Decreto Ministeriale 26 giugno 2015 per ottenere le superfici delle pareti in modo da eguagliare le dispersioni calcolate:

$$\sum_i U_i A_i = \frac{1}{R} = 100 \left[\frac{W}{K} \right] \quad (9)$$

dove U_i e A_i sono rispettivamente la trasmittanza e la superficie della parete i -esima. Imponendo un'altezza del soffitto di tre metri, si ottiene un edificio di 115 m², di larghezza 10 metri e di profondità 11.5 metri. Nota la resistenza termica complessiva, è possibile considerare un parete equivalente per determinare R_i e R_e . In particolare, ipotizzando che l'edificio disperda calore solo attraverso le quattro pareti laterali, come succede in un appartamento situato in un piano intermedio, si calcola la resistenza di una parete reale, ossia composta da strati di materiale, comunemente utilizzati nella pratica costruttiva, avente la stessa superficie della somma delle superfici delle quattro pareti disperdenti, cioè 129 m².

Considerando la stratigrafia di figura 6, contenuta nel rapporto tecnico UNI/TR 11552, si varia quindi lo spessore di isolante in modo da ottenere una trasmittanza termica pari a quella nota a priori e riferita globalmente all'edificio. Le caratteristiche della stratigrafia sono riportate di seguito:

Tabella 1-Trasmittanza termica U delle strutture opache verticali, verso l'esterno, gli ambienti non climatizzati o contro terra

Zona climatica	U (W/m ² K)	
	2015 ⁽¹⁾	2019/2021 ⁽²⁾
A e B	0,45	0,43
C	0,38	0,34
D	0,34	0,29
E	0,30	0,26
F	0,28	0,24

Tabella 2-Trasmittanza termica U delle strutture opache orizzontali o inclinate di copertura, verso l'esterno e gli ambienti non climatizzati

Zona climatica	U (W/m ² K)	
	2015 ⁽¹⁾	2019/2021 ⁽²⁾
A e B	0,38	0,35
C	0,36	0,33
D	0,30	0,26
E	0,25	0,22
F	0,23	0,20

Tabella 3-Caratteristiche dei materiali componenti la stratigrafia

Riferimento	Strato	d	ρ	c	λ	R
		[cm]	[kg/m ³]	[J/kg K]	[W/m K]	[m ² K/W]
1	Intonaco interno	2	1 400	1 000	0.700	-
2	Mattoni forati	8	800	1 000	-	0.200
3	Intercapedine con isolante	1	30	570	0.045	-
4	Mattoni semipieni	25	1 000	1 000	-	0.625
5	Intonaco esterno	2	1 800	1 000	0.900	-

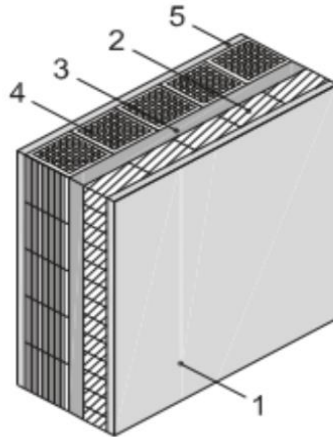


Figura 6-Stratigrafia parete equivalente

Conoscendo la stratigrafia della parete equivalente, è possibile ripartire i valori di resistenza tra quella interna e quella esterna. Per il calcolo della prima si considerano appartenenti al lato interno tutti gli strati che vanno dall'intonaco interno fino all'isolante escluso, ossia gli strati con riferimento numero 1 e 2, che vanno dal nodo relativo alla temperatura interna T_{air} a quello relativo alla temperatura superficiale interna di parete T_w , inoltre viene inclusa la resistenza liminare interna, assunta pari a $0.13 \text{ m}^2\text{K/W}$. Tutti gli altri strati, dall'isolante incluso fino alla superficie esterna della parete, ossia gli strati con riferimento numerico 3, 4 e 5, compresa la resistenza liminare esterna, assunta pari a $0.04 \text{ m}^2\text{K/W}$, sono considerati per il calcolo della resistenza del lato esterno, cioè quella situata tra il nodo relativo alla temperatura superficiale interna di parete T_w e quello relativo alla temperatura esterna T_{amb} . La capacità termica della parete, C_w , è calcolata sulla base della stratigrafia, mentre quella dell'aria interna, C_i , è ricavata considerando la massa d'aria racchiusa all'interno dell'edificio. I valori ottenuti sono:

$$R_i = 2.779 \cdot 10^{-3} \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$C_i = 401166 \left[\frac{J}{W} \right]$$

$$R_e = 7.049 \cdot 10^{-3} \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$C_w = 48.8 \left[\frac{MJ}{W} \right]$$

$$R_{tot} = \sim 0.01 \left[\frac{K}{W} \right]$$

2.2 STRATEGIA DI DEMAND RESPONSE

La strategia che verrà confrontata con quella tradizionale, ossia quella per la quale la pompa di calore viene azionata al fine di mantenere una determinata temperatura costante nell'ambiente riscaldato, consiste in una strategia di Demand Response in cui il set point di temperatura dell'aria nell'ambiente riscaldato varia seguendo il Prezzo Unico Nazionale (PUN), definito dal GSE come la “*media dei prezzi zionali del Mercato del Giorno Prima (MGP) ponderata con gli acquisti totali, al netto degli acquisti dei pompaggi e delle zone estere*”. Tale strategia rappresenta un esempio di real-time pricing, dal momento che prevede un aggiornamento del prezzo dell'energia a frequenza oraria. Questa strategia di DR ha lo scopo di ridurre al minimo il consumo di energia ed il suo costo annuo. In particolare si cerca di ottenere tale risultato andando ad incrementare l'attività della pompa di calore nelle ore non di punta, quindi in quelle ore in cui il costo dell'energia è minore. In questo modo grazie all'inerzia termica dell'edificio, dovrebbe essere possibile mantenere una temperatura di comfort anche nei periodi di picco della domanda senza dover azionare nuovamente la pompa di calore[12].

Per modificare il calore ceduto all'ambiente dalla macchina, si utilizza la seguente relazione, la quale mette in relazione il PUN con la temperatura di set point richiesta all'interno dell'edificio:

$$T_{SPi} = \begin{cases} T_{SP} + \Delta T \left(\frac{\overline{PUN} - PUN_i}{PUN_{max} - \overline{PUN}} \right) & \text{se } PUN_i \geq \overline{PUN} \\ T_{SP} + \Delta T \left(\frac{\overline{PUN} - PUN_i}{\overline{PUN} - PUN_{min}} \right) & \text{se } PUN_i < \overline{PUN} \end{cases} \quad (10)$$

dove T_{SPi} è il set point, che varia con frequenza oraria, dell' i -esima ora, T_{SP} è il set point del caso baseline, ΔT è una costante moltiplicativa fissata a 2 °C, PUN_i è il valore del PUN durante l'ora i -esima, \overline{PUN} è il valore medio del PUN calcolato sulle 24 ore del giorno di riferimento, PUN_{max} e PUN_{min} sono rispettivamente il PUN massimo e minimo registrati durante la giornata.

Dal sistema appena definito si può dedurre che nelle ore in cui il prezzo dell'energia è minore di quello minimo il set point risulterà essere maggiore di quello normalmente impostato nel caso baseline. Mentre si avrà l'opposto durante i periodi di picco di domanda, a cui corrisponde un prezzo dell'energia maggiore a quello medio. L'andamento del PUN preso come riferimento è quello registrato il 3 gennaio 2018, riportato in figura 7 insieme ai set point calcolati per ogni ora ed i valori della temperatura ambiente. Sull'asse delle ascisse sono riportate le ore della giornata, mentre su quello delle ordinate il PUN in EUR/kWh, a sinistra, e la temperatura in gradi centigradi, a destra. I valori della temperatura esterna, uguali per entrambi i casi

di baselina e di Demand Response, sono uguali ai dati registrati per la località di Falconara Marittima (AN) il 16 gennaio 2020.

Per ragioni di durata delle prove sperimentali, l'intervallo di tempo considerato è di otto ore, dalle 4 alle 12. I valori utilizzati per le prove sono quindi quelli riportati in tabella 4 ed illustrati in figura 8.

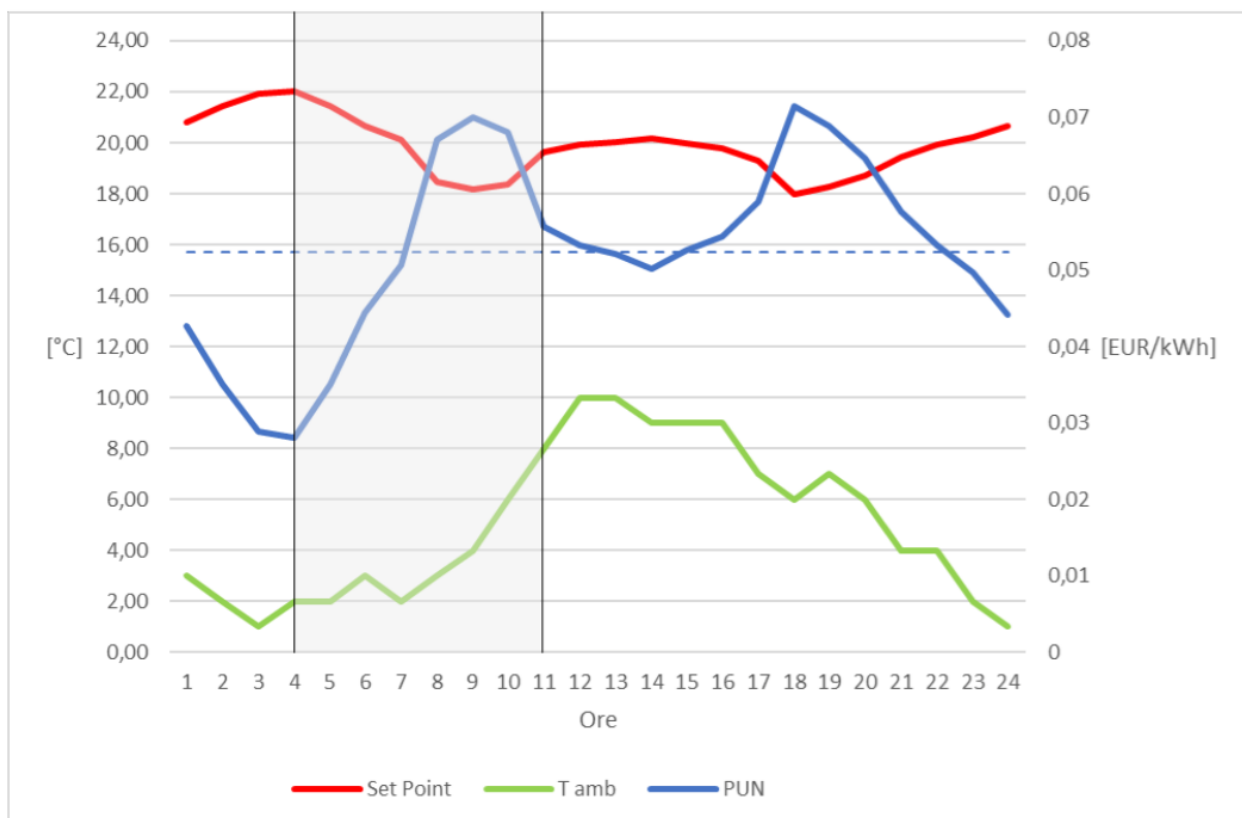


Figura 7-Andamento del PUN, Set Point e temperatura ambiente. La linea tratteggiata indica il valore medio, mentre la zona evidenziata è l'intervallo di tempo considerato nelle prove

Tabella 4-Valori utilizzati durante le prove sperimentali

Ore	PUN [EUR/kWh]	PUN avg [EUR/kWh]	PUN _{min} [EUR/kWh]	PUN _{max} [EUR/kWh]	Set Point [°C]	T ambiente [°C]
4	0.028	0.052372	0.028	0.071456	22	1
5	0.03502	0.052372	0.028	0.071456	21.42	2
6	0.04449	0.052372	0.028	0.071456	20.65	2
7	0.05065	0.052372	0.028	0.071456	20.14	3
8	0.067	0.052372	0.028	0.071456	18.47	2
9	0.07	0.052372	0.028	0.071456	18.15	3
10	0.068	0.052372	0.028	0.071456	18.36	4
11	0,0557	0.052372	0.028	0.071456	19.65	6

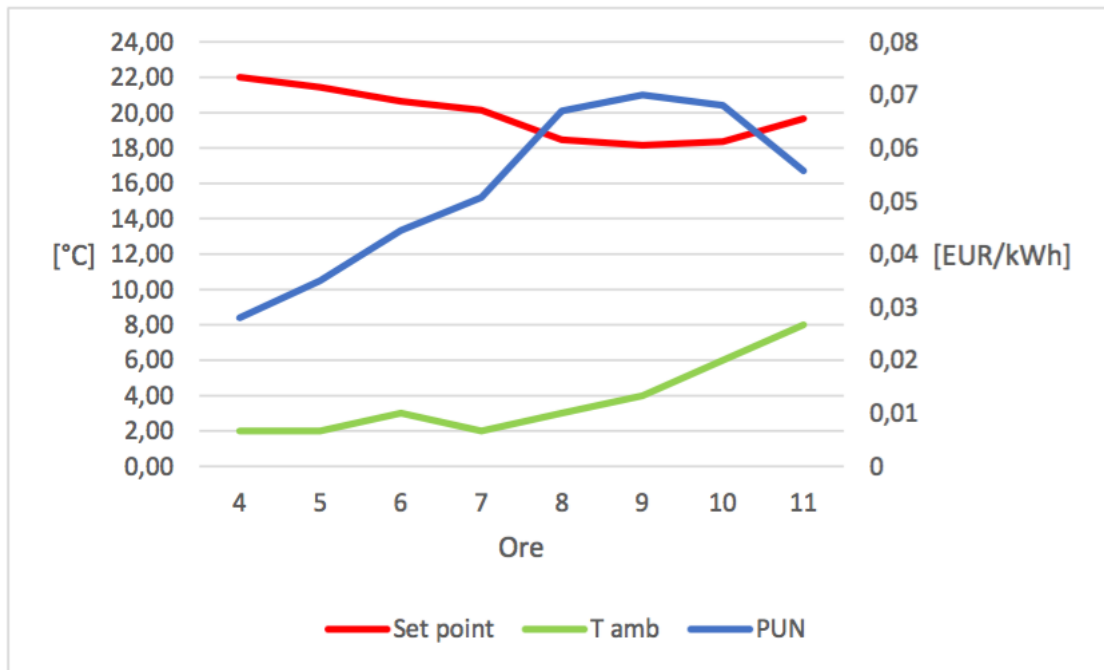


Figura 8-Andamento dei valori durante l'intervallo considerato

2.3 STRUTTURAZIONE E REALIZZAZIONE DELLE PROVE

Per ricreare il più fedelmente possibile un'applicazione reale, si ipotizza che l'edificio sia riscaldato con un impianto di riscaldamento che ha terminali di tipo ventilconvettori. Questo tipo di terminali viene solitamente alimentato da acqua calda a temperatura di circa 50 °C, perciò la pompa di calore è configurata tramite le impostazioni che agiscono sulla logica di controllo interna, in modo da mantenere la temperatura di mandata tra un minimo di 50 °C e un massimo di 55 °C. il compressore quindi si attiva non appena la temperature dell'acqua di mandata scende fino al suo valore minimo e si disattiva quando l'acqua raggiunge la temperatura massima.

Dato che l'architettura del circuito idraulico del banco provoca l'esistenza di perdite termiche dovute alla lunghezza delle tubature e al passaggio dell'acqua calda all'interno dello scambiatore di calore a piastre, si ha una caduta di temperatura dell'acqua di ritorno alla pompa di calore. Questa differenza di temperatura tra l'acqua di mandata e quella di ritorno, anche se contenuta, viene interpretata dal programma in LabVIEW come cessione di potenza termica al condensatore, anche quando in realtà l'edificio non richiede alcun apporto energetico dalla macchina. Per risolvere questo inconveniente si configura una soglia di portata, misurata al flussimetro elettromagnetico, al di sotto della quale la potenza \dot{Q}_{HP} , usata come dato di input nell'equazione (7), viene considerata nulla. Al di sopra del valore di soglia della portata, invece, tale potenza viene considerata pari a quella calcolata da LabVIEW tramite il salto di temperatura tra acqua di mandata e di ritorno. In questo

modo si riesce ad eliminare l'effetto delle perdite di calore, le quali, altrimenti, anche a causa del discreto valore di isolamento termico dell'edificio, comporterebbero un aumento della temperature. La regola appena descritta può essere riassunta come:

$$\dot{Q}_{HPt} = \begin{cases} 0 & \text{se } \dot{m}_{emi} < \dot{m}_{emsoglia} \\ \dot{m}_t c (T_{Mi} - T_{Ri}) & \text{se } \dot{m}_{emi} \geq \dot{m}_{emsoglia} \end{cases} \quad (11)$$

dove \dot{m}_t è la portata misurata dal flussimetro a turbina, paria a 8 l/min, c è il calore specifico dell'acqua calda, T_{Mi} e T_{Ri} le temperature di mandata e ritorno dell'acqua all'istante i , \dot{m}_{emi} è la portata misurata al flussimetro elettromagnetico durante l'istante i e $\dot{m}_{emsoglia}$ è il valore id soglia della portata impostato pari a 1 l/min.

Dato che l'azione della pompa dell'acqua fredda, posta tra il serbatoio di accumulo dell'acqua di rete e lo scambiatore di calore a piastre, simula la richiesta di potenza termica da parte dell'edificio, ossia la pompa si attiva quando la temperatura dell'aria si abbassa ad un valore inferiore di quello di set point, in modo da assorbire calore dal condensatore e si arresta quando l'edificio non necessità più di energia, l'equazione (11) fa in modo di considerare solo la potenza effettivamente richiesta dall'edificio per il calcolo della temperatura dell'ambiente riscaldato.

3 SETUP SPERIMENTALE

L'apparato sperimentale utilizzato per questa analisi di confronto tra la baseline e la strategia di Demand Response si compone di una pompa di calore ad aria esausta NIBE F370 3x400 e di un banco prova presente all'interno di un laboratorio del DIISM (Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienza Matematiche) dell'Università Politecnica delle Marche che svolge il compito di simulare l'assorbimento di potenza termica da parte di un'utenza reale e di misurare le principali grandezze di interesse

3.1 POMPA DI CALORE NIBE F 370

La pompa di calore NIBE 370 utilizzata è una pompa di calore ad aria esausta, che lavora con portate d'aria di ingresso di almeno 28 l/s ad una temperatura maggiore o uguale di 20 °C. Se la temperatura dell'aria si abbassa sotto i 20 °C allora la portata d'aria ingresso si innalza almeno fino a 31 l/s per garantire il funzionamento ottimale. In ogni caso la temperatura minima dell'aria di ritorno deve mantenersi sopra i 16 °C, per far sì che il ciclo termodinamico si concluda con successo. Nel caso in cui la temperatura dell'aria di ritorno scenda sotto i 16 °C, il funzionamento del compressore viene arrestato e l'acqua di mandata è riscaldata per mezzo di una resistenza aggiuntiva ad immersione della potenza di 10.2 kW. La potenza termica nominale è di circa 2 kW ed il COP dichiarato, in conformità con la norma EN15411, è 3.93. Il fluido di lavoro è il propano (R290).

Il lato aria, ossia quello che si occupa di assorbire calore dalla sorgente fredda, è costituito da un evaporatore controcorrente Luvata a 56 passaggi di tubi, dalla superficie di scambio pari a 6 m², e da un ventilatore che assicura la portata d'aria necessaria.



Figura 9-Evaporatore Luvata

La velocità di rotazione del ventilatore può essere variata per adattare la pompa di calore al circuito di adduzione dell'aria ed alle perdite di carico che in esso si verificano. Essendo una pompa di calore ad aria esausta, infatti si suppone che il ricambio d'aria all'interno dei locali si assicura dalla stessa, perciò la portata d'aria in ingresso può essere regolata nell'intervallo 80-350 m³/h.

Il lavoro necessario al completamento del ciclo termodinamico è ceduto da un compressore Scroll. I compressori di questo tipo sono costituiti da due spirali, una fissa ed una mobile in moto eccentrico, che grazie al loro movimento relativo guidano il fluido per tutta la loro lunghezza riducendo gradualmente la sezione di passaggio. Il fluido in pressione viene quindi scaricato assialmente in mandata.

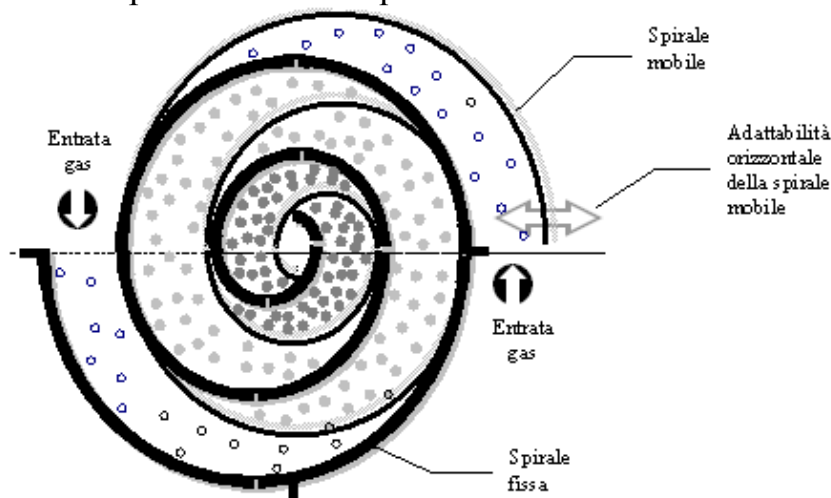


Figura 10-Compressore Scroll [13].

Il lato acqua è invece costituito, oltre che dal condensatore, da una pompa di circolazione dell'acqua calda e regolabile su più velocità. Durante le prove la portata è di circa 8 l/min.

Tramite il pannello di controllo è possibile modificare alcuni parametri di funzionamento della pompa di calore, come la curva di riscaldamento dell'acqua calda o le temperature di mandata e ritorno dell'acqua calda. Per le prove sperimentali la temperatura minima è impostata a 50 °C e la massima 55 °C: essendo una macchina on/off, questi sono i due estremi che comandano l'accensione e lo spegnimento del compressore.

3.2 BANCO PROVA

Il banco prova è composto da una serie di strumenti di misura e di componenti che hanno lo scopo di emulare le condizioni reali di funzionamento e di misurare le principali grandezze necessarie per il confronto tra la baseline e la strategia di Demand Response. Inoltre, è presente un circuito di simulazione del carico termico assorbito dall'utenza. Tutti i segnali di misura sono acquisiti e processati, tramite il sistema di acquisizione National Instruments NI cDAQ-9174, in ambiente LabVIEW.

L'impianto vuole simulare il riscaldamento di un edificio tramite pompa di calore. La pompa di calore, descritta precedentemente, viene utilizzata per cedere potenza termica (Q_{HP}) ad un ambiente riscaldato, la cui temperatura (T_{aria}) viene utilizzata come controllo per il funzionamento della pompa di calore stessa da un controllo PID.

3.2.1 Circuito di simulazione del carico termico

Per simulare l'assorbimento di potenza termica si utilizza uno scambiatore di calore controcorrente a piastre, in cui l'acqua calda in mandata dalla pompa di calore viene raffreddata da acqua fredda presa direttamente dalla rete idrica e immagazzinata in un serbatoio di accumulo. L'elettropompa che si trova a valle del serbatoio è comandata da un inverter, che riceve in ingresso un segnale di tensione proveniente da LabVIEW: ciò consente di avere una velocità di rotazione della pompa variabile tra 0 Hz e 70 Hz, corrispondenti ad un massimo di 4200 giri al minuto. L'acqua di rete prelevata, dopo il transito all'interno dello scambiatore a piastre, viene quindi inviata allo scarico, realizzando così un circuito aperto.

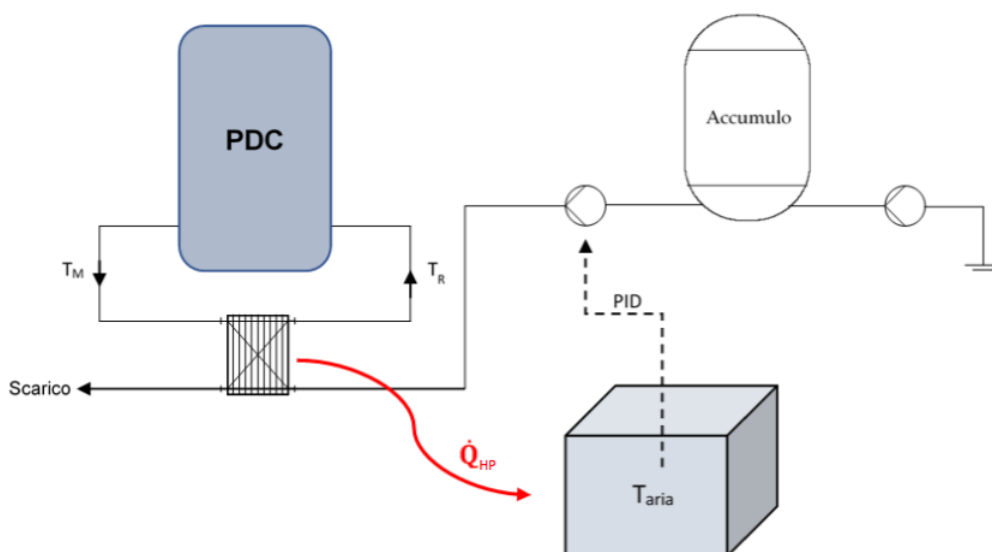


Figura 11-Schema dell'impianto

3.2.2 Sistema di misura

Per studiare il comportamento della pompa di calore nel banco prova sono presenti molti sensori in grado di comunicare con il sistema di acquisizione digitale dei dati. La misurazione di tali valori permette anche di calcolare quelle grandezze che non sono direttamente misurabili come la potenza termica ceduta dal condensatore all'acqua di rete per mezzo dello scambiatore di calore.

Sul lato evaporatore sono presenti due termocoppie per la lettura delle temperature dell'aria di mandata, ossia in uscita dalla macchina dopo aver ceduto calore e di ritorno, cioè in ingresso verso l'evaporatore. Le termocoppie sono sensori di temperatura che trasducono la differenza di temperatura in forza elettromotrice (f.e.m.) sfruttando l'effetto termoelettrico o effetto Seebeck. Secondo l'effetto termoelettrico in un circuito costituito da due materiali a temperatura differente, si genera una corrente elettrica I proporzionale alla differenza di temperatura. Questo tipo di sensori è molto utilizzato perché in grado di funzionare sia a temperature criogeniche sia a temperature molto elevate [18].



Figura 12-Termocoppie

Nota la portata volumetrica, misurata tramite un'ala di Pitot posta sul circuito di adduzione, è possibile ricavare la potenza assorbita dall'aria esausta: ciò permette di calcolare, in tempo reale, il lavoro ceduto dal compressore come differenza tra la potenza ceduta al condensatore e quella scambiata con l'aria ambiente.



Figura 13-Ala di Pitot

L'ala di Pitot è collegata ad un trasduttore di pressione differenziale Celmi 750D-211, la cui curva di taratura è stata determinata, presso lo stesso laboratorio dov'è presente il banco prova, durante il lavoro su cui si basa la fonte [15].



Figura 14-Trasduttore di pressione differenziale Celmi.

Inoltre, a ridosso del collettore di ritorno, è posto un termoigrometro, con il quale è possibile misurare direttamente l'umidità relativa dell'aria in ingresso alla pompa di calore.



Figura 15-Termoigrometro.

Sul lato del condensatore sono installate due termocoppie che rilevano la temperatura di mandata e di ritorno dell'acqua scaldata dalla macchina, sullo stesso circuito si trova anche un flussimetro a turbina, in grado di misurare la portata d'acqua fornita dalla pompa di ricircolo presente nella pompa di calore.



Figura 16-Flussimetro a turbina.

La portata misurata dal flussimetro a turbina è regolabile agendo manualmente sulla pompa installata lato condensatore nella pompa di calore e resta costante un volta impostato il livello desiderato. Durante le prove la portata è di circa 8 l/min. Dalla misurazione del salto di temperatura tra mandata e ritorno e della portata circolante nel circuito è possibile calcolare la potenza termica allo scambiatore di calore.

Le termocoppie di tipo T (rame/costantana), sono installate in due pozzetti situati in corrispondenza dei raccordi di mandata e di ritorno dell'acqua calda.



Figura 17-Pozzetto per la termocoppia sul lato di ritorno dell'acqua calda

Nel circuito tra lo scambiatore di calore e il serbatoio di accumulo dell'acqua di rete si trova un flussimetro elettromagnetico, posto sulla tubatura di mandata della pompa dell'acqua fredda.



Figura 18-Flussimetro elettromagnetico.

Sono presenti altre termocoppie all'interno della macchina, al fine di misurare i parametri di interesse per ricostruire il ciclo termodinamico che avviene nella pompa di calore, in particolare queste sono installate nelle tubature dentro le quali scorre il fluido di lavoro in prossimità dell'ingresso e dell'uscita dell'evaporatore, all'ingresso della valvola di laminazione e nelle vicinanze dell'uscita dal compressore. Sono anche installati due trasduttori Druck in grado di rilevare i valori di alta e bassa pressione nei due punti del circuito termodinamico corrispondenti all'uscita e all'ingresso del compressore.

Per determinare la potenza assorbita durante il funzionamento del circuito, viene utilizzato un analizzatore di rete posto tra la macchina e la rete elettrica. In questo modo si ottiene una misura che comprende, oltre a quello del compressore, il consumo di tutti gli organi ausiliari della macchina quali il ventilatore per l'adduzione dell'aria esausta e la pompa di ricircolo. L'energia assorbita durante le prove si calcola a posteriori, una volta nota la potenza assorbita in ogni intervallo di campionamento e moltiplicandola per il tempo trascorso tra due campioni e quindi sommando tutti i contributi.

Tutti i dati registrati dai vari sensori sopraelencati sono inviati al sistema di acquisizione NI cDAQ-9174 per essere convertiti in digitale e processati all'interno dell'ambiente LabVIEW. Grazie a questo, oltre alla lettura in tempo reale dei valori è possibile realizzare un sistema controllo e simulazione, come descritto nel paragrafo precedente, che permette di variare il funzionamento della pompa di calore e riprodurre particolari condizioni operative e di carico. Il sistema NI cDAQ-9174 è composto da tre schede di acquisizione, ognuna delle quali destinata ad un diverso

utilizzo. La prima, NI 9214, ha il compito di acquisire i segnali provenienti dalle termocoppie, la seconda, NI 9204, riceve in ingresso le tensioni dagli altri trasduttori e la terza, NI 9263, svolge il compito di inviare il segnale di tensione in uscita verso l'inverter che comanda la rotazione della pompa dell'acqua fredda. Tutti i dati raccolti e le grandezze calcolate a partire dalle misure dirette sono esportate, utilizzando la funzione incorporata di LabVIEW, in una tabella salvata come file di Microsoft Excel. Da questi file è possibile ricavare le curve che sono presentate nel capitolo successivo per operare il confronto tra la baseline e la strategia di Demand Response.

4 RISULTATI

In questo capitolo sono riportati i grafici, ricavati a partire dalle letture dei dati fatte da LabVIEW, relativi ad alcune grandezze di interesse per il confronto tra le due strategie. Prima sono presentati i grafici relativi alla baseline, con un set point fisso della temperatura interna pari a 20 °C e successivamente quelli riguardanti l'applicazione della strategia di Demand Response. In entrambi i casi le prove sono state avviate quando la temperatura di mandata dell'acqua ha raggiunto i 55 °C circa e le condizioni al contorno per il calcolo della temperatura dell'aria prevedevano che le pareti dell'involucro e l'aria stessa fossero alla temperatura di 20 °C all'istante iniziale.

4.1 BASELINE

Di seguito sono presentati i grafici relativi alle misurazioni del caso baseline, quindi dei grafici che rappresentano il funzionamento tradizionale di una pompa di calore utilizzata per mantenere un ambiente alla temperatura desiderata.

4.1.1 Temperatura interna dell'edificio

Il grafico seguente mostra la temperatura dell'aria interna all'edificio durante l'intera prova. Si può notare che la temperatura, una volta raggiunta la condizione di regime, oscilla tra 19,95 °C e 20,05°C, ovvero si mantiene nell'intorno di 20 °C, cioè il valore richiesto per la temperatura interna dell'edificio. Il fatto che il valore della temperatura rimanga pressoché costante si realizza grazie al controllo da parte del PID.

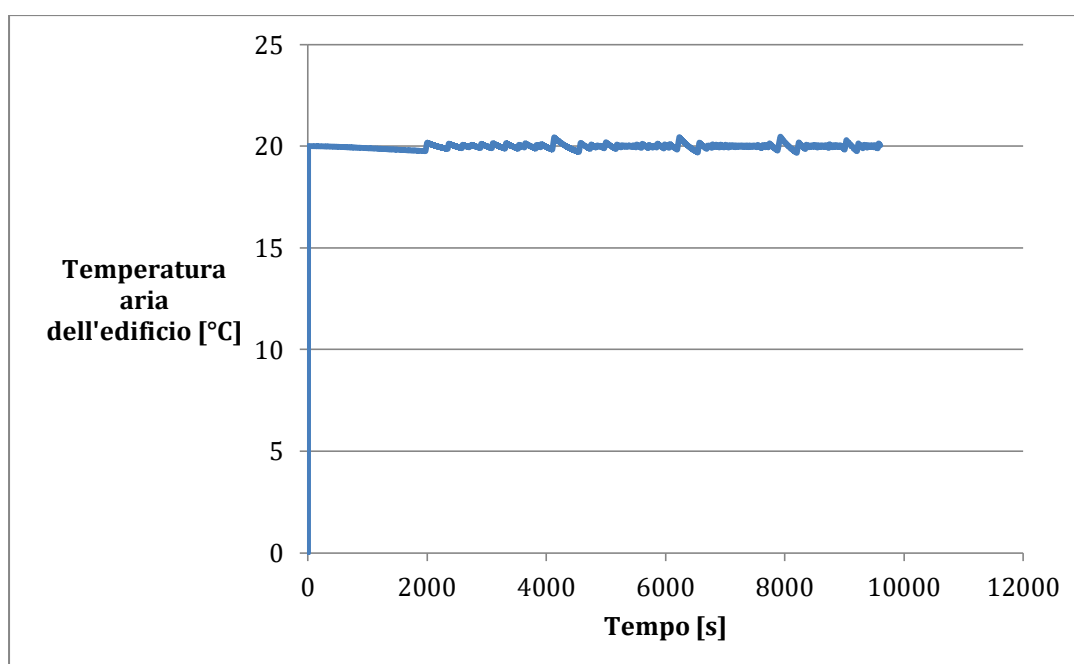


Figura 19-Andamento della temperatura interna dell'edificio (baseline).

4.1.2 Potenza elettrica assorbita

Il grafico riportato in figura 20 rappresenta la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore durante le otto ore di test. È possibile osservare come durante i momenti in cui il compressore è inattivo tale potenza assume valori vicini ai 170 W, a causa del consumo da parte degli organi ausiliari come il ventilatore di adduzione dell'aria esausta e la pompa di ricircolo.

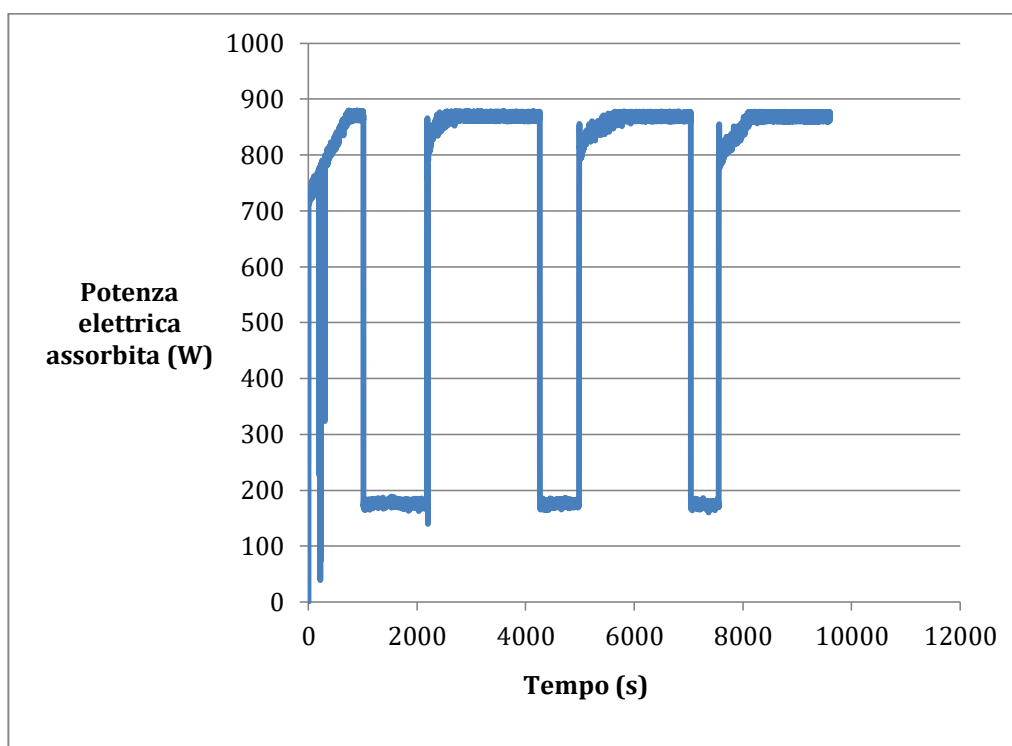


Figura 10-Andamento della potenza elettrica assorbita (baseline).

Durante l'attività da parte del compressore il consumo si innalza ad oltre 800 W. Questo innalzamento del consumo di potenza elettrica è dovuto al fatto che quando la temperatura dell'aria interna all'edificio si abbassa il sistema di riscaldamento si attiva ed al consumo degli organi ausiliari si aggiunge quello del compressore.

4.1.3 Potenza termica ceduta

La curva rappresentata in figura 21 rappresenta la potenza termica ceduta, il valore assunto da tale grandezza è filtrato grazie alla soglia di portata impostata nel flussimetro elettromagnetico. In particolare quando il sistema di riscaldamento è inattivo il valore di tale grandezza è nullo, mentre quando il sistema è attivo tale grandezza assume valori intorno ai 2000 W.

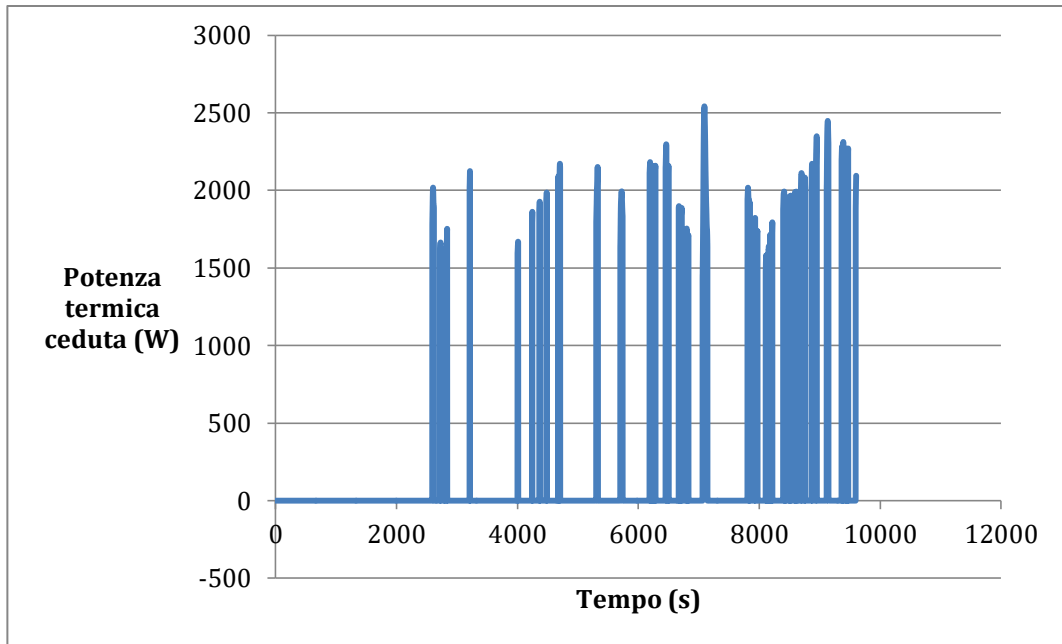


Figura 11-Andamento della potenza termica ceduta (baseline).

4.1.4 COP

Il COP rappresenta l'efficienza della pompa di calore, l'andamento rappresentato in figura 22, si ricava dal rapporto tra i valori della potenza termica ceduta e della potenza elettrica assorbita durante l'intera prova. Essendo definito da tale rapporto il COP assume valori nulli quando è nulla la potenza termica ceduta e valori maggiori di zero quando la potenza termica ceduta è positiva.

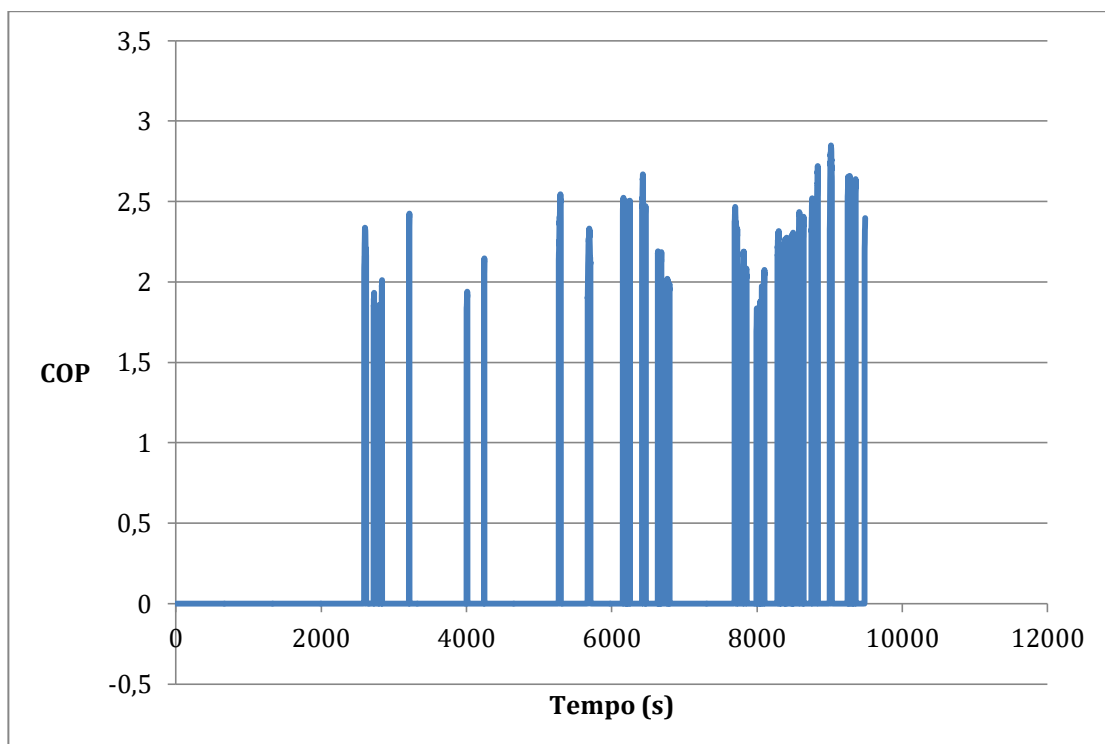


Figura 12-Andamento del COP (baseline).

4.2 CASO STUDIO CON DEMAND RESPONSE

In questo paragrafo sono presentati i dati ottenuti dalle misurazioni nelle quali è stata applicata la strategia di Demand Response studiata. Le condizioni al contorno sono le stesse del caso tradizionale, ma i set point della temperatura sono quelli ottenuti con la metodologia descritta nel paragrafo 2.2.

4.2.1 Temperatura interna dell'edificio

L'andamento della temperatura interna dell'edificio durante l'intera prova è rappresentato in figura 23. Da tale andamento è possibile notare come l'inerzia termica dell'edificio freni il raffreddamento dell'aria interna facendo sì che la temperatura rimanga al di sopra dei set point più bassi, nonostante il sistema di riscaldamento non somministri calore. Questa inattività da parte del sistema di riscaldamento coincide con i momenti in cui il costo dell'energia elettrica è maggiore, facendo sì che si riducano sia i consumi sia i costi.

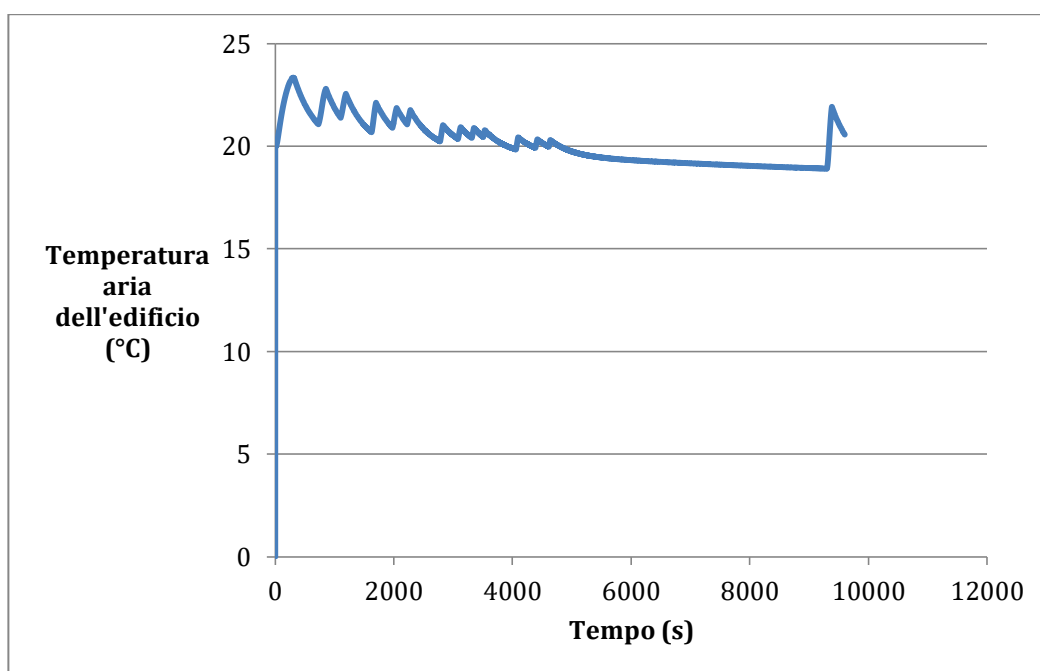


Figura 13-Andamento della temperatura interna dell'edificio (DR).

4.2.2 Potenza elettrica assorbita

A differenza di quanto accade nel caso tradizionale, con l'utilizzo della strategia di DR la potenza elettrica assorbita assume valori massimi solo per brevi intervalli di tempo corrispondenti ai momenti di attività del compressore. Il compressore si attiva quando la temperatura dell'acqua di mandata raggiunge i valori minimi di soglia e si spegne quando la temperatura dell'acqua di mandata raggiunge i valori massimi. Oltre a questo azionamento necessario a mantenere alla giusta temperatura l'acqua di

mandata, dalla figura 24, è possibile notare una corrispondenza tra i periodi di richiesta di calore da parte dell'edificio e il funzionamento del compressore.

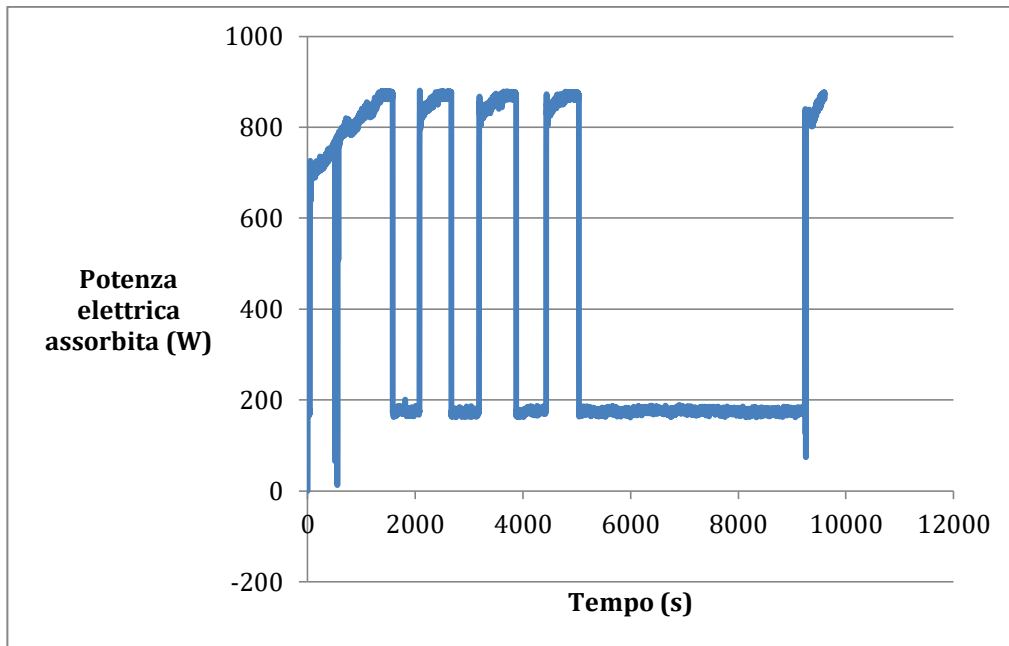


Figura 14-Andamento della potenza elettrica assorbita (DR).

4.2.3 Potenza termica ceduta

Come avviene nel caso baseline, dalla curva di figura 25, si nota che la richiesta di calore diminuisce fino ad azzerarsi quando la temperatura dell'aria interna all'edificio viene mantenuta su valori accettabili dall'inerzia termica dell'edificio.

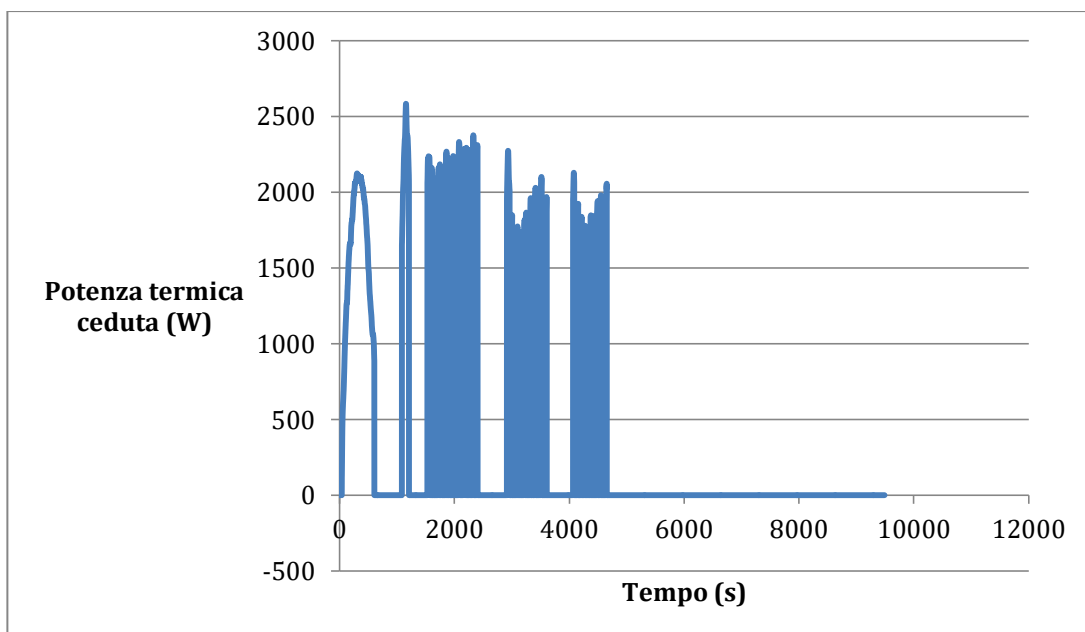


Figura 15-Andamento della potenza termica ceduta (DR).

4.2.4 COP

Analogamente al caso tradizionale, il COP viene valutato come rapporto tra i valori della potenza termica ceduta e quelli della potenza elettrica assorbita durante l'intera prova. Il COP, quindi risulterà essere nullo quando è nulla la potenza termica ceduta e positivo quando la potenza termica ceduta è positiva. L'andamento del COP è mostrato in figura 26.

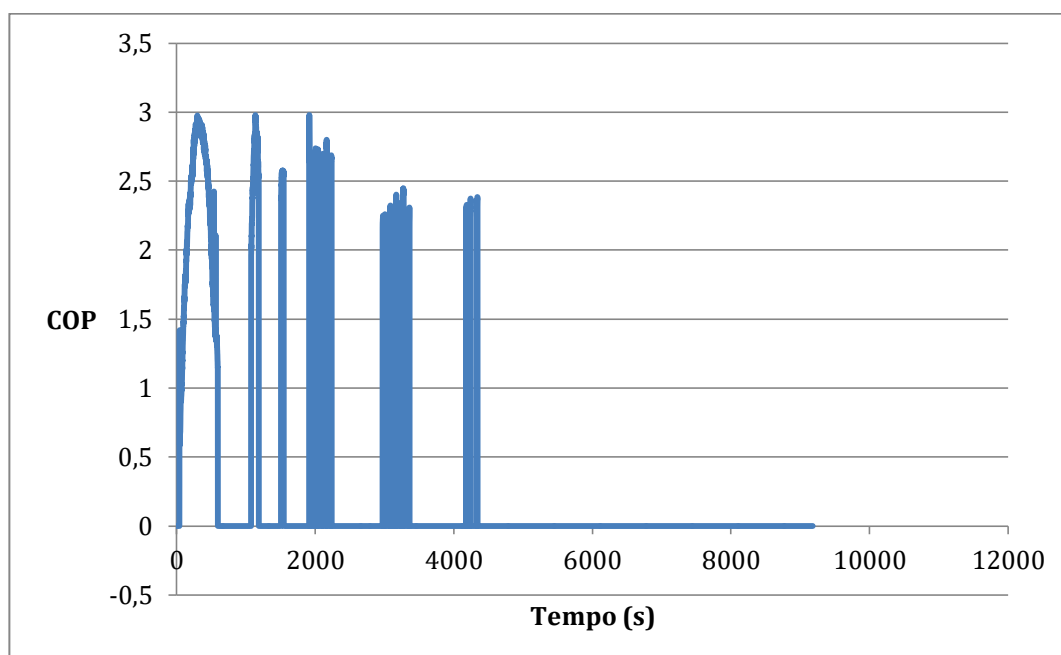


Figura 16-Andamento del COP (DR).

4.3 DISCUSSIONE

In questo paragrafo si procede al confronto tra i dati ottenuti nelle due situazioni analizzate, la baseline e la DR, per valutare le differenze tra le due strategie ed evidenziare l'efficacia della strategia di Demand Response proposta sia a livello di consumi e costi sia a livello di comfort termo-igrometrico.

4.3.1 Osservazioni qualitative

Dal confronto degli andamenti della potenza elettrica assorbita rappresentato in figura 27, è possibile notare che sia nel caso baseline sia in quello con la DR il compressore si attiva quando c'è un'elevata richiesta di potenza termica da parte dell'edificio. In particolare nel caso baseline il compressore si attiva quando la temperatura interna dell'edificio scende sotto al set point e rimane attivo per intervalli di tempo molto ampi. Nel caso con DR il compressore si attiva quasi all'inizio della prova, a causa dell'elevata richiesta termica, dovuta al fatto che il costo dell'energia elettrica è basso e quindi il set point di temperatura è elevato, ma gli intervalli di tempo in cui il compressore è attivo sono meno prolungati grazie all'inerzia termica dell'edificio.

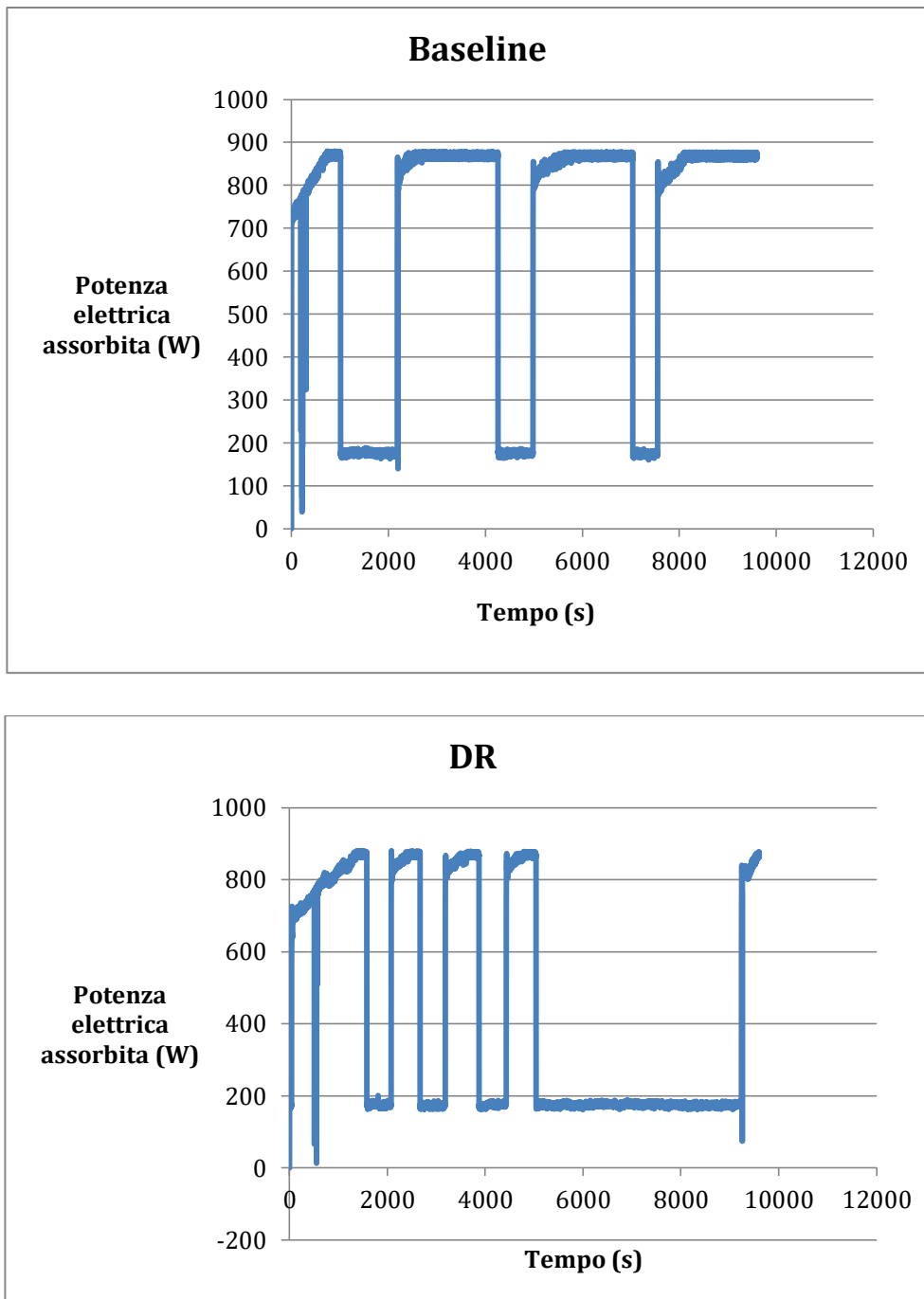


Figura 17-Confronto fra le potenze elettriche assorbite.

In figura 28 vengono messi a confronto gli andamenti della potenza termica ceduta nelle due situazioni. Da tale confronto si evince come nel caso baseline la richiesta di potenza termica da parte dell'edificio sia più prolungata nel tempo rispetto al caso con DR.

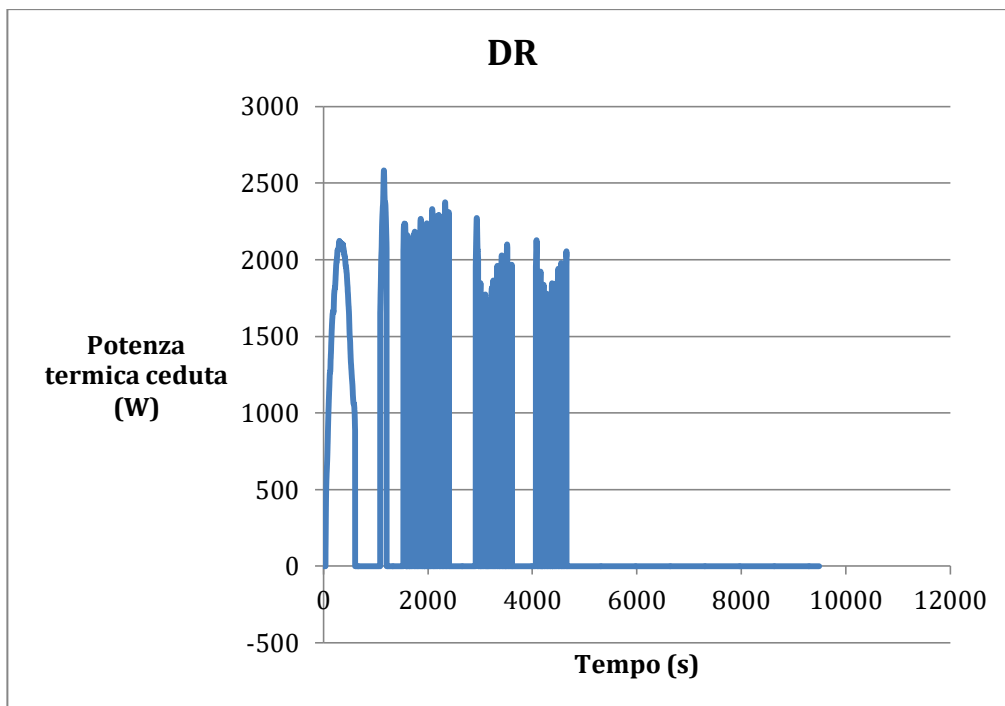
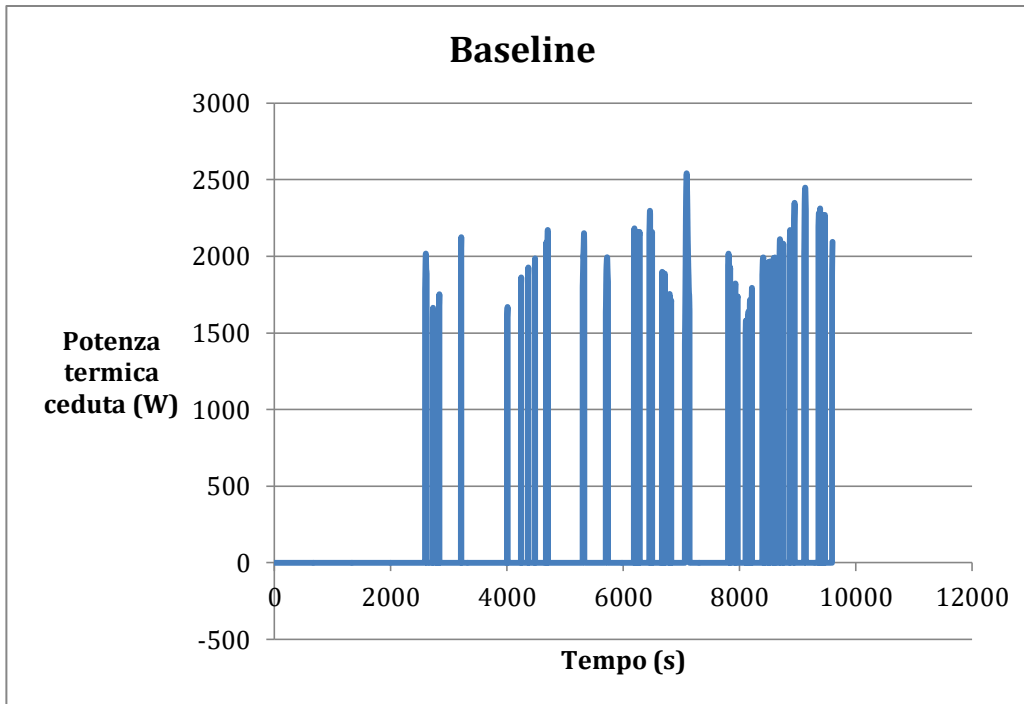


Figura 18-Confronto fra le potenze termiche cedute.

Infine vengono confrontati gli andamenti del COP delle due prove nei grafici di figura 29, è possibile notare come i valori del COP per i due casi si mantengono su valori simili, quindi la pompa di calore lavora con la stessa efficienza sia nel caso baseline sia nel caso con DR.

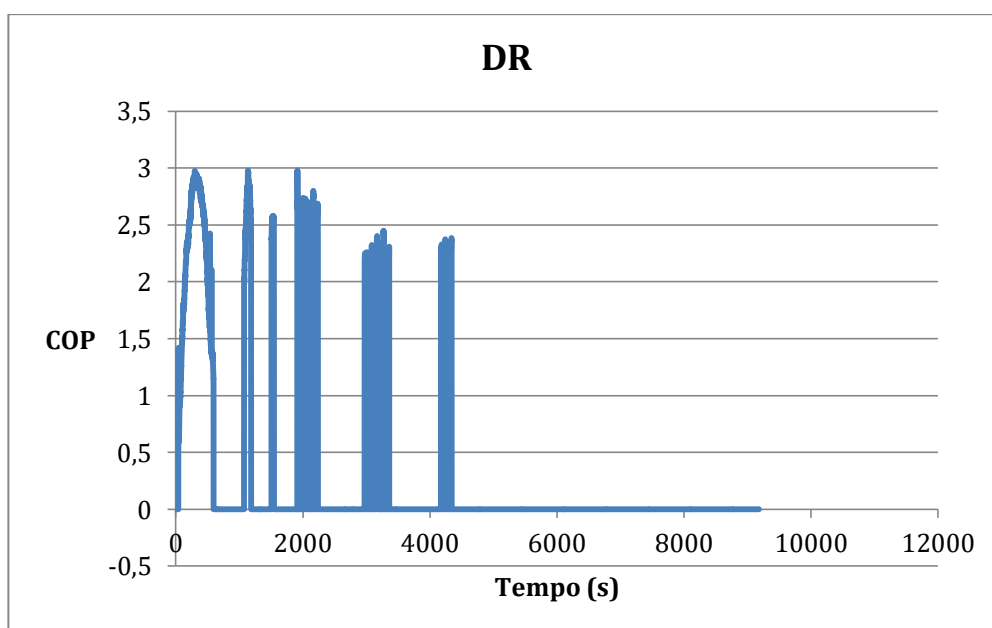
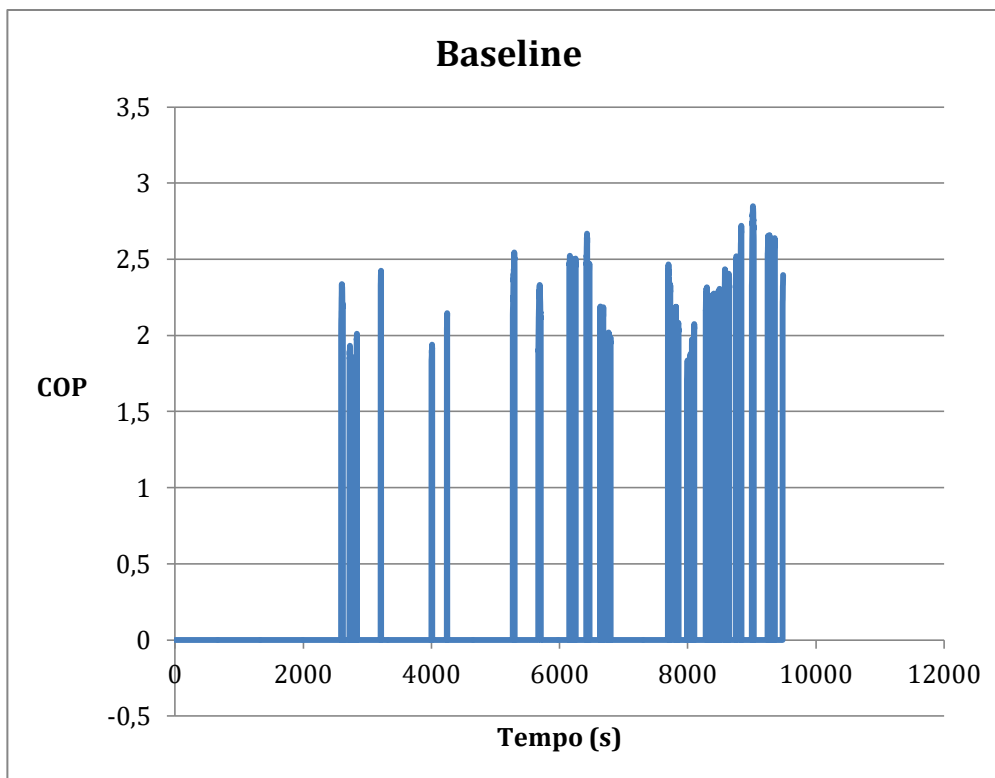


Figura 19-Confronto fra i COP.

4.3.2 Consumi e costi

Per il calcolo del consumo di energia elettrica durante l'intera prova, si moltiplica ciascun valore di potenza rilevato per l'intervallo trascorso tra un campione e il successivo. In seguito si procede a sommare tutti i contributi per ottenere il consumo totale:

$$E_{ass} = \frac{1}{3600} \sum_i P_{assi} \Delta t \quad (12)$$

Per calcolare il costo totale per il funzionamento della pompa durante tutta la durata della prova si moltiplicano gli i-esimi contributi di energia consumata per PUN relativo a ciascun intervallo, successivamente si procede alla sommatoria di tutti i costi i-esimi per calcolare il costo totale:

$$C = \sum_i E_{assi} PUN_i \quad (13)$$

I valori calcolati relativi ai consumi ed ai costi delle due strategia sono riepilpogati nella tabella seguente:

Tabella 5-Consumi e costi totali relativi ai due casi

CASO	CONSUMO [kWh]	COSTO [EUR]
Baseline	5.471	0.287
Demand Response	3.378	0.157
Variazione	-61.7%	-54.7%

Si può quindi notare una significativa riduzione sia per quanto riguarda i consumi, sia per quanto riguarda i costi. In particolare tale riduzioni estese ad un a

4.3.3 Comfort termo-igrometrico

Per la valutazione del benessere termo-igrometrico all'interno dell'edificio si utilizza indici gobele PMV (Predicted Mean Vote). L'indice globale PMV, proposto da Fanger nel 1970, consente di prevedere il voto medio espresso dagli occupanti un dato ambiente, ipotizzando di chiedere a ciascuno di loro un giudizio della sensazione nei riguardi del microclima [19]. I valori di riferimento per tale indice sono:

Tabella 6-Valori di riferimento del PMV

VOTO	SENSAZIONE
+3	Molto caldo
+2	Caldo
+1	Leggermente caldo
0	Neutro
-1	Leggermente freddo
-2	Freddo
-3	Molto freddo

Il PMV è valutato a partire dalle seguenti equazioni:

$$CT = (M - W) - (R^* - C^* - E_d^* - E_{sw}^* - E_{ve} - C_{ve}) \quad (14)$$

$$E_{sw} = 0.42[(M - W) - 58.2] \quad (15)$$

$$T_{sw} = 35.7 - 0.0275(M - W) \quad (16)$$

dove CT rappresenta il carico termico, M rappresenta la potenza unitaria prodotta dal metabolismo, R^* rappresenta la potenza termica unitaria dispersa per irraggiamento, C^* rappresenta la potenza termica unitaria dispersa per convezione, E_d^* rappresenta la potenza termica unitaria dispersa per diffusione attraverso la pelle, E_{sw}^* rappresenta la potenza termica unitaria dispersa per sudorazione attraverso la pelle e E_{ve} e C_{ve} rappresentano rispettivamente la potenza termica unitaria dispersa nella respirazione come calore latente e come calore sensibile.

$$PMV = 0.303e^{-0.036M} + 0.028]CT \quad (17)$$

Per il calcolo del PMV relativo alle due prove si utilizza un modello semplificato che permette di calcolare il PMV a partire soltanto dalla temperatura dell'aria interna all'edificio e dall'umidità relativa presente nell'ambiente:

$$PMV = aT + bP_v - c \quad (18)$$

dove a , b e c sono dei coefficienti ricavati sperimentalmente, T è la temperatura interna all'edificio e P_v è la pressione parziale di vapore d'acqua [20].

Considerando un'umidità relativa del 50%, un valore di resistenza termica del vestiario tra 0.5 e 1 clo ed utilizzando i coefficienti validi per entrambi i sessi, si ottengono i valori del PMV presenti in figura 31. Nelle misurazioni con la baseline il PMV oscilla di meno rispetto alle misurazioni con la DR, in particolare nel caso della baseline il PMV si mantiene sempre nell'intorno di -0.2, mentre nel caso con DR il PMV oscilla tra 0.2 e -0.2. Complessivamente in entrambi i casi, essendo i valori del PMV vicino allo zero, viene mantenuto un buon livello di comfort termi-igrometrico all'interno dell'edificio.

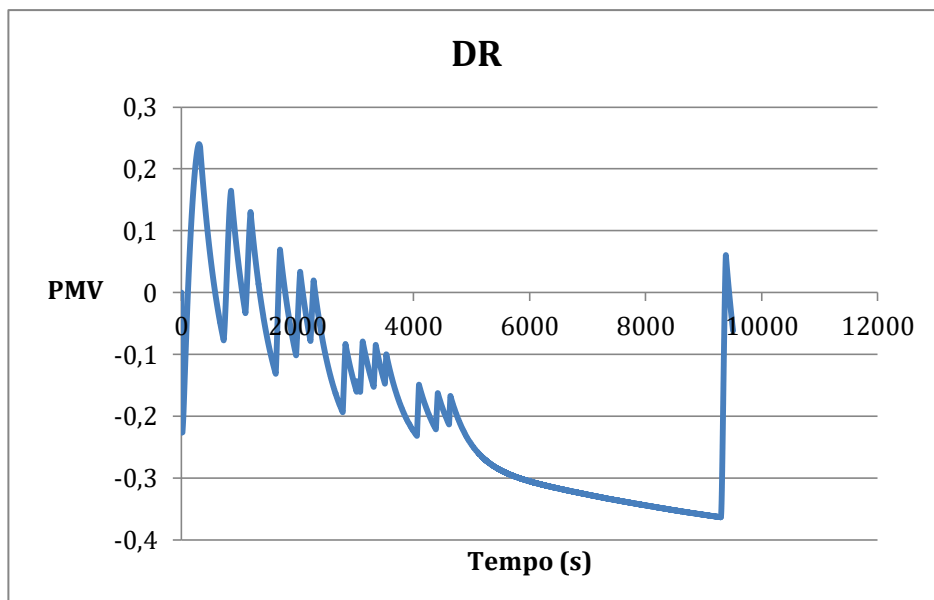
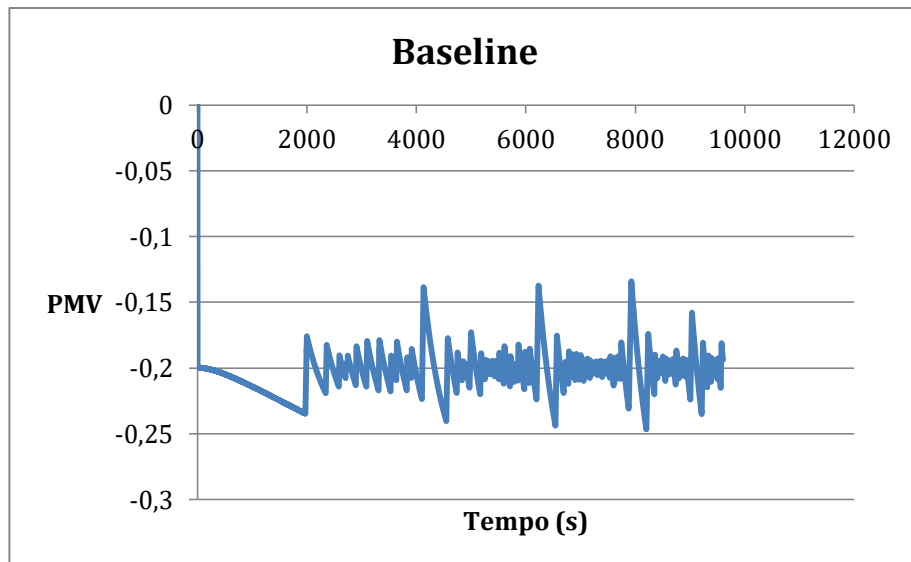


Figura 20-Confronto fra i PMV.

5 CONCLUSIONI

In questa tesi riguardante un lavoro svolto presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienza Matematiche dell'Università Politecnica delle Marche, si è analizzata una strategia di Demand Response basata sul PUN applicata ad un pompa di calore che riscalda un edificio.

Dal confronto tra i dati della baseline e quelli della DR, relativamente alle grandezze di interesse, è stato possibile evidenziare l'efficienza della pompa nei due casi, i consumi, i costi ed il comfort termo-igrometrico all'interno dell'edificio. Tale confronto inoltre mette in risalto la validità della strategia proposta perché essa garantisce una riduzione dei consumi, dei costi e garantisce un buon livello di comfort all'interno dell'edificio. In particolare i consumi si sono ridotti da 5.471 kWh nel caso della baseline a 3.378 kWh nel caso della DR, stessa sorte hanno avuto i costi che sono passati da 0.287 EUR a 0.157 EUR, infine per quanto riguarda il livello di comfort termo-igrometrico mantenuto all'interno dell'edificio, esso nella prova con DR ha delle oscillazioni maggiori rispetto al caso baseline in quanto oscilla tra +0.2 e -0.2, tali valori possono essere considerati come buoni se si pensa che lo zero è la condizione di neutralità termica.

Alcuni limiti del modello utilizzato per le misurazioni sono rappresentati dal microclima presente all'interno del laboratorio, infatti la temperatura all'interno del laboratorio influenza le misurazioni. In particolare le misurazioni utilizzate per l'analisi svolta in questa tesi sono state svolte nei mesi di giugno e luglio, nei quali la temperatura all'interno del laboratorio superava i 30 °C, è stato quindi necessario scegliere i parametri del PID, come la banda proporzionale, in modo da far sì che il PID reagisse alle variazioni di temperatura dell'edificio risentendo il meno possibile della temperatura presente all'interno del laboratorio.

Gli sviluppi futuri di questa attività sono numerosi, ad esempio si potrebbe utilizzare una pompa di calore dotata di tecnologia ad inverter in grado di modulare la potenza del compressore, oppure si potrebbe migliorare il modello di assorbimento di potenza termica da parte dell'edificio simulando che essa venga fornita all'edificio tramite terminali come ventilconvettori, prolungando la durata della prova a ventiquattro ore, riuscendo così a stimare in modo più accurato grandezze come i consumi ed i costi.

Un ulteriore sviluppo futuro della prova potrebbe essere quello di applicare la stessa strategia di Demand Response, con la stessa pompa di calore, ad applicazioni come il raffrescamento e la produzione di acqua calda sanitaria. In particolare per l'applicazione alla produzione di acqua calda sanitaria sarebbe necessario sostituire il modello che simula l'edificio con un accumulatore di acqua calda e valutare la capacità di fornire l'acqua calda sanitaria ogni volta che viene richiesta dall'utilizzatore limitandone consumi e costi di produzione.

Bibliografia

1. Fischer, D., & Madani, H. (2017). On heat pumps in smart grids: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 70, 342-357.
2. Haider, H. T., See, O. H., & Elmenreich, W. (2016). A review of residential demand response of smart grid. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 59, 166-178.
3. <https://www.icaro-srl.eu/come-funziona-una-pompa-di-calore/> (ultimo accesso: 08/09/2021 17:11)
4. Casali, E. (2015). *Pompe di calore: Tipologie, progettazione e benefici nell'utilizzo*. Dario Flaccovio Editore.
5. https://amslaurea.unibo.it/9312/1/Alessandrini_Marco_tesi.pdf
6. Willem, H., Lin, Y., & Lekov, A. (2017). Review of energy efficiency and system performance of residential heat pump water heaters. *Energy and Buildings*, 143, 191-201.
7. Tuballa, M. L., & Abundo, M. L. (2016). A review of the development of Smart Grid technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 59, 710-725.
8. Siano, P. (2014). Demand response and smart grids—A survey. *Renewable and sustainable energy reviews*, 30, 461-478.
9. Haider, H. T., See, O. H., & Elmenreich, W. (2016). A review of residential demand response of smart grid. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 59, 166-178.
10. Faria, P., & Vale, Z. (2011). Demand response in electrical energy supply: An optimal real time pricing approach. *Energy*, 36(8), 5374-5384.
11. Yang, L., Dong, C., Wan, C. J., & Ng, C. T. (2013). Electricity time-of-use tariff with consumer behavior consideration. *International Journal of Production Economics*, 146(2), 402-410.
12. Coccia, G., D'Agaro, P., Cortella, G., Polonara, F., & Arteconi, A. (2019). Analisi della gestione della domanda di un sistema integrato di HVAC, refrigerazione e pompa di calore ad anello di un supermercato. *Ingegneria termica applicata*, 152, 543-550.
13. https://www.centrogalileo.it/nuovaPA/Articoli%20tecnici/Fantoni/liquido%20al%20compressore_103.htm (ultimo accesso: 17/09/2021 12:21).
14. <https://errepi-sas.it/termocoppie-e-termoresistenze/termocoppie-e-termoresistenze/> (ultimo accesso: 17/09/2021 17:18).
15. Giorgetti Tommaso, *Progettazione e realizzazione di un banco prova per la caratterizzazione di un evaporatore per una pompa di calore ad aria esausta*, Tesi di laurea magistrale, Università Politecnica delle Marche, A.A., 2012/2013, relatore Prof. Ing. Fabio Polonara.
16. <https://www.celmi.com/prodotti/sensori-di-pressione/wtr01.html> (ultimo accesso: 17/09/2021 17:34).

17. <http://www.studiocaster.it/settori-di-attivita/campagne-misura-e-noleggio-strumenti/analizzatore-di-rete-ht-pqa820/> (ultimo accesso: 17/09/2021 18:17).
18. Dispense del corso di Misure Meccaniche e Termiche, Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica, A.A. 2020/2021. Ing. Gian Marco Revel.
19. Dispense del corso di Impianti Termotecnici, Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica, A.A. 2020/2021. Ing. Gianluca Coccia.
20. C. Buratti, P. Ricciardi, M. Vergoni, HVAC systems testing and check: A simplified model to predict thermal comfort conditions in moderate environments, Applied Energy, Volume 104, 2013, Pages 117-127, ISSN 0306- 261