



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile



Ministero della Transizione Ecologica



Ricerca di Sistema elettrico

Studio di tecnologie power to heat to power per l'uso in edifici residenziali e del terziario

G. F. Frate, A. Liponi, L. Ferrari, A. Baccioli, U. Desideri

STUDIO DI TECNOLOGIE POWER TO HEAT TO POWER PER L'USO IN EDIFICI RESIDENZIALI E DEL TERZIARIO

G. F. Frate, A. Liponi, L. Ferrari, A. Baccioli, U. Desideri
(Dipartimento di ingegneria dell'energia, dei sistemi, del territorio e delle costruzioni-DESTeC, Università di Pisa, Largo Lucio Lazzarino 1, 56122, Pisa)

Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico (oggi Ministero della Transizione Ecologica) - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo: *N. 1 - Tecnologie*

Progetto: *1.5 - Tecnologie, tecniche e materiali per l'efficienza energetica ed il risparmio di energia negli usi finali elettrici degli edifici nuovi ed esistenti*

Work package: *3 - Componenti e impianti innovativi per incrementare l'efficienza energetica e l'uso delle fonti rinnovabili negli edifici*

Linea di attività: *LA3.15 - Studio di tecnologie power to heat to power per l'uso in edifici residenziali e del terziario*

Responsabile del Progetto: Giovanni Puglisi, ENEA

Responsabile del Work package: Biagio Di Pietra, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Sistemi innovativi di accumulo energetico per edifici residenziali e del terziario"*

Responsabile scientifico ENEA: Paolo Sdringola

Responsabile scientifico DESTeC – Università di Pisa: Prof. Umberto Desideri

Indice

SOMMARIO	4
1 INTRODUZIONE	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI	6
2.1 DESCRIZIONE ED ANALISI DI LETTERATURA DELLE TECNOLOGIE DI ACCUMULO POWER-TO-HEAT-TO-POWER.....	6
2.2 PUMPED THERMAL ELECTRICITY STORAGE CON INTEGRAZIONI DI ENERGIA TERMICA (TI-PTES)	9
2.3 POMPE DI CALORE AD ALTA TEMPERATURA (POWER-TO-HEAT)	14
2.3.1 <i>Architettura di ciclo delle pompe di calore ad alta temperatura</i>	14
2.3.2 <i>Scelta del fluido operativo della HTHP in funzione dei livelli di temperatura operativa</i>	15
2.3.3 <i>Selezione delle tecnologie dei componenti della HTHP</i>	18
2.4 CICLI RANKINE ORGANICI (ORC) PER LA CONVERSIONE DELL'ENERGIA TERMICA A BASSA TEMPERATURA (HEAT-TO-POWER).....	19
2.4.1 <i>Architettura di ciclo per il recupero e la conversione di energia termica a bassa temperatura</i>	20
2.4.2 <i>Scelta del fluido operativo dell'ORC in funzione dei livelli di temperatura operativa</i>	20
2.4.3 <i>Selezione delle tecnologie dei componenti dell'ORC</i>	21
2.5 ACCUMULI TERMICI PCM PER APPLICAZIONI TI-PTES.....	22
2.6 CASI STUDIO ANALIZZATI	23
2.7 USO DELL'ENERGIA RINNOVABILE IN AMBITO RESIDENZIALE	24
2.7.1 <i>Energia rinnovabile elettrica</i>	25
2.7.2 <i>Energia rinnovabile termica</i>	27
2.8 METODOLOGIA DI ANALISI DELLE PRESTAZIONI DEL SISTEMA DI ACCUMULO TI-PTES	27
2.8.1 <i>Introduzione al problema di ottimizzazione, definizione della funzione obiettivo e orizzonte temporale ottimizzato</i>	27
2.8.2 <i>Definizione dei KPI di interesse</i>	30
2.8.3 <i>Modellazione della HTHP in condizioni di funzionamento nominale e non-nominale</i>	31
2.8.4 <i>Modellazione dell'ORC in condizioni di funzionamento nominale e non-nominale</i>	34
2.8.5 <i>Modellazione del PCM in condizioni di funzionamento nominale e non-nominale</i>	38
2.8.6 <i>Modellazione dei componenti rimanenti</i>	42
2.8.7 <i>Dimensionamento dei componenti del sistema</i>	44
2.8.8 <i>Definizione formale del problema di ottimizzazione e dei vincoli</i>	45
2.8.9 <i>Definizione dei casi e degli scenari analizzati</i>	50
2.9 RISULTATI E DISCUSSIONE	51
2.9.1 <i>Esempi degli andamenti temporali dei profili di carica e scarica dell'accumulo TI-PTES</i>	51
2.9.2 <i>Numero di cicli annuali ed efficienze di round trip</i>	54
2.9.3 <i>Impatto dell'uso delle tecnologie di accumulo TI-PTES sul costo operativo e sulle emissioni di CO2</i>	57
2.9.4 <i>Analisi economica e considerazioni sulla fattibilità pratica del TI-PTES in ambito residenziale</i>	62
3 CONCLUSIONI	66
3.1 CONCLUSIONI DELLO STUDIO	66
3.2 LIMITAZIONI DELLO STUDIO E SVILUPPI FUTURI.....	67
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	68

Sommario

Lo studio valuta l'impatto dell'utilizzo di tecnologie di accumulo power-to-heat-to-power nell'ambito degli edifici dal punto di vista ambientale ed economico.

Dopo avere effettuato un'analisi della letteratura dedicata a queste tecnologie ed aver selezionato le configurazioni maggiormente adatte agli ambiti residenziali e del terziario, le prestazioni di due sistemi power-to-heat-to-power sono state simulate su base annuale per quattro casi studio, localizzati in parti diverse della penisola italiana.

Il funzionamento delle tecnologie di accumulo power-to-heat-to-power è stato modellato, in modo da tenere conto della variazione delle prestazioni dovute ai carichi parziali ed alle condizioni operative non-nominali. In base a questa modellazione è stato possibile ottimizzare il funzionamento del sistema energetico dell'edificio in presenza degli accumuli power-to-heat-to-power e determinare le prestazioni di queste tecnologie di accumulo innovative su base annuale.

I risultati dello studio suggeriscono che le tecnologie di accumulo power-to-heat-to-power riescono effettivamente ad operare con buone prestazioni e a portare significativi benefici dal punto di vista della diminuzione dei costi operativi del sistema. Tuttavia, i benefici economici dovuti all'introduzione degli accumuli power-to-heat-to-power non sono sufficienti a controbilanciare i loro costi capitali. Pertanto, queste tecnologie di accumulo innovative non risultano ad oggi economicamente vantaggiose nel complesso, almeno per quanto riguarda gli scenari ed i casi studio analizzati.

1 Introduzione

In questo studio viene analizzato l'impatto dell'introduzione di tecnologie di accumulo elettrico innovative (power-to-heat-to-power) in ambito residenziale ed in edifici del settore terziario, per promuovere l'integrazione delle energie rinnovabili elettriche (da fonte eolica e fotovoltaica).

Come è noto, l'uso di energie rinnovabili elettriche nell'ambito degli edifici permette di ridurre sensibilmente il consumo di energia primaria, contribuendo a ridurre le emissioni di gas clima alteranti associate al consumo di energia del settore residenziale. Tuttavia, le energie rinnovabili sono caratterizzate da una aleatorietà che ne rende difficile l'accoppiamento con la domanda elettrica. Per ovviare alla mancanza di sincronia fra produzione elettrica e domanda, è possibile utilizzare delle tecnologie di accumulo elettrico che permettono di immagazzinare l'energia in eccesso prodotta dalle rinnovabili ed utilizzarla quando, invece, la produzione non riesce a soddisfare la domanda elettrica dell'edificio. Ad oggi, le tecnologie di accumulo più comunemente utilizzate negli edifici sono rappresentate da batterie agli ioni di litio od altre tecnologie di accumulo elettrochimiche. Queste tecnologie di accumulo sono però caratterizzate da costi che le rendono economicamente svantaggiose e da una vita utile limitata a causa della progressiva degradazione della capacità di accumulo che si può instaurare a causa del continuo utilizzo della batteria. Risulta quindi interessante investigare l'applicazione nell'ambito degli edifici di tecnologie di accumulo diverse e innovative, come quelle power-to-heat-to-power, che sono caratterizzate da bassi costi specifici per kWh stoccato, da una vita utile molto lunga e da una degradazione della capacità di accumulo nel tempo trascurabile.

Le tecnologie power-to-heat-to-power comprendono molti sistemi diversi, ma che condividono lo stesso principio operativo. In queste tecnologie, l'energia elettrica viene accumulata sotto forma di energia termica, permettendo l'utilizzo di materiali di accumulo poco costosi e stabili nel tempo. Oltre ai vantaggi economici, poiché le tecnologie power-to-heat-to-power prevedono la conversione di energia elettrica in energia termica a bassa temperatura, è possibile alimentare la fase di carica, o di scarica, di questi accumuli per mezzo di fonti termiche a bassa temperatura, migliorando, in questo modo, non solo le prestazioni del sistema, ma permettendo anche l'integrazione di diversi vettori energetici (elettrico e termico). Una tale integrazione può rappresentare un modo per integrare nel sistema-edificio una quota maggiore di energia rinnovabile (elettrica e termica), riducendo così ulteriormente l'impatto ambientale del consumo di energia del settore residenziale.

Nello studio, due tecnologie power-to-heat-to-power adatte all'applicazione nell'ambito degli edifici sono state analizzate e confrontate. La prima, denominata hot TI-PTES (thermally integrated pumped thermal energy storage) è basata sull'utilizzo di una pompa di calore ad alta temperatura (HTHP) che converte l'energia elettrica in energia termica e ne permette l'accumulo ad una temperatura maggiore di quella dell'ambiente. Nella fase di scarica, l'energia accumulata per mezzo della HTHP viene convertita nuovamente in energia elettrica per mezzo di un ciclo Rankine organico (ORC) operante a bassa temperatura. La seconda tecnologia, chiamata cold TI-PTES, è distinta dalla prima per il fatto che l'energia termica è accumulata ad una temperatura inferiore a quella ambiente (ed è quindi più corretto parlare di exergia termica). In questo caso, la conversione dell'energia elettrica in effetto utile di raffrescamento (exergia termica a temperatura inferiore di quella dell'ambiente) avviene per mezzo di un Chiller del tutto analogo a quelli utilizzati per il raffrescamento degli edifici. Durante la fase di scarica, l'exergia termica accumulata viene scaricata nuovamente per mezzo di un ORC. In entrambi i casi, sia per il sistema hot TI-PTES che quello cold-TI-PTES, l'accumulo elettrico è assistito da energia termica a bassa temperatura, prodotta da fonte solare. Una tale integrazione di energia termica da fonte rinnovabile permette ai sistemi hot e cold TI-PTES di operare con efficienze elettriche di roundtrip elevate, comparabili con quelle di alcune tecnologie di accumulo elettrochimico.

Nello studio, l'efficacia delle tecnologie power-to-heat-to-power utilizzate nell'ambito degli edifici viene analizzata per quattro casi studio (tre residenziali ed uno del settore terziario), localizzati in tre città diverse d'Italia, in modo da stimare l'impatto dei diversi climi che caratterizzano il territorio nazionale.

Lo studio si articola nelle seguenti parti:

- Analisi di letteratura dedicata all'utilizzo delle tecnologie power-to-heat-to-power in contesti residenziali e del terziario e del loro possibile impatto sull'integrazione delle fonti di energia rinnovabile;
- Analisi di letteratura dedicata ai componenti più innovativi delle tecnologie power-to-heat-to-power, rappresentate, per la fase di carica (power-to-heat), dalle pompe di calore ad alta temperatura (HTHP) e, per la fase di scarica (heat-to-power), dai cicli Rankine organici a bassa temperatura (ORC);
- Analisi dell'impatto delle tecnologie power-to-heat-to-power mediante simulazione del sistema energetico dell'edificio e calcolo delle prestazioni di queste tecnologie di accumulo dal punto di vista dei costi operativi e dei costi capitali.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 *Descrizione ed analisi di letteratura delle tecnologie di accumulo Power-to-heat-to-power*

Le tecnologie Power-to-heat-to-power (PHP) hanno recentemente attratto l'attenzione di molti ricercatori per alcune caratteristiche che le rendono promettenti, come ad esempio l'economicità per kWh accumulato, la stabilità delle prestazioni nel tempo, l'utilizzo di materiali sicuri e non dannosi per l'ambiente e lunga vita operativa.

In letteratura, è possibile rintracciare applicazioni (proposte a livello teorico) di queste tecnologie per le taglie più disparate, da 1 kW a molti MW, ma vi sono pochissimi esempi di sistemi effettivamente realizzati [1].

Una caratteristica peculiare delle tecnologie PHP è che possono essere alimentate utilizzando sia input elettrici che termici rendendo la tecnologia un ibrido tra un accumulatore e un'unità di produzione di energia. In questo caso, il calore necessario può essere a temperatura relativamente bassa ($T \leq 100\text{ }^{\circ}\text{C}$) e può essere quindi prodotto da fonti rinnovabili (solare o geotermico) o dal recupero del calore di scarto [2]. Una tecnologia di accumulo simile è ideale per fungere da nesso tra diversi settori energetici, ad esempio elettrico e termico [1], promuovendo così l'integrazione di settori energetici diversi. Tale caratteristica non caratterizza tutte le tecnologie di stoccaggio e può rappresentare un vantaggio fondamentale rispetto alle tecnologie concorrenti.

Una distinzione importante fra le tecnologie PHP e quelle Power-to-heat (PH) è che la conversione dell'energia elettrica in calore è solo temporanea e l'energia accumulata viene riconvertita in elettricità [3]. Per le tecnologie PHP, la conversione è vantaggiosa per lo stoccaggio, perché il calore è economico da immagazzinare, soprattutto alle basse temperature. In ogni caso, un accumulo PHP possiede la capacità, almeno in teoria di definire percorsi alternativi per la produzione e l'accumulo di energia, rispetto a tecnologie più tradizionali come le batterie agli ioni di litio. Questo può risultare vantaggioso da un punto di vista economico, in quanto diversi studi sottolineano come le tecnologie di accumulo tradizionali abbiano difficoltà a raggiungere prestazioni economiche soddisfacenti, cfr. [4], ad esempio. In questo caso, ricorrendo ad un maggior numero input e/o output e potendo di disporre di vettori energetici diversi, vi è la possibilità di beneficiare di ricavi o risparmi aggiuntivi sui costi operativi.

In letteratura, un numero significativo di tecnologie PHP sono state proposte [5]. Tuttavia, solo poche di queste sono adatte per sfruttare diversi vettori energetici, promuovendo, almeno potenzialmente, l'integrazione di diversi settori energetici che potrebbe migliorare significativamente la flessibilità e la capacità di integrare le energie rinnovabili all'interno dei sistemi energetici. Concentrandosi sulle scale temporali giornaliera e settimanale, particolarmente utili per l'integrazione dell'energia rinnovabile solare ed eolica, tra le tecnologie PHP che meglio si adattano al ruolo di stoccaggio ibrido e di fungere da collegamento tra diversi vettori energetici (elettrici e termici) vi è il Thermally Integrated PTES (TI-PTES), studiato ad esempio in [6–10].

Questa tecnologia è principalmente basata su pompe di calore a compressione di vapore (HP) e motori termici a ciclo Rankine (RC); essa opera ad una temperatura relativamente bassa, solitamente inferiore a $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, ed è quindi adatta anche per applicazioni domestiche. Il TI-PTES è generalmente alimentato da un input elettrico ed uno termico, spesso fornito a temperature comprese nell'intervallo $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, che rappresentano un livello di temperatura ideale per l'ambito residenziale, e più in generale degli edifici,

mentre la generazione di energia termica ad un livello di temperatura maggiore potrebbe presentare delle difficoltà.

Nei sistemi TI-PTES l'energia viene immagazzinata come calore, o più propriamente come exergia termica, mentre, in uscita, la tecnologia può potenzialmente fornire sia energia elettrica che termica [7]. Le HP sono solitamente di dimensioni limitate, sebbene la loro natura modulare consenta applicazioni in teoria anche sulla scala del MW (inteso come potenza elettrica assorbita). In base a queste limitazioni di taglia, i sistemi TI-PTES hanno taglie solitamente comprese nell'intervallo da 10 kW a 1 MW o inferiore. Per questo motivo, il target naturale dei sistemi TI-PTES sono i contesti di dimensioni mini- o micro-, come, ad esempio, il singolo edificio o un aggregato di edifici, fino al distretto cittadino. In ogni caso, le tecnologie TI-PTES risultano particolarmente adatte per applicazioni di accumulo e generazione distribuita, il che si sposa naturalmente con il fatto che l'integrazione tra vettori elettrici e termici richiede la pianificazione e l'ottimizzazione del funzionamento tipica di un contesto con una micro- o mini-grid. Da questo punto di vista, il TI-PTES punta ad essere una *enabling technology* per la gestione sinergica dei carichi elettrici e termici, nell'ambito di micro- e mini-reti e in presenza di vettori multi-energia.

In termini generali, le tecnologie PHP sono solo un caso particolare di una categoria più generale che immagazzina energia elettrica come exergia termica. Una tale distinzione è necessaria perché, nel PHP, il calore è stoccato solamente a temperatura maggiore dell'ambiente. In questo caso, la direzione del flusso di calore coincide con quella dell'exergia e nessuna distinzione è necessaria. Tuttavia, altre tecnologie sono basate sull'accumulare energia a temperatura inferiore rispetto all'ambiente. In questo caso, il flusso di calore ha la direzione opposta a quella dell'exergia e lo stoccaggio viene in realtà caricato rimuovendo il calore ed il termine "power-to-heat-to-power" non può essere usato. Nonostante questa distinzione, i due tipi di tecnologia di accumulo funzionano in modo pressoché identico. La ragione di questo è perché, in entrambi i casi, viene in realtà immagazzinata exergia termica. Tenendo presente queste considerazioni, si può concludere che in questa categoria di tecnologie, denominate Carnot Batteries (CB) ricadono lo PTES [6,7,11] e altre tecnologie analoghe conosciute con altri nomi, [12–17].

Delle CB fa parte anche una tecnologia di accumulo molto studiata, come il Liquid Air Energy Storage (LAES) [18,19] poiché operano secondo lo stesso principio, immagazzinando l'energia elettrica sotto forma di exergia termica.

Di tutte queste tecnologie qui citate, solo lo PTES è veramente adatto per essere utilizzato in applicazioni di piccola scala, come quelle residenziali, ed è anche l'unico che può efficacemente sfruttare fonti di calore a bassa temperatura per migliorare le proprie prestazioni, accoppiando al contempo diversi vettori energetici [1].

All'interno dei sistemi PTES è necessario fare ulteriori distinzioni per riuscire ad individuare quelle tecnologie adatte ad un uso residenziale (piccola scala e bassa temperatura operative). Infatti, i sistemi PTES possono essere ulteriormente classificati in Brayton, Rankine e sistemi ibridi [20], in base ai cicli termodinamici mediante i quali l'energia è caricata e scaricata.

Per sfruttare efficacemente le risorse di calore a bassa temperatura, cioè avvantaggiarsi dell'uso e dell'accoppiamento di vettori energetici termici, è necessario concentrarsi sui soli sistemi Rankine, i quali sono gli unici che possono operare a livelli di temperatura inferiori a 200 °C con prestazioni soddisfacenti. I sistemi Brayton PTES e quelli ibridi possono ottenere prestazioni migliori rispetto ai sistemi Rankine [20], ma devono funzionare a temperature molto più elevate, cioè fino a 500-600 °C e superiori [21,22]. Pertanto, trarrebbero beneficio solo marginalmente da fonti di calore a bassa temperatura, che però sono le uniche facilmente disponibili in ambito residenziale.

Anche fra i sistemi Rankine, molte delle tecnologie proposte sono pensate per applicazioni di larga scala, connesse direttamente alla rete. Tuttavia, spesso in sistemi Rankine PTES di grandi dimensioni la complessità impiantistica è tale che può essere giustificata dal punto di vista economico solo in virtù di una economia di scala impossibile da realizzare nelle applicazioni per micro- e mini-grid.

Sulle scale più piccole, cioè da 1 kW – 1000 kW, i sistemi Rankine PTES sono spesso caratterizzati da un layout semplice, cercando di ridurre il più possibile numero di componenti per ragioni economiche. Cicli Rankine di tali dimensioni utilizzano comunemente cicli a fluidi organici (ORC), ed in generale fluidi organici e refrigeranti

naturali, come l'ammoniaca, sono comunemente proposti per sistemi PTES di piccola taglia, adatti ad applicazioni residenziali o taglia simile.

Layout semplici possono spesso tradursi in prestazioni scadenti come suggerito in [9,23], dove valori di efficienza di roundtrip inferiori al 40% risultano per un sistema Rankine PTES base, o in [12], dove gli autori suggeriscono che prestazioni ancora più basse, intorno a circa il 13%, possono risultare se le inefficienze dovute al funzionamento in part-load ed off-design vengono conteggiate.

Proprio a causa delle basse prestazioni delle tecnologie Rankine PTES di base, esasperate dai layout impiantistici scarni che debbono essere usati in applicazioni di piccola scala per ridurre i costi, che è necessario ricorrere allo sfruttamento di vettori di energia termica aggiuntivi, come proposto in [6,24]. Un tale adattamento, indicato come integrazione termica (TI), permette di realizzare sistemi TI-PTES che, non solo sono caratterizzati da prestazioni migliori dei sistemi Rankine PTES di base, ma possono anche collegare efficacemente diversi vettori energetici come già introdotto in precedenza [7]. In una tale ottica, l'integrazione termica appare sia come una necessità per i sistemi PTES di piccola scala che come un'opportunità e sposta la concorrenza fra le tecnologie di stoccaggio in una direzione in cui le tecnologie elettrochimiche più tradizionali non possono competere direttamente.

Il funzionamento generale dei sistemi PTES (Figura 1) non varia fra sistemi Rankine, Brayton, ibridi o TI-PTES. Durante la carica l'energia elettrica in ingresso viene convertita in exergia termica azionando una pompa di calore (HP) che sposta il calore da un serbatoio termico a temperatura inferiore a un'altra a una temperatura più elevata. Nei sistemi Rankine PTES, la HP è una sostanzialmente una pompa di calore a compressione di vapore. L'exergia termica prodotta durante la carica viene conservata nei serbatoi termici per tutto il tempo necessario. Tuttavia, come è naturale durante questa fase, si verificano delle perdite di exergia termica (perdite termiche), la cui entità aumenta progressivamente nel tempo, fino alla completa autoscarica del sistema, se il tempo atteso è eccessivo. Infine, durante la scarica il PTES converte l'exergia termica immagazzinata in energia elettrica con un ciclo motore, che nel caso del Rankine PTES è un ORC, almeno in applicazioni di piccola taglia. Il processo di carica e scarica idealizzato è riportato in basati sui cicli di Carnot nella Figura 2, dove si vede come il ciclo ideale di carica assorba calore dal serbatoio freddo per cederlo a quello caldo, assorbendo lavoro, mentre il ciclo ideale di scarica assorba il calore dal serbatoio caldo e lo ceda a quello freddo, producendo lavoro.

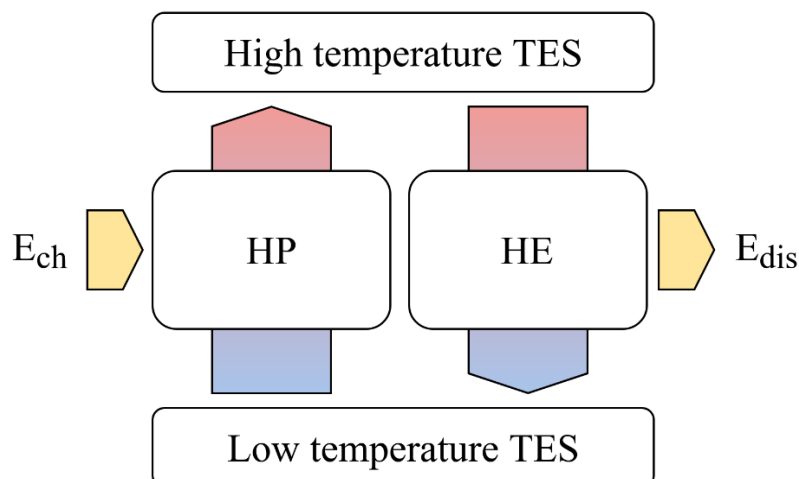


Figura 1. Principio di funzione della tecnologia PTES. Tratto da [1].

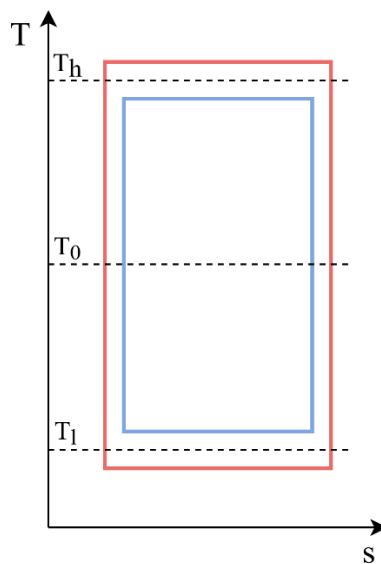


Figura 2. Principio di funzionamento PTES con cicli di Carnot idealizzati. T_h , T_l e T_0 sono rispettivamente la temperatura del serbatoio caldo, del serbatoio freddo e dell'ambiente. Tratto da [1].

2.2 Pumped Thermal Electricity Storage con integrazioni di energia termica (TI-PTES)

Il modo in cui le tecnologie TI-PTES sfruttano le fonti di calore aggiuntive è esemplificato nelle Figura 3 (a) e (b) e nelle Figura 4 (a) e (b), dove i livelli di temperatura dei sistemi TI-PTES sono esemplificati con cicli ideali di Carnot. L'utilizzo delle fonti di calore consente un parziale disaccoppiamento delle temperature di funzionamento della pompa di calore (HP) e del motore termico (HE). In Figura 2 HP e HE sono costretti ad operare utilizzando gli stessi livelli di temperatura, perché entrambi scambiano calore con gli stessi serbatoi termici. Nei sistemi TI-PTES, la fonte di calore si comporta come un serbatoio termico aggiuntivo e HP e HE possono assorbire e cedere calore a livelli di temperatura diversi. HP e HE sono ancora collegati da almeno un serbatoio termico, con il quale entrambi interagiscono alternativamente durante la carica e la scarica. In questo caso, l'ambiente funge da accumulo termico ad alta temperatura o a bassa temperatura, a seconda dei casi esemplificati in Figura 3 (a) e (b). In funzione del livello di temperatura a cui viene accumulata l'exergia termica, il sistema può essere definito un hot TI-PTES, quando l'exergia termica accumulata a temperatura maggiore di quella ambiente, Figura 3 (a), o un cold TI-PTES, quando l'accumulo termico si trova a temperatura inferiore di quella ambiente, come in Figura 3 (b).

I sistemi TI-PTES per applicazioni di piccola scala sono basati su cicli Rankine subcritici diretti e inversi. Pertanto, un HP a compressione di valore viene utilizzata per la carica, mentre un ORC viene utilizzato per la scarica. Per quanto riguarda la configurazione standard di TI-PTES, investigate in letteratura estensivamente [2,6,10,25] fra gli altri, essa comprende almeno quattro scambiatori di calore, due per la HP e due per l'ORC, tre macchine, cioè il compressore della HP e l'espansore e la pompa dell'ORC, ed un Thermal Exergy Storage (TES) per accumulare l'energia termica.

Le tecnologie utilizzate per i componenti TI-PTES variano a seconda delle dimensioni del sistema. Nel caso di sistemi di piccole dimensioni le HP e gli ORC usati sono rappresentati da sistemi commerciali o molto simili a sistemi attualmente in commercio per applicazioni in cui si ha la sola conversione dell'energia termica in elettrica (ORC) o viceversa (HP). Pertanto, benché la realizzazione di un sistema TI-PTES completo sia ancora oggetto di intenso studio, ad es. in [26], soprattutto per validare le prestazioni attese in base agli studi termodinamici di letteratura, il TRL dei singoli componenti (HP e ORC) è alto e questo può permettere di arrivare una commercializzazione della tecnologia TI-PTES in tempi piuttosto rapidi.

In letteratura, i sistemi hot TI-PTES sono più comuni rispetto a quelli cold TI-PTES. Una tale differenza trova una giustificazione sulla base degli studi termodinamici effettuati che suggeriscono come i sistemi hot TI-PTES siano intrinsecamente più efficienti di quelli cold TI-PTES a parità di temperature operative. Tuttavia, raramente i sistemi hot e cold TI-PTES si trovano effettivamente ad operare entro i medesimi livelli di temperatura e nei medesimi momenti, principalmente a causa dei diversi sistemi utilizzati per la carica e lo

stoccaggio dell'energia. Risulta chiaro quindi come un confronto basato puramente su argomenti termodinamici non sia sufficiente per comparare le due tecnologie.

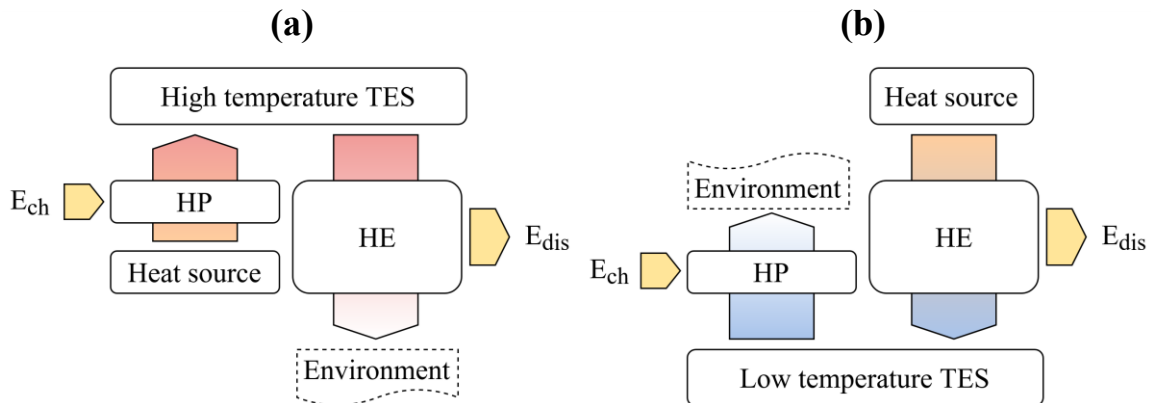


Figura 3. Principio di funzione della tecnologia TI-PTES. (a): hot TI-PTES; (b): cold TI-PTES. Tratto da [1].

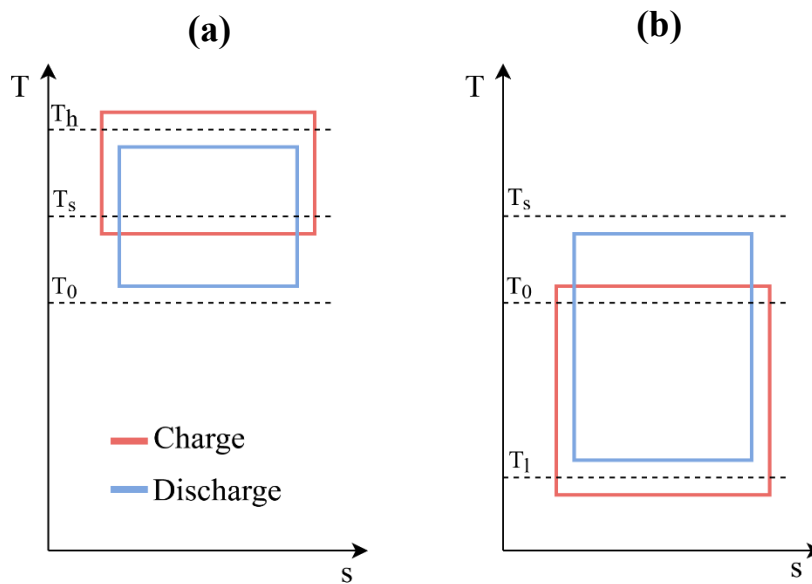


Figura 4. Principio di funzionamento dei sistemi TI-PTES con cicli di Carnot idealizzati. T_h , T_l , T_s e T_0 sono rispettivamente la temperatura del serbatoio caldo, del serbatoio freddo, della sorgente termica a bassa temperatura e dell'ambiente. (a): hot TI-PTES; (b): cold TI-PTES. Tratto da [1].

Per quanto riguarda i sistemi hot TI-PTES, una configurazione di riferimento è quella riportata in Figura 5 (a) studiata in [6,11,24]. In un sistema di questo tipo, la HP opera in un range di temperature superiori a quelle standard, quindi è necessario utilizzare un HP ad alta temperatura, o HTHP. Questa tecnologia di HP è stata ha recentemente oggetto di numerosi studi e pubblicazioni, ad es. [27–31], nelle quali viene investigata l'applicazione industriale di queste tecnologie per il recupero e l'upgrading (aumento di temperatura) del calore di scarto industriale. Una revisione della letteratura scientifica dedicata a questo tipo di componente è riportata nella sezione 2.3.

La configurazione di sistema hot TI-PTES in Figura 5 (b) è analoga a quella di base in Figura 5 (a), ma prevede l'utilizzo della rigenerazione interna in entrambi i sistemi HTHP e ORC. Come è facile immaginare, il principio di funzionamento dei sistemi hot TI-PTES con rigenerazione interna è del tutto identico a quello dei sistemi che ne sono privi. Tuttavia, una tale modifica di layout permette di operare le fasi di carica e scarica con prestazioni migliori, a fronte di una complicazione di impianto tutto sommato modesta. Per questo motivo, la modifica di layout in Figura 5 (b) è generalmente considerata quella con il migliore rapporto prestazioni/costo, ed è comunemente proposto in letteratura, ad es. in [11,32].

Nei sistemi hot TI-PTES, quale che sia il layout interno dei singoli sotto-sistemi, il calore viene fornito all'evaporatore della HTHP generalmente a temperature comprese tra 60 °C e 90 °C [2,6,7,10,33]. In questo range di temperatura la fonte di calore a bassa temperatura può essere rappresentata un sistema di recupero del calore di scarto, un pozzo geotermico, un collettore solare a bassa concentrazione o anche una rete di teleriscaldamento [2,7]. La HTHP assorbe il calore della fonte termica a bassa temperatura all'evaporatore e produce un output termico ad un al livello di temperatura maggiore al condensatore. Tale output termico viene, quindi accumulato nel TES, la cui temperatura può variare. Grazie all'azione della HTHP la temperatura del TES è da 10 K a 80 K superiore a quello della fonte termica a bassa T. La di differenza di temperatura fra fonte termica è influenzata anche da alcune limitazioni tecnologiche delle HTHP che limitano la differenza di temperatura operativa della HTHP a circa 80 K [28]. In aggiunta a queste limitazioni, le HTHP non possono attualmente operare a più di 180 °C – 200 °C, a causa di problemi legati alla possibile degradazione termica del lubrificante del compressore. Una simile limitazione può essere aggirata, ad esempio utilizzando compressori oil-free. Tuttavia, anche in questo caso non è detto che si possa operare a temperature sensibilmente più alte con facilità. Infatti, come discusso nel dettaglio nella sezione 2.3, i comuni fluidi refrigeranti usati nelle HTHP potrebbero andare incontro a decomposizione o parziale degradazione a causa delle alte temperature di esercizio [27].

Nelle Figura 5 (a) e (b) viene utilizzato un TES a due serbatoi per accumulare calore sensibile. Tuttavia, non è raro trovare in lettura applicazioni hot TI-PTES che utilizzano materiali a cambiamento di fase (PCM) per l'accumulo dell'exergia termica (maggiori dettagli in sezione 2.5). L'utilizzo di TES a calore sensibile presenta vantaggi e svantaggi. Da una parte operare con due serbatoi consente di controllare le temperature di carica e scarica ed operare con livelli di temperatura costanti. Inoltre, non si ha nessun problema di stratificazione termica, poiché il fluido caldo e quello freddo non vengono in contatto. Tuttavia, lo svantaggio principale di questa configurazione è la bassa densità energetica, significativamente inferiore rispetto alle soluzioni TES con accumuli PCM e che utilizzano un solo serbatoio con termocline interno (accumulo di calore sensibile stratificato). Soluzioni ibride per i TES sono state proposte in letteratura, cercando di combinare le caratteristiche positive di entrambe le tecnologie PCM e accumuli di calore sensibile, come studiato in [7,34–37], dove due TES in serie sono usati per raccogliere sia il contributo latente che quello sensibile ceduto al condensatore della HTHP ed assorbito all'evaporatore dell'ORC. In questo modo, almeno dal punto di vista termodinamico, il sistema TI-PTES potrebbe operare con prestazioni superiori, garantite dal miglior accoppiamento dei profili di temperatura durante le fasi di carica e scarica. Un sistema hot TI-PTES di questo genere è attualmente in fase di realizzazione [26] e le prestazioni del prototipo potranno confermare se la complicazione impiantistica dovuta al disporre due TES in serie è controbilanciata da un pari incremento delle prestazioni del sistema.

Al confronto dei sistemi hot TI-PTES, in letteratura sono disponibili molti meno esempi di sistemi cold TI-PTES. Un esempio di cold TI-PTES è stato proposto e studiato in [9].

Nel caso di cold TI-PTES l'energia elettrica è immagazzinata sotto forma di exergia termica ad una temperatura inferiore a quella ambiente. Per questo motivo, il TES viene caricato rimuovendo calore, poiché a una temperatura inferiori a quella dell'ambiente, l'exergia termica ed il flusso di calore hanno direzioni opposte e, quando il calore viene rimosso, si registra un flusso di exergia entrante nel TES.

A differenza di quanto accade nei dei sistemi hot TI-PTES, nei quali la fonte termica viene sfruttata durante la fase di carica, in quelli cold TI-PTES l'exergia termica aggiuntiva viene sfruttata in fase di scarica. In questi sistemi di accumulo, la fonte di calore viene utilizzata per aumentare la temperatura di evaporazione dell'ORC, aumentando così l'efficienza della fase di scarica del sistema. L'effetto complessivo è simile a quanto discusso per i sistemi hot TI-PTES, in quanto le prestazioni dell'intero sistema di accumulo vengono migliorate, ma il meccanismo di assorbimento del calore è in qualche modo l'opposto: se nei sistemi hot TI-PTES, la fonte di calore viene utilizzata per aumentare il COP della HTHP, mentre l'efficienza dell'ORC rimane invariata, nei cold TI-PTES la fonte di calore ha l'effetto diretto di migliorare le prestazione dell'ORC, mentre quelle della fase di carica rimangono invariate.

In base a livelli di temperatura operativi dei cold TI-PTES, per la fase di carica, non si ricorre più all'utilizzo di HTHP, ma sono sufficienti semplici Chiller simili, o del tutto analoghi, a quelli utilizzati per il raffrescamento.

Infatti, come spiegato di seguito, i livelli di temperatura ai quali viene accumulata l'exergia termica nei sistemi cold TI-PTES possono essere simili a quelli ai quali viene fornito l'effetto utile di raffreddamento negli edifici. La possibilità di poter utilizzare dei normali Chiller per la carica dei sistemi cold TI-PTES in qualche modo avvantaggia questi sistemi di accumulo, rispetto alla controparte hot TI-PTES, per almeno due motivi. Il primo è che, sebbene esistano alcuni sistemi HTHP disponibili in commercio, l'uso di questa tecnologia è per adesso in massima parte relegato all'ambito industriale [28]. Al contrario, i Chiller per uso residenziale sono una tecnologia utilizzata capillarmente già oggi, con notevoli vantaggi di costo ed esperienza nel trattare ed installare tali sistemi, rispetto alle HTHP. Il secondo motivo è che spesso sono già presenti negli edifici dei sistemi per il soddisfacimento del carico di raffreddamento. In questo caso, l'installazione di un sistema cold TI-PTES potrebbe rivelarsi vantaggiosa dal punto di vista economico, non dovendo introdurre un equipaggiamento dedicato per la fase di carica dell'accumulo, ma potendo disporre dei sistemi di produzione di effetto utile di raffreddamento già presenti in loco.

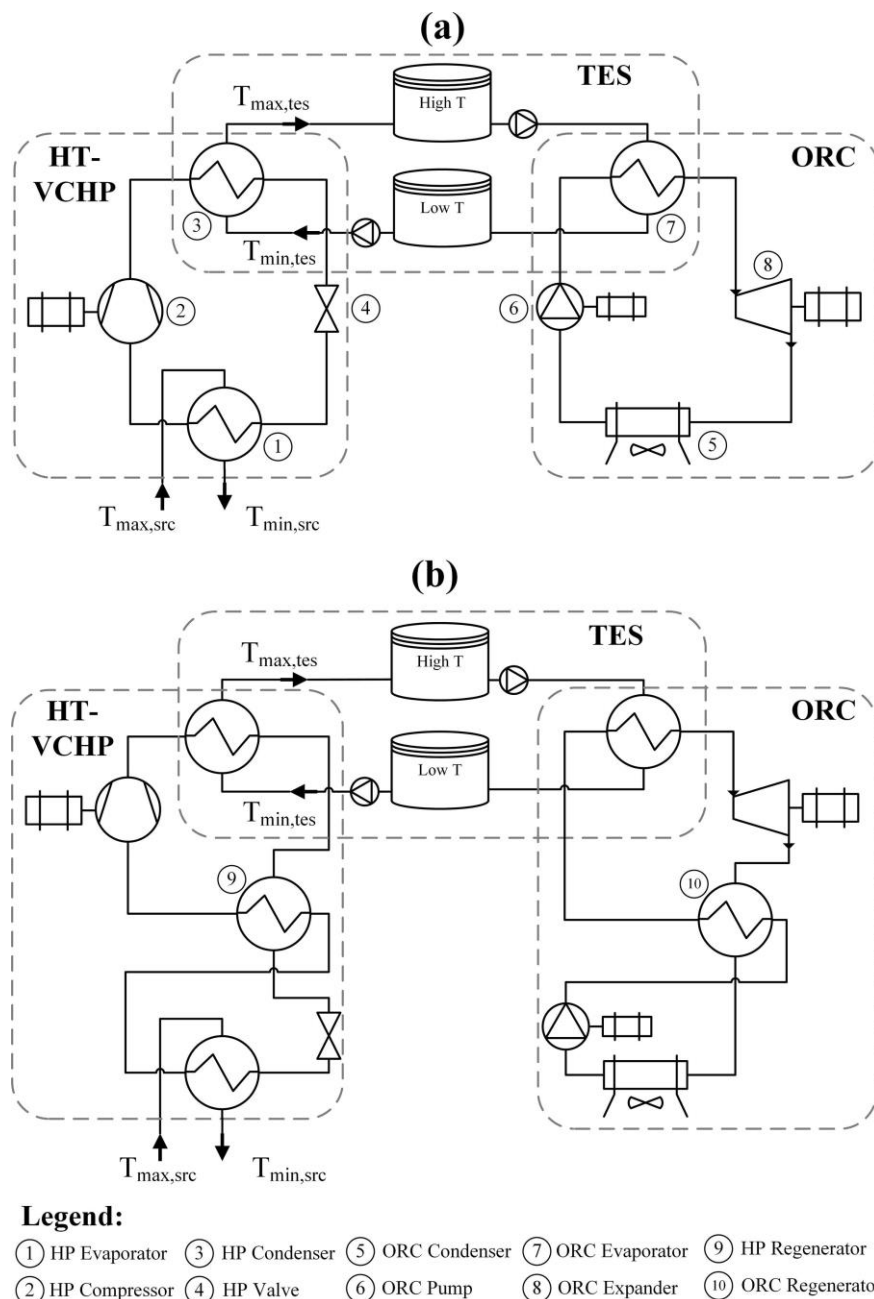


Figura 5. Configurazione impiantistica di alcuni sistemi hot TI-PTES: (a) configurazione priva di rigenerazione interna [6]; (b): configurazione con rigenerazione interna. Tratto da [11].

Nonostante i differenti livelli di temperatura a cui viene stoccata l'exergia termica nei sistemi hot e cold TI-PTES, il livello di temperatura a cui viene sfruttato il calore della fonte termica può essere il medesimo per le due tecnologie. Per questo motivo, le medesime fonti termiche possono essere utilizzate per hot e cold TI-PTES. Nel caso di hot TI-PTES, la fonte termica alimenta l'evaporatore della HTHP, mentre, nel cold TI-PTES, ad essere alimentato dalla fonte termica è l'evaporatore dell'ORC. Entrambe le HTHP e gli ORC possono essere costruiti in base alle medesime tecnologie di scambio termico ed utilizzano fluidi operativi simili [27], caratterizzati dalle medesime proprietà di scambio termico, compatibilità con i materiali e pressioni operative. Per questo motivo, con le stesse fonti termiche sia sistemi hot che cold TI-PTES possono essere realizzati.

Infine, viene riportato il confronto fra le prestazioni attese per i sistemi hot e cold TI-PTES in funzione delle temperature di esercizio, tratto da [1].

Per la configurazione hot TI-PTES, le prestazioni attese sono riportate in Figura 6 (a) – (c). Per la configurazione cold TI-PTES, invece, le prestazioni attese sono riportate in Figura 7 (a) – (c). Come è possibile notare in Figura 6 (c), per la temperatura delle sorgente termica compresa fra 60 °C e 90 °C, l'efficienza elettrica di roundtrip può raggiungere 0,9 per gli hot TI-PTES e un massimo di 0,7 per i cold TI-PTES. Le Figura 6 (b) e Figura 7 (b) suggeriscono come nei due casi l'ORC raggiunga efficienze paragonabili, mentre le Figura 6 (a) e Figura 7 (a) mostrano come, per i livelli di speratura considerati, la configurazione hot TI-PTES riesca ad operare con COP maggiori durante la fase di carica. La differenza di prestazioni fra HTHP e Chiller è principalmente dovuta al fatto che tali sistemi si trovano ad operare a livelli di temperatura diversi nei casi di hot e cold TI-PTES, mentre non ci sono ragioni tecnologiche particolari per questa differenza di prestazioni, dal momento che HTHP e Chiller sono realizzati mediante le medesime tecnologie di scambio termico e compressore, almeno nei livelli di temperatura considerati [27,30,38]. La differenza di COP osservata in Figura 6 (a) e Figura 7 (a) si riflette poi nelle prestazioni dell'intero sistema di accumulo e rappresenta, quindi, la ragione principale della maggiore efficienza di roundtrip attesa per le configurazioni hot TI-PTES, rispetto a quelle cold TI-PTES.

Nonostante le prestazioni attese inferiori, il cold TI-PTES può raggiungere prestazioni soddisfacenti già immagazzinando l'exergia termica a 0 °C, per la quale efficienze di roundtrip elettrico comprese fra 0.6 – 0.7 possono essere raggiunte, operando, ad esempio, con una temperatura della fonte di calore superiore a 70 °C, che rappresenta un valore di temperatura perfettamente compatibile con le sorgenti termiche di cui è ragionevole supporre in ambito residenziale (ad es. fonte solare termica). Inoltre, immagazzinare energia termica a basse temperature comprese fra 0 °C e la temperatura ambiente, può essere molto interessante, poiché in questo range di temperature è possibile utilizzare materiali PCM disponibili commercialmente, compreso il ghiaccio d'acqua, che è il PCM più economico e stabile disponibile. Pertanto, nonostante le prestazioni inferiori, il cold TI-PTES rappresenta una alternativa promettente ai sistemi hot TI-PTES, ad oggi maggiormente studiati.

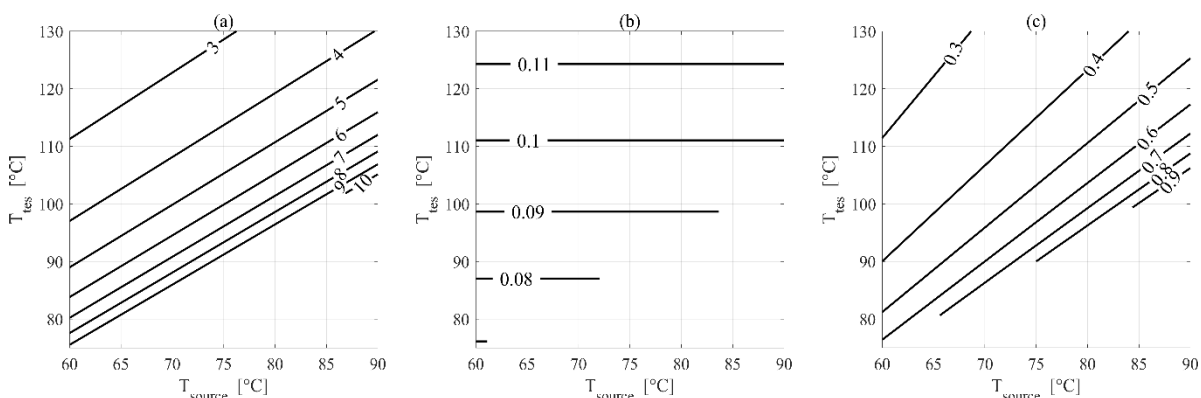


Figura 6. Prestazioni attese per i sistemi hot TI-PTES in funzione delle temperature della fonte termica T_{source} e dell'accumulo di exergia termica T_{tes} . (a): COP della HTHP; (b): efficienza dell'ORC; (c): efficienza di roundtrip elettrica per il sistema hot TI-PTES. Tratto da [1].

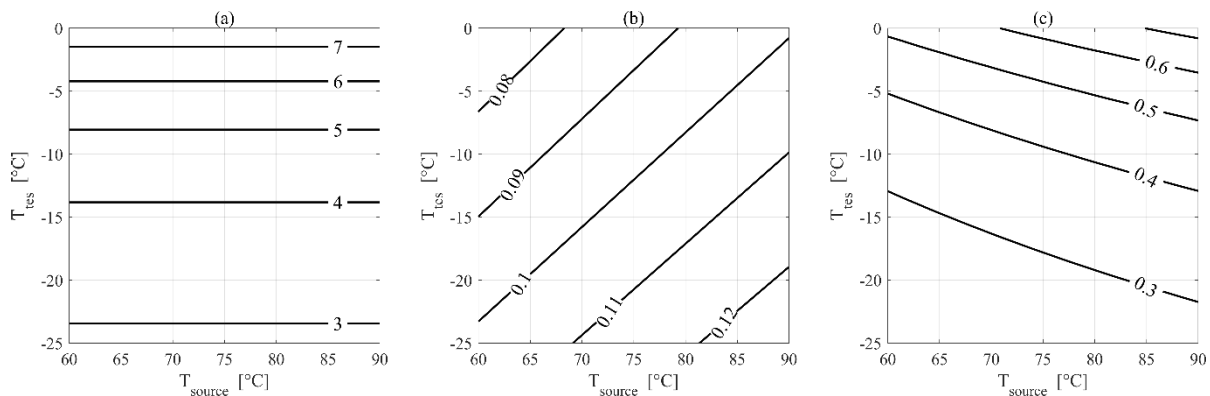


Figura 7. Prestazioni attese per i sistemi cold TI-PTES in funzione delle temperature della fonte termica T_{source} e dell'accumulo di exergia termica T_{tes} . (a): COP del Chiller; (b): efficienza dell'ORC; (c): efficienza di roundtrip elettrica per il sistema cold TI-PTES. Tratto da [1].

2.3 Pompe di calore ad alta temperatura (Power-to-Heat)

In questa sezione viene riportata una analisi di letteratura dedicata alle HTHP, poiché esse rappresentano uno dei componenti fondamentali per i sistemi hot TI-PTES e le loro prestazioni hanno un fortissimo impatto sulle prestazioni complessive dell'accumulo.

L'uso più comune delle HTHP non è quello di permettere la conversione dell'energia elettrica in exergia termica nei sistemi TI-PTES, bensì quello di recuperare calore di scarto a bassa temperatura in ambito industriale. Per le applicazioni di *waste heat recovery*, le HTHP operano a livelli di temperatura molto simili rispetto a quelli utilizzati nelle tecnologie hot TI-PTES. Perciò, gran parte della letteratura e del know-how disponibile per le applicazioni industriali delle HTHP può essere utilizzato per comprendere al meglio quali siano le sfide tecnologiche, i punti di forza e di debolezza delle tecnologie hot TI-PTES.

2.3.1 Architettura di ciclo delle pompe di calore ad alta temperatura

Sia che operino in modalità stand-alone per il recupero di energia termica di scarto, o che siano impiegate per la fase di carica dei sistemi hot TI-PTES, i livelli di temperatura operativa per le HTHP sono compresi fra 60 °C – 90 °C, temperatura alla quale viene fornito il calore a bassa temperatura, e 100 °C – 150 °C, temperature massime alla quali viene prodotto calore utile. Le temperature operative effettive delle HTHP sono generalmente frutto di un compromesso tra i requisiti industriali, che spingono queste temperature verso i valori massimi, ed il COP della HTHP, che si abbassa notevolmente all'aumentare della temperatura di condensazione. Per questa ragione, i livelli di temperatura massimi per i quali l'upgrade del calore di scarto è ad oggi conveniente a livello economico si aggirano intorno a 120 °C, ma molte HTHP ad uso industriale possono operare con notevole convenienza anche a livelli di temperatura inferiori, ad es. 90 °C [28]. I processi industriali spesso richiedono calore a diversi livelli di temperatura, che possono facilmente superare i 150 °C. In questo caso, l'uso di HTHP è sconsigliato, non solo a causa di alcune limitazioni tecnologiche sui compressori utilizzati, ma anche e soprattutto da considerazioni economiche, poiché per range di temperatura superiori a 150 °C, la concorrenza delle caldaie tradizionali potrebbe rendere antieconomico l'uso delle HTHP.

I sistemi TI-PTES, però non soffrono della stessa limitazione, perché è stato dimostrato da più studi che basse differenze di temperatura fra fonte e TES sono da preferire per raggiungere prestazioni elettriche soddisfacenti.

Le prestazioni delle HTHP sono influenzate in modo fondamentale da due variabili di design, l'architettura di ciclo (layout) e la scelta del fluido refrigerante.

Per quanto riguarda il layout delle HTHP, molte alternative sono disponibili [31]. Tuttavia, la maggiore utilità di utilizzare le modifiche al ciclo base risiede soprattutto nella capacità di produrre calore a più alti livelli di temperatura con migliori COP. Una tale possibilità, a fronte anche del notevole incremento della complessità di ciclo che alcuni layout avanzati richiedono, potrebbe non essere giustificata per l'utilizzo nel caso di sistemi TI-PTES, dove le differenze di temperatura a cavallo della HTHP devono essere basse, per poter operare con prestazioni soddisfacenti. A tale riguardo, le più recenti analisi economiche concernenti le HTHP suggeriscono

che le architetture di base (ciclo semplice e ciclo semplice rigenerato) siano le più indicate per differenze di temperatura operative inferiori a 50 K [30,31].

Detto questo, risulta chiaro che le architetture di ciclo basilari (Figura 8 (a) e (b)) sono anche le più comuni e studiate in letteratura. Il ciclo classico è analizzato in [28,39–44], mentre l'architettura rigenerata in [28,45–50]). Questi due layout sono i più semplici, ma forniscono buone prestazioni; quindi, rappresentano un punto di riferimento per tutte le altre architetture di ciclo. Altre architetture meno comuni sono quelle con compressione inter-refrigerata e compressione con iniezione di vapore per mezzo di serbatoio di flash [46,49,51–54] e le pompe di calore in cascata a due stadi [49,53,55,56]. Un'alternativa interessante, ma poco utile nel caso di sistemi TI-PTES, dove generalmente si dispone di una sola fonte termica è quella rappresentata dalle multi-temperature HP, cioè le HTHP che assorbono calore ad almeno due livelli di temperatura diversi, studiate in [38]. Altri sistemi interessanti sono quelli basati sulla combinazione di sistemi ad assorbimento e compressione del vapore, come indagato dal punto di vista termodinamico ed economico in [57–59].

Nonostante l'efficacia di queste modifiche ed il loro interesse a livello di ricerca, le architetture di base hanno spesso un costo ed una complessità tali, che spesso risultano essere la soluzione migliore dal punto di vista del trade-off fra prestazioni e costo [31]. Per questo motivo, il resto dell'analisi si riferirà principalmente ai layout di ciclo in Figura 8 (a) e (b).

Rispetto al layout di base in Figura 8 (a), le HTHP con rigenerazione interna presentano alcuni vantaggi. In particolare, per questa configurazione, il surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore è fornito dal liquido saturo in uscita al condensatore, prima della valvola di espansione. Ciò consente di disaccoppiare le temperature massime di surriscaldamento dalla fonte termica, utilizzata solo per l'evaporazione. Ciò può avvantaggiare soprattutto i fluidi caratterizzati da un'elevata pendenza della curva di vapore saturo (fluidi "secchi") che di solito richiedono alti gradi di surriscaldamento per eseguire una compressione del tutto priva di vapore condensante. Per questo motivo, l'efficacia della rigenerazione dipende molto dal fluido utilizzato [49,50,60].

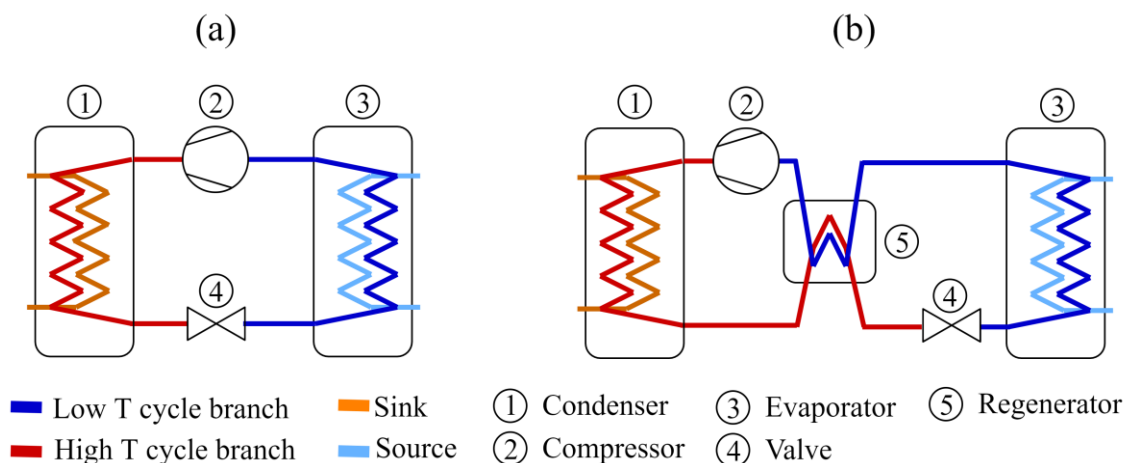


Figura 8. Layout di ciclo per sistemi HTHP. (a): ciclo non rigenerato. (b): ciclo rigenerato.

2.3.2 Scelta del fluido operativo della HTHP in funzione dei livelli di temperatura operativa

A parte il layout di ciclo, le prestazioni delle HTHP sono fortemente influenzate dalla scelta del fluido operativo. Tale scelta è un processo articolato che coinvolge molte variabili diverse dalla pura efficienza del ciclo. I fluidi operativi delle HTHP devono essere selezionati in base alla sostenibilità ambientale, alla compatibilità dei materiali, alla sicurezza, alla stabilità termica e ai limiti tecnologici del compressore. Inoltre, è molto significativa la portata volumetrica richiesta per ogni kJ di calore utile prodotto al condensatore, poiché questa influenza la taglia ed il costo del compressore della HTHP, generalmente volumetrico.

In letteratura sono disponibili degli screening di fluidi operativi per le HTHP basati sulle diverse caratteristiche rilevanti dei fluidi. Ovviamente, i fluidi selezionati devono avere temperatura critica superiore all'utilizzatore ed una pressione di saturazione alla temperatura della fonte superiore a quella ambiente, per evitare

infiltrazioni di aria dall'esterno. Per le attuali regolazioni vigenti, solo fluidi con ODP nullo possono essere selezionati. Per quanto riguarda il GWP, le attuali normative europee limitano GWP_{100} a 2500 per tutti i tipi di applicazione, ad eccezione di quelle che coinvolgono gas recuperati [61]. Questa soglia permette, ad esempio, di continuare ad utilizzare il R245fa, che è il refrigerante più comune per le HTHP ed ha un GWP pari a 1030. Tuttavia, molti autori cercano di sostituire il R245fa, in vista di possibili limitazioni future più stringenti [30,31].

Oltre alla sostenibilità ambientale, la sicurezza operativa della HTHP deve essere garantita. Per fare ciò, la scelta del fluido deve basarsi sui comuni standard per la sicurezza durante l'uso dei materiali chimici (ad es. NFPA 704 [62]) e su quelli più specifici riguardanti i fluidi refrigeranti (ad es. ASHRAE).

Molti dei fluidi adatti per le HTHP ha un alto grado di infiammabilità, tuttavia i rischi di infiammabilità possono essere contenuti in ambito industriale con soluzioni specifiche e ben note [63] diverso è il caso residenziale, in cui si cerca di evitare l'utilizzo di fluidi particolarmente infiammabili. L'infiammabilità di un fluido può comportare gravi rischi anche in caso di perdite in ambiente, che possono portare all'autoaccensione dei fluidi in combinazione con le alte temperature raggiunte durante il funzionamento della HTHP. Perciò sono da evitare fluidi con temperatura di autoaccensioni troppo basse (ad es. inferiori a 250 °C) [64,65].

Anche l'eventuale tossicità dei fluidi utilizzati può rappresentare un problema. Ad esempio, l'ammoniaca è comunemente usata nei sistemi di refrigerazione industriale, ma ha un alto grado di tossicità ed è da evitare per l'uso domestico.

Infine, i fluidi per le HTHP devono essere compatibili con i materiali comunemente utilizzati per la realizzazione dei compressori e degli scambiatori di calore (metalli e gomme per le tenute di scambiatori a piastre). Una distinzione importante dal punto di vista economico è se il fluido è compatibile con l'uso di acciaio al carbonio o necessita l'uso di acciaio inossidabile, molto più costoso.

Una menzione particolare riguarda la potenziale degradazione termica del fluido. Infatti, a causa delle alte pressioni e temperature, nonché della presenza di alcuni materiali, alcuni fluidi termodinamicamente adatti per l'uso nelle HTHP possono decomporsi nel tempo. Questo ne altera la composizione chimica e le proprietà termofisiche, con un notevole impatto sulle prestazioni della HTHP. Infatti, durante la decomposizione vengono creati composti leggeri, incondensabili alle condizioni di lavoro della HTHP, che tendono ad accumularsi nel tempo negli scambiatori del sistema [66–72]. Alcuni fluidi adatti per l'utilizzo in HTHP sono riportati in Tabella 1 (tratta da [27]).

le precedenti analisi permettono di individuare un numeroso gruppo di fluidi potenzialmente adatti per l'utilizzo in sistemi HTHP in ambito industriale. Come già discusso, a causa della degradazione delle prestazioni della HTHP con l'innalzarsi delle temperature operative degli utilizzatori del calore prodotto, l'utilizzo di HTHP in ambito industriale è spesso concentrato su livelli di temperatura medio-bassi (intorno ai 100 °C – 120 °C), simili a quelli che possono registrarsi in ambito residenziale nel caso di sistemi TI-PTES. Tuttavia, tali sistemi di accumulo possono operare con successo anche a livelli di temperatura inferiori ed è utile, quindi, analizzare le applicazioni delle HTHP in ambito residenziale per livelli di temperatura del calore prodotto pari a 90 °C o inferiori. Un utilizzo delle HTHP per tali valori di temperatura non è analogo a quanto avviene con le HP tradizionali quando, ad esempio, esse vengono operate a temperature intorno ai 70 °C – 90 °C per la produzione di acqua calda sanitaria. Infatti, nel caso delle HP tradizionali il calore all'evaporatore viene comunque assorbito a bassa temperatura, per esempio dall'ambiente. Con le HTHP, invece, anche nelle applicazioni residenziali, si tratta comunque di upgrade di fonti di calore a bassa temperatura e, quindi, vi è una sorgente termica a temperature superiori ai 50 °C – 60 °C da cui il calore viene assorbito. Un funzionamento di questo tipo, del tutto analogo a quello che si avrebbe nel caso del hot TI-PTES, viene analizzato in [60], dove gli autori presentano uno studio legato all'utilizzo di HTHP in ambito residenziale in combinazione con altre tecnologie di produzione di calore ed energia elettrica. In questa analisi viene affrontato il tema della selezione del fluido operativo, i cui risultati sono riportati in

Tabella 2. Come è possibile osservare, acqua ed ammoniaca sono i fluidi che raggiungono le maggiori prestazioni in termini di COP. Tuttavia, l'utilizzo dell'acqua, nella pratica, è da evitare, essendo la pressione all'evaporatore tale da favorire infiltrazioni di aria nella HTHP. Il problema opposto caratterizza l'ammoniaca, che presenta pressioni molto più alte di tutti gli altri fluidi esaminati, nel range operativo di interesse. In questo caso, l'utilizzo di questo fluido richiede con tutta probabilità compressori e scambiatori di calore dedicati per resistere alle forti pressioni operative. Per questo motivo, per contenere i costi, potrebbe essere preferibile selezionare un fluido meno performante, ma che possa essere gestito con un equipaggiamento più tradizionale. In

Tabella 2, molti refrigeranti, naturali e non, sono caratterizzati da prestazioni promettenti. Eliminando i fluidi con GWP maggiore, come il R245fa ed il R134a, e privilegiando i fluidi non tossici e non infiammabili, il R1233zd(e) ed il R1234ze(Z) risultano essere i fluidi con le prestazioni migliori. Un tale risultato è supportato dalle analisi in [27,31] che suggeriscono come tali fluidi possano effettivamente raggiungere prestazioni soddisfacenti in un ampio range di temperature operative.

Tabella 1. Caratteristiche dei fluidi adatti all'utilizzo in HTHP per i livelli di temperatura analizzati [27].

Fluid	T_{crit} [°C]	GWP	Health	Flammability	ASHRAE	Carbon steel	$T_{dec,min}$ [°C]
Acetone	234.95	< 1	1	3	N/A	✓	N/A
Ammonia	132.25	< 1	3	1	B2L	✓	N/A
Benzene	288.87	N/A	2	3	N/A	✓	315
Cyclo-Pentane	238.57	< 6	1	3	N/A	✓	275 – 325
Cyclo-Propane	125.15	N/A	1	4	N/A	✓	N/A
Cyclo-Hexane	280.45	< 6	1	3	N/A	✓	N/A
Dichloro- Ethane (DCE)	288.45	< 1	2	3	N/A	× - (SS)	300
Dimethyl- Carbonate (DMC)	283.85	N/A	3	3	N/A	× - (SS)	N/A
Ethanol	241.56	1	2	3	N/A	✓	N/A
Iso-Butane	134.67	3	0	4	A3	✓	300
Iso-Hexane	224.55	< 6	1	3	N/A	✓	N/A
Iso-Pentane	187.20	2 ÷ 6	1	4	A3	× - (SS)	275 – 290
Methanol	239.35	2.8	1	3	N/A	✓	N/A
MM	245.60	N/A	1	3	N/A	N/A	300
n-Butane	151.98	4	1	4	A3	✓	300 – 310
n-Pentane	196.55	5	1	4	A3	× - (SS)	280
Neopentane	160.59	N/A	2	4	N/A	✓	315
Novec649	168.66	< 1	N/A	0	N/A	N/A	300
R1224yd(Z)	155.5	< 1	N/A	0	A1	✓	175
R1233zd(E)	166.45	1	N/A	0	A1	✓	200

R1234ze(Z)	150.12	< 1	1	0	A2L	N/A	N/A
R13336mzz(Z)	171.3	2	N/A	0	A1	✓	200
R245ca	174.42	726	1	1	N/A	N/A	350
R365MFC	186.85	804	3	0	A2	N/A	N/A
Sulfur-Dioxide	157.49	< 1	3	0	N/A	× - (SS)	N/A
Toluene	318.60	3	2	3	N/A	✓	315
Water	373.95	< 1	0	0	A1	× - (SS)	N/A

Tabella 2. Parametri operativi dei refrigeranti di una HTHP che assorbe calore da 31 °C a circa 36.5 °C e produce in output acqua calda , riscaldandola da 60 °C a 90 °C. Dati disponibili in [60].

Working fluid	COP	VHC	Condenser pressure	Evaporator pressure	Pressure ratio	GWP	Safety group
	–	MJ/m ³	bar	bar	–		
R717	3.91	7.3	47.89	10.35	4.63	0	B2L
R718	3.9	0.06	0.66	0.03	22	0.2	A1
R134a	2.94	2.96	31.42	6.85	4.59	1430	A1
R290	2.82	3.45	35.84	9.77	3.67	20	A3
R600	3.03	1.29	14.18	2.51	5.65	4	A3
R600a	2.79	1.58	18.54	3.61	5.14	3	A3
R601	3.13	0.46	5.67	0.71	7.99	4	A3
R601a	2.99	0.56	7.05	0.95	7.42	4	A3
R245fa	3.07	0.94	11.59	1.54	7.53	1030	B1
R1234ze(E)	2.72	2.13	25.91	5.14	5.04	6	A2L
R1233zd(E)	3.29	0.87	9.37	1.35	6.94	1	A1
R1234ze(Z)	3.35	1.15	11.75	1.84	6.39	< 10	A2L

2.3.3 Selezione delle tecnologie dei componenti della HTHP

Il tipo e la tecnologia dei componenti utilizzati nei sistemi HTHP sono influenzati per lo più dalle dimensioni e dai livelli di temperatura operativi.

Per quanto riguarda gli scambiatori di calore, molto comuni in letteratura sono gli scambiatori a piastre [57,73]. Tale tecnologia di scambiatori di calore è sicuramente la più indicata per sistemi di dimensioni ridotte (decine di kW_{th}), a causa del basso costo e della compattezza. Tuttavia, gli scambiatori a piastre possono essere utilizzati anche in applicazioni molto più grandi (dell'ordine del MW_{th}), grazie alla loro natura modulare [73]. Per applicazioni di dimensioni maggiori, devono essere utilizzati scambiatori di calore a fascio tubiero[74], che in questo range di dimensioni diventano più economici degli scambiatori a piastre che non godono di una buona economia di scala oltre una certa dimensione.

Scambiatori di calore a piastre e a fascio tubiero sono adatti per scambi di calore liquido-liquido e vapore condensante-/evaporante-liquido. Nel caso in cui si debbano realizzare scambi di calore con sorgenti/pozzi di calore di natura gassosa (ad es. nel caso di recupero del calore di scarto da fumi), tecnologie di scambio termico diverso devono essere impiegate, come ad esempio scambiatori a flusso incrociato con tubi alettati.

Per quanto riguarda i compressori utilizzati nelle HTHP, anche in questo caso la tecnologia più adatta varia a seconda delle portate volumetriche e, quindi, della taglia della HTHP e del fluido operativo. Per applicazioni di piccola taglia (10-100 kW_{th}) vengono in genere utilizzati compressori volumetrici alternativi e scroll. Per applicazioni più grandi (100-1000 kW_{th}), vengono utilizzati compressori screw, twin-screw e, per le applicazioni ancora maggiori, compressori dinamici centrifughi multistadio [27,28]. Un diagramma che riporta le tecnologie di compressore consigliate in funzione delle portate volumetriche e delle pressioni di mandata, valido anche per applicazioni HTHP è riportato in Figura 9.

Rispetto alla selezione delle tecnologie di scambio termico, la scelta della tecnologia del compressore richiede una maggiore attenzione, perché basse efficienze isentropiche e volumetriche possono risultare nel caso che le portate volumetriche o i rapporti di pressione e di volume siano troppo elevati. Tuttavia, mentre nelle HTHP per utilizzo industriale le differenze di temperatura fra evaporazione e condensazione possono essere elevate, richiedendo elevati rapporti di compressione e di volume, nelle applicazioni TI-PTES, dove la differenza di temperatura fra evaporazione e condensazione tende ad essere ridotta, i rapporti di compressione sono spesso compresi fra 2 e 3 [32,75]. Tali valori, possono essere gestiti da qualsiasi tecnologia di compressione volumetrica fra quelle sopra indicate, mantenendo al contempo delle buone prestazioni in termini di efficienza isentropica e volumetrica. Per quanto riguarda invece le portate volumetriche, esse vengono di solito limitate tramite una oculata selezione del fluido operativo, come discusso in [27].

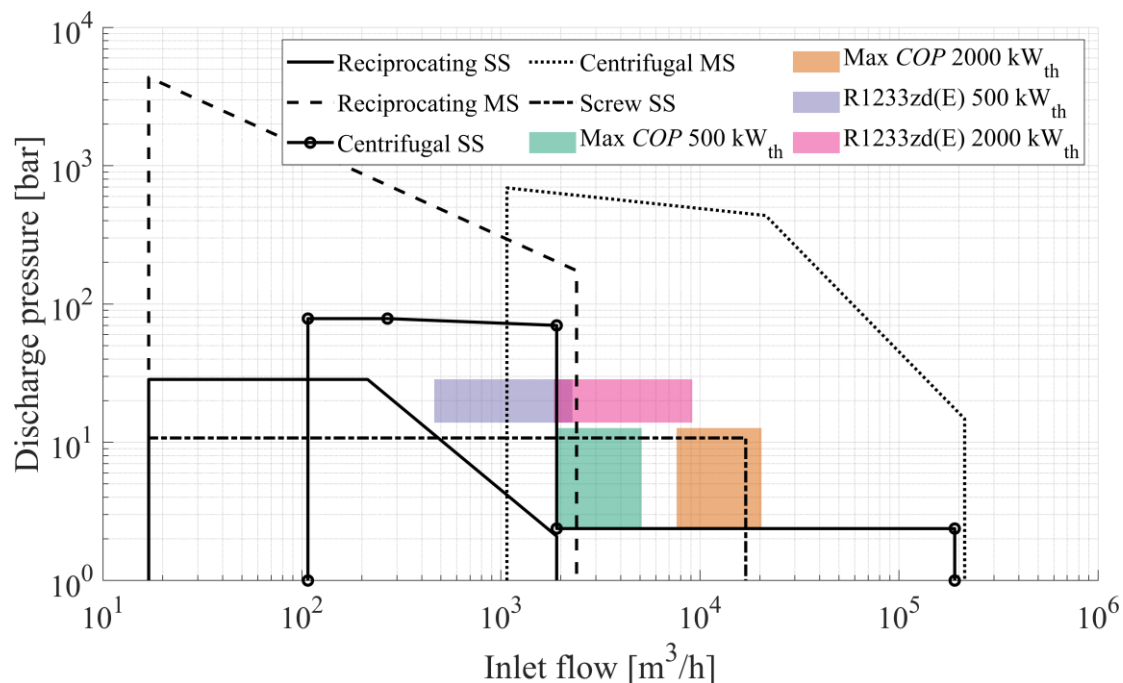


Figura 9. Tecnologie di compressori consigliate in funzione delle condizioni operative della HTHP, per i fluidi che massimizzano il COP ed il R1233zd(E) (cfr [27]). Le condizioni operative della HTHP sono riportate per 500 e 2000 kW_{th} di potenza termica all'evaporatore. Adattato da [76] e aggiornato in base a [57,73]. SS: monostadio; MS: multistadio. Tratto da [27].

2.4 Cicli Rankine organici (ORC) per la generazione di potenza da accumuli termici (Heat-to-Power)

In analogia con quanto discusso per le HTHP, anche nel caso degli ORC, attualmente, l'utilizzo più comune è quello di generare potenza elettrica a partire da sorgenti termiche a bassa temperatura, come il calore di scarto in ambito industriale, fonti solari termiche e geotermiche. Come per le HTHP, i livelli di temperatura operativi degli ORC nelle applicazioni di generazione di potenza sono analoghe rispetto a quelli utilizzati nei sistemi hot e cold TI-PTES. Generalmente, gli ORC non operano con temperature della fonte termica inferiori a 100 °C [77]. Tuttavia, questo non è dovuto a qualche limite tecnologico, e le medesime tecnologie utilizzate

per sorgenti a temperatura superiore a 100 °C possono essere utilizzate con successo e senza nessuna modifica sostanziale anche a livelli di temperatura inferiori. Nel caso degli ORC per la generazione di potenza, il limite dei 100 °C è principalmente di natura economica, poiché infatti l'efficienza di conversione della fonte termica si riduce notevolmente al diminuire del suo livello di temperatura. Tuttavia, nel caso dei sistemi TI-PTES, una diminuzione delle prestazioni dell'ORC a causa delle basse temperature operative, generalmente corrisponde ad un aumento delle prestazioni della HTHP [6]. Perciò, nell'ambito dei sistemi TI-PTES, è ragionevole disporre di ORC che operano a bassissime temperature (anche inferiori a 100 °C), anche dal punto di vista economico, in virtù del fatto che questo non si ripercuote negativamente sulle prestazioni tecniche ed economiche dell'intero sistema [78].

2.4.1 Architettura di ciclo per il recupero e la conversione di energia termica a bassa temperatura

Nei cicli ORC, le prestazioni sono fortemente influenzate dalle stesse variabili di design considerate per le HTHP: il layout di ciclo ed il fluido operativo. Per quanto riguarda il layout di ciclo, le due architetture di base, ciclo Rankine semplice e ciclo Rankine internamente rigenerato, sono quelle riportate in Figura 5 (a) e (b). In letteratura, molte architetture avanzate sono state proposte per migliorare le prestazioni dei due layout in Figura 5, come ad esempio cicli a più livelli di pressione, con spillamento, cicli flash ad uno o due livelli di pressione, cicli con miscela e transcritici [79]. Ognuna di queste architetture può portare notevoli benefici, rispetto alle architetture di base, in termini di aumento dell'efficienza di conversione della fonte termica. Tuttavia, le architetture di base rimangono praticamente le sole ad essere state realizzate nella pratica [80]. Il motivo di questo è di carattere economico. Infatti, poiché generalmente gli ORC sono realizzati per la produzione di potenza su piccola o piccolissima scala (1 – 10000 kW), la semplicità del ciclo termodinamico è dovuta alla necessità di contenere i costi dell'impianto che, non beneficiando adeguatamente di una economia di scala sulle piccole taglie, rischia di raggiungere dei costi specifici tali da rendere anti-economica la produzione di potenza elettrica. Per questo motivo, anche a livello commerciale, le architetture di ciclo di gran lunga più comuni sono quelle in Figura 5 (a) e (b). Per questo motivo, tali architetture di ciclo sono anche quelle più comunemente utilizzate nei sistemi TI-PTES, ad es. in [2,10,81], e vengono selezionate per la presente analisi.

2.4.2 Scelta del fluido operativo dell'ORC in funzione dei livelli di temperatura operativa

Molti dei fluidi adatti per applicazioni HTHP, possono essere usati con successo anche in sistemi ORC a bassa temperatura, poiché molte delle limitazioni tecniche ed ambientali discusse per le HTHP si applicano direttamente anche ai sistemi ORC.

Per applicazioni ORC a bassa temperatura molti fluidi sono stati analizzati in letteratura evidenziando che per un gran numero di essi è possibile raggiungere efficienze promettenti dal punto di vista economico [77]. Fra i fluidi adatti per ORC a bassa temperatura è possibile individuare refrigeranti artificiali e naturali come gli idrocarburi, nonché ammoniaca ed alcoli, silossani ed eteri. I fattori determinanti per selezionare i fluidi effettivamente utilizzabili nel campo delle basse temperature risultano essere le limitazioni di tipo ambientale, che proibiscono l'utilizzo di fluidi con ODP > 0 e sconsigliano, o proibiscono a seconda delle categorie di fluido considerate, l'uso di fluidi con GWP elevati, e limitazioni tecniche, che prescrivono l'utilizzo di fluidi con pressioni operative non siano troppo alte, per limitare i costi dell'equipaggiamento di scambio termico, o non troppo basse, cioè inferiori alla pressione ambiente, per evitare infiltrazioni di aria nel sistema. A differenza di quanto avviene nei cicli ad acqua, in cui l'estrazione degli incondensabili è possibile a patto di disperdere in ambiente una piccola frazione di fluido operativo, nei cicli ORC i gas che si infiltrano nel sistema tendono ad accumularsi nel condensatore [80], non essendo spesso possibile per motivazioni ambientali o economiche, disperdere il fluido operativo in ambiente.

In base alle norme vigenti in molti paesi del mondo, tra cui l'unione europea [61], l'utilizzo di fluidi CFC e HCFC è vietati. I fluidi HFC, ad esempio R134a, li hanno sostituiti, ma anche questi subiranno presto il cosiddetto phase down che ne scoraggerà progressivamente l'utilizzo. Fluidi alternativi, naturali e non, sono già disponibili sul mercato come gli HFO (ad esempio, R1336mzz (Z) e R1234ze (Z)) e gli HCCO (ad esempio, R1233zd (E) e R1224yd (Z)), o gli idrocarburi naturali (ad esempio, R600, R600a e R601). Tali fluidi sono sempre più spesso preferiti ai precedenti a causa del ridottissimo impatto ambientale.

Oltre alle questioni ambientali, i vincoli tecnici più stringenti sono quelli dovuti alle pressioni operative. Uno dei parametri fondamentali, sotto questo punto di vista, è il normal boiling point (NBP), ossia la temperatura alla quale il liquido cambia fase a pressione atmosferica. Per evitare infiltrazioni di aria nelle parti dell'impianto che operano alle temperature inferiori (condensatore) e durante i periodi di inattività la pressione minima del sistema deve essere superiore a quella atmosferica e, quindi, il NBP deve essere leggermente inferiore alla temperatura ambientale.

In base ai vincoli ambientali e tecnici sopracitati, diversi autori hanno analizzato i fluidi operativi più adatti per gli ORC utilizzati all'interno dei sistemi TI-PTES. Tra questi fluidi, alcuni autori suggeriscono l'uso del R1233zd(E) [6,35,37], mentre altri consigliano l'utilizzo del butene [7,34,36]. In entrambi i casi, il sistema ORC risultante potrebbe essere realizzato con tecnologie standard sia per quanto concerne l'equipaggiamento di scambio termico, che l'espansore. Questo suggerisce che gli ORC a bassa temperatura utilizzati nei sistemi TI-PTES possano essere realizzati con componenti già disponibili in commercio, in modo da limitare i costi, soprattutto per i sistemi di piccola taglia.

Mentre per le applicazioni di generazione di potenza la scelta del fluido operativo è generalmente guidata dal tentativo di massimizzare l'efficienza di conversione di energia termica in energia elettrica, nei sistemi TI-PTES la scelta del fluido può anche avere un impatto significativo su altri KPI, come la densità di energia accumulata e l'efficienza exergetica di sfruttamento della fonte termica. Lo studio in [11] compara numerosi fluidi operativi per un sistema hot TI-PTES suggerendo che l'utilizzo del ciclopentano favorisca sia l'efficienza di roundtrip elettrica del sistema che quella exergetica, mentre l'uso del R1234ze(Z) favorisca la densità energetica del sistema di accumulo TI-PTES. Infine, applicando una metodologia di selezione del fluido basata sull'individuazione del miglior compresso fra i vari parametri di prestazione analizzati, è risultato che il R245fa sia il fluido più indicato per l'ORC. In questo caso, i risultati in [11], suggeriscono che il R1233zd(E) sia effettivamente caratterizzato da ottime prestazioni, ma non risulti comunque essere la migliore delle alternative disponibili.

Benché nella letteratura scientifica la selezione del fluido operativo nei sistemi ORC sia spesso basata su argomentazioni tecniche e termodinamiche, è necessario considerare anche che il fluido può anche influenzare in modo sostanziale il costo delle apparecchiature, in particolare nei sistemi di piccole dimensioni che utilizzano espansori volumetrici. In questo caso, a parità di altri fattori, è necessario prediligere fluidi caratterizzati da basse portate volumetriche che permettano di ridurre le dimensioni della macchina. Questo è in parte vero anche per i sistemi più grandi, generalmente equipaggiati da macchine dinamiche, nelle quali, oltre alla portata volumetrica che influenza il diametro della turbina, è necessario considerare anche la differenza di entalpia isentropica a cavallo della macchina, che ne determina il numero di stadio e, quindi, il costo [74].

Nei sistemi ORC di piccole dimensioni, che generalmente utilizzano espansori volumetrici, anche altre caratteristiche del fluido operativo sono rilevanti, a parte la portata volumetrica, come ad esempio il rapporto di espansione. Tale parametro che non deve generalmente superare il valore di 5, per non incorrere in perdite di efficienza rilevanti nell'espansore [77]. Considerazioni analoghe sono riportate in [37,75] dove la selezione del fluidi operativi di HTHP e ORC in un sistema TI-PTES suggerisce che il R1233zd(E) non solo sia caratterizzato da basse portate volumetriche ma anche da rapporti di espansione più bassi a parità di temperature operative, il che può influire positivamente sia sulle dimensioni della macchina che sulle sue prestazioni.

In conclusione, dall'analisi di letteratura riportata appare che un sostanziale numero di pubblicazioni suggeriscano l'utilizzo del R1233zd(E) in sistemi ORC a bassa temperatura in base ad argomentazioni termodinamiche, tecniche ed economiche.

2.4.3 Selezione delle tecnologie dei componenti dell'ORC

Come discusso per le HTHP, anche nel caso degli ORC scambiatori di calore a piastre sono utilizzati per i sistemi di taglia ridotta (1-10 kW), a causa del basso costo e grande compattezza. Per applicazioni di taglia maggiore, nell'ordine del megawatt elettrico o superiore, gli scambiatori di calore shell&tube sono quelli più comunemente utilizzati [80].

Per quanto riguarda il condensatore dell'ORC, nelle applicazioni di piccola taglia, scambiatori di calore a flusso incrociato con tubi alettati, ossia torri di raffreddamento a secco, sono utilizzate. Questo tipo di unità di condensazione presenta molte similitudini con quanto realizzato per i Chiller ad uso domestico, poiché le taglie termiche, le pressioni e le temperature operative sono spesso molto simili nei due casi [9,32].

Per quanto riguarda le tecnologie utilizzate per gli espansori, nella fascia 1 kW – 10 kW espansori scroll e pistoni sono spesso consigliati [77,80]. Espansori roots possono essere usati per applicazioni fino a 30 kW, mentre gli espansori screw possono essere utilizzati per applicazioni di taglia maggiore, fino a 200 kW [82]. Il range di utilizzo di espansori volumetrici, tuttavia, si sovrappone per buona parte con quello delle turbine radiali, adatte per applicazioni comprese fra 50 kW a 500 kW, che possono raggiungere efficienze superiori, soprattutto per la taglie maggiori [77]. Per applicazioni di taglia ancora maggiore, le turbine assiali sono la scelta più comune [74,83].

Come citato in precedenza riguardo la scelta del fluido operativo, l'utilizzo di espansori volumetrici non è solo soggetto a limitazioni di taglia, ma anche dal basso rapporto di volumi che può essere realizzato nella macchina, generalmente compreso fra 1.1 e 4.7, a seconda della tecnologia dell'espansore [82], e che deve coincidere con quello che caratterizza il fluido operativo dell'ORC. Per i fluidi comunemente usati nelle applicazioni ORC a bassa temperatura, considerando temperature di evaporazione inferiori a 100 °C, come quelle caratteristiche dei sistemi TI-PTES, le limitazioni riguardo il rapporto dei volumi si riflettono direttamente sui rapporti espansione che caratterizzano il ciclo. I risultati riportati in [32,75] suggeriscono come l'ORC debba operare con un rapporto di espansione intorno a 5, che implica selezionare un espansore di tipo scroll o screw. In tali condizioni operative, l'efficienza isentropica dell'espansore prevista è compresa tra 0,5 e 0,6 [82]. Per raggiungere efficienze isentropiche maggiori, è necessario utilizzare una macchina dinamica, con le quali è possibile ottenere efficienze isentropiche pari a 0.85, anche per rapporti di espansione più elevati. In questo caso, però, la taglia termica dell'ORC deve essere adeguata, almeno pari a 50 kW, poiché le macchine dinamiche di piccolissima taglia difficilmente sono caratterizzate da prestazioni soddisfacenti.

2.5 Accumuli termici PCM per applicazioni TI-PTES

Le tecnologie di accumulo dell'energia termica nei sistemi TI-PTES possono essere suddivise in tre categorie: sensibili, latenti e ibride.

In letteratura, il TES opera ad un livello di temperatura generalmente compreso fra 90 °C e 140 °C, per i sistemi hot TI-PTES, mentre a temperature comprese fra -20 °C e 10 °C, per i sistemi cold TI-PTES [1].

Concentrando l'analisi sui materiali a cambiamento di fase PCM, di interesse per il presente studio, per i sistemi TI-PTES, i materiali più utilizzati sono dei sali. In [7,34–36], una miscela di nitrato di potassio e nitrato di litio ($\text{LiNO}_3\text{-KNO}_3$) viene utilizzata per ottenere una temperatura di fusione pari a 133 °C. Altri livelli di temperatura disponibili nell'intervallo di interesse per TI-PTES sono 149 °C ($\text{KNO}_2\text{—NaNO}_3$) e 176 °C (HCOONa—HCOOK) [35].

Per quanto riguarda i PCM a bassa temperatura, in letterature sono state proposte miscele eutettiche di ghiaccio d'acqua o acqua con NaCl e glicole etilenico [9,84,85].

Tuttavia, per molti dei PCM potenzialmente adatti per utilizzi in sistemi TI-PTES non sono spesso disponibili in letteratura dati sufficienti a stabilire l'affidabilità e la stabilità a lungo termine dei materiali utilizzati. Per questo motivo, è consigliabile limitare lo studio a PCM disponibili commercialmente, poiché per quest'ultimi, nella maggior parte dei casi, sono disponibili sufficienti dati riguardo l'effettiva utilizzabilità nei livelli di temperatura di interesse, nonché è in qualche modo garantita la stabilità a lungo termine e la compatibilità con i materiali usati comunemente utilizzati per l'equipaggiamento di scambio termico.

Nonostante le caratteristiche dei PCM siano molto promettenti per l'utilizzo in sistemi TI-PTES, soprattutto per quanto riguarda l'elevata compattezza del TES che ne consegue, una temperatura operativa pressoché costante, come quella che caratterizza i PCM, può portare alcuni svantaggi. Infatti, solo una frazione del calore fornito dalla HTHP e di quello assorbito dagli ORC è prodotta e assorbita a temperatura costante (nella condensazione e nell'evaporazione), mentre una parte minoritaria, ma non trascurabile, del carico termico è fornita e richiesta sotto forma di calore sensibile (cioè a temperatura variabile). Questo effetto è particolarmente evidente nel caso dell'ORC, nel quale una parte sostanziale del carico termico

all'evaporatore è utilizzata per riscaldare il fluido operativo fino alla temperatura di evaporazione. Nel caso in cui la temperatura cambi in modo significativo durante lo scambio termico, un TES basato solamente sull'utilizzo dei PCM non è adatto ed un TES ibrido che assorbe e produce calore sensibile e latente può essere utilizzato [7,9,35,36].

Il TES ibrido è realizzato ponendo in serie un TES latente ed uno sensibile, cosicché il calore possa essere immagazzinato con basse perdite di exergia, grazie dall'uso di due diversi profili di temperatura durante la carica e la scarica. Un TES così realizzato pone certamente una maggiore complessità impiantistica e non chiaro, al momento, se questa sia controbilanciata dall'incremento delle prestazioni che possono essere raggiunte, rispetto a configurazioni più semplici. Lo studio sperimentale di un TES ibrido nei sistemi TI-PTES è attualmente in corso nel progetto di ricerca H2020 CHESTER [26] i cui risultati forniranno un contributo fondamentale allo sviluppo della tecnologia TI-PTES.

2.6 Casi studio analizzati

Nell'analisi, le prestazioni delle tecnologie TI-PTES vengono simulate considerando quattro casi studio, di cui tre residenziali ed uno adibito ad uffici. I consumi elettrici e termici dei quattro edifici considerati vengono calcolati sulla base di profili di carico sintetici.

I profili di carico elettrico hanno cadenza oraria e comprendono tutti i consumi elettrici dell'edificio. Nei consumi sono inclusi illuminazione interna ed esterna, elettrodomestici e autoclave, per le utenze domestiche, e illuminazione interna ed esterna, apparecchiature da ufficio, autoclave e ventilazione meccanica, per gli uffici. I profili di carico utilizzati sono disponibili nel database [86]. Nonostante i dati in [86] siano riferiti ad utenze nord-americane, nell'analisi si ipotizza che tali profili siano indicativi dei consumi di utenze Italiane appartenenti alle stesse categorie.

I profili di carico termico per il riscaldamento ed il raffrescamento hanno cadenza di 15 min e sono stati generati tramite il software ODESSE [87] che permette di tenere conto della località e delle temperature registrate durante l'anno e di varie caratteristiche dell'edificio come la dimensione, tipologia di utilizzo, orientazione e anno di realizzazione. I tre casi studio residenziali sono localizzati in tre diverse città italiane: Milano (Caso Studio 1), Roma (Caso Studio 2) e Palermo (Caso Studio 3) mentre l'edificio adibito ad uffici è localizzato a Roma (Caso Studio 4).

Infine, i profili di carico termico per la produzione di acqua calda sanitaria sono stati stimati in modo diverso a seconda della destinazione d'uso dell'edificio. Per gli edifici residenziali i consumi termici per la produzione di acqua calda sanitaria sono stati stimati come suggerito in [88], mentre per l'edificio adibito ad uffici sono tratti dal database in [86].

Per i casi studio residenziali viene assunta una potenza elettrica disponibile massima pari a $W_{el,0} = 60 \text{ kW}$ complessivi, mentre per la domanda termica il Boiler alimentato gas naturale dispone di una potenza nominale pari a $Q_{bl,0} = 250 \text{ kW}_{th}$ e la domanda termica per il raffrescamento nominale è pari a 120 kW_{th} . Per l'edificio adibito ad uffici, $W_{el,0} = 80 \text{ kW}_{el}$, $Q_{bl,0} = 25 \text{ kW}_{th}$ e la domanda di picco per il raffrescamento è pari a 120 kW_{th} .

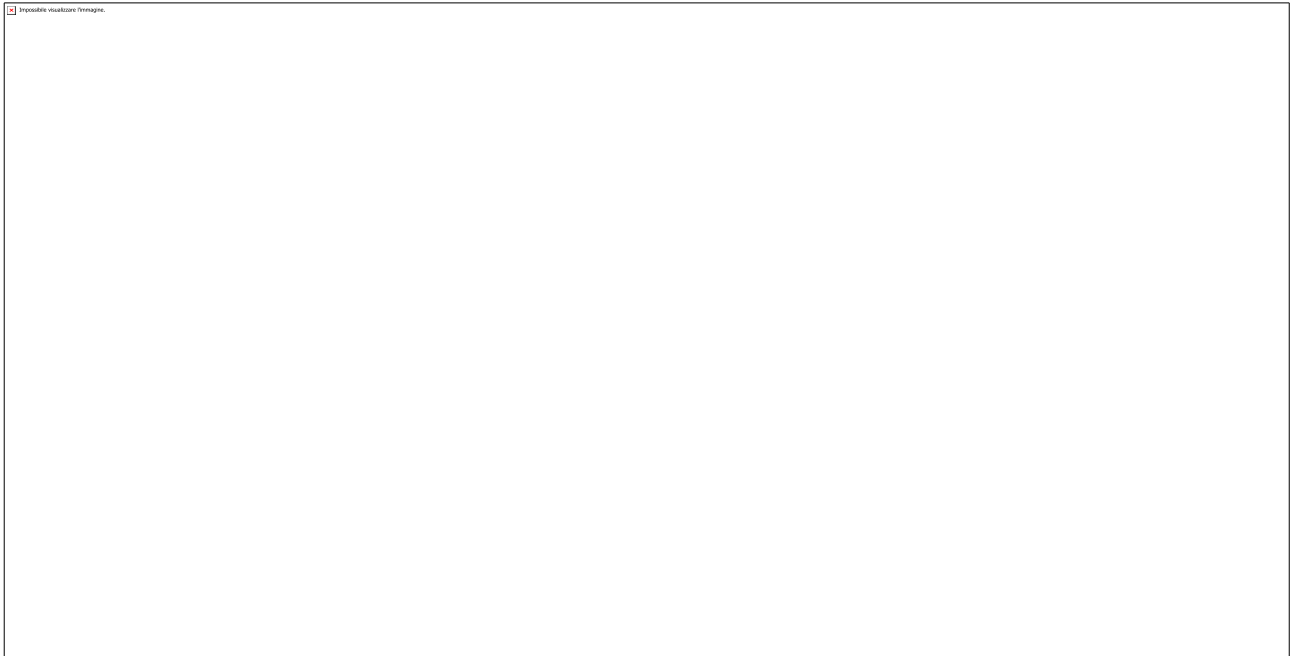


Figura 10. Consumi annuali elettrici e termici per i quattro casi studio. (a): Consumo elettrico annuale E_{el} in kWh ; (b): Consumo termico annuale comprensivo di riscaldamento e acqua calda sanitaria E_{th} in kWh_{th} ; (c): Consumo termico annuale per il raffrescamento E_{cool} in kWh_{th} .

In tutti i casi studio analizzati sono considerati già presenti nel sistema il boiler a gas, per soddisfare la domanda termica di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria, un Chiller, per coprire il carico termico di raffrescamento, con il relativo buffer di piccole dimensioni, ed un sistema di produzione di energia elettrica da fonte rinnovabile, di natura eolica o fotovoltaica, le cui dimensioni variano a seconda degli scenari di considerati nell'analisi (maggiori dettagli nella sezione 2.7).

I consumi annuali per i quattro casi studio considerati sono riportati in Figura 10. Poiché i casi studio residenziali condividono gli stessi andamenti della domanda elettrica (Figura 10 (a)), essi sono anche caratterizzati dai medesimi consumi annuali. Ovviamente questa è una approssimazione, ma poiché i consumi elettrici non comprendono eventuali utilizzi termici (boiler elettrico e/o raffrescamento) è comunque ragionevole utilizzare un consumo annuale simile nei tre casi.

Come è facile notare il consumo termico per il riscaldamento e la produzione di acqua calda (Figura 10 (b)) sanitaria cresce spostandosi da nord, verso sud, nella penisola italiana, mentre quello per il raffrescamento (Figura 10 (c)) segue l'andamento opposto.

2.7 Uso dell'energia rinnovabile in ambito residenziale

Nell'analisi, viene investigata la capacità dei sistemi TI-PTES di promuovere l'integrazione delle fonti rinnovabili in ambito residenziale. Per questo motivo è necessario simulare la presenza di generazione elettrica e termica da fonte rinnovabile (eolica e fotovoltaica) per i quattro casi studio analizzati.

Per le città selezionate in sezione 2.6, i dati relativi alla radiazione solare e alla velocità del vento al suolo (10 m di quota) sono stati reperiti presso il database PVGIS [89]. In tale database, sono direttamente disponibili i dati della produzione da fotovoltaico per kW di potenza nominale installata nell'edificio e la velocità del vento a bassa quota, considerata rappresentativa delle condizioni di vento sfruttabili in una installazione eolica di piccola taglia.

Mentre la produzione elettrica da fotovoltaico è direttamente disponibile in funzione della capacità installata, la produzione elettrica eolica deve essere calcolata a partire dalla velocità del vento, come spiegato in 2.7.1.

2.7.1 Energia rinnovabile elettrica

Il database PVGIS [89], fornisce direttamente la produzione elettrica da fotovoltaico per kW di potenza nominale installata nell'edificio, mentre, per quanto riguarda la produzione elettrica da eolico, è disponibile solo la velocità del vento a bassa quota (10 m).

Tale profilo di velocità viene riportato ad una quota maggiore e più rappresentativa della generazione micro-eolica (40 m), come indicato in [90]:

$$v_w(Z) = v_w(Z_0) \cdot \frac{\ln(Z/Z_r)}{\ln(Z_0/Z_r)} \quad 1$$

Dove v_w è la velocità del vento alla quota $Z_0 = 10$ m, $Z = 40$ m è la quota alla quale si vuole calcolare il nuovo valore di velocità. Il parametro Z_r è caratteristico del modello e dipende dalla natura del terreno (Tabella 3). Nell'analisi si è scelto di usare valori intermedi fra quelli relativi alla periferia e quelli riferiti al centro città.

I dati di vento generati in Eq. 1 sono riportati in Figura 11 e vengono convertiti in potenza eolica per mezzo di una curva di potenza della macchina caratteristica di una turbina di piccola taglia. Per generare tale curva di potenza sono stati utilizzati i dati sperimentali riferiti ad una micro-turbina eolica disponibili in [91].

Nel caso di turbine di piccola taglia e numero ridotto, la produzione eolica non può essere modellata per mezzo di curve di potenza teoriche che associano ad una data velocità del vento sempre la stessa potenza elettrica. Le cause di questo comportamento possono essere molteplici, come l'inerzia del generatore e la sua tendenza a surriscaldarsi, soprattutto per macchine elettriche di piccole dimensioni, e la posizione dell'anemometro che misura la velocità del vento, che spesso non è esattamente corrispondente a quella dove è installata la macchina.

Per tenere conto di questi, è stata sviluppata una curva di potenza di tipo "probabilistico", basata sui dati in [91], costruita sulla base di N distribuzioni di probabilità, ognuna riferita al bin i -esimo nel quale viene discretizzato il campo operativo di velocità del vento della turbina eolica. Tali distribuzioni associano ad ogni valore di v_w un valore della potenza elettrica erogata, estratta in modo randomico dalla distribuzione stessa. Le N distribuzioni di probabilità sono fittate sulla base dei dati di velocità e potenza in [91]. Una visualizzazione della curva di potenza probabilistica della turbina eolica è riportata in Figura 12.

Infine, poiché nei casi studio analizzato viene fatta l'ipotesi che la generazione eolica e fotovoltaica sia già presente al momento di introdurre i sistemi TI-PTES, il costo specifico dei pannelli fotovoltaici e della turbina eolica viene considerato nullo in Eq. 9 ($\lambda_{pv} = \lambda_{wind} = 0$).

Tabella 3. Parametro del modello in Eq. 1. Dati tratti da [90].

Terreno:	$Z_r [m]$
Ghiaccio	1e-5
Mare calmo	2·1e-4
Mare mosso	5·1e-4
Neve	3·1e-3
Erba bassa	8·1e-3
Pascolo	0.01
Campo non coltivato	0.03
Campo di grano	0.05
pochi alberi	0.1

Molti alberi o pochi edifici	0.25
Foresta	0.5
Periferia	1.5
Centro città	3.0



Figura 11. Istogrammi della velocità del vento per i quattro casi studio analizzati. (a): Caso Studio 1. (b): Caso Studio 2. (c): Caso Studio 3. (d): Caso Studio 4.



Figura 12. Curva di potenza probabilistica della turbina eolica in [91]. Nella figura sono visibili il 50-esimo percentile della distribuzione (punto cerchiato), il 25-esimo e 75-esimo percentile (spigoli superiore ed inferiore del rettangolo nero), il quinto ed il 95-esimo percentile (lineette verticali), mentre gli outliers sono rappresentati dai cerchi vuoti.

2.7.2 Energia rinnovabile termica

In ambito residenziale la più comune fonte termica rinnovabile per la produzione di calore a bassa temperatura è quella solare. Le tecnologie più comunemente utilizzate in ambito residenziale e per edifici di ridotte dimensioni sono collettori solari piani e collettori a tubi evacuati [92,93]. Entrambe queste tecnologie possono raggiungere temperature di mandata comprese fra 60 °C e 80 °C. Mentre i collettori solari piani rappresentano l'alternativa più economica e meno efficiente, i tubi evacuati sono generalmente caratterizzati da prestazioni migliori, al prezzo di un maggior costo di acquisto ed installazione. Fra queste due alternative, nella presente analisi, è stata selezionata la tecnologia di produzione di energia termica da fonte solare caratterizzata dal minor costo per m² installato, che è rappresentata dai collettori solari piani. Questa scelta può essere giustificata sulla base di studi precedenti, ad es. [1,2,6], che concordano nell'indicare che la superficie di captazione dell'energia solare necessaria per operare un sistema TI-PTES con prestazioni accettabili è molto ampia, soprattutto se comparata con i kW di potenza elettrica di carica e scarica nominali del sistema di accumulo. La scelta dei collettori solari piani per realizzare un sistema TI-PTES è anche confortata dal fatto che tale tecnologia è stata recentemente analizzata per fornire calore ad un sistema hot TI-PTES, riportando prestazioni promettenti [81].

Per determinare la potenza termica erogata dal sistema di collettori solari piani in funzione della radiazione incidente, il modello di efficienza dei pannelli proposto in [81] è stato utilizzato.

$$\eta_{sun} = 0.77 - 3.75 \cdot \frac{(T_{ave,sun} - T_{ext})}{G} - 0.015 \cdot \frac{(T_{ave,sun} - T_{ext})^2}{G} \quad 2$$

Dove G è la radiazione totale incidente sul pannello, le cui componenti diretta e diffusa sono state ricavate per mezzo del database PVGIS [89] e sono riferite ad ognuna delle località in cui sono localizzati i quattro casi studio analizzati. $T_{ave,sun}$ è la temperatura media fra ingresso ed uscita del pannello solare e T_{ext} è la temperatura ambiente.

La potenza specifica per m² è calcolata in funzione dell'efficienza del pannello solare come:

$$\omega_{sun} = \eta_{sun} \cdot G \quad 3$$

Poiché il campo solare è considerato parte integrante del sistema TI-PTES introdotto nell'analisi, il suo costo non è considerato nullo e vale $\lambda_{sun} = 250 \text{ €/m}^2$ [94].

2.8 Metodologia di analisi delle prestazioni del sistema di accumulo TI-PTES

In questo studio, l'impatto dell'introduzione dei sistemi TI-PTES in ambito residenziale viene stimato per mezzo di un algoritmo di ottimizzazione che permette di gestire i flussi energetici scambiati fra i componenti del sistema in modo da minimizzare i costi operativi del sistema.

L'algoritmo di ottimizzazione utilizzato (MILP) permette, quindi, di calcolare le prestazioni dei componenti del sistema nel caso ottimale, ossia nella condizione in cui i componenti siano controllati per massimizzare le prestazioni del sistema. Per poter utilizzare l'algoritmo di risoluzione MILP, che rappresenta lo stato dell'arte per quanto riguarda l'ottimizzazione dei sistemi energetici [95], è necessario formulare il problema utilizzando esclusivamente relazioni lineari fra le variabili di ottimizzazione del problema. Per questo motivo, parte della modellazione delle prestazioni dei componenti è dedicata alla linearizzazione delle curve di prestazioni dei componenti che non possono essere schematizzati secondo relazioni puramente lineari, come la HTHP il ORC, lo stoccaggio PCM ed il Chiller (vedi sezioni 2.8.3, 2.8.4, 2.8.5 e 2.8.6, per maggiori dettagli).

2.8.1 Introduzione al problema di ottimizzazione, definizione della funzione obiettivo e orizzonte temporale ottimizzato

Nello studio, il potenziale delle tecnologie TI-PTES per uso in ambito residenziale e del terziario viene valutato per mezzo di un algoritmo di ottimizzazione che permette di calcolare la gestione ottimale dei flussi di energia scambiati fra i componenti del sistema energetico dell'edificio in esame, al fine di minimizzare i costi operativi

del sistema. In altre parole, l'algoritmo di ottimizzazione usa i TI-PTES per fornire al sistema energetico dell'edificio la capacità di immagazzinare i contributi energetici delle rinnovabili elettriche, quando questi non sono usati direttamente per alimentare i carichi elettrici, ed usarli nei momenti in cui la produzione da rinnovabile non riesce a sopperire alla domanda elettrica dell'edificio. Per allocare i contributi di energia elettrica rinnovabile nel modo più efficace, le fasi di carica e scarica del TI-PTES devono essere programmate nel tempo, in modo da minimizzare il costo operativo del sistema (funzione obiettivo del problema di ottimizzazione). Tale programmazione, oltre a minimizzare i costi operativi del sistema, deve anche rispettare le esigenze operative e le caratteristiche del sistema (vincoli del problema di ottimizzazione), come ad esempio la necessità di soddisfare in ogni momento le domande elettriche e termiche dell'edificio o il fatto che i componenti possono erogare energia nei limiti imposti dalle loro taglie e condizioni operative momentanee.

Una descrizione completa del modello matematico del problema di ottimizzazione è riportata in Sez. 2.8.8, dove vengono definiti in maniera formale il problema stesso, le variabili oggetto di ottimizzazione ed i vincoli del problema. In questa sede, viene fornita una descrizione (informale) del problema di ottimizzazione e ne viene definita la funzione obiettivo.

Nello studio, due tecnologie di accumulo vengono analizzate, hot e cold TI-PTES, a cui corrispondono due diversi sistemi energetici e, quindi, due diversi problemi di ottimizzazione (vedi Sez. 2.8.8 per ulteriori dettagli). Per la tecnologia hot TI-PTES, il sistema in Figura 13 viene considerato, mentre il sistema in Figura 14 è analizzato nel caso del cold TI-PTES.

Come è possibile constatare confrontando i sistemi in Figura 13 e Figura 14, fra i due vi sono molte analogie. In particolare, i due sistemi hanno le medesime caratteristiche per quanto riguarda:

- La presenza di rete elettrica e rete gas;
- la produzione da rinnovabile elettrica e termica, con il relativo buffer;
- La domanda elettrica, termica (alta e bassa temperatura) e per il raffrescamento, con il relativo buffer;
- Il consumo di gas naturale per la produzione di energia termica;
- Il consumo di energia elettrica per la produzione di effetto utile di raffrescamento;

Le caratteristiche distintive del sistema che usa il hot TI-PTES (Figura 13) sono:

- L'utilizzo dell'energia solare termica per alimentare una pompa di calore ad alta temperatura (HTHP) durante la fase di carica dell'accumulo;
- La presenza di un accumulo termico PCM operante ad alta temperatura (la temperatura maggiore raggiunta nel sistema), per lo stoccaggio dell'energia termica erogata dalla HTHP;
- L'utilizzo di un ORC per la conversione dell'energia stoccata nel PCM in energia elettrica, durante la fase di scarica dell'accumulo.

Al contrario, le caratteristiche distintive del sistema che usa il cold TI-PTES (Figura 14) sono:

- L'utilizzo del Chiller, già presente nel sistema per soddisfare il carico termico di raffrescamento, anche per alimentare l'accumulo termico durante la fase di carica del cold TI-PTES;
- La presenza di un accumulo termico PCM operante a bassa temperatura (la temperatura minore raggiunta nel sistema), per lo stoccaggio dell'effetto utile di raffrescamento erogato dal Chiller;
- L'utilizzo dell'energia solare termica e dell'effetto utile di raffrescamento stoccato nel PCM per alimentare un ORC che converte l'energia termica stoccata in energia elettrica, durante la fase di scarica dell'accumulo.

Il problema di ottimizzazione che si occupa della gestione dei flussi di energia nei sistemi in Figura 13 e Figura 14 ha come obiettivo la minimizzazione dei costi operativi del sistema (Eq. 4). Tali costi sono calcolati su base annuale dividendo l'anno in M intervalli di tempo (ad es. le settimane) e sommando sui j -esimi intervalli di tempo. Gli intervalli sono a loro volta divisi in T time step i -esimi di lunghezza Δt . Pertanto, i costi dei singoli j -esimi intervalli di tempo sono calcolati come la sommatoria sugli i -esimi time step che compongono l'intervallo. In formule:

$$f_{obj} = \sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^T \underbrace{(w_{el,in} \cdot \beta_{el,in} - w_{el,out} \cdot \beta_{el,out})_{ij} \cdot W_{el,0} \cdot \frac{dt}{3600}}_{\text{electrical energy net cost for the } j\text{-th interval}} + \sum_{i=1}^T \underbrace{(f_{in})_{ij} \cdot \beta_{f,in} \cdot F_0 \cdot \frac{dt}{3600}}_{\text{fuel cost for the } j\text{-th interval}} \quad 4$$

Dove ogni quantità si intende valutata nel time step i -esimo del periodo dell'anno j -esimo. $w_{el,in}$ e $w_{el,out}$ sono le potenze elettriche specifiche (in kW/kW) in ingresso ed in uscita dal sistema; f_{in} è la potenza specifica (in kW/kW) in termini di fuel in ingresso al sistema; $W_{el,0}$ è la potenza nominale installata della rete elettrica in kW e F_0 è la potenza in termini di fuel nominale installata della rete gas in kW; $\beta_{el,in}$, $\beta_{el,out}$ e $\beta_{f,in}$ sono, rispettivamente, i prezzi di energia elettrica in ingresso ed in uscita dal sistema ed il prezzo del gas in ingresso al sistema in €/MWh; dt è la lunghezza in secondi dell' i -esimo time step considerato.

In Eq. 4, il passo temporale dt utilizzato è pari a 3600 s, mentre il numero T di time step considerati per il singolo intervallo di tempo j -esimo è pari a 168, ossia l'intervallo di tempo considerato è pari ad una settimana. Di conseguenza, considerando in Eq. 4 l'intero anno, il numero M di intervalli considerati dovrebbe essere pari a 54. Tuttavia, dopo alcuni tentativi volti a valutare la sensibilità e la stabilità dei risultati al numero di intervalli M considerati, sono stati selezionati 12 intervalli di tempo (12 settimane), una per ogni mese dell'anno. Questa ipotesi semplificativa ha contribuito ad accorciare sensibilmente i tempi di calcolo per la singola risoluzione del problema di ottimizzazione, mentre l'accuratezza della stima dei costi non è diminuita in modo sensibile.

In base all'assunzione precedentemente discussa, $M = 12$ è stato assunto nell'analisi per l'Eq. 4. Di conseguenza, per poter considerare i costi in Eq. 4 rappresentativi dell'intero anno la seguente modifica è stata effettuata (Eq. 5):

$$f_{obj} = \left[W_{el,0} \cdot \sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^T (w_{el,in} \cdot \beta_{el,in} - w_{el,out} \cdot \beta_{el,out})_{ij} + F_0 \cdot \beta_{f,in} \cdot \sum_{i=1}^T (f_{in})_{ij} \right] \cdot \frac{dt}{3600} \cdot \frac{M_0}{M} \quad 5$$

Dove $M = 12$ e $M_0 = 52$, ossia il numero di settimane in un anno. In questo modo, il costo operativo annuale stimato in Eq. 5 può essere confrontato direttamente con i costi di investimento annualizzati del sistema TI-PTES calcolati nella sezione 2.8.2.

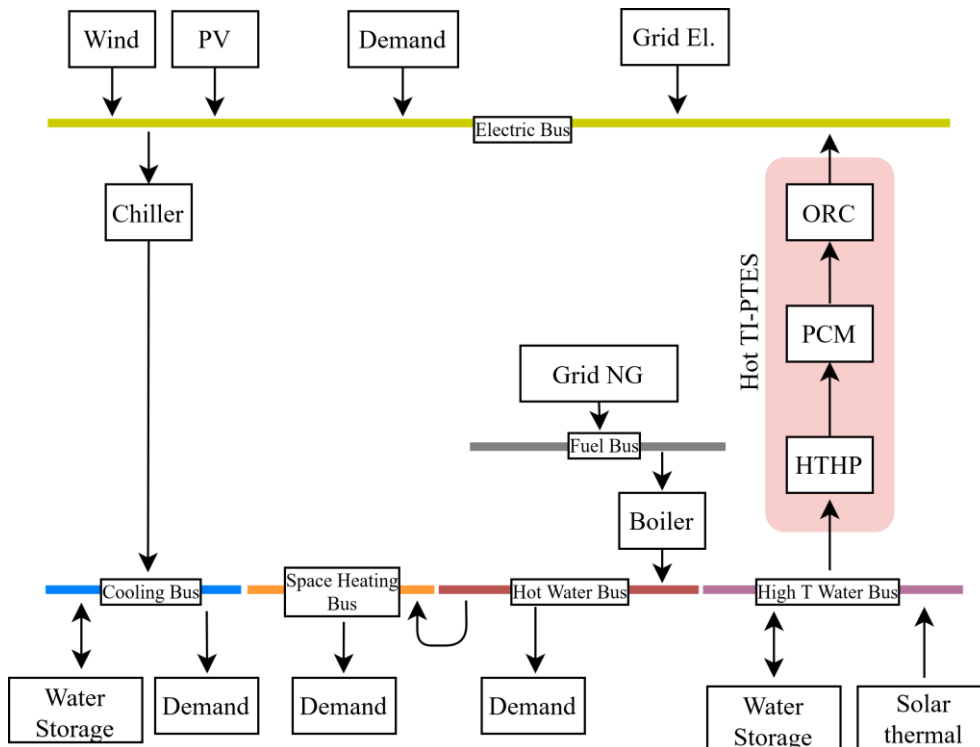


Figura 13. Schema del sistema energetico dell'edificio in presenza di hot TI-PTES. Nello schema sono riportati i componenti e le direzioni degli scambi di energia (od effetto utile di raffreddamento) fra gli stessi.

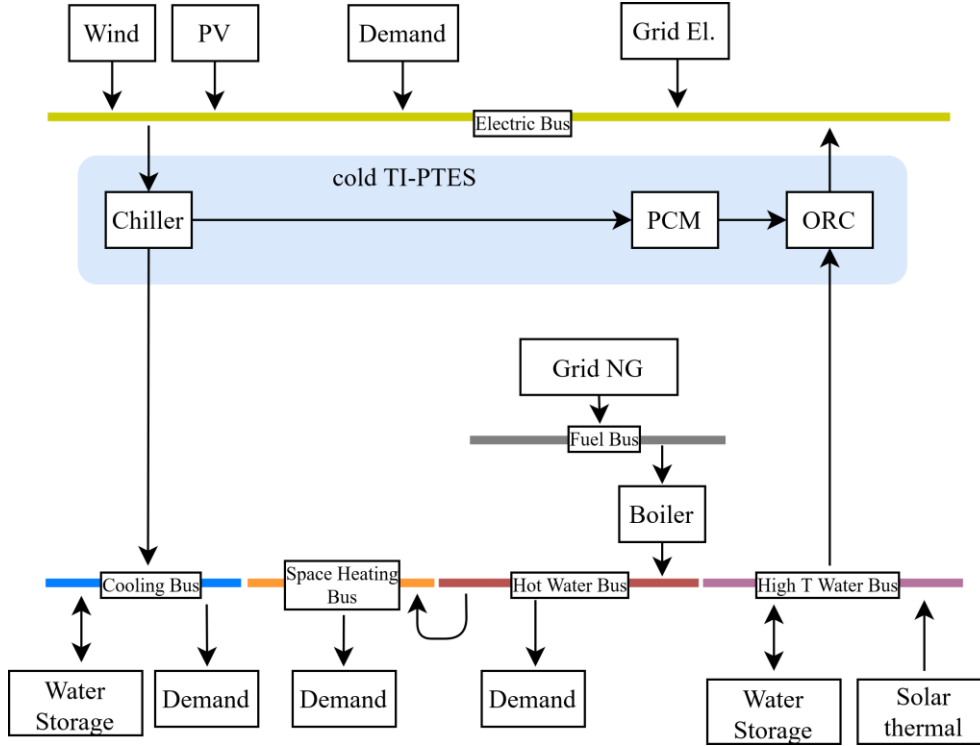


Figura 14. Schema del sistema energetico dell'edificio in presenza di cold TI-PTES. Nello schema sono riportati i componenti e le direzioni degli scambi di energia (od effetto utile di raffreddamento) fra gli stessi.

2.8.2 Definizione dei KPI di interesse

Il risultato del problema di ottimizzazione definito nelle sezioni 2.8.1 e 2.8.8 è rappresentato dalle quantità di energia scambiate all'interno dei sistemi in Figura 13 e Figura 14 e fra questi e le reti elettrica e del gas naturale. In base a tali quantità di energia, è possibile determinare non solo i costi operativi del sistema, come indicato nelle Eq. 4 e 5 della sezione 2.8.1, ma anche le emissioni di CO₂ associate alle varie configurazioni di TI-PTES studiate ed altri KPI di interesse.

Nella sezione 2.9.3, il costo operativo $Cost_{tptes}$, pari alla funzione obiettivo del problema f_{obj} in Eq. 5, viene confrontato con il costo risultante per la stessa configurazione analizzata, ma calcolate per il caso in cui la capacità di accumulo di TI-PTES installata è pari a zero, ossia $Cost_0$. In formule (Eq. 7):

$$Cost_0 = (Cost_{tptes})_{c_{pcm}=0} \rightarrow \frac{Cost_{tptes}}{Cost_0} = \frac{Cost_{tptes}}{(Cost_{tptes})_{c_{pcm}=0}} \quad 6$$

Per quanto riguarda le emissioni annuali di CO₂ associate al funzionamento del sistema, queste possono essere calcolate, per entrambi i casi di hot e cold TI-PTES, come in Eq. 7:

$$CO2_{tptes} = \left[W_{el,0} \cdot \sigma_{co2,el} \sum_{j=1}^M \sum_{t=1}^T (w_{el,in} - w_{el,out})_{ij} + F_0 \cdot \sigma_{co2,f} \sum_{t=1}^T (f_{in})_{ij} \right] \cdot \frac{dt}{3600} \cdot \frac{M_0}{M} \quad 7$$

Dove $\sigma_{co2,el}$ è l'intensità di emissioni di CO₂ dell'energia elettrica prodotta in Italia in g/kWh, mentre $\sigma_{co2,f}$ è l'intensità di emissioni di CO₂ del gas naturale (metano) in g/kWh.

Analogamente a quanto fatto per i costi operativi, nella sezione 2.9.3, $CO2_{tptes}$ viene confrontata con le emissioni di CO₂ risultanti in assenza di sistemi TI-PTES. In formule (Eq. 8):

$$CO2_0 = (CO2_{tptes})_{c_{pcm}=0} \rightarrow \frac{CO2_{tptes}}{CO2_0} = \frac{CO2_{tptes}}{(CO2_{tptes})_{c_{pcm}=0}} \quad 8$$

Per valutare la convenienza economica di installare un sistema TI-PTES, i costi di investimento del sistema di accumulo deve essere valutati. In base ai costi specifici λ dei componenti dei sistemi TI-PTES riportati nelle sezioni 2.8.3 per la HTHP, 2.8.4 per l'ORC, 2.8.5 per gli accumuli PCM e 2.8.6 per tutti gli altri componenti, il costo di investimento associato ad un sistema TI-PTES è calcolato come la somma dei costi k -esimi dei vari componenti (Eq. 9):

$$I_{tiptes} = \sum_{k=1}^K \lambda_k \cdot X_k \quad 9$$

Dove X_k è la taglia caratteristica del componente k -esimo e K è il numero di componenti del sistema TI-PTES considerato. Per il hot TI-PTES $K = 5$ (HTHP, ORC, campo solare, buffer e accumulo PCM ad alta T), mentre per il cold TI-PTES $K = 4$ (ORC, campo solare, buffer e accumulo PCM a bassa T), poiché il Chiller è considerato già incluso nel sistema senza accumulo, essendo questo componente dimensionato ed usato per soddisfare il carico termico di raffrescamento dell'edificio. Tutti gli altri componenti (Boiler a gas, buffer del circuito di raffrescamento e sistemi di produzione di energia rinnovabile elettrica) sono considerati già presenti nel sistema e non vengono conteggiati nel calcolo del costo capitale del sistema TI-PTES.

Costo capitale e costo operativo del sistema TI-PTES possono essere sommati su base annuale per calcolare il costo totale annualizzato $Cost_{tiptes,tot}$ (Eq. 10):

$$\begin{cases} Cost_{tiptes,tot} = Cost_{tiptes} + (CRF + O\&M) \cdot I_{tiptes} \\ CRF = \frac{r \cdot (1 + r)^{N_y}}{(1 + r)^{N_y} - 1} \end{cases} \quad 10$$

Dove CRF è il *cost recovery factor*, che permette di calcolare il costo annualizzato (rata annuale) a partire dal costo capitale, che è considerato come coperto per mezzo di un prestito da rendere in $N_y = 20$ anni (pari alla vita utile dell'impianto) con tasso di interesse $r = 0.08$. Ogni anno si assume di dover pagare una quota del costo capitale per coprire gli oneri economici dovuti alla manutenzione del sistema. Tale quota è assunta pari al 3% del costo capitale ($O\&M = 0.03$).

Infine, l'indicatore in grado di misurare la convenienza economica del sistema TI-PTES nel suo complesso utilizzato in sezione 2.9.4 è il rapporto fra il costo totale annuale dovuto al sistema TI-PTES, comprensivo dei costi operativi e dei costi capitali annualizzati, ed il costo totale annuale del sistema in assenza di TI-PTES. Poiché in questo caso tutti i componenti non ascrivibili al sistema di accumulo sono considerati come costi ormai ripagati ($\lambda_k = 0$), il costo totale corrisponde con il costo operativo in assenza di TI-PTES ($Cost_0$) e il rapporto così definito vale (Eq. 11):

$$\frac{Cost_{tiptes,tot}}{Cost_0} = \frac{Cost_{tiptes} + (CRF + O\&M) \cdot I_{tiptes}}{Cost_0} \quad 11$$

Il rapporto così calcolato può risultare inferiore ad 1 (TI-PTES economicamente vantaggioso) nel caso in cui i risparmi conseguiti sui costi operativi siano tali controbalanciare il costo di investimento annualizzato.

2.8.3 Modellazione della HTHP in condizioni di funzionamento nominale e non-nominale

In questa sezione, viene definita la modellazione dedicata alla pompa di calore ad alta temperatura (HTHP) che rappresenta il componente utilizzato nel sistema hot TI-PTES durante la fase di carica per convertire l'energia elettrica in energia termica da accumulare nella capacità termica del PCM ad alta temperatura. Nello studio, il COP_{htbp} della HTHP è calcolato in base ad una modellazione semplificata adatta all'utilizzo nell'ambito di algoritmi di ottimizzazione lineare e misto-intera (MILP), come indicato in [96] (Eq. 12):

$$COP_{htbp} = \frac{Q_{htbp}}{W_{htbp}} = \frac{q_{htbp} \cdot Q_{htbp,0}}{w_{htbp} \cdot W_{htbp,0}} = \min(\eta_{II,htbp} \cdot COP_{htbp,id}; COP_{htbp,max}) \quad 12$$

Dove Q_{htbp} e W_{htbp} sono, rispettivamente, la potenza termica prodotta e la potenza elettrica assorbita dalla HTHP. Nell'analisi, Q_{htbp} e W_{htbp} sono calcolati come prodotto delle potenze specifiche (termica ed elettrica) w_{htbp} e q_{htbp} , misurate in kW/kW, quindi adimensionali, che rappresentano il livello di carico termico ed elettrico a cui la HTHP sta operando, e delle potenze nominali $Q_{htbp,0}$ e $W_{htbp,0}$, in kW, che rappresentano il carico nominale che la HTHP può erogare in funzione delle sue temperature operative. $\eta_{II,htbp} = 0.35$ è l'efficienza di secondo principio della HTHP; $COP_{htbp,id}$ è il COP ideale (di Carnot), valutato alle temperature

operative della HTHP; infine, $COP_{htp,max} = 12.5$ è il massimo COP raggiungibile dalla HTHP per bassi valori di differenze di temperature operative.

La modellazione del COP in base all'efficienza di secondo principio η_{II} è utile per dividere i termini del COP che variano in funzione delle temperature operative ($COP_{htp,id}$) dalle perdite rispetto alle performance ideali, di cui η_{II} tiene interamente conto. Come dimostrato in letteratura, ad es. [96], η_{II} è una funzione del livello di carico termico $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ della HTHP. In questo modo, ai carichi parziali, ipotizzando di operare entro le medesime temperature operative e sfruttando la definizione η_{II} , è possibile scrivere:

$$\frac{COP_{htp}}{COP_{htp,0}} = \frac{\eta_{II,htp} \cdot COP_{htp,id}}{(\eta_{II,htp} \cdot COP_{htp,id})_0} = \frac{\eta_{II,htp}}{\eta_{II,htp,0}} = f\left(\frac{Q_{htp}}{Q_{htp,0}}\right) \quad 13$$

Ossia che il rapporto $COP_{htp}/COP_{htp,0}$ è una funzione solo del livello di carico termico.

Nella normativa tecnica [97], $COP_{htp}/COP_{htp,0}$ è definito come segue:

$$\frac{COP_{htp}}{COP_{htp,0}} = \frac{Q_{htp}/Q_{htp,0}}{\alpha \cdot (Q_{htp}/Q_{htp,0}) - 1 - \alpha} \quad 14$$

con $\alpha = 0.9$, come valore consigliato nella normativa. In letteratura, ad es. in [98], sono disponibili andamenti empirici per il rapporto $COP_{htp}/COP_{htp,0}$, direttamente ricavati dai dati operativi forniti dai produttori di chiller e pompe di calore. Come riportato in Figura 15 (a), dal confronto fra i dati di letteratura ([98]) e gli andamenti calcolati in base all'Eq. 14 ([97]), è possibile constatare come l'andamento empirico si discosti da quello previsto dalla normativa, sia nel caso per $\alpha = 0.9$, che per il caso con $\alpha = 0.8$.

Con semplici calcoli e sfruttando la definizione di COP e l'Eq. 13, è possibile scrivere:

$$\frac{Q_{htp}}{Q_{htp,0}} = \frac{COP_{htp}}{COP_{htp,0}} \cdot \frac{W_{htp}}{W_{htp,0}} = f\left(\frac{Q_{htp}}{Q_{htp,0}}\right) \cdot \frac{W_{htp}}{W_{htp,0}} \quad 15$$

Dove la relazione $f(Q_{htp}/Q_{htp,0})$ è ricavato dal fit dei dati di letteratura in Figura 15 (a). Questo permette di determinare la relazione che lega $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ a $W_{htp}/W_{htp,0}$, riportata in Figura 15 (b).

In Figura 15 (b), è possibile confrontare l'andamento di $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ in funzione di $W_{htp}/W_{htp,0}$ per tre approcci diversi. Nel caso di prestazioni costanti al variare del livello di carico ($COP_{htp} = \text{cost.}$) il rapporto $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ in funzione di $W_{htp}/W_{htp,0}$ è rappresentato dalla retta bisettrice del primo quadrante. Nel caso degli andamenti di normativa (Eq. 14) con $\alpha = 0.9$ e $\alpha = 0.8$, è possibile constatare come $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ segua un andamento lineare con pendenza crescente al diminuire di α . Nel caso di andamento empirico, il rapporto $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ inizialmente è maggiore di quello relativo alla normativa (migliori prestazioni), mentre diminuisce velocemente per $W_{htp}/W_{htp,0}$ maggiori di 0.5, per raggiungere valori praticamente nulli per $W_{htp}/W_{htp,0}$ minori di 0.4. Per tale motivo, nell'analisi il carico elettrico minimo a cui la HTHP può continuare ad operare è fissato a $w_{htp,min} = 0.35$.

Gli andamenti del rapporto $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ in funzione $W_{htp}/W_{htp,0}$ in Figura 15 (b) esprimono la relazione fra i livelli di carico termico ed elettrico, cioè fra q_{htp} e w_{htp} , che deve essere rispettata per descrivere le prestazioni della HTHP in modo realistico al variare del suo carico elettrico, cioè della potenza elettrica assorbita e caricata nel sistema hot TI-PTES. In altre parole, tali relazioni rappresentano il COP della HTHP in una forma che può essere integrata nell'algoritmo di ottimizzazione della gestione del sistema TI-PTES, nel quale vengono utilizzati come variabili di ottimizzazione proprio i livelli di carico termico ed elettrico q_{htp} e w_{htp} della HTHP (vedi sezione 2.8.8 per ulteriori dettagli). Tuttavia, l'algoritmo di ottimizzazione utilizzato richiede l'utilizzo di relazioni lineari, perciò l'andamento empirico basato sui dati di letteratura in Figura 15 (b) non può essere utilizzato direttamente, ma deve essere prima *linearizzato*. Come mostrato in Figura 15 (b), è possibile linearizzare l'andamento di $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ in funzione $W_{htp}/W_{htp,0}$ per mezzo di una funzione lineare a tratti con una perdita di accuratezza minima e sostanzialmente ininfluenza ai fini dello studio. L'andamento linearizzato a tratti di $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ in funzione $W_{htp}/W_{htp,0}$ può essere descritto tramite un set di rette che individuano una porzione di piano convessa, come mostrato in Figura 16. Sfruttando questa proprietà, è possibile scrivere che:

$$\frac{Q_{hthp}}{Q_{hthp,0}} = \min_j \left\{ a_j \cdot \frac{W_{hthp}}{W_{hthp,0}} + b_j \right\} \rightarrow q_{hthp} = \min_j \{ a_j \cdot w_{hthp} + b_j \} \quad 16$$

Che è valida per ogni intervallo j -esimo in cui viene linearizzata a tratti la caratteristica di lavoro della HTHP. a_j e b_j rappresentano i coefficienti delle equazioni delle rette che rappresentano il j -esimo tratto della funzione lineare a tratti.

Una tale formulazione non è ancora lineare, perché utilizza la funzione $\min(\cdot)$. Tuttavia, è possibile osservare che l'Eq. 16 implica che:

$$q_{hthp} \leq a_j \cdot w_{hthp} + b_j \quad 17$$

Una tale formulazione è perfettamente lineare e può essere usata per descrivere l'andamento non-lineare del COP della HTHP al variare del carico nel problema di ottimizzazione. Ovviamente, l'Eq. 17 non impone che definizione del COP sia sempre rispettata, poiché viene utilizzato la relazione $\leq$ invece di quella di uguaglianza ($=$). Tuttavia, come è facile constatare dalla definizione di COP, la formulazione in Eq. 17 è sempre conservativa e l'algoritmo di ottimizzazione tenderà sempre ad erogare il massimo carico termico (q_{hthp}) a parità di carico elettrico (w_{hthp}) speso, per minimizzare i costi operativi del sistema. In questo modo, la relazione in Eq. 17 e quella in Eq. 16 sono sempre equivalenti, quando il problema di ottimizzazione è arrivato a convergenza.

Utilizzando l'Eq. 12, l'Eq. 15 e le definizioni di q_{hthp} del $COP_{hthp,0}$ è possibile calcolare l'effettivo output termico della HTHP in funzione del suo livello di carico (elettrico e termico) e delle temperature operative:

$$\begin{cases} Q_{hthp} = q_{hthp} \cdot Q_{hthp,0} = q_{hthp} \cdot COP_{hthp,0} \cdot W_{hthp,0} = q_{hthp} \cdot \eta_{II,hthp,0} \cdot COP_{hthp,id} \cdot W_{hthp,0} \\ COP_{hthp,id} = \frac{T_{sink,hthp}}{T_{sink,hthp} - T_{source,hthp}} \end{cases} \quad \begin{matrix} 1 \\ 8 \end{matrix}$$

Dove le temperature $T_{sink,hthp}$ e $T_{source,hthp}$ in K rappresentano le condizioni operative a cui viene ceduto ed assorbito il calore nella HTHP. Nell'analisi, $T_{sink,hthp}$ è assunta come di poco superiore alla temperatura di melting del PCM ad alta temperatura $T_{m,pcm,hot}$, mentre $T_{source,hthp}$ è assunta pari alla temperatura di mandata del campo solare $T_{out,sun}$. Per ulteriori dettagli fare riferimento alle sezioni 2.8.5 e 2.8.6. In formule:

$$\begin{cases} T_{sink,hthp} = T_{m,pcm,hot} + \Delta T_{liq,pcm,hot} \\ T_{source,hthp} = T_{out,sun} \end{cases} \quad 19$$

dove $\Delta T_{liq,pcm,hot}$ è una differenza di temperatura per tenere conto del comportamento caratteristico del PCM durante la fase di liquefazione (carica) (vedi sezione 2.8.5).

Figura 15. Modellazione delle performance della HTHP ai carichi parziali. Confronto fra i modelli di normativa [97] e dati di letteratura [98]. (a): $COP_{htp}/COP_{htp,0}$ in funzione di $Q_{htp}/Q_{htp,0}$. (b): $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ in funzione $W_{htp}/W_{htp,0}$.

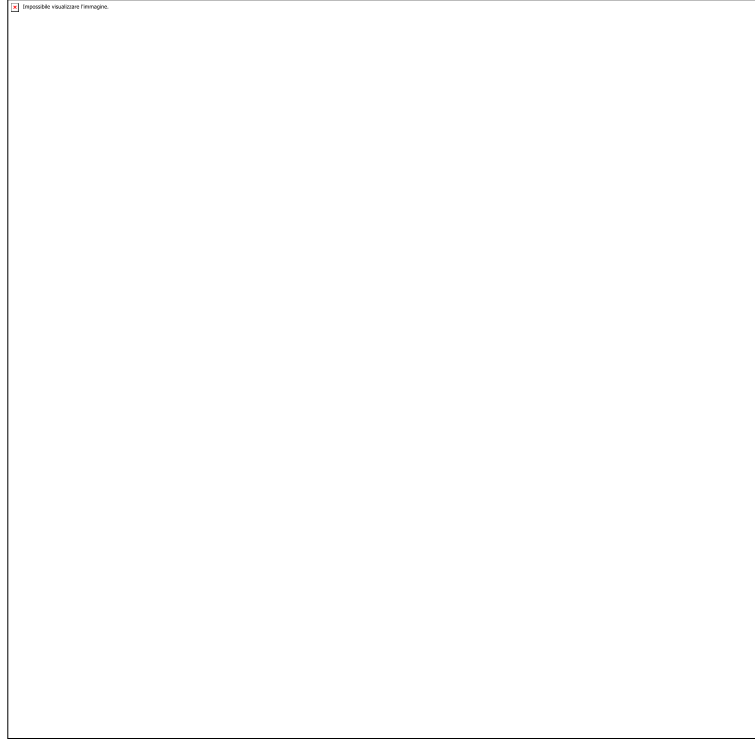


Figura 16. Modellazione delle performance della HTHP ai carichi parziali. Confronto fra $Q_{htp}/Q_{htp,0}$ in funzione $W_{htp}/W_{htp,0}$ per i dati di letteratura [98] ed il set di rette che descrivono l'approssimazione lineare a tratti convessa utilizzata nel problema di ottimizzazione.

Infine, per quanto riguarda i costi della HTHP, nel range di taglie investigato, il costo può essere assunto come lineare con la potenza termica nominale installata. Ipotizzando gli stessi costi assunti in [60], il costo specifico della pompa di calore assunto nell'analisi è pari a $\lambda_{htp} = 720 \text{ €/kW}_{th}$.

In funzione della taglia nominale elettrica $W_{htp,0}$ selezionata, la capacità termica nominale in condizioni di design $Q_{htp,0}$ può essere ricavata dall' Eq. 12 come indicato di seguito. Tramite l'Eq. 9, una volta nota $Q_{htp,0}$ il calcolo del costo della HTHP è immediato:

$$\begin{cases} Q_{htp,0} = COP_{htp,0} \cdot W_{htp,0} = \min(\eta_{II,htp,0} \cdot COP_{htp,id}; COP_{htp,max}) \cdot W_{htp,0} \\ I_{htp} = \lambda_{htp} \cdot Q_{htp,0} \end{cases} \quad 20$$

2.8.4 Modellazione dell'ORC in condizioni di funzionamento nominale e non-nominale

In questa sezione, viene definita la modellazione dedicata al ciclo Rankine organico (ORC) che viene utilizzato nel sistema hot TI-PTES durante la fase di scarica per convertire l'energia termica accumulata nella capacità termica del PCM ad alta temperatura in energia elettrica.

La modellazione dell'ORC presentata in questa sezione presenta forti similarità con quanto discusso per il caso della HTHP nella sezione precedente (Sez. 2.8.3). Per questo motivo, la trattazione verrà affrontata in modo sintetico, mettendo soprattutto in evidenza le differenze fra quanto fatto per l'ORC e la HTHP.

Nello studio, il rendimento dell'ORC η_{orc} è calcolato in maniera simile a quanto fatto per il COP_{htp} della HTHP. In questo modo, è possibile formulare l'andamento delle prestazioni dell'ORC al variare del carico termico ed elettrico e delle temperature operative in modo tale da poter essere integrato in un algoritmo di ottimizzazione come quello adottato nello studio:

$$\eta_{orc} = \frac{W_{orc}}{Q_{orc}} = \frac{w_{orc} \cdot W_{orc,0}}{q_{orc} \cdot Q_{orc,0}} = \eta_{II,orc} \cdot \eta_{orc,id} \quad 21$$

Dove Q_{orc} e W_{orc} sono, rispettivamente, la potenza termica assorbita e la potenza elettrica erogata dall'ORC. In analogia con quanto fatto per la HTHP, Q_{orc} e W_{orc} sono calcolati come prodotto dei livelli di carico dell'ORC (termico ed elettrico) w_{orc} e q_{orc} , in kW/kW, e delle potenze nominali $Q_{orc,0}$ e $W_{orc,0}$, in kW, che rappresentano i carichi nominali in funzione delle temperature operative. $\eta_{II,orc} = 0.45$ è l'efficienza di secondo principio dell'ORC, il cui valore è suggerito in [99]; $\eta_{orc,id}$ è il rendimento ideale (di Carnot), valutato alle temperature operative dell'ORC.

La modellazione del rendimento dell'ORC in base a η_{II} presenta gli stessi benefici discussi per il caso della HTHP (distinguere i termini di η_{orc} che variano in funzione delle temperature da quelli dovuti al livello di carico). Una modellazione di questo tipo è stata proposta in letteratura per gli ORC nel caso in cui si debbano stimare le prestazioni in modo semplificato [1] e nel caso in cui sia necessario ottimizzare la gestione di sistemi TI-PTES [100].

Come nel caso della HTHP è ragionevole supporre che $\eta_{II,orc}$ sia una funzione solo del livello di carico termico q_{orc} dell'ORC. In questo modo, ai carichi parziali, a parità di temperature operative è possibile scrivere:

$$\frac{\eta_{orc}}{\eta_{orc,0}} = \frac{\eta_{II,orc} \cdot \eta_{orc,id}}{(\eta_{II,orc} \cdot \eta_{orc,id})_0} = \frac{\eta_{II,orc}}{\eta_{II,orc,0}} = f\left(\frac{Q_{orc}}{Q_{orc,0}}\right) \quad 22$$

Ossia che il rapporto $\eta_{orc}/\eta_{orc,0}$ è una funzione solo del livello di carico termico. Una tale conclusione è supportata dai dati sul funzionamento in off-design di un ORC di medio-piccola taglia (circa 80 kW di potenza elettrica nominale) disponibili in letteratura [101] e riportati anche in Figura 17. I dati mostrano come l'impatto della temperatura esterna, cioè delle temperature operative dell'ORC, sul rapporto $\eta_{orc}/\eta_{orc,0}$ sia trascurabile, almeno per valori di $q_{orc} = Q_{orc}/Q_{orc,0}$ maggiori od uguali a 0.7. Un tale risultato supporta la conclusione riportata in Eq. 51, mostrando come l'ipotesi secondo la quale $\eta_{orc}/\eta_{orc,0}$ sia solo funzione del livello di carico dell'ORC è verificata con accuratezza sufficiente per gli scopi della presente analisi.

Per semplicità di utilizzo, i dati di letteratura in [101] sono stati fittati con una funzione polinomiale per ricavare la mappa operativa dell'ORC riportata in Figura 18 (a). La funzione di fit polinomiale permette di poter valutare il valore di η_{orc} per un numero di condizioni operative maggiori, rispetto a quelle disponibili dai dati di letteratura. In ogni caso, come mostrato in Figura 18 (b), il fit polinomiale permette di descrivere i dati relativi a η_{orc} con un'accuratezza adeguata agli scopi dell'analisi qui presentata (errore relativo di previsione quasi sempre compreso fra $\pm 5\%$).

In analogia con quanto discusso per la HTHP, l'andamento del rapporto $q_{orc} = Q_{orc}/Q_{orc,0}$ in funzione $w_{orc} = W_{orc}/W_{orc,0}$ in Figura 18 (c) esprime la relazione fra i livelli di carico elettrico (potenza erogata) e termico (calore assorbito), cioè rappresenta il η_{orc} dell'ORC in una forma che può essere integrata nell'algoritmo di ottimizzazione utilizzato. Anche in questo caso, le variabili di ottimizzazione del problema sono proprio i livelli di carico termico ed elettrico q_{orc} e w_{orc} dell'ORC (vedi sezione 2.8.8). Come mostrato in Figura 15 (b), l'andamento di $Q_{orc}/Q_{orc,0}$ in funzione $W_{orc}/W_{orc,0}$ viene linearizzato per mezzo di una funzione lineare a tratti per poter essere utilizzato nell'algoritmo di ottimizzazione. Come già fatto per la HTHP, anche per l'ORC l'andamento linearizzato può essere descritto tramite un set di rette che individuano una porzione di piano convessa, come mostrato in Figura 19. Pertanto, nel caso dell'ORC è possibile scrivere:

$$\frac{Q_{orc}}{Q_{orc,0}} = \max_j \left\{ a_j \cdot \frac{W_{orc}}{W_{orc,0}} + b_j \right\} \rightarrow q_{orc} = \min_j \{ a_j \cdot w_{orc} + b_j \} \quad 23$$

Tale relazione è valida per ogni intervallo j -esimo in cui viene linearizzata a tratti la caratteristica di lavoro dell'ORC. a_j e b_j rappresentano i coefficienti delle equazioni delle rette che rappresentano il j -esimo tratto della funzione lineare a tratti. La relazione esatta in Eq. 23 è sostituita nel problema di ottimizzazione dalla seguente espressione lineare:

$$q_{orc} \geq a_j \cdot w_{orc} + b_j \quad 24$$

Similmente a quanto avviene per la HTHP, l'Eq. 24 non impone che definizione di η_{orc} sia sempre rispettata. Tuttavia, a parità di w_{orc} , i valori di q_{orc} risultanti in Eq. 24 sono sempre conservativi, rispetto a quelli esatti di Eq. 23; infatti, l'algoritmo di ottimizzazione tenderà sempre ad assorbire il minimo carico termico (q_{orc}) a parità di carico elettrico (w_{orc}) erogato, per minimizzare i costi operativi del sistema. In questo modo, le

relazioni in Eq. 23 e 24 sono sempre equivalenti, quando il problema di ottimizzazione è arrivato a convergenza.

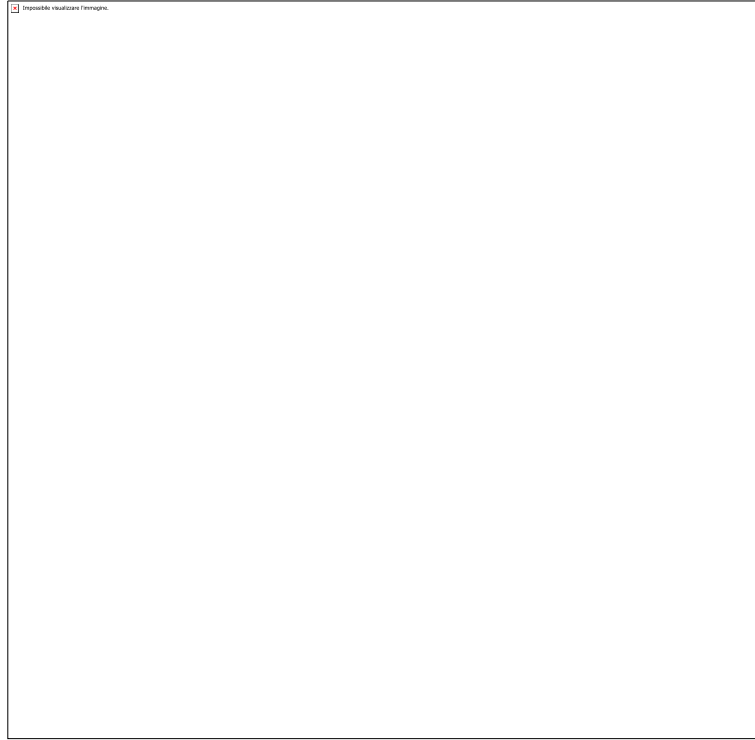


Figura 17. $\eta_{orc}/\eta_{orc,0}$ in funzione solo del livello di carico termico $Q_{orc}/Q_{orc,0}$ per alcuni valori delle temperature ambientali. Dati disponibili in letteratura [101].

Nel caso dell'ORC, l'effettivo input termico in funzione del livello di carico (elettrico e termico) e delle temperature operative può essere scritto come:

$$\begin{cases} Q_{orc} = q_{orc} \cdot Q_{orc,0} = q_{orc} \cdot \frac{W_{orc,0}}{\eta_{orc,0}} = q_{orc} \cdot \frac{W_{orc,0}}{\eta_{II,orc,0} \cdot \eta_{orc,id}} \\ \eta_{orc,id} = \frac{T_{source,orc} - T_{sink,orc}}{T_{source,orc}} \end{cases} \quad 25$$

Dove le temperature $T_{sink,orc}$ e $T_{source,orc}$ in K rappresentano le condizioni operative a cui viene ceduto ed assorbito il calore.

Nel caso dell'ORC del sistema hot TI-PTES, $T_{sink,orc}$ è assunta pari alla temperatura ambiente T_{ext} (variabile nel tempo), mentre $T_{source,orc}$ è ipotizzata essere di poco inferiore alla temperatura di melting del PCM ad alta T. Per ulteriori dettagli fare riferimento alla sezione 2.8.5. In formule:

$$\begin{cases} T_{source,orc} = T_{m,pcm,hot} - \Delta T_{sol,pcm,hot} \\ T_{sink,orc} = T_{ext} \end{cases} \quad 26$$

Dove $\Delta T_{sol,pcm,hot}$ è una differenza di temperatura per tenere conto del comportamento caratteristico del PCM durante la fase di solidificazione (scarica) (vedi sezione 2.8.5).

Per l'ORC del sistema cold TI-PTES, $T_{sink,orc}$ è leggermente superiore alla temperatura di melting del PCM freddo $T_{m,pcm,cold}$, mentre $T_{source,orc}$ è pari alla temperatura di mandata del campo solare $T_{out,sun}$. In formule:

$$\begin{cases} T_{sink,orc} = T_{m,pcm,cold} + \Delta T_{liq,pcm,cold} \\ T_{source,orc} = T_{out,sun} \end{cases} \quad 27$$

Dove $\Delta T_{liq,pcm,hot}$ è una differenza di temperatura per tenere conto del comportamento caratteristico del PCM durante la fase di liquefazione (scarica) (vedi sezione 2.8.5).

Per l'ORC del sistema cold TI-PTES, non è rilevante solo il carico termico assorbito all'evaporatore, ma anche quello ceduto al condensatore, poiché questo regola la quantità di energia scambiata con l'accumulo PCM a bassa temperatura. Il calore ceduto al condensatore $Q_{orc,cond}$ può essere calcolato in funzione del carico elettrico (variabile del problema di ottimizzazione):

$$Q_{orc,cond} = Q_{orc} - W_{orc} = W_{orc} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{orc}} - 1 \right) = w_{orc} \cdot W_{orc0} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{orc}} - 1 \right) \quad 28$$

Per la valutazione del costo dell'ORC nel range di taglie investigato, viene assunto un costo specifico con la potenza nominale installata ($W_{orc,0}$) pari a $\lambda_{orc} = 4000 \text{ €/kW}$ [100,102]. Pertanto, il costo finale dell'ORC può essere calcolato come:

$$\begin{cases} W_{orc,0} = \eta_{orc,0} \cdot Q_{orc,0} = \eta_{II,orc,0} \cdot \eta_{orc,id} \cdot Q_{htp,0} \\ I_{orc} = \lambda_{orc} \cdot W_{orc,0} \end{cases} \quad 29$$

Infine, il carico minimo dell'ORC è assunto pari a $w_{orc,min} = 0.2$ nell'analisi.

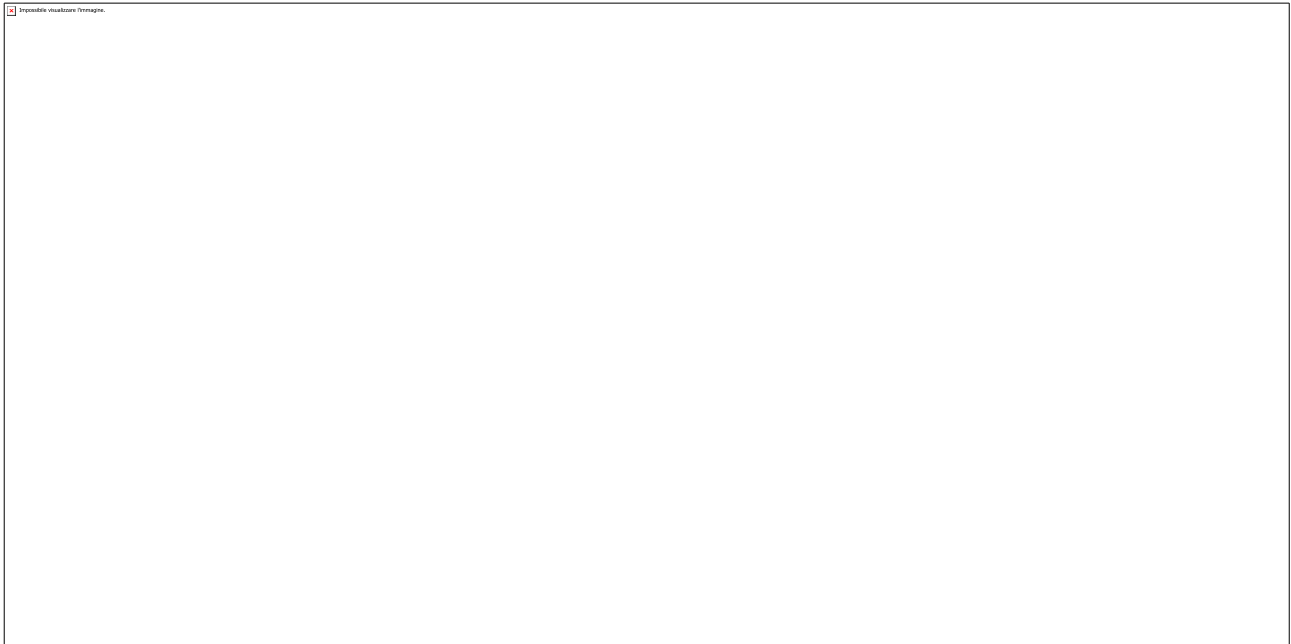


Figura 18. Modellazione delle performance dell'ORC ai carichi parziali. (a): mappa di prestazioni dell'ORC ricavate dai dati di letteratura in [101]. fit polinomiale dai dati di η_{orc} in funzione delle temperature esterne e del livello di carico termico. (b): accuratezza del fit polinomiale. (c): andamento di $Q_{orc}/Q_{orc,0}$ in funzione di $W_{orc}/W_{orc,0}$ calcolati sulla base del modello in (a).

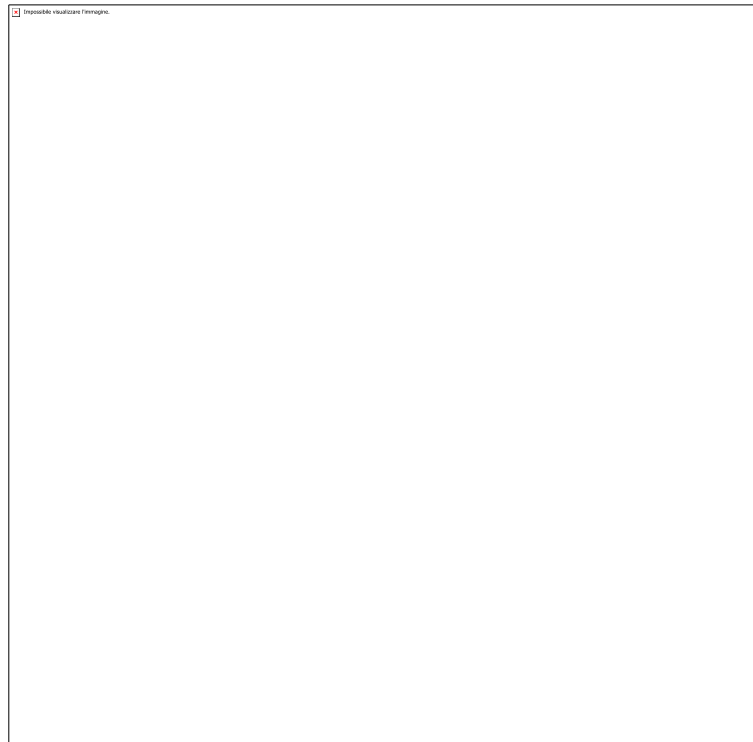


Figura 19. Modellazione delle performance dell'ORC ai carichi parziali. Confronto fra $Q_{orc}/Q_{orc,0}$ in funzione $W_{orc}/W_{orc,0}$ ed il set di rette che descrivono l'approssimazione lineare a tratti convessa utilizzata nel problema di ottimizzazione.

2.8.5 Modellazione del PCM in condizioni di funzionamento nominale e non-nominale

Nell'analisi, le fasi di carica e scarica dei PCM ad alta e bassa temperatura sono state modellate diversamente da quanto fatto per gli altri accumuli presenti, ossia i buffer del circuito di raffrescamento e del campo solare. Il motivo di questa differenza di modellazione risiede nel fatto che il rateo di carica e scarica di un accumulo PCM non può essere considerato costante al variare dello stato di carica, cioè dell'energia accumulata, a causa dei meccanismi fisici che regolano il cambio di fase nel PCM.

Prendendo ad esempio il caso del PCM che opera ad alta temperatura, l'effetto che è possibile osservare in letteratura [103] o in progetti di ricerca su tecnologie TI-PTES [104] è che il calore scambiato durante la carica (liquefazione completa del PCM, passaggio da completamente solido a completamente liquido) ha il suo massimo all'istante iniziale (PCM completamente solido) e decresce all'aumentare della frazione di liquido presente. Il medesimo effetto si verifica durante la scarica (solidificazione completa del PCM, passaggio da completamente liquido a completamente solido), in cui il flusso termico è massimo all'istante iniziale, per poi diminuire progressivamente all'aumentare della frazione solida. La diminuzione di flusso termico descritta è essenzialmente dovuta al fatto che, durante il passaggio di fase dell'intero PCM, il calore deve essere trasmesso alle zone che non hanno ancora effettuato il passaggio di fase attraverso strati di materiale già liquefatto o solidificato. Questo processo introduce delle resistenze termiche aggiuntive interne al PCM che diventano sempre più impattanti via via che lo stato di carica cambia, poiché aumenta lo spessore dello strato di materiale che ha già effettuato il passaggio di fase.

Nell'analisi il comportamento del PCM appena descritto è stato modellato tenendo conto che i massimi valori ammissibili di flusso termico in entrata ed in uscita dall'accumulo variano in funzione dello stato di carica, considerato come un indicatore della frazione di materiale che ha già fatto il cambiamento di fase, rispetto al materiale totale presente. In particolare, le caratteristiche operative del PCM che legano i flussi termici allo stato di carica sono state ricostruite sulla base dei dati di letteratura disponibili in [104], validi per un accumulo termico PCM operante all'interno di un sistema TI-PTES. I dati disponibili in letteratura

permettono di ricostruire gli andamenti nel tempo dello stato di carica, come riportato in Figura 20. A partire da tali dati, conoscendo i valori di flusso termico per ogni istante temporale, anch'essi riportati in [104], è possibile ricostruire gli andamenti del flusso termico in funzione dello stato di carica, riportati in Figura 21 (a). I dati di flusso termico sono stati normalizzati rispetto al valore massimo, corrispondente a:

- SOC = 0, ossia PCM completamente solido, per il sistema operante ad alta temperatura, o completamente liquido, per quello operante a bassa temperatura, durante la fase di carica;
- SOC = 1, ossia PCM completamente liquido, per il sistema operante ad alta temperatura, o completamente solido, per quello operante a bassa temperatura, durante la fase di scarica.

In Figura 21 (a) e (b), il flusso termico normalizzato $q_{pcm,hot/cold,c/d}$ è definito come il rapporto fra il flusso termico entrante, od uscente, rispetto al suo valore nominale $Q_{pcm,hot/cold,c/d,0}$ (valore massimo per SOC = 0 o SOC = 1, a seconda dei casi). In formule:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{pcm,hot,c} = \frac{Q_{pcm,hot,c}}{Q_{pcm,hot,c,0}} \\ q_{pcm,hot,d} = \frac{Q_{pcm,hot,d}}{Q_{pcm,hot,d,0}} \\ q_{pcm,cold,c} = \frac{Q_{pcm,cold,c}}{Q_{pcm,cold,c,0}} \\ q_{pcm,cold,d} = \frac{Q_{pcm,cold,d}}{Q_{pcm,cold,d,0}} \end{array} \right. \quad 30$$

Dove i termini $q_{pcm,hot/cold,c/d}$ sono utilizzati come variabili del problema di ottimizzazione in sezione 2.8.8.

Il SOC è definito per ogni time step i -esimo del problema come la sommatoria dell'energia caricata e scaricata fino a quel time step (energia attualmente presente), rispetto alla capacità di accumulo totale $C_{pcm,hot/cold}$ in kWh_{th}. Per ogni time step i -esimo vale:

$$\left\{ \begin{array}{l} SOC_{pcm,hot} = \frac{(Q_{pcm,hot,c,0} \cdot \sum_{j=1}^i q_{pcm,hot,c,j} - Q_{pcm,hot,d,0} \cdot \sum_{j=1}^i q_{pcm,hot,d,j}) \cdot \frac{dt}{3600}}{C_{pcm,hot}} + SOC_{pcm,hot,0} \\ SOC_{pcm,cold} = \frac{(Q_{pcm,cold,c,0} \cdot \sum_{j=1}^i q_{pcm,cold,c,j} - Q_{pcm,cold,d,0} \cdot \sum_{j=1}^i q_{pcm,cold,d,j}) \cdot \frac{dt}{3600}}{C_{pcm,cold}} + SOC_{pcm,cold,0} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} 3 \\ 1 \end{array}$$

Dove $SOC_{pcm,hot/cold,0}$ è lo stato di carica iniziale dell'accumulo (time step $i=1$). Nell'analisi, $SOC_{pcm,hot/cold,0} = 0.1$ per entrambi gli accumuli PCM. $SOC_{pcm,hot/cold}$ è sempre compreso fra un massimo $SOC_{pcm,hot/cold,max} = 0.9$ ed un minimo $SOC_{pcm,hot/cold,min} = 0.1$. Poiché $SOC_{pcm,hot/cold,min} = SOC_{pcm,hot/cold,0}$, l'ottimizzazione del sistema inizia con gli accumuli PCM vuoti (scarichi).

In analogia con quanto discusso per la modellazione di HTHP e l'ORC nelle sezioni 2.8.3 e 2.8.4, gli andamenti di $q_{pcm,hot/cold,c/d} = Q_{pcm,hot/cold,c/d} / Q_{pcm,hot/cold,c/d,0}$ in funzione del SOC sono stati linearizzati a tratti per mezzo di due set di rette che individuano due porzioni di piano convesse (Figura 21 (b)). I due set di rette utilizzati nelle linearizzazioni sono rappresentati in Figura 22 (a) e (b). In formule, è possibile scrivere la relazione che lega i livelli di carico termico di carica e scarica con il SOC come:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{Q_{pcm,hot,c}}{Q_{pcm,hot,c,0}} = \min_j \{a_j \cdot SOC_{pcm,hot} + b_j\} \rightarrow q_{pcm,hot,c} = \min_j \{a_j \cdot SOC_{pcm,hot} + b_j\} \\ \frac{Q_{pcm,hot,d}}{Q_{pcm,hot,d,0}} = \min_j \{c_j \cdot SOC_{pcm,hot} + d_j\} \rightarrow q_{pcm,hot,d} = \min_j \{c_j \cdot SOC_{pcm,hot} + d_j\} \\ \frac{Q_{pcm,cold,c}}{Q_{pcm,cold,c,0}} = \min_j \{e_j \cdot SOC_{pcm,cold} + f_j\} \rightarrow q_{pcm,cold,c} = \min_j \{e_j \cdot SOC_{pcm,cold} + f_j\} \\ \frac{Q_{pcm,cold,d}}{Q_{pcm,cold,d,0}} = \min_j \{g_j \cdot SOC_{pcm,cold} + h_j\} \rightarrow q_{pcm,cold,d} = \min_j \{g_j \cdot SOC_{pcm,cold} + h_j\} \end{array} \right. \quad 32$$

Tale relazione è valida per ogni intervallo j -esimo in cui vengono linearizzate a tratti la caratteristica di lavoro del PCM in carica e scarica. $a_j \rightarrow h_j$ rappresentano i coefficienti delle equazioni delle rette che rappresentano

il j -esimo tratto delle funzioni lineare a tratti. La relazione esatta in Eq. 32 è sostituita nel problema di ottimizzazione dalle seguenti espressione lineari:

$$\begin{cases} q_{pcm,hot,c} \leq a_j \cdot SOC_{pcm,hot} + b_j \\ q_{pcm,hot,d} \leq c_j \cdot SOC_{pcm,hot} + d_j \\ q_{pcm,cold,c} \leq e_j \cdot SOC_{pcm,cold} + f_j \\ q_{pcm,cold,d} \leq g_j \cdot SOC_{pcm,hot} + h_j \end{cases} \quad 33$$

A parità di $SOC_{pcm,hot/cold}$, i valori di $q_{pcm,hot/cold}$ risultanti in Eq.33 sono sempre conservativi, rispetto a quelli esatti di Eq. 32; infatti, l'algoritmo di ottimizzazione tenderà sempre a massimizzare il carico termico assorbito e ceduto a parità di OSC, per minimizzare i costi operativi del sistema. In questo modo, le relazioni in Eq. 32 e 33 sono sempre equivalenti, quando il problema di ottimizzazione è arrivato a convergenza.

Nell'analisi, per il calcolo del costo dei PCM, i costi specifici per la capacità installata in kWh_{th} valgono $\lambda_{pcm,hot} = 155 \text{ €/kWh}_{th}$ e $\lambda_{pcm,cold} = 128 \text{ €/kWh}_{th}$, calcolati a partire da un costo unitario al kg di 7.5 €/kg , in linea con i valori medi per i PCM disponibili in commercio e assumendo una densità energetica di $0.063 \text{ kWh}_{th}/kg$ per il PCM ad alta temperatura ed una densità di $0.076 \text{ kWh}_{th}/kg$ per il PCM a bassa temperatura. I dati dei costi e delle capacità termiche sono disponibili presso i cataloghi dei venditori, ad es. [105,106]. In formule:

$$\begin{cases} I_{pcm,hot} = \lambda_{pcm,hot} \cdot C_{pcm,hot} \\ I_{pcm,cold} = \lambda_{pcm,cold} \cdot C_{pcm,cold} \end{cases} \quad 34$$

I due materiali selezionati per l'analisi hanno temperature di melting pari a $T_{m,pcm,hot} = 78^\circ\text{C}$ per il PCM ad alta temperatura, mentre $T_{m,pcm,cold} = 6^\circ\text{C}$, per il PCM a bassa temperatura. Benché valori di temperatura di melting diversi possano essere scelti per le applicazioni TI-PTES, selezionando materiali diversi, alcune considerazioni tecniche e sulle prestazioni del sistema hanno indirizzato la scelta di tali livelli di temperatura operativa.

In primo luogo, i valori di T_m utilizzati corrispondono a materiali disponibili commercialmente, non tossici e non corrosivi, il che permette di stimare i costi di questi materiali con maggiore affidabilità e fornisce delle garanzie sulla durabilità e stabilità dei materiali utilizzati.

Per quanto riguarda in particolare il sistema hot TI-PTES, la fonte termica utilizzata è quella solare termica. In ambito residenziale, per ridurre i costi e la complessità di impianto, le tecnologie utilizzate per la conversione dell'energia solare in energia termica operano a temperature spesso non superiori a 70°C . Sopra tali valori di temperatura, l'efficienza di conversione del campo solare si riduce sensibilmente, richiedendo di sovradimensionare le superfici captanti a parità di energia termica richiesta. A conferma di queste considerazioni, valori di temperatura intorno compresi fra i 60°C e gli 80°C sono stati recentemente proposti per la fonte solare in combinazione con sistema hot TI-PTES in [2,81]. Come confermato da molti studi, ad es. [1,6,81], le prestazioni migliori sono raggiunte da sistemi hot TI-PTES che operano con una differenza di temperatura fra sorgente ed accumulo termico più bassa possibile. Per questo motivo, considerando una temperatura di mandata dalla fonte solare termica pari a 70°C , $T_{m,pcm,hot} = 78^\circ\text{C}$ è stata selezionata.

Per quanto riguarda l'accumulo PCM a bassa temperatura, $T_{m,pcm,cold} = 6^\circ\text{C}$ garantisce buone prestazioni, considerando il fatto che il Chiller utilizzato per la carica produce l'effetto utile di raffrescamento ad un livello di temperatura spesso pari a $6 - 7^\circ\text{C}$. Anche in questo, studi precedenti dimostrano che le massime prestazioni si raggiungono per le minime differenze fra temperatura di accumulo e temperatura ambientale (in modo da massimizzare il COP del Chiller) [1].

Infine, come risulta chiaro anche dai data sheet dei materiali utilizzati [105,106], il PCM subisce lievi cambiamenti di temperatura durante le fasi di carica e scarica. In altre parole, il passaggio di stato del materiale non è ideale, ma avviene in un range di temperature ristretto, approssimativamente centrato intorno alla temperatura di melting. Per tenere conto di questo fenomeno e garantire che fra i fluidi operativi di HTHP, Chiller e ORC ed i PCM siano sempre garantiti dei valori di ΔT tali da permettere lo scambio termico, il passaggio di stato viene considerato avvenire ad una *temperatura apparente* diversa da quella di melting. Tale temperatura è inferiore a quella di melting durante la solidificazione, mentre è maggiore durante la liquefazione. La differenza di temperatura fra le effettive $T_{m,pcm,hot/cold}$ e queste temperature apparenti è considerata pari a 5 K per entrambi i materiali PCM considerati. Pertanto, in riferimento ai valori introdotti nelle sezioni 2.8.3 e 2.8.4, vale:

$$\begin{cases} \Delta T_{liq,pcm,hot} = \Delta T_{sol,pcm,hot} = 5 K \\ \Delta T_{liq,pcm,cold} = \Delta T_{sol,pcm,cold} = 5 K \end{cases}$$

35

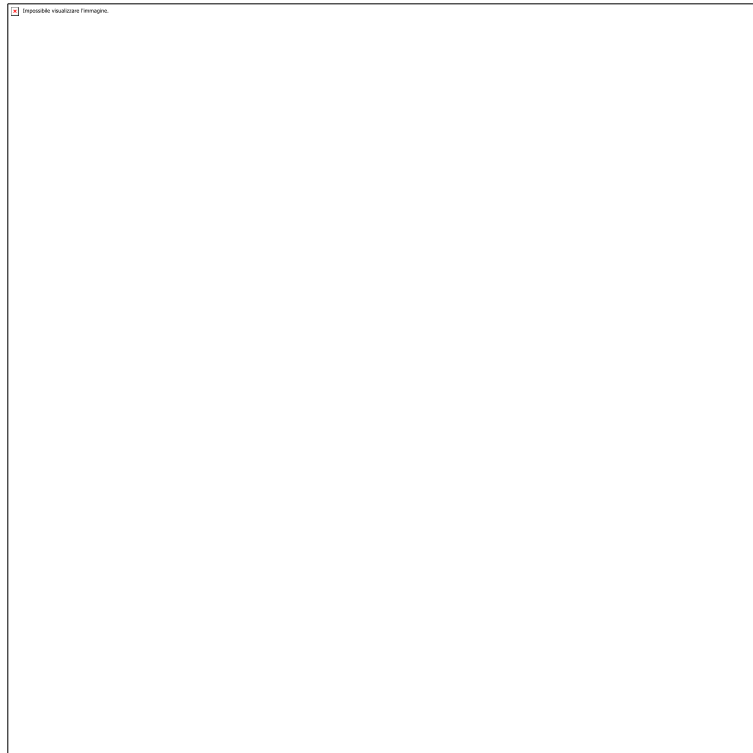


Figura 20. Modellazione delle prestazioni del PCM al variare del suo stato di carica. Andamenti del SOC_{pcm} nel tempo. Dati disponibili in [104].

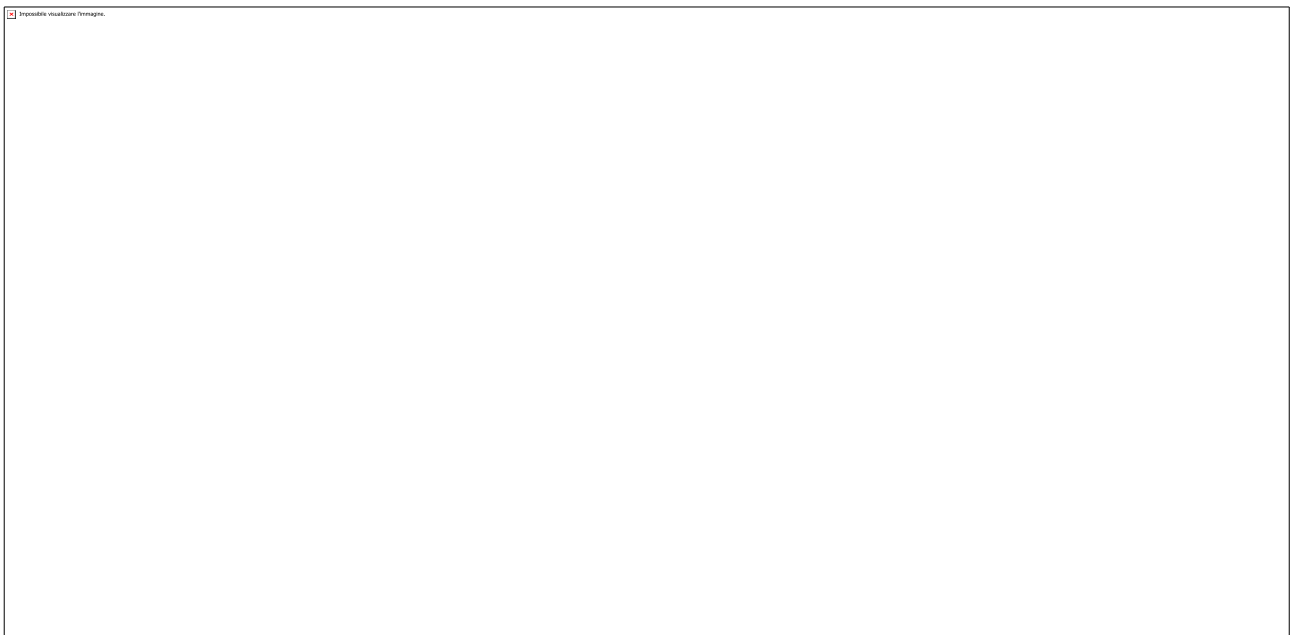


Figura 21. Modellazione delle prestazioni del PCM al variare del suo stato di carica. (a): andamenti del livello di carico termico (flusso termico entrante od uscente) in funzione del SOC_{pcm} , ricavati elaborando i dati in [104]. (b): approssimazione lineare a tratti convessa degli andamenti del carico termico in funzione del SOC_{pcm} .



Figura 22. Modellazione delle prestazioni del PCM al variare del suo stato di carica. Confronto fra gli andamenti del carico termico in funzione di SOC_{pcm} ed il set di rette che descrivono l'approssimazione lineare a tratti convessa utilizzata nel problema di ottimizzazione.

2.8.6 Modellazione dei componenti rimanenti

Nelle sezioni precedenti è stata presentata la modellazione dei componenti principali del sistema, per i quali sono state usate delle tecniche di linearizzazione utili a descriverne le prestazioni in modo realistico. Per gli altri componenti del sistema, la modellazione seguita è in qualche modo più semplice o analoga a quanto già presentato nelle sezioni 2.8.3, 2.8.4 e 2.8.5.

I componenti del sistema la cui modellazione non è stata ancora affrontata sono (Figura 13 e Figura 14):

- il boiler a gas, per la produzione di energia termica;
- il buffer del circuito di raffrescamento, usato per fornire flessibilità al circuito di raffrescamento e permettere al Chiller di coprire il carico termico in modo più efficiente;
- il buffer del campo solare, utile per rendere flessibile l'accoppiamento fra pannelli solari e HTHP o ORC, ad esempio stoccando la produzione delle ore iniziali del giorno che, in termini di flusso termico, potrebbe non essere adeguata ad alimentare tali componenti a causa dei rispettivi carichi minimi di funzionamento;
- Chiller, utilizzato per coprire il carico termico di raffrescamento e per la carica del PCM a bassa temperatura, nel caso in cui il sistema cold TI-PTES sia analizzato.

Tutti i componenti elencati sopra, a parte il Chiller, vengono modellati mantenendo costanti le loro prestazioni al variare delle condizioni operative. Per il boiler, questo significa che il suo rendimento di conversione è costante al variare del carico termico $q_{bl} = Q_{bl}/Q_{bl,0}$ e vale $\eta_{bl} = 0.95$. Nel caso dei buffer, non viene imposta nessuna limitazione ai carichi termici di carica e scarica $q_{wt,hot/cold,c/d} = Q_{wt,hot/cold,c/d}/Q_{wt,hot/cold,c/d,0}$ in funzione dello stato di carica $SOC_{wt,hot/cold}$, definito come:

$$\begin{cases} SOC_{wt,hot} = \frac{(Q_{wt,hot,c,0} \cdot \sum_{j=1}^i q_{wt,hot,c,j} - Q_{wt,hot,d,0} \cdot \sum_{j=1}^i q_{wt,hot,d,j}) \cdot \frac{dt}{3600}}{C_{wt,hot}} + SOC_{wt,hot,0} \\ SOC_{wt,cold} = \frac{(Q_{wt,cold,c,0} \cdot \sum_{j=1}^i q_{wt,cold,c,j} - Q_{wt,cold,d,0} \cdot \sum_{j=1}^i q_{wt,cold,d,j}) \cdot \frac{dt}{3600}}{C_{wt,cold}} + SOC_{wt,cold,0} \end{cases}$$

36

Dove, $SOC_{wt,hot/cold,0}$ è lo stato di carica iniziale dell'accumulo (time step $i=1$). Nell'analisi, $SOC_{wt,hot/cold,0} = 0.1$ per entrambi i buffer. In analogia con quanto discusso per gli accumuli PCM, $SOC_{wt,hot/cold}$ è sempre compreso fra un massimo $SOC_{wt,hot/cold,max} = 0.9$ ed un minimo $SOC_{wt,hot/cold,min} = 0.1$. Anche in questo caso, poiché $SOC_{wt,hot/cold,min} = SOC_{wt,hot/cold,0}$, l'ottimizzazione del sistema inizia con buffer scarichi.

Per quanto riguarda il Chiller, una modellazione analoga a quanto fatto presentato per la HTHP viene utilizzata. In questo caso, quindi, $EER_{chill,cool}$ non è costante al variare del carico termico di raffreddamento $q_{chill,cool} = Q_{chill,cool}/Q_{chill,cool,0}$, ma varia secondo una caratteristica di lavoro analoga a quella utilizzata per la HTHP e riportata in Figura 15 e Figura 16. Un andamento simile viene utilizzato anche per i casi in cui il Chiller carica l'accumulo PCM a bassa temperatura, anziché soddisfare il carico termico di raffreddamento. Poiché le temperature operative sono diverse nei due casi, è necessario distinguere le due condizioni operative definendo un nuovo carico termico $q_{chill,pcm} = Q_{chill,pcm}/Q_{chill,pcm,0}$ un nuovo $EER_{chill,pcm}$. In formule:

$$\begin{cases} EER_{chill,cool} = \frac{Q_{chill,cool}}{W_{chill}} = \frac{q_{chill,cool} \cdot Q_{chill,cool,0}}{w_{chill} \cdot W_{chill,0}} = \min(\eta_{II,chill} \cdot COP_{chill,cool,id} - 1; EER_{chill,max}) \\ EER_{chill,pcm} = \frac{Q_{chill,pcm}}{W_{chill}} = \frac{q_{chill,pcm} \cdot Q_{chill,pcm,0}}{w_{chill} \cdot W_{chill,0}} = \min(\eta_{II,chill} \cdot COP_{chill,pcm,id} - 1; EER_{chill,max}) \end{cases} \quad 37$$

Dove $Q_{chill,cool/pcm}$ e W_{chill} sono, rispettivamente, la potenza termica prodotta e la potenza elettrica assorbita dal Chiller. Mentre $Q_{chill,cool/pcm,0}$ e $W_{chill,0}$ rappresentano i carichi termici ed elettrici nominali del Chiller in funzione delle sue temperature operative. $\eta_{II,chill} = 0.35$ è l'efficienza di secondo principio del Chiller; $COP_{chill,cool/pcm,id}$ è il COP ideale (di Carnot), valutato alle temperature operative del Chiller, da cui si ricava EER, considerando che $EER = COP - 1$; infine, $EER_{chill,max} = 9.5$ è il massimo EER raggiungibile dal Chiller per bassi valori di differenze di temperature operative.

La caratteristica di lavoro del Chiller viene linearizzata a tratti come mostrato in Figura 15 e Figura 16 per la HTHP, utilizzando il medesimo set di rette. Perciò nel problema di ottimizzazione vengono incluse le seguenti relazioni:

$$\begin{cases} q_{chill,cool} \leq a_j \cdot w_{chill} + b_j \\ q_{chill,pcm} \leq a_j \cdot w_{chill} + b_j \end{cases} \quad 38$$

Valide per ogni intervallo j -esimo in cui viene linearizzata a tratti la caratteristica di lavoro del Chiller.

Come discusso per la HTHP ed il ORC, la formulazione in Eq. 38 è sempre conservativa e l'algoritmo di ottimizzazione tenderà sempre ad erogare il massimo carico termico ($q_{chill,cool/pcm}$) a parità di carico elettrico (w_{chill}) speso, per minimizzare i costi operativi del sistema. In questo modo, la relazioni in Eq. 38 equivalgono alla definizione di EER, quando il problema di ottimizzazione è arrivato a convergenza.

L'effettivo output termico del Chiller viene valutato come:

$$\begin{cases} Q_{chill,cool} = q_{chill,cool} \cdot EER_{chill,cool,0} \cdot W_{chill,0} = q_{chill,cool} \cdot (\eta_{II,chill,0} \cdot COP_{chill,cool,id} - 1) \cdot W_{chill,0} \\ Q_{chill,pcm} = q_{chill,pcm} \cdot EER_{chill,pcm,0} \cdot W_{chill,0} = q_{chill,pcm} \cdot (\eta_{II,chill,0} \cdot COP_{chill,pcm,id} - 1) \cdot W_{chill,0} \\ COP_{chill,cool/pcm,id} = \frac{T_{sink,chill}}{T_{sink,chill} - T_{source,chill,cool/pcm}} \end{cases} \quad 39$$

Dove le temperature $T_{sink,chill}$ e $T_{source,chill,cool/pcm}$ in K rappresentano le condizioni operative a cui viene ceduto ed assorbito il calore nel Chiller. $T_{sink,hthp}$ è pari alla temperatura ambiente T_{ext} , $T_{source,chill,cool}$ è pari alla temperatura di mandata del circuito di raffreddamento $T_{source,chill,cool} = 7^\circ\text{C}$, mentre $T_{source,chill,pcm}$ è leggermente inferiore alla temperatura di melting del PCM a bassa temperatura. Per ulteriori dettagli fare riferimento alla sezione 2.8.5. In formule:

$$T_{source,chill,pcm} = T_{m,pcm,cold} - \Delta T_{sol,pcm,cold} \quad 40$$

dove $\Delta T_{sol,pcm,hot}$ è una differenza di temperatura per tenere conto del comportamento caratteristico del PCM a bassa temperatura durante la fase di solidificazione (carica) (vedi sezione 2.8.5).

Per quanto riguarda i carichi minimi dei componenti analizzati in questa sede:

- per il Boiler, $q_{bl,min} = 0.2$;
- per i Buffer, non si hanno limitazioni;
- Per il Chiller, $w_{chill,min} = 0.3$, in analogia con quanto assunto per la HTHP.

Infine, per i costi specifici dei componenti analizzati, viene fatta l'ipotesi che Boiler, Chiller e Buffer del circuito di raffrescamento siano già presenti nel sistema al momento dell'introduzione dei sistemi TI-PTES. Pertanto, i costi specifici di questi componenti vengono considerati nulli, per gli scopi della presente analisi. Invece, per quanto riguarda il Buffer del circuito solare, il suo costo è considerato pari a $\lambda_{wt,hot} = 60 \text{ €/kWh}_{th}$, basato sul costo di accumuli coibentati da 200 / – 400 / reperibili nei cataloghi dei produttori. In formule:

$$I_{wt,hot} = \lambda_{wt,hot} \cdot C_{wt,hot} \quad 41$$

2.8.7 Strategia di dimensionamento dei componenti del sistema e del sistema di accumulo del calore

Per il calcolo dei costi di investimento dei sistemi hot e cold TI-PTES, è necessario stabilire la taglia di ognuno dei componenti analizzati. In questa sezione, vengono presentate le relazioni utilizzate per il dimensionamento dei vari componenti in funzione della capacità di accumulo installata e di altri parametri assunti nell'analisi.

Il dimensionamento della produzione rinnovabile elettrica è fatto su base annuale, stabilendo la frazione di domanda elettrica da coprire con la produzione rinnovabile γ_{res} , nell'ipotesi che il sistema riesca ad auto consumarla interamente, anche grazie agli accumuli installati. Dopo aver stabilito la quantità di energia da produrre complessivamente per mezzo delle fonti fotovoltaica ed eolica, è possibile decidere come ripartire la produzione fra le due fonti introducendo un parametro α_{pv} che determina la frazione di energia elettrica rinnovabile prodotta per via fotovoltaica rispetto al totale. Infine, utilizzando la produzione rinnovabile specifica per kW installato di eolico e fotovoltaico, w_{pv} e w_{wt} , rispettivamente, che caratterizzano ogni caso studio (vedi sez. 2.6), è possibile stabilire la potenza installata dei pannelli fotovoltaici e della turbina eolica. In formule:

$$\begin{cases} W_{pv,0} = \gamma_{res} \cdot \alpha_{pv} \cdot \frac{\sum_i W_{el,dem,i}}{\sum_i w_{pv,i}} \\ W_{wt,0} = \gamma_{res} \cdot (1 - \alpha_{pv}) \cdot \frac{\sum_i W_{el,dem,i}}{\sum_i w_{wt,i}} \end{cases} \quad 42$$

Dove le sommatorie si intendono estese all'intero anno. Una volta note le potenze nominali installate, in ogni time step i -esimo la produzione totale da rinnovabile vale:

$$W_{res} = W_{pv,0} \cdot w_{pv} + W_{wt,0} \cdot w_{wt} \quad 43$$

Per i quanto riguarda i componenti del sistema hot TI-PTES, il dimensionamento viene realizzato in funzione di tre parametri:

- capacità di accumulo del PCM ad alta temperatura $C_{pcm,hot}$ in kWh_{th} ;
- tempo di carica nominale del sistema TI-PTES τ_c in h ;
- tempo di scarica nominale del sistema TI-PTES τ_d in h .

Una volta stabiliti i valori di questi parametri, è possibile calcolare la taglia di HTHP, ORC e campo solare termico, considerando le prestazioni nominali di questi componenti e che le loro ore giornaliere di operatività corrispondono a τ_c , per la HTHP ed il campo solare, e a τ_d per l'ORC:

$$\begin{cases} W_{htp,0} = \frac{C_{pcm}}{\tau_c \cdot COP_{htp,0}} \\ W_{orc,0} = \min\left(\frac{C_{pcm} \cdot \eta_{orc,0}}{\tau_d}; W_{orc,max}\right) \\ A_{sun} = \frac{\mu_{sun} \cdot W_{htp,0} \cdot (COP_{htp,0} - 1) \cdot \tau_c \cdot N_{days}}{\sum_i \omega_{sun,i}} \end{cases} \quad 44$$

Dove $W_{orc,max} = 20 \text{ kW}$ è la massima taglia dell'ORC; $\mu_{sun} = 1.2$ è una sorta di multiplo solare, che permette di sovradimensionare leggermente la taglia del campo solare rispetto all'energia annuale effettivamente richiesta; $N_{days} = 365$ sono il numero di giorni dell'anno in cui il sistema TI-PTES è considerato essere in funzione; infine, ω_{sun} in kW/m^2 è la potenza specifica erogata dal campo solare. In Eq. 51, il rendimento nominale dell'ORC è calcolato come in Eq. 25 e 26, ma utilizzando una temperatura esterna nominale pari alla media annuale di T_{ext} .

In base al dimensionamento di Eq. 51, al crescere di $C_{pcm,hot}$ i componenti del sistema hot TI-PTES aumentano le loro dimensioni in modo proporzionale. L'unica eccezione riguarda l'ORC la cui taglia è limitata a $W_{orc,max}$ per limitare la potenza erogata a valori ragionevoli, se comparati con le potenze elettriche assorbite nel sistema dall'utenza. In questo caso, τ_d effettivo potrebbe aumentare rispetto ai valori desiderati, imposti per il dimensionamento, poiché l'ORC impiega più tempo di quello prescritto per scaricare l'energia accumulata nel PCM.

Per il dimensionamento dei componenti del sistema cold TI-PTES, viene seguito un processo analogo a quanto discusso per il hot TI-PTES. In questo caso, però, il Chiller non è dimensionato sulla base della capacità di accumulo del PCM, ma per soddisfare il carico termico di raffrescamento. Pertanto, nel dimensionamento del cold TI-PTES il tempo di carica τ_c non può essere imposto, ma solo calcolato a posteriori. Per il cold TI-PTES, le relazioni usate per il dimensionamento sono:

$$\begin{cases} W_{orc,0} = \min\left(\frac{C_{pcm}}{\left(\frac{1}{\eta_{orc,0}} - 1\right) \cdot \tau_d}; W_{orc,max}\right) \\ A_{sun} = \frac{\mu_{sun} \cdot W_{orc,0} / \eta_{orc,0} \cdot \tau_d \cdot N_{days}}{\sum_i \omega_{sun,i}} \end{cases} \quad 45$$

Mentre $W_{chill,0} = 20$ kW in tutti i casi analizzati.

Una volta stabilita la capacità di accumulo del PCM, rimane da definire la taglia dei buffer ed i flussi termici nominali (o massimi) con cui gli accumuli possono essere caricati e scaricati. Nell'analisi, i buffer sono entrambi considerati aventi una capacità di accumulo pari a 100 kWh_{th} per ogni configurazione analizzata, quindi:

$$C_{wt,hot} = C_{wt,cold} = 100 \text{ kWh}_{th} \quad 46$$

Per quanto riguarda i flussi termici di carica e scarica, si assume che i buffer possano essere completamente caricati e scaricati in un tempo pari a 2 h . In questo modo, i flussi termici nominali di carica e scarica risultano pari a 50 kW :

$$Q_{wt,hot,c/d,0} = Q_{wt,cold,c/d,0} = 50 \text{ kW}_{th} \quad 47$$

Una tecnica analoga viene utilizzata per calcolare i flussi termici nominali di carica e scarica dei PCM. Imponendo un tempo minimo di carica e scarica pari a 2 h , è possibile calcolare i flussi termici nominali come:

$$Q_{pcm,hot,c/d,0} = Q_{pcm,cold,c/d,0} = \frac{C_{pcm,hot/cold}}{2 \text{ h}} \text{ kW}_{th} \quad 48$$

2.8.8 Definizione formale del problema di ottimizzazione e dei vincoli

Il problema di ottimizzazione risolto per minimizzare il costo operativo del sistema può essere formalmente definito come:

$$\min_{x \in \Phi \subseteq \mathbb{R}^n} f_{obj}(x) \quad 49$$

Dove x è il vettore delle variabili di ottimizzazione, Φ è la regione di spazio individuata dai vincoli del problema di ottimizzazione ed è un sottoinsieme di $\mathbb{R}^n$, con n il numero di variabili di ottimizzazione.

Il vettore delle variabili di ottimizzazione x è composto dai flussi di energia scambiati in ogni singolo time step dai componenti del sistema (Figura 13 e Figura 14) e da variabili ausiliarie (binarie) usate per:

- determinare lo stato di accensione di un componente ($1 \rightarrow \text{on}$, $0 \rightarrow \text{off}$), nel caso di generatori di energia elettrica o termica;
- determinare lo stato operativo, ad es. carica/scarica per un accumulo ($1 \rightarrow \text{carica}$, $0 \rightarrow \text{scarica}$) o assorbimento/immissione ($1 \rightarrow \text{assorbimento}$, $0 \rightarrow \text{immissione}$) nel caso della rete elettrica.

Poiché nell'analisi sono risolti due distinti problemi di ottimizzazione, uno per la configurazione con hot TI-PTES ed uno per quella con il cold TI-PTES (Figura 13 e Figura 14), di seguito verranno definiti tre gruppi di variabili di ottimizzazione: il gruppo delle variabili di ottimizzazione comuni ai due problemi, il gruppo delle variabili caratteristiche del hot TI-PTES e quello caratteristico del cold TI-PTES.

Nel problema in Eq. 49, le variabili di ottimizzazione comuni per hot e cold TI-PTES sono le seguenti (per ogni time step i -esimo dell'orizzonte di ottimizzazione):

- Accumulo acqua calda (buffer del capo solare):
 - $q_{wt,hot,c}$ energia termica specifica caricata;
 - $q_{wt,hot,d}$ energia termica specifica scaricata;
 - $k_{wt,hot,cd}$ variabile binaria per carica e scarica.
- Accumulo acqua fredda (buffer del circuito di raffrescamento):
 - $q_{wt,cold,c}$ energia termica specifica caricata;
 - $q_{wt,cold,d}$ energia termica specifica scaricata;
 - $k_{wt,cold,cd}$ variabile binaria per carica e scarica.
- Chiller (usato solamente per il raffrescamento):
 - w_{chill} energia elettrica specifica assorbita;
 - $q_{chill,cool}$ energia termica specifica assorbita per il raffrescamento;
 - $k_{chill,onoff}$ variabile binaria per accensione o spegnimento.
- Gas boiler:
 - q_{bl} energia termica specifica prodotta;
 - $k_{bl,onoff}$ variabile binaria per accensione o spegnimento.
- Rete elettrica:
 - $w_{el,in}$ energia elettrica specifica assorbita;
 - $w_{el,out}$ energia elettrica specifica immessa in rete;
 - $k_{el,inout}$ variabile binaria per assorbimento o immissione.
- Rete gas:
 - f_{in} energia in termini di combustibile specifica in ingresso.

Per il caso del hot TI-PTES, vengono aggiunte le seguenti variabili di ottimizzazione:

- Accumulo PCM ad alta temperatura:
 - $q_{pcm,hot,c}$ energia termica specifica caricata;
 - $q_{pcm,hot,d}$ energia termica specifica scaricata;
 - $k_{pcm,hot,cd}$ variabile binaria per carica e scarica.
- Pompa di calore ad alta temperatura (HTHP):
 - w_{hthp} energia elettrica specifica assorbita;
 - q_{hthp} energia termica specifica assorbita per il raffrescamento;
 - $k_{hthp,onoff}$ variabile binaria per accensione o spegnimento.
- ORC che opera fra la temperatura ambiente e l'accumulo PCM ad alta temperatura:
 - $w_{orc,hot}$ energia elettrica specifica assorbita;
 - $q_{orc,hot}$ energia termica specifica assorbita per il raffrescamento;
 - $k_{orc,hot,onoff}$ variabile binaria per accensione o spegnimento.

Per il caso del cold TI-PTES, vengono aggiunte le seguenti variabili di ottimizzazione:

- Accumulo PCM a bassa temperatura:
 - $q_{pcm,cold,c}$ energia termica specifica caricata;
 - $q_{pcm,cold,d}$ energia termica specifica scaricata;
 - $k_{pcm,cold,cd}$ variabile binaria per carica e scarica.
- Chiller (da aggiungere alle variabili già definite per il solo raffrescamento):

- $q_{chill,pcm}$ energia termica specifica assorbita per caricare l'accumulo PCM a bassa temperatura;
- $k_{chill,coolpcm}$ variabile binaria per decidere.
- ORC che opera fra la fonte solare termica e la temperatura ambiente:
 - $w_{orc,cold}$ energia elettrica specifica assorbita;
 - $q_{orc,cold}$ energia termica specifica assorbita per il raffreddamento;
 - $k_{orc,cold,onoff}$ variabile binaria per accensione o spegnimento.

Per quanto riguarda i vincoli che definiscono la *feasibile region* Φ , un approccio simile a quello usato per le variabili viene seguito e tre gruppi possono essere definiti. I vincoli nelle equazioni sottostanti sono validi per ogni time step i -esimo dell'orizzonte di ottimizzazione. Per le definizioni dei simboli utilizzati, fare riferimento alle sezioni 2.8.3 per la HTHP, 2.8.4 per gli ORC, 2.8.5 per gli accumuli PCM e 2.8.6 per tutti gli altri componenti.

Vincoli comuni a hot e cold TI-PTES:

- Accumulo acqua calda (buffer del capo solare) Eq. 50:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{wt,hot,c} \leq k_{wt,hot.cd} \\ q_{wt,hot,d} \leq 1 - k_{wt,hot.cd} \\ SOC_{wt,hot} = \left[\pi_{wt,hot,c} \cdot \sum_{j=1}^i q_{wt,hot,c,j} - \pi_{wt,hot,d} \cdot \sum_{j=1}^i q_{wt,hot,d,j} \right] \cdot \frac{dt}{3600} + SOC_{wt,hot,0} \\ SOC_{wt,hot} \leq SOC_{wt,hot,max} \\ SOC_{wt,hot} \geq SOC_{wt,hot,min} \\ \sum_{i=1}^T SOC_{wt,hot} = 0 \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} 5 \\ 0 \end{array}$$

Per le definizioni dei simboli utilizzati in Eq. 50, fare riferimento alla sezione 2.8.6. I primi due vincoli evitano che l'accumulo carichi e scarichi negli stessi i -esimi time step; la terza equazione è la definizione dello stato di carica (SOC), mentre la quarta e la quinta impongono che il SOC non superi i valori massimi e minimi prescritti nella sezione 2.8.6; infine, l'ultimo vincolo impone che tutta l'energia caricata nell'accumulo sia scaricata nel corso dell'orizzonte di ottimizzazione T .

- Accumulo acqua fredda (buffer del circuito di raffreddamento) Eq. 51:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{wt,cold,c} \leq k_{wt,cold.cd} \\ q_{wt,cold,d} \leq 1 - k_{wt,cold.cd} \\ SOC_{wt,cold} = \left[\pi_{wt,cold,c} \cdot \sum_{j=1}^i q_{wt,cold,c,j} - \pi_{wt,cold,d} \cdot \sum_{j=1}^i q_{wt,cold,d,j} \right] \cdot \frac{dt}{3600} + \dots \\ \dots + SOC_{wt,cold,0} \\ SOC_{wt,cold} \leq SOC_{wt,cold,max} \\ SOC_{wt,cold} \geq SOC_{wt,cold,min} \\ \sum_{i=1}^T SOC_{wt,cold} = 0 \end{array} \right. \quad 51$$

Il significato dei vincoli in Eq. 51 è il medesimo di quanto discusso per l'Eq. 50.

- Chiller (usato solamente per il raffreddamento) Eq. 52:

$$\left\{ \begin{array}{l} w_{chill} \leq k_{chill,onoff} \\ q_{chill,cool} \leq k_{chill,onoff} \\ w_{chill} \geq w_{chill,min} \cdot k_{chill,onoff} \\ q_{chill,cool} \leq a_j \cdot w_{chill} + b_j \end{array} \right. \quad 52$$

Il primo e secondo vincolo impongono che il Chiller non assorba potenza elettrica e non produca effetto utile di raffreddamento quando spento. Il terzo vincolo impone che il Chiller, quando acceso, non lavori sotto il carico elettrico minimo. Il quarto vincolo impone che il calore assorbito dal chiller non superi quello massimo erogabile in funzione del carico elettrico. Il vincolo è in realtà composto da un sistema di disequazioni ognuna

valida per l'intervallo j -esimo con cui è stata linearizzata a tratti la caratteristica di lavoro del Chiller (vedi Sez. 2.8.3 e 2.8.6).

- Gas boiler Eq. 53:

$$\begin{cases} q_{bl} \leq k_{bl,onoff} \\ q_{bl} \geq q_{bl,min} \cdot k_{bl,onoff} \end{cases} \quad 53$$

Con significato simile a quanto discusso precedentemente per il Chiller.

- Rete elettrica Eq. 54:

$$\begin{cases} w_{el,in} \leq k_{el,inout} \\ w_{el,out} \geq 1 - k_{el,inout} \end{cases} \quad 54$$

I vincoli impongono che la rete non possa assorbire o erogare potenza durante lo stesso time step.

- Bilancio di energia sul *bus* del combustibile:

$$f_{in} \cdot F_0 - \frac{q_{bl} \cdot Q_{bl,0}}{\eta_{bl}} = 0 \quad 55$$

Il vincolo impone che tutto il calore erogato dal boiler corrisponda ad un pari apporto di combustibile.

- Bilancio di energia sul *bus* dell'energia termica:

$$q_{bl} \cdot Q_{bl,0} - Q_{ht,dem} - Q_{bt,dem} = 0 \quad 56$$

Il vincolo impone che il calore erogato dal boiler sia sufficiente per soddisfare la domanda termica ad alta temperatura (acqua calda sanitaria) e quella a bassa temperatura (riscaldamento).

- Bilancio di energia sul *bus* del raffrescamento:

$$q_{chill,cool} \cdot W_{chill,0} \cdot EER_{chill,0} + (q_{wt,cold,d} - q_{wt,cold,c}) \cdot Q_{wt,cold,0} - Q_{cool,dem} = 0 \quad 57$$

Il vincolo impone che il calore assorbito dal Chiller sia sufficiente per soddisfare la domanda termica di raffrescamento, insieme ai contributi in carica e scarica del buffer.

In vincoli validi solo per il caso hot TI-PTES sono quelli relativi a:

- Accumulo PCM ad alta temperatura:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{pcm,hot,c} \leq k_{pcm,hot.cd} \\ q_{pcm,hot,d} \leq 1 - k_{pcm,hot.cd} \\ SOC_{pcm,hot} = \left[\pi_{pcm,hot,c} \cdot \sum_{j=1}^i q_{pcm,hot,c,j} - \pi_{pcm,hot,d} \cdot \sum_{j=1}^i q_{pcm,hot,d,j} \right] \cdot \frac{dt}{3600} + \dots \\ \dots + SOC_{pcm,hot,0} \\ SOC_{pcm,hot} \leq SOC_{pcm,hot,max} \\ SOC_{pcm,hot} \geq SOC_{pcm,hot,min} \\ \sum_{i=1}^T SOC_{pcm,hot} = 0 \\ q_{pcm,hot,c} \leq a_j \cdot SOC_{pcm,hot} + b_j \\ q_{pcm,hot,d} \leq c_j \cdot SOC_{pcm,hot} + d_j \end{array} \right. \quad 58$$

I vincoli hanno tutti lo stesso significato di quanto discusso per gli accumuli precedenti, con l'eccezione delle ultime due equazioni che impongono che il calore caricato o scaricato nell'accumulo nel singolo time step (potenza termica) rispetti i massimi valori ammissibili stabiliti in funzione del SOC dalle caratteristiche di lavoro del PCM in Sez. 2.8.5. I due vincoli sono costituiti realtà composto da due sistemi di disequazioni ognuna valida per l'intervallo j -esimo con cui è stata linearizzata a tratti le caratteristiche di lavoro del PCM ad alta temperatura (vedi Sez. 2.8.5).

- Pompa di calore ad alta temperatura (HTHP):

$$\left\{ \begin{array}{l} w_{hthp} \leq k_{hthp,onoff} \\ q_{hthp} \leq k_{hthp,onoff} \\ w_{hthp} \geq w_{hthp,min} \cdot k_{hthp,onoff} \\ q_{hthp} \leq a_j \cdot w_{hthp} + b_j \end{array} \right. \quad 59$$

I vincoli hanno lo stesso significato di quanto discusso per il Chiller in Eq. 52

- ORC che opera fra la temperatura ambiente e l'accumulo PCM ad alta temperatura:

$$\left\{ \begin{array}{l} w_{orc,hot} \leq k_{orc,hot,onoff} \\ q_{orc,hot} \leq k_{orc,hot,onoff} \\ k_{orc,hot,onoff} \leq 1 - k_{orc,hot,onoff} \\ w_{orc,hot} \geq w_{orc,hopt,min} \cdot k_{orc,hot,onoff} \\ q_{orc,hot} \geq a_j \cdot w_{orc,hot} + b_j \end{array} \right. \quad 60$$

I vincoli hanno lo stesso significato di quanto discusso per il Chiller in Eq. 52, con l'eccezione della terza equazione che impone che ORC e HTHP non possano mai operare simultaneamente, per impedire la carica e la scarica simultanea del hot TI-PTES. Inoltre, nel caso dell'ORC il calore assorbito non deve essere sempre *minore* della caratteristica di lavoro, come nel caso di Chiller o HTHP, ma sempre maggiore, perché si tratta di calore assorbito e non prodotto.

- Bilancio di energia sul bus dell'energia solare termica (per il caso hot TI-PTES):

$$Q_{sun} - q_{hthp} \cdot W_{hthp,0} \cdot (COP_{hthp} - 1) + (q_{wt,hot,d} - q_{wt,hot,c}) \cdot Q_{wt,hot,0} = 0 \quad 61$$

Il vincolo impone che il calore prodotto dal campo solare sia sufficiente per soddisfare l'assorbimento all'evaporatore della HTHP, insieme ai contributi in carica e scarica del buffer.

- Bilancio di energia sul bus dell'energia elettrica (per il caso hot TI-PTES):

$$W_{res} - W_{el,dem} + (w_{el,in} - w_{el,out}) \cdot W_{el,0} - w_{chill} \cdot W_{chill,0} - w_{hthp} \cdot W_{hthp,0} + \dots \\ \dots w_{orc,hot} \cdot W_{orc,hot,0} = 0 \quad 62$$

Il vincolo impone che la somma dei contributi elettrici (positivi e negativi) di rinnovabili, ORC, HTHP, rete elettrica e domanda dell'utenza sia nulla.

- Bilancio di energia sul bus del PCM ad alta temperatura:

$$q_{hthp} \cdot W_{hthp,0} \cdot COP_{hthp,0} - \frac{w_{orc,cold} \cdot W_{orc,cold,0}}{\eta_{orc,cold}} + (q_{pcm,hot,d} - q_{pcm,hot,c}) \cdot Q_{pcm,hot,0} \\ = 0 \quad 63$$

Il vincolo impone l'energia caricata dalla HTHP nel PCM sia tale da immagazzinare abbastanza energia da soddisfare la domanda all'evaporatore dell'ORC.

In vincoli validi solo per il caso cold TI-PTES sono quelli relativi a:

- Accumulo PCM a bassa temperatura:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{pcm,cold,c} \leq k_{pcm,cold,cd} \\ q_{pcm,cold,d} \leq 1 - k_{pcm,cold,cd} \\ SOC_{pcm,cold} = \left[\pi_{pcm,cold,c} \cdot \sum_{j=1}^i q_{pcm,cold,c,j} - \pi_{pcm,col,d} \cdot \sum_{j=1}^i q_{pcm,cold,d,j} \right] \cdot \frac{dt}{3600} + \dots \\ \dots + SOC_{pcm,cold,0} \\ SOC_{pcm,cold} \leq SOC_{pcm,cold,max} \\ SOC_{pcm,cold} \geq SOC_{pcm,cold,min} \\ \sum_{i=1}^T SOC_{pcm,cold} = 0 \\ q_{pcm,cold,c} \leq a_j \cdot SOC_{pcm,cold} + b_j \\ q_{pcm,cold,d} \leq c_j \cdot SOC_{pcm,cold} + d_j \end{array} \right. \quad 64$$

I vincoli hanno lo stesso significato di quanto discusso per il PCM ad alta temperatura e gli accumuli precedenti.

- Chiller (usato sia per il raffrescamento che per la carica del PCM a bassa temperatura):

$$\left\{ \begin{array}{l} w_{chill} \leq k_{chill,onoff} \\ q_{chill,cool} \leq k_{chill,onoff} \\ q_{chill,pcm} \leq k_{chill,onoff} \\ w_{chill} \geq w_{chill,min} \cdot k_{chill,onoff} \\ q_{chill,cool} \leq k_{chill,coolpcm} \\ q_{chill,pcm} \leq 1 - k_{chill,coolpcm} \\ q_{chill,cool} \leq a_j \cdot w_{chill} + b_j \\ q_{chill,pcm} \leq a_j \cdot w_{chill} + b_j \end{array} \right. \quad 65$$

I vincoli hanno lo stesso significato di quanto discusso per il Chiller in Eq. 52, con le seguenti eccezioni:

- $q_{chill,pcm}$ e $q_{chill,cool}$ sono entrambi nulli quando il chiller è spento;
- $q_{chill,pcm}$ e $q_{chill,cool}$ non possono essere entrambi non nulli, a causa di $k_{chill,coolpcm}$ (quinto e sensto vincolo). In altre parole, se il chiller è impegnato a soddisfare il carico di raffreddamento non può anche caricare il PCM.
- $q_{chill,pcm}$ e $q_{chill,cool}$ sono entrambi soggetti alle limitazioni imposte dal livello di carico e dalla caratteristica operativa del Chiller.
- ORC che opera fra il campo solare e l'accumulo PCM a bassa temperatura:

$$\left\{ \begin{array}{l} w_{orc,cold} \leq k_{orc,cold,onoff} \\ q_{orc,cold} \leq k_{orc,cold,onoff} \\ k_{orc,cold,onoff} \leq 1 - k_{orc,cold,onoff} \\ w_{orc,cold} \geq w_{orc,cold,min} \cdot k_{orc,cold,onoff} \\ q_{orc,cold} \geq a_j \cdot w_{orc,cold} + b_j \end{array} \right. \quad 66$$

I vincoli hanno lo stesso significato di quanto discusso per l'ORC operante fra il PCM ad alta temperatura e l'ambiente in Eq. 60.

- Bilancio di energia sul *bus* dell'energia solare termica (per il caso cold TI-PTES):

$$Q_{sun} - \frac{q_{orc,cold} \cdot W_{orc,cold,0}}{\eta_{orc,cold}} + (q_{wt,hot,d} - q_{wt,hot,c}) \cdot Q_{wt,hot,0} = 0 \quad 67$$

Il vincolo impone che il calore prodotto dal campo solare sia sufficiente per soddisfare l'assorbimento all'evaporatore dell'ORC, insieme ai contributi in carica e scarica del buffer.

- Bilancio di energia sul *bus* dell'energia elettrica (per il caso hot TI-PTES):

$$W_{res} - W_{el,dem} + (w_{el,in} - w_{el,out}) \cdot W_{grid} - w_{chill} \cdot W_{chill,0} - w_{orc,cold} \cdot W_{orc,cold,0} = 0 \quad 68$$

Il vincolo impone che la somma dei contributi elettrici (positivi e negativi) di rinnovabili, ORC, HTHP, rete elettrica e domanda dell'utenza sia nulla.

- Bilancio di energia sul *bus* del PCM a bassa temperatura:

$$w_{chill} \cdot W_{chill,0} \cdot EER_{chill,0} - w_{orc,cold} \cdot W_{orc,cold,0} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{orc,cold}} - 1 \right) + \dots \quad 69$$

$$\dots + (q_{pcm,cold,d} - q_{pcm,cold,c}) \cdot Q_{pcm,cold,0} = 0$$

Il vincolo impone l'energia caricata dal Chiller nel PCM sia tale da immagazzinare abbastanza energia da soddisfare la domanda al condensatore dell'ORC.

2.8.9 Definizione dei casi e degli scenari analizzati

Il problema di ottimizzazione della gestione dei flussi di energia del sistema viene risolto per varie combinazioni di produzione delle rinnovabili e taglie di accumulo dei PCM ad alta e bassa temperatura.

Le combinazioni analizzate nell'analisi sono:

- $C_{pcm,hot} = C_{pcm,cold} = [0 \ 250 \ 500 \ 1000 \ 2000] \text{ kWh}_{th}$;
- $\alpha_{pv} = [0 \ 1]$;
- $\gamma_{res} = [\frac{1}{2} \ \frac{3}{4}]$.

Per ognuna di queste combinazioni, il problema viene risolto considerando ognuno dei quattro casi studio e le due tecnologie hot e cold TI-PTES.

Infine, il problema di ottimizzazione è soggetto alle seguenti ipotesi:

- I valori di prezzo dell'energia elettrica e del gas naturale sono quelli medi per un'utenza domestica italiana durante il 2020. Per l'energia elettrica in ingresso al sistema, il prezzo è pari a $\beta_{el,in} = 0.222 \text{ €/kWh}$ [107]. Per il gas naturale, il prezzo è pari a $\beta_{ng} = 0.073 \text{ €/kWh}$ [108];
- La remunerazione dell'energia immessa in rete è nulla. Perciò vale $\beta_{el,out} = 0 \text{ €/kWh}$;
- Il sistema può immettere in rete l'energia in eccesso prodotta dalle rinnovabili. La potenza massima di immissione in rete è considerata pari a quella di assorbimento dell'utenza elettrica.

2.9 Risultati e discussione

2.9.1 Esempi degli andamenti temporali dei profili di carica e scarica dell'accumulo TI-PTES

Nelle figure seguenti sono riportati gli andamenti nel tempo dello stato di carica e delle potenze di carica e scarica degli accumuli hot TI-PTES (Figura 23) e cold TI-PTES (Figura 24). Per lo hot TI-PTES sono riportati il SOC dell'accumulo termico PCM "caldo" e le potenze elettriche assorbite dalla HTHP (carica) ed erogate dall'ORC (scarica), mentre, per il cold TI-PTES, vengono riportati il SOC dell'accumulo a PCM "freddo" e le potenze elettriche assorbite dal Chiller (carica) ed erogate dall'ORC (scarica).

I profili riportati sono riferiti al Caso Studio 1 ed hanno il solo scopo di esemplificare il funzionamento del sistema per tre settimane considerate rappresentative delle condizioni operative incontrate durante l'intero anno. La settimana 2 si riferisce a febbraio ed è quindi rappresentativa delle condizioni invernali, la settimana 6 si riferisce alle condizioni estive di giugno, mentre la settimana 10 esprime le condizioni climatiche di ottobre, intermedie fra le due precedenti. La produzione da rinnovabile considerata si riferisce al caso in cui il sistema sia dimensionato per coprire metà della domanda elettrica annuale e che metà produzione sia di origine eolica e l'altra metà fotovoltaica. Infine, la capacità di accumulo termico considerata è di 1000 kWh_{th} . Come si osserva in Figura 23 (a) e Figura 24 (a), gli andamenti del SOC sono in quale modo periodici sulla settimana, poiché lo stoccaggio inizia e finisce il suo ciclo di funzionamento settimanale nello stato di completa scarica. Questo comportamento non è insolito, bensì è atteso, poiché imposto dal modello di ottimizzazione che prevede che tutta l'energia caricata nel sistema vada scaricata prima della fine della settimana. Quello che è interessante osservare, invece, è la mancanza di una chiara ciclicità giornaliera, nonostante l'accumulo sia in grado di caricarsi e scaricarsi completamente nell'arco di una sola giornata. Questo è da imputare al fatto che:

- il funzionamento del TI-PTES è vincolato non solo dalla disponibilità di energia elettrica, ma anche da quella di energia termica. Questa è prodotta per mezzo dell'energia solare che non è disponibile ogni giorno dell'anno ed è influenzata dalla stagione e dalle condizioni meteo. Distinguendo l'impatto che questo ha sulle due tecnologie analizzate, in mancanza di energia solare il hot TI-PTES non può caricarsi, mentre il cold TI-PTES non può scaricarsi;
- può risultare economicamente non-vantaggioso per il sistema effettuare una carica ed una scarica completa ogni giorno. Questo comportamento può avere molte cause, fra cui l'andamento della domanda elettrica (influenzata anche dal raffrescamento) e le sopracitate condizioni climatiche. In questo caso, può capitare che i sistemi di carica e scarica possano operare solamente ad un livello di carico tale da pregiudicarne la performance e rendere, di conseguenza, antieconomico il funzionamento l'accumulo. Questo particolare effetto può avere luogo perché sia il rendimento dell'ORC che i COP di Chiller e HTHP peggiorano al diminuire del livello di carico (sezione 2.8.3).

L'impatto del clima sul funzionamento di un sistema TI-PTES può essere facilmente osservato confrontando in Figura 23 e Figura 24 gli andamenti relativi alle settimane 2 (febbraio) e 10 (ottobre) con quelli della settimana 6 (giugno). Come si può notare, al crescere della produzione termica solare, tendono ad aumentare sia il tempo di funzionamento giornaliero, che il numero di eventi di carica/scarica per settimana. Per come sono concepiti i sistemi di accumulo studiati, la produzione solare termica influenza direttamente il numero

e la durata delle fasi di carica nel hot TI-PTES e delle fasi di scarica nel cold TI-PTES. Per questo motivo, l'impatto del clima verrà discusso a partire dalla carica per il hot TI-PTES e dalla scarica per il cold TI-PTES.

In Figura 23 (hot TI-PTES), il numero di cariche per settimana (cioè il numero di giorni in cui la HTHP si accende per almeno un'ora) passa da 4 a 6, da febbraio (settimana 2) a giugno (settimana 6), per poi tornare a 4 nella parte conclusiva dell'anno (settimana 10, ottobre). Una tendenza analoga può essere osservata in Figura 24 per il cold TI-PTES. In questo caso, il numero di scariche settimanali (cioè il numero di giorni in cui il ORC si accende per almeno un'ora) va da 4 a 7, passando da febbraio (settimana 2) a giugno (settimana 6), mentre scende a 6 in ottobre (settimana 10). Dunque, in entrambi i casi si registra un naturale aumento della frequenza di funzionamento durante il periodo estivo dovuto alla maggiore disponibilità di energia solare termica.

Una differenza fra che può essere evidenziata confrontando gli andamenti riportati in Figura 23 (b) e (c) e quelli in Figura 24 (b) e (c) è che il numero di cariche e scariche tende a coincidere per il hot TI-PTES, mentre questo non avviene per la sua controparte fredda. Per spiegare questo fenomeno è necessario innanzitutto ricordare che, poiché tutta l'energia caricata nell'accumulo deve essere scaricata prima della fine della settimana, è lecito aspettarsi che il numero di scariche e cariche settimanali tenda a coincidere. Tuttavia, questa aspettativa è effettivamente giustificata solo nel caso in cui le potenze nominali di carica e scarica coincidano, cosicché l'energia scaricata per unità di tempo sia simile nelle due fasi ed un pari ammontare di tempo sia richiesto per la loro esecuzione. Questo avviene per il hot TI-PTES, nel quale HTHP e ORC sono dimensionati a partire dalla capacità termica del PCM e assumendo un tempo di carica e scarica $\tau_{ch} = \tau_{dis} = 6$ h. Al contrario, nel cold TI-PTES, il Chiller è dimensionato a partire dalla domanda termica di raffrescamento e non in funzione della capacità termica del PCM e di τ_{ch} , come invece avviene per il hot TI-PTES. Il risultato di questo dimensionamento è che nel cold TI-PTES la potenza di carica nominale tende ad essere molto maggiore di quella di scarica. Un esempio di quanto affermato può essere chiaramente osservato in Figura 24 (b) e (c) nella quale il Chiller può assorbire fino a 20 kW di potenza elettrica, mentre l'ORC ne può erogare solo fino a 10 kW, con il risultato che nella settimana 2 (febbraio) il Chiller effettua solo due cariche, a fronte delle 4 scariche in cui è coinvolto l'ORC.

Come commento conclusivo sui risultati riportati in Figura 23 e Figura 24, vale la pena evidenziare quali siano le implicazioni tecno-economiche della mancanza di una chiara ciclicità giornaliera nei profili di SOC di hot e cold TI-PTES. Al netto di tutti gli effetti dovuti al clima e alla produzione solare termica discussi in precedenza, è chiaro che, dal punto di vista economico, la gestione di un sistema TI-PTES beneficia della possibilità di una programmazione su base settimanale anziché giornaliera. Infatti, i profili di SOC e delle fasi di carica e scarica prodotti dall'algoritmo di ottimizzazione sono, per definizione di "ottimo", i migliori possibili, date le condizioni al contorno del problema. Quindi, l'interpretazione corretta dei risultati in Figura 23 e Figura 24 è che l'algoritmo di ottimizzazione ha *scelto* di non seguire una ciclicità giornaliera, anche se ne aveva la facoltà, perché questo avrebbe comportato una perdita economica rispetto alla programmazione settimanale riportata.

Un risultato simile a quello appena discusso pone però un problema di carattere pratico. Infatti, l'ottimizzazione della gestione del TI-PTES si basa sulla disponibilità dei profili di domanda elettrica, termica e per il raffrescamento, nonché della produzione rinnovabile elettrica e termica per tutto l'orizzonte di ottimizzazione. Questi profili devono essere noti al momento dell'ottimizzazione della gestione del sistema, tipicamente all'inizio del giorno o della settimana, ma rappresentano gli andamenti *futuri* delle grandezze elettriche e termiche citate e quindi sono incogniti. Nella pratica, tali dati sono sostituiti da *previsioni* che, però, sono caratterizzate da una incertezza crescente all'aumentare dell'orizzonte di previsione stesso. Di conseguenza, le previsioni su base giornaliera tendono naturalmente ad essere più affidabili di quelle su base settimanale. A causa di questa incertezza, o in mancanza di previsioni affidabili per la finestra temporale di interesse, la programmazione su base settimanale potrebbe risultare inutilizzabile nella pratica e l'ottimizzazione giornaliera potrebbe diventare preferibile. Quantificare l'impatto dell'incertezza di previsione sui risultati del presente studio è un compito non-banale ed esula dagli scopi del presente elaborato.

Impossibile visualizzare l'immagine.

Figura 23. Profili settimanali di funzionamento dei componenti del sistema hot TI-PTES. (a): SOC del PCM caldo; (b): Potenza elettrica assorbita dalla HTHP; (c): potenza elettrica erogata dall'ORC. I risultati sono relativi al Caso Studio 1, $C_{pcm,hot} = 1000 \text{ kWh}_{th}$, $\gamma_{res} = \frac{1}{2}$ e $\gamma_{pv} = \frac{1}{2}$.

La conclusione a cui si giunge in base alle riflessioni precedenti è che i risultati in Figura 23 e Figura 24 suggeriscono l'utilizzo, ove possibile, di una scala temporale settimanale per la programmazione delle fasi di carica e scarica dei sistemi hot e cold TI-PTES, perché questa è sicuramente benefica dal punto di vista economico. Tuttavia, tale scala temporale potrebbe essere difficoltosa da utilizzare nella pratica per via delle incertezze di previsioni che caratterizzano i profili di domanda e produzione energetica usati nell'ottimizzazione. Pertanto, ulteriori analisi potrebbero essere necessarie per quantificare il beneficio dovuto all'utilizzo di un orizzonte di ottimizzazione settimanale rispetto ad uno giornaliero, di più semplice utilizzo pratico, e quale effettivamente sia l'incertezza che caratterizza le previsioni meteo e della domanda energetica su base settimanale.

Impossibile visualizzare l'immagine.

Figura 24. Profili settimanali di funzionamento dei componenti del sistema cold TI-PTES. (a): SOC del PCM freddo; (b): Potenza elettrica assorbita dal Chiller; (c): potenza elettrica erogata dall'ORC. I risultati sono relativi al Caso Studio 1, $C_{pcm,hot} = 1000 \text{ kWh}_{th}$, $\gamma_{res} = \frac{1}{2}$ e $\gamma_{pv} = \frac{1}{2}$.

2.9.2 Numero di cicli annuali ed efficienze di round trip

Nelle figure seguenti sono riportati i risultati relativi al numero di cicli annuali e alle efficienze di roundtrip raggiunte su base annuale. I risultati in Figura 25 e Figura 27 si riferiscono ai sistemi hot TI-PTES, mentre i risultati in Figura 26 e Figura 28 ai sistemi cold TI-PTES.

Per quanto riguarda il numero di cicli annuali (N_{cyc}) effettuati dai sistemi hot TI-PTES (Figura 25), possibile notare una netta differenza di comportamento fra fonte eolica e fotovoltaica, con la prima che garantisce un numero di cicli annuali generalmente ben superiore rispetto alla seconda. Per la fonte eolica, i risultati in Figura 25 suggeriscono che N_{cyc} abbia un andamento simile per tutti i casi studio e che il numero di cicli annui diminuisca all'aumentare della capacità di accumulo installata (C_{pcm}), con valori circa pari a 100 cicli all'anno per C_{pcm} pari a 250 kWh_{th} , che scendono fino a valori intorno 50 cicli/anno per C_{pcm} pari a 2000 kWh_{th} .

Per la fonte fotovoltaica, è necessario distinguere fra i casi studio residenziali e quello del settore terziario. Nei casi studio residenziali si hanno andamenti molto simili fra loro con N_{cyc} leggermente decrescente all'aumentare di C_{pcm} . Per $\gamma_{res} = \frac{1}{2}$, si registrano valori pari, o poco inferiori, a 250 cicli annui per $C_{pcm} = 250 \text{ kWh}_{th}$, che scendono a valori di poco inferiori a 200 per $C_{pcm} = 2000 \text{ kWh}_{th}$. Per $\gamma_{res} = \frac{3}{4}$, invece, N_{cyc} è pressoché costante al crescere della capacità installata e mantiene sempre valori sensibilmente sopra i 200 cicli all'anno. Valori piuttosto diversi risultano per il caso studio del terziario. Per l'edificio adibito ad uffici, si ha una netta differenza fra le configurazioni con $\gamma_{res} = \frac{1}{2}$ e quelle con $\gamma_{res} = \frac{3}{4}$. Nel primo caso, N_{cyc} si assesta su valori piuttosto bassi e mai superiori a 150 cicli/anno, mentre nel caso di maggiore penetrazione delle rinnovabili ($\gamma_{res} = \frac{3}{4}$) si registrano valori di N_{cyc} molto alti, maggiori di 250 per $C_{pcm} = 250 \text{ kWh}_{th}$ e maggiori di 200 anche per grandi capacità.

Nel caso del cold TI-PTES (Figura 26), il numero di cicli annuali effettuati tende ad essere piuttosto inferiore di quello registrato per i sistemi hot TI-PTES. N_{cyc} non risulta pressoché mai superiore a 150 cicli annui, nemmeno per basse capacità di accumulo (250 kWh_{th}). A differenza di quanto risulta per il hot TI-PTES, per il cold TI-PTES i risultati suggeriscono che vi sia una notevole varietà anche all'interno del gruppo dei casi studio residenziali, i quali, invece, sembrerebbero piuttosto omogenei fra loro. Questo comportamento è probabilmente dovuto al fatto che, sebbene i tre edifici considerati siano simili per dimensioni e per potenza elettrica e termica installate, essi presentano andamenti della domanda elettrica, termica e della produzione da rinnovabile diversi, a causa delle diverse località in cui i casi studio sono posizionati.

Per i casi studio residenziali (Figura 26 (a), (b) e (c)), i valori raggiunti da N_{cyc} per piccole capacità (250 kWh_{th}) sono molto simili nel caso di fonte eolica e fotovoltaica. Al crescere di C_{pcm} , e specialmente per capacità superiori a 500 kWh_{th} , la fonte eolica permette al sistema di operare con un numero di cicli annui nettamente superiore a quanto accade per la fonte fotovoltaica. In generale, N_{cyc} decresce al crescere di C_{pcm} in maniera monotona. Per la fonte fotovoltaica si raggiungono valori molto bassi e spesso prossimi allo zero per $C_{pcm} > 1000 \text{ kWh}_{th}$. Per la fonte eolica, benché risultino valori di N_{cyc} maggiori rispetto al caso fotovoltaico, il numero di cicli decresce fino a valori piuttosto bassi (intorno ai 50 cicli annui) per capacità pari a 2000 kWh_{th} . Una parziale eccezione a questo comportamento si registra nel Caso Studio 1, per il quale si hanno valori di cicli annuali sensibilmente superiori che negli altri casi studio. Anche in questo caso, N_{cyc} è comunque minore di 200 cicli annui per le capacità inferiori e si attesta intorno a valori inferiori a 100 per capacità di accumulo elevate.

I risultati riguardanti N_{cyc} possono essere riassunti nelle seguenti conclusioni preliminari:

- i sistemi hot TI-PTES riescano ad effettuare un numero sensibilmente più alto di cicli annui rispetto ai sistemi cold TI-PTES, utilizzando in modo più efficace la capacità installata. Per il hot TI-PTES, N_{cyc} pari o superiore a 200 sono comuni per molti valori di C_{pcm} , mentre valori inferiori a 100 risultano per la maggior parte delle configurazioni analizzate, nel caso del cold TI-PTES;
- I sistemi hot TI-PTES risultano particolarmente indicati per operare in combinazione con la fonte fotovoltaica, mentre valori di N_{cyc} sensibilmente più bassi risultano per la fonte eolica.

- Per il cold TI-PTES vale l'opposto. Mentre con la fonte eolica N_{cyc} riesce a mantenersi sopra i 50 cicli annui per tutti i valori di C_{pcm} analizzati, il numero di cicli annuali effettuati dal cold TI-PTES crolla a valori prossimi allo zero per C_{pcm} pari o superiori a 1000 kWh_{th} , in combinazione con la fonte fotovoltaica.

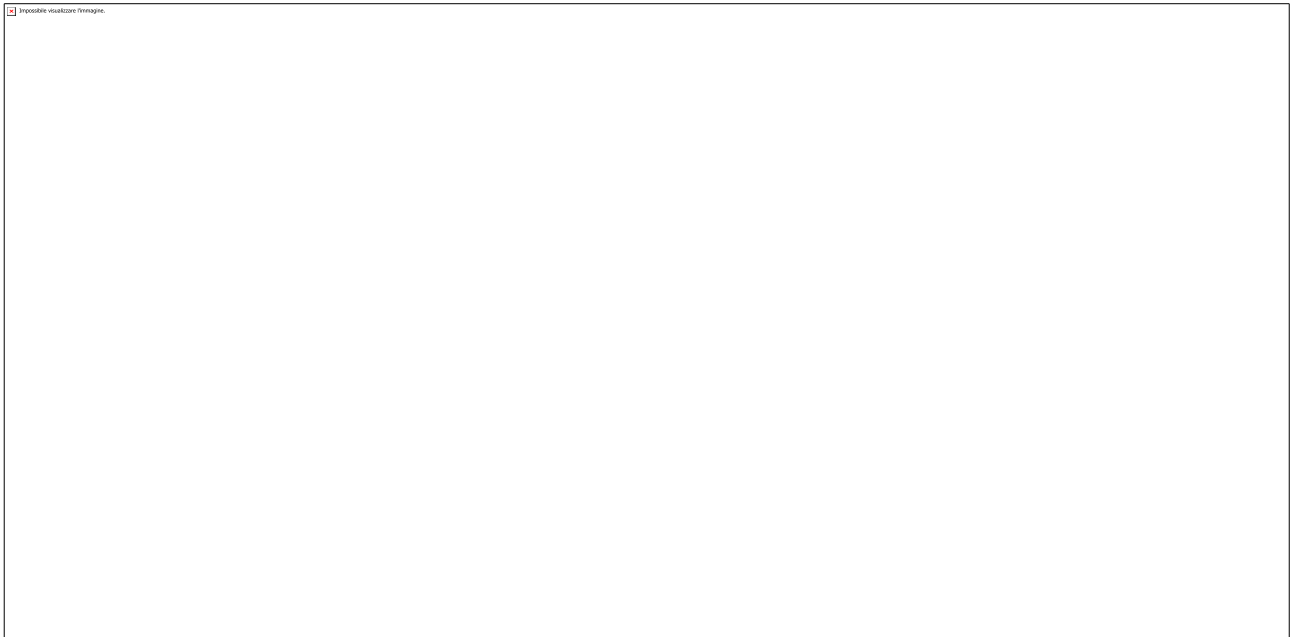


Figura 25. Numero di cicli annuali N_{cyc} dei sistemi hot TI-PTES per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica. (a): Caso Studio 1; (b): Caso Studio 2; (c): Caso Studio 3; (d): Caso Studio 4.

In Figura 27 e Figura 28 vengono riportati i risultati relativi alle efficienze di roundtrip di hot e cold TI-PTES. Per quanto riguarda i sistemi hot TI-PTES (Figura 27) i risultati confermano la forte sinergia di questa tecnologia di accumulo con fonte fotovoltaica. Infatti, l'efficienza risulta essere pressoché costante con C_{pcm} e al variare della penetrazione delle rinnovabili e pari ad un valore compreso fra 0.67 e 0.73 a seconda dei casi studio analizzati. Al contrario, per i sistemi hot TI-PTES usati in combinazione con la fonte eolica, i risultati suggeriscono che il sistema sia caratterizzato da efficienze di roundtrip sistematicamente inferiori rispetto alla fonte fotovoltaica. La differenza di efficienza riscontrata per le due fonti è lieve per $\gamma_{res} = \frac{3}{4}$, mentre è più marcata per livelli di penetrazione delle rinnovabili inferiori ($\gamma_{res} = \frac{1}{2}$). In questo caso, in combinazione con la fonte eolica, il sistema hot TI-PTES risulta operare con efficienze di roundtrip poco superiori al 50% per molti dei valori di capacità di accumulo considerati nell'analisi.

Per quanto riguarda il cold TI-PTES, gli andamenti sono diversi rispetto a quelli che caratterizzano i sistemi precedentemente analizzati ed è necessario distinguere due effetti. Il primo effetto è quello legato alla fonte (eolica o fotovoltaica) mentre il secondo è legato alla penetrazione delle rinnovabili ($\gamma_{res} = \frac{1}{2}$ e $\gamma_{res} = \frac{3}{4}$). Nel caso della fonte eolica, l'efficienza di roundtrip diminuisce all'aumentare della penetrazione delle rinnovabili, cioè passando da $\gamma_{res} = \frac{1}{2}$ a $\gamma_{res} = \frac{3}{4}$. Per la fonte fotovoltaica è invece il contrario e l'efficienza di roundtrip aumenta passando da $\gamma_{res} = \frac{1}{2}$ a $\gamma_{res} = \frac{3}{4}$. L'unica eccezione è rappresentata dal Caso Studio 4, per il quale l'efficienza aumenta leggermente al diminuire di γ_{res} nel caso della fonte fotovoltaica. A parte gli andamenti dissimili dal caso con hot TI-PTES, i risultati suggeriscono che il sistema possa operare con buone efficienze di roundtrip anche nel caso del cold TI-PTES, almeno per alcune delle configurazioni analizzate. In particolare, per le configurazioni con $\gamma_{res} = \frac{1}{2}$ e fonte fotovoltaica le efficienze risultanti sono pressoché costanti al crescere di C_{pcm} e sono comprese fra 0.69 e 0.75 in funzione del caso studio analizzato. Come suggerito anche dai risultati precedenti sul numero di cicli annuali, il cold TI-PTES opera con efficienze migliori nel caso di fonte eolica. Tuttavia, questo è vero in generale solo per basse penetrazioni delle rinnovabili ($\gamma_{res} = \frac{1}{2}$), mentre per $\gamma_{res} = \frac{3}{4}$ risulta che la configurazione che tende ad operare con la migliore efficienza è quella fotovoltaica.

per i Casi Studio 1, 2 e 3, mentre solo per il quella Caso Studio 3, si registrano le migliori efficienze nel caso di fonte eolica.

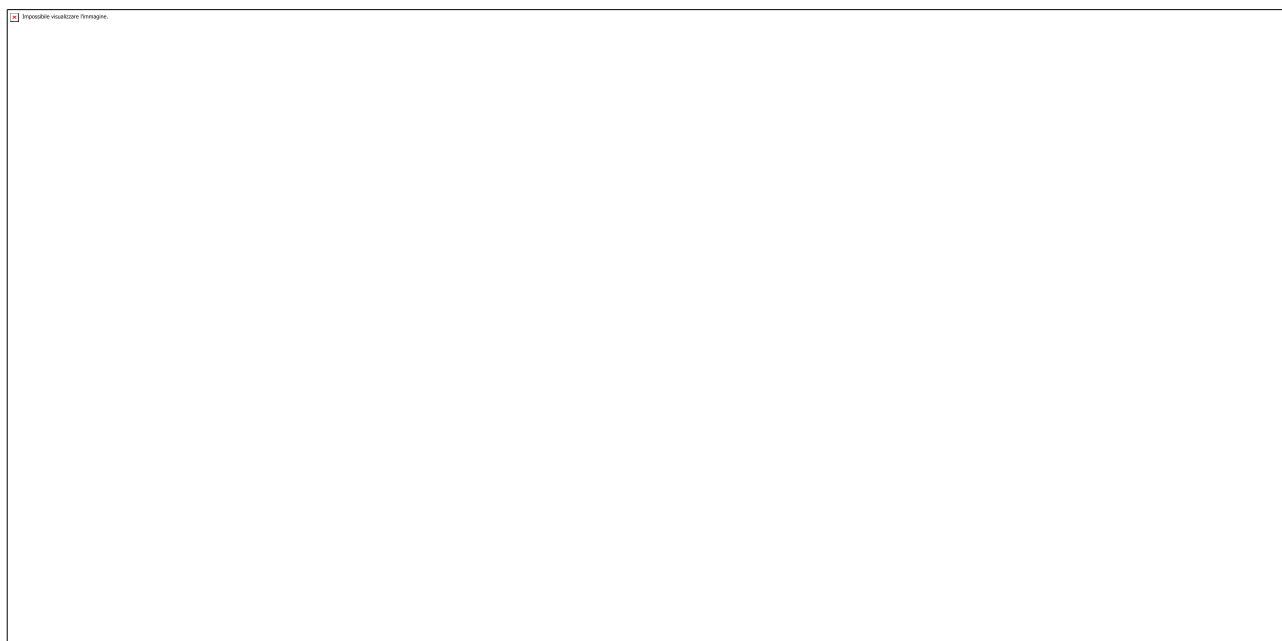


Figura 26. Numero di cicli annuali N_{cyc} dei sistemi cold TI-PTES per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica. (a): Caso Studio 1; (b): Caso Studio 2; (c): Caso Studio 3; (d): Caso Studio 4.

I risultati riguardanti l'efficienza di roundtrip possono essere riassunti nelle seguenti conclusioni preliminari:

- Entrambi i sistemi TI-PTES sono in grado di operare ad alte efficienze, con valori compresi fra 0.65 e 0.75, se la giusta combinazione di caso studio, tipologia di fonte rinnovabile e penetrazione delle rinnovabili viene utilizzata;
- I sistemi hot TI-PTES tendono ad operare con efficienze maggiori nel caso di fonte fotovoltaica, confermando i risultati precedenti sul numero di cicli annui. Risulta quindi chiaro che l'accoppiamento fra fonte fotovoltaica e hot TI-PTES sia da preferire;
- I sistemi cold TI-PTES possono raggiungere efficienze di roundtrip maggiori rispetto alla controparte calda, soprattutto per bassi valori di penetrazione delle rinnovabili ed in combinazione con la fonte eolica. In ogni caso, almeno dal punto di vista dell'efficienza, l'uso dei sistemi cold TI-PTES in combinazione con la fonte fotovoltaica non presenta particolari criticità. Al contrario, tale abbinamento sembra essere spesso essere il più efficiente per alte penetrazioni delle rinnovabili.

Impossibile visualizzare l'immagine.

Figura 27. Efficienze di roundtrip ε dei sistemi hot TI-PTES per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica. (a): Caso Studio 1; (b): Caso Studio 2; (c): Caso Studio 3; (d): Caso Studio 4.

Impossibile visualizzare l'immagine.

Figura 28. Efficienze di roundtrip ε dei sistemi cold TI-PTES per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica. (a): Caso Studio 1; (b): Caso Studio 2; (c): Caso Studio 3; (d): Caso Studio 4.

2.9.3 Impatto dell'uso delle tecnologie di accumulo TI-PTES sul costo operativo e sulle emissioni di CO₂

In questa sezione, vengono analizzati i risultati relativi all'impatto di cold e hot TI-PTES sui costi operativi e sulle emissioni di CO₂ (Eq. 6 e 7) per i quattro casi studio analizzati. I risultati sono raggruppati in quattro figure (Figura 29, Figura 30, Figura 31 e Figura 32), ognuna relativa ad uno dei quattro casi studio, a loro volta divise in quattro sotto-figure che riportano i risultati relativi al hot TI-PTES, rispettivamente nei panel (a) e (b), e al cold TI-PTES, rispettivamente nei panel (c) e (d).

Come si può osservare confrontando i risultati in Figura 29, Figura 30, Figura 31 e Figura 32, gli andamenti che caratterizzano i casi studio residenziali (Figura 29, Figura 30 e Figura 31) sono molto simili tra loro, mentre

il caso studio 4 (edificio adibito ad uffici, Figura 32) presenta un comportamento marcatamente diverso dagli altri.

Le seppure piccole differenze osservate fra i casi studio residenziali in Figura 29, Figura 30 e Figura 31 sono da imputarsi alle diverse condizioni climatiche che caratterizzano le tre città analizzate (Milano, Roma e Palermo). Tuttavia, come risulta evidente dai risultati riportati, le differenze climatiche hanno un impatto molto ridotto sulle prestazioni di hot e cold TI-PTES su base annuale, il cui funzionamento può essere considerato omogeneo per una notevole varietà di climi che caratterizzano il territorio italiano.

La differenza fra i casi studio residenziali e quello del terziario non è da imputare, dunque, al clima, sia perché il caso studio 4 è caratterizzato dalle stesse condizioni climatiche del caso studio 2, essendo entrambi gli edifici situati a Roma, sia perché l'impatto di questa variabile è piuttosto limitato per i casi studio in esame, come appena discusso. Al contrario, all'origine delle differenze fra i casi studio residenziali e del terziario vi sono le differenze riguardo la potenza elettrica installata e la diversa distribuzione dei carichi elettrici durante la giornata, che implicano minori consumi elettrici annuali e una diversa capacità di integrare le energie rinnovabili.

Come indicato dai risultati relativi ai costi operativi del hot TI-PTES (panel (a) nelle figure seguenti), per nessuno dei casi studio residenziali analizzati la riduzione dei costi rispetto alla configurazione di base (senza accumulo) supera in modo significativo il 10%. Questo significa che l'impatto del hot TI-PTES sui costi operativi del sistema è limitato. Nonostante la presenza dell'accumulo porti effettivamente un vantaggio economico, poiché risulta $Cost_{tiptes}/Cost_0 < 1$, promuovendo l'autoconsumo dell'energia elettrica rinnovabile prodotta in loco, il vantaggio economico complessivo derivante da questa operazione è marginale.

Come atteso, la riduzione dei costi operativi cresce all'aumentare della capacità dell'accumulo e all'aumentare della quota di energia rinnovabile da integrare nel sistema. In generale, il hot TI-PTES raggiunge i risultati migliori in combinazione con la fonte fotovoltaica, mentre in presenza di energia da fonte eolica il suo impatto sui costi operativi del sistema risulta pressoché trascurabile. Il motivo di questo comportamento certamente risiede nel fatto che la fonte termica utilizzata nell'articolo sia anch'essa di origine solare (solare termico), cosicché l'energia elettrica e termica necessarie ad alimentare efficacemente la fase di carica del hot TI-PTES sono disponibili pressoché nello stesso momento.

Fra i casi studio residenziali e quello del terziario non vi sono differenze significative per quanto riguarda gli andamenti delle riduzioni dei costi operativi dovuti all'introduzione del hot TI-PTES. L'unica vera differenza degna di nota sta nel fatto che l'introduzione dell'accumulo porta a delle riduzioni massime dei costi operativi maggiori, pari quasi al 20 %, che negli altri casi studio.

Per quanto riguarda la riduzione dei costi operativi dovuti al cold TI-PTES (panel (b) nelle figure seguenti), i risultati suggeriscono che questa tecnologia non raggiunga mai l'efficacia mostrata dalla controparte "calda". Infatti, la riduzione dei costi per il cold TI-PTES è sempre significativamente inferiore al 5%, per tutti i casi studi analizzati.

A differenza di quanto discusso per il hot TI-PTES, nel caso del cold TI-PTES, la massima efficacia viene raggiunta quando le alte quote di energia elettrica rinnovabile sono prodotte da fonte eolica. In aggiunta questo, si osserva anche come il cold TI-PTES possa operare con fonte fotovoltaica solo per sistemi TI-PTES di piccole dimensioni, mentre, oltre una certa capacità, l'accoppiamento fra cold TI-PTES e fonte solare sia del tutto inefficace ($Cost_{tiptes}/Cost_0 = 1$, ossia non si ha riduzione del costo operativo), almeno per i casi studio residenziali. Questo effetto è dovuto al fatto che, nel caso di energia elettrica da fonte fotovoltaica, l'energia rinnovabile in eccesso rispetto alle esigenze del sistema, quindi da caricare nell'accumulo, viene prodotta in concomitanza dell'energia termica solare che alimenta il ciclo ORC di scarica del cold TI-PTES. La produzione sincrona di energia solare termica ed elettrica porterebbe il sistema di accumulo a dover caricare e scaricare simultaneamente, che si tratta di una situazione che non porta alcun beneficio dal punto di vista economico e che quindi viene evitata dall'algoritmo di ottimizzazione. Il motivo per cui i sistemi cold TI-PTES di piccola taglia riescono ad operare, anche se con efficacia molto ridotta, in combinazione con la produzione di energia elettrica da fonte fotovoltaica è probabilmente da ricercarsi nel fatto che, pur essendovi delle piccole asincronie fra produzione solare termica ed elettrica, alimentate anche dal fatto che il sistema solare dispone di un piccolo buffer, le potenze sfruttabili in questo modo sono molto limitate e possono alimentare solo sistemi ORC di dimensioni contenute. Per cold TI-PTES con capacità di accumulo maggiori di 500 kW_{th} , le taglie

di ORC utilizzate sono tali che le potenze termiche disponibili corrisponderebbero a carichi elettrici inferiori al minimo tecnico di questi sistemi e quindi non possono essere sfruttate.

Per quanto riguarda l'impatto del cold TI-PTES nel caso studio del terziario, per capacità di accumulo maggiori di 500 kW_{th} l'efficacia del sistema non si annulla come nei casi studio residenziali, anche se tende a ridursi, per gli stessi effetti discussi in precedenza.

Concentrandoci adesso sull'impatto relativo alle emissioni CO_2 (Panel (b) e (c) nelle figure seguenti), è possibile osservare come ad un utilizzo dell'accumulo spesso corrisponda un aumento delle emissioni relative rispetto alla configurazione di riferimento (senza accumulo). Questo effetto è normale per un sistema in grado di *immettere* l'energia in eccesso in rete. Infatti, in questo caso, l'utilizzo dell'accumulo introduce una perdita nel sistema di energia elettrica nel sistema, poiché le efficienze di carica e scarica non sono unitarie. Nonostante le perdite, l'accumulo può avere effetti economici positivi, se la remunerazione per l'immissione è bassa o assente. Tuttavia, nel caso delle emissioni di CO_2 , ogni kWh introdotto in rete contribuisce a ridurre il contenuto di inquinanti. Pertanto, a livello di sistema, è sempre vantaggioso immettere in rete, piuttosto che accumulare l'energia autoprodotta in eccesso, per via delle perdite associate alla carica e alla scarica degli accumuli. Un simile risultato dipende dal fatto che la "remunerazione" dell'energia elettrica immessa in rete in termini di emissioni risparmiate è pari al "costo" in termini di emissioni prodotte dell'energia elettrica consumata.

Chiaramente, nel caso in cui l'intero sistema non sia in grado, o non possa, immettere energia in rete, l'accumulo porta dei benefici anche in termini di riduzione delle emissioni di CO_2 , riducendo il *curtailment* interno al sistema e, allo stesso tempo, permettendo l'autoconsumo dell'energia in eccesso, che non è più dissipata. In questo caso, il vantaggio in termini di riduzione delle emissioni deriva dal fatto che l'energia dissipata è associata a una "remunerazione" in termini di emissioni risparmiate nulla, mentre a quella auto consumata è associata una "remunerazione" pari al "costo" in termini di emissioni prodotte che caratterizza l'energia elettrica prelevata dalla rete.

Negli scenari considerati, in cui il sistema ha la facoltà di immettere in rete l'energia in eccesso, la situazione nella quale il sistema non è in grado di immettere in rete può verificarsi di rado e solo nel caso in cui la potenza in eccesso dalle rinnovabili, decurtata della domanda elettrica, superi la massima potenza ammissibile per l'immissione in rete, considerata pari a quella nominale dell'utenza elettrica. Per i casi studio analizzati, un tale scenario non accade mai nei sistemi in cui la produzione da rinnovabile sia di origine fotovoltaica, ma solo in quelli con produzione da fonte eolica. Questo avviene perché, a causa dei fattori di capacità inferiori, a parità di energia elettrica da produrre su base annuale, la fonte eolica necessita di potenze installate ben superiori a quelle della fonte fotovoltaica e quindi possono verificarsi eventi in cui la potenza prodotta ecceda quella che può essere immessa in rete da parte dell'edificio.

In base a quanto discusso, risulta chiaro che uno scenario in cui il sistema non possa *in nessun caso* immettere in rete l'energia in eccesso prodotta dalle rinnovabili sarebbe vantaggioso per l'accumulo, dal punto di vista delle riduzioni delle emissioni di CO_2 . Nonostante un tale scenario rappresenti in qualche modo il caso ideale all'interno del quale esaltare le prestazioni di un sistema di accumulo, questo non viene considerato nello studio, poiché non si riferisce all'attuale situazione delle utenze elettriche di piccole dimensioni a cui, invece, è spesso concesso di immettere in rete la potenza da rinnovabile in eccesso.

A parte le considerazioni generali appena descritte, in Figura 29 (b), Figura 30 (b), Figura 31 (b) e Figura 32 (b) si può osservare come l'uso del hot TI-PTES comporti sempre un aumento relativo delle emissioni di CO_2 , sempre inferiore al 2% – 2.5% per i casi studi residenziali e fino a circa il 12% per il caso studio del terziario. Chiaramente, la differenza fra le due categorie di casi studio riflette quella osservata per la riduzione dei costi operativi. Il caso studio 4 è quello per cui il hot TI-PTES porta il maggior beneficio economico, dovuto al maggior utilizzo dell'accumulo, che è anche la ragione per cui, in questo caso, si ha il maggiore incremento relativo di emissioni di CO_2 . Per un motivo analogo, il hot TI-PTES risulta più efficace in combinazione con la produzione fotovoltaica, quindi viene maggiormente utilizzato, e ciò comporta maggiori incrementi di emissioni di CO_2 rispetto ai casi con produzione rinnovabile da fonte eolica.

A differenza di quanto osservato per il hot TI-PTES, i risultati in Figura 29 (c), Figura 30 (c), Figura 31 (c) e Figura 32 (c) mostrano come effettivamente per il cold TI-PTES si possano avere delle riduzioni relative di emissioni di CO_2 nei casi con alta penetrazione delle rinnovabili e produzione da fonte eolica ($\gamma_{res} = \frac{3}{4}$ e $\gamma_{pv} =$

0). Benché per queste configurazioni il cold TI-PTES possa portare dei vantaggi in termini di riduzione delle emissioni ($CO2_{tiptes} / CO2_0 < 1$), il risparmio è veramente esiguo, inferiore al 1% anche per il Caso Studio 4, che è quello per cui il vantaggio dovuto all'introduzione del cold TI-PTES è maggiore.

Per cercare di riassumere le considerazioni fatte in questa sezione, è possibile elencare alcune conclusioni preliminari che possono essere tratte dai risultati in Figura 29 , Figura 30 , Figura 31 e Figura 32:

- Dal punto di vista della riduzione dei costi operativi, il hot TI-PTES appare più efficace del cold TI-PTES. In entrambi i casi, le riduzioni dei costi operativi sono piuttosto contenute e possono raggiungere valori pari a circa il 10% solo per grandi capacità di PCM installato (2000 kWh_{th});
- Il cold TI-PTES non è adatto a lavorare in combinazione con la fonte fotovoltaica a causa della sovrapposizione fra fasi di carica e scarica che ne pregiudica l'efficacia;
- Nella maggior parte dei casi analizzati, l'accumulo porta benefici economici ma non ambientali, poiché le emissioni di CO2 tendono ad aumentare al crescere della capacità di accumulo installata;

In base ai punti elencati, emerge come l'utilizzo delle tecnologie hot e cold TI-PTES nei casi studio analizzati porti a benefici marginali in termini economici e sia sconsigliato dal punto di vista ambientale. Una conclusione finale sulla fattibilità economica dei sistemi proposti è rimandata alla sezione successiva in cui viene discusso l'impatto del costo di investimento associato ai sistemi TI-PTES studiati.

Impossibile visualizzare l'immagine.

Figura 29. Costi operativi ed emissioni di CO2 dei sistemi hot e cold TI-PTES per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica rispetto alla configurazione di riferimento senza accumulo. (a): $Cost_{tiptes}/Cost_0$ per hot TI-PTES; (b): $CO2_{tiptes}/CO2_0$ per hot TI-PTES; (c): $Cost_{tiptes}/Cost_0$ per cold TI-PTES; (d): $CO2_{tiptes}/CO2_0$ per cold TI-PTES. I risultati sono relativi al Caso Studio 1.

Impossibile visualizzare l'immagine.

Figura 30. Costi operativi ed emissioni di CO2 dei sistemi hot e cold TI-PTES per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica rispetto alla configurazione di riferimento senza accumulo. (a): $Cost_{tipres}/Cost_0$ per hot TI-PTES; (b): $CO2_{tipres}/CO2_0$ per hot TI-PTES; (c): $Cost_{tipres}/Cost_0$ per cold TI-PTES; (d): $CO2_{tipres}/CO2_0$ per cold TI-PTES. I risultati sono relativi al Caso Studio 2.

Impossibile visualizzare l'immagine.

Figura 31. Costi operativi ed emissioni di CO2 dei sistemi hot e cold TI-PTES per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica rispetto alla configurazione di riferimento senza accumulo. (a): $Cost_{tipres}/Cost_0$ per hot TI-PTES; (b): $CO2_{tipres}/CO2_0$ per hot TI-PTES; (c): $Cost_{tipres}/Cost_0$ per cold TI-PTES; (d): $CO2_{tipres}/CO2_0$ per cold TI-PTES. I risultati sono relativi al Caso Studio 3.

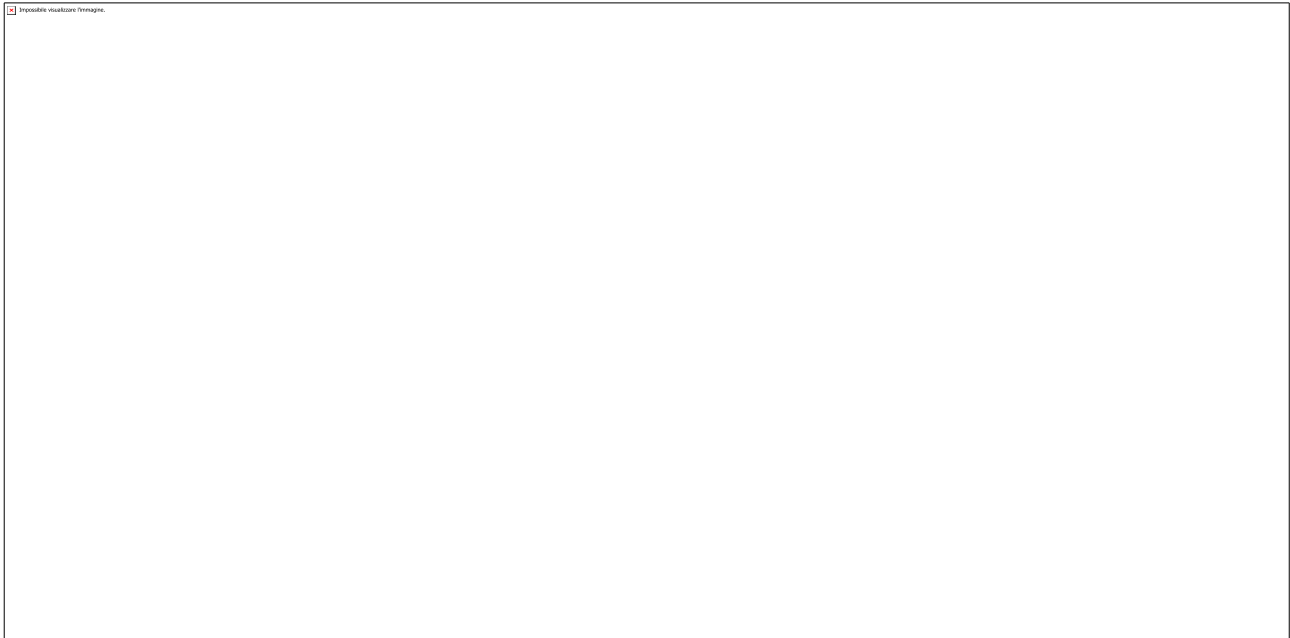


Figura 32. Costi operativi ed emissioni di CO2 dei sistemi hot e cold TI-PTES per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica rispetto alla configurazione di riferimento senza accumulo. (a): $Cost_{tipres}/Cost_0$ per hot TI-PTES; (b): $CO2_{tipres}/CO2_0$ per hot TI-PTES; (c): $Cost_{tipres}/Cost_0$ per cold TI-PTES; (d): $CO2_{tipres}/CO2_0$ per cold TI-PTES. I risultati sono relativi al Caso Studio 4.

2.9.4 Analisi economica e considerazioni sulla fattibilità pratica del TI-PTES in ambito residenziale

In questa sezione, vengono riportati e discussi i risultati relativi all'analisi economica complessiva riguardo l'introduzione dei sistemi di accumulo hot e cold TI-PTES nei casi studio considerati. In particolare, a differenza di quanto riportato in precedenza (Sezione 2.9.3) non vengono considerati solo i costi operativi ma anche quelli di investimento, calcolati come in Eq. 6 e 7.

In Figura 33 e Figura 34 il costo totale sostenuto dall'utenza per la fornitura energetica (elettrica e termica), comprensivo dei costi capitali annualizzati (Eq. 10), viene rapportato al costo della fornitura energetica nella configurazione di riferimento (senza accumulo). In quest'ultimo caso, il costo totale della fornitura energetica corrisponde al costo operativo, poiché i costi capitali associati alle rinnovabili elettriche non sono considerati nella presente analisi.

Nella presente analisi economica, il rapporto $Cost_{tipres,tot}/Cost_{0,tot}$ risulta minore di uno per quelle configurazioni nelle quali l'introduzione dell'accumulo determina un vantaggio economico complessivo dovuto al fatto che i risparmi conseguiti sui costi operativi del sistema (riportati nella Sezione 2.9.3) superano i costi capitali annualizzati dovuti all'accumulo stesso. Nei casi in cui il rapporto $Cost_{tipres,tot}/Cost_{0,tot}$ risulti, invece, maggiore di uno, i risparmi conseguiti grazie alla riduzione dei costi operativi non sono tali da controbilanciare i costi annualizzati dovuti all'accumulo, la cui introduzione non risulta, quindi, economicamente sostenibile.

Considerando i risultati in Figura 33 ed in Figura 34, è facile constatare come per nessuno dei casi studio analizzati il rapporto $Cost_{tipres,tot}/Cost_{0,tot}$ risulti minore di uno. Pertanto, in nessun caso tra quelli analizzati l'introduzione dei sistemi hot e cold TI-PTES risulta economicamente vantaggiosa nel suo complesso.

Concentrando l'attenzione sul sistema hot TI-PTES (Figura 33), è possibile notare come per tutti e quattro i casi studio analizzati il rapporto $Cost_{tipres,tot}/Cost_{0,tot}$ abbia un andamento pressoché lineare con la capacità di accumulo installata. Un tale andamento non è interamente atteso, poiché, come spiegato in sezione 2.8.7, oltre una certa capacità termica, approssimativamente pari a 1000 kW_{th}, la taglia dell'ORC non cresce più linearmente con la capacità del PCM, rimanendo costante. Un tale fenomeno introduce una flessione rispetto alla tendenza puramente lineare che, però, è molto debole in Figura 7. Questo ci porta a concludere che, almeno per il caso del hot TI-PTES, l'impatto economico dell'ORC deve essere marginale, rispetto alle altre componenti del costo capitale che crescono linearmente con le dimensioni del sistema anche per taglie superiori ai 1000 kW_{th}, come la HTHP, il campo solare e l'accumulo PCM stesso.

In Figura 33 è possibile notare alcune differenze sostanziali tra i casi studio residenziali e quello del terziario. In particolare, nei primi il rapporto $Cost_{tipres,tot}/Cost_{0,tot}$ si attesta su valori massimi di poco superiori a 2.5. Al contrario, nel caso studio dell'edificio adibito ad uffici il valore massimo raggiunto è significativamente maggiore e pari a circa 3.5. Un tale risultato è apparentemente in contraddizione con quanto riportato nella sezione precedente, in cui si suggeriva che i sistemi hot TI-PTES potessero garantire i maggiori risparmi sui costi operativi del sistema. Tuttavia, è necessario considerare che nel caso studio del terziario sia hanno potenze installate, e quindi volumi annuali di energia, inferiori, rispetto ai casi studio residenziali. Questo si traduce in risparmi assoluti inferiori, mentre, invece, in tutti i casi studio analizzati il costo dei sistemi TI-PTES è lo stesso, a parità di capacità termica installata.

Come considerazione sui risultati di Figura 33, vale la pena notare che, benché vi siano differenze piuttosto ridotte fra le configurazioni alimentate da fonte eolica o fotovoltaica, nei casi studi residenziali l'integrazione con fonti fotovoltaica è quella che garantisce i valori del rapporto $Cost_{tipres,tot}/Cost_{0,tot}$ minori. Al contrario, nel caso studio del terziario, coerentemente con quanto risulta in Figura 32 per la riduzione dei costi operativi, le configurazioni alimentate tramite fonte eolica sono quelle caratterizzate dai costi totali relativi inferiori.

Per quanto riguarda il sistema cold TI-PTES in Figura 34, è possibile osservare che, anche in questo caso, i valori del rapporto $Cost_{tipres,tot}/Cost_{0,tot}$ risultino sempre maggiori di uno e, quindi, l'introduzione dello storage non risulti mai economicamente vantaggiosa. Nonostante questo risultato complessivamente negativo, è interessante notare come i valori di $Cost_{tipres,tot}/Cost_{0,tot}$ registrati per il cold TI-PTES siano sempre inferiori a quelli del hot TI-PTES, a parità di capacità termica installata. Un tale risultato suggerisce che il cold TI-PTES sia in generale più conveniente della controparte calda, nonostante nella sezione precedente (2.9.3) sia riportato che i benefici relativi in termini di riduzione dei costi operativi sono generalmente inferiori. Questa apparente discrepanza deriva dal fatto che il cold TI-PTES è caratterizzato da un costo capitale sensibilmente inferiore rispetto al hot TI-PTES, come approfondito nei paragrafi seguenti, e quindi presenta una fattibilità economica complessiva migliore.

Un'ulteriore differenza fra i due sistemi di accumulo, che può essere osservata confrontando i risultati in , riguarda l'andamento del rapporto $Cost_{tipres,tot}/Cost_{0,tot}$ in funzione della capacità termica di PCM installata. A differenza di quanto risulta nel caso del hot TI-PTES, per il quale l'andamento è pressoché lineare, per il cold TI-PTES è possibile notare una marcata deviazione dall'andamento lineare per valori superiori a 1000 kWh_{th}. Questo è dovuto al fatto che, mentre per il hot TI-PTES, per capacità superiori ai 1000 kWh_{th}, solo la taglia del sistema di scarica (ORC) rimane costante, nel cold TI-PTES anche quella del sistema di carica (Chiller) non varia. Infatti, come spiegato in precedenza (Sezione 2.8.7), il Chiller è dimensionato a partire dal fabbisogno termico dell'edificio e non in funzione della capacità del sistema TI-PTES e di un tempo di carica desiderato. Un tale filosofia di dimensionamento fa sì che nel sistema cold TI-PTES studiato, oltre i 1000 kWh_{th} di capacità, l'unico componente di cui le dimensioni (ed il costo) continuino ad aumentare sia il l'accumulo termico a PCM, a differenza di quanto accade per il hot TI-PTES, nel quale anche i costi di HTHP e campo solare continuano ad aumentare.

In modo ancora più marcato di quanto discusso per il hot TI-PTES, nel caso del cold TI-PTES la differenza fra configurazioni alimentate da fonte eolica e fotovoltaica è praticamente assente. Una lieve differenza può essere osservata per il caso studio del settore terziario, nel quale risulta più vantaggioso utilizzare la fonte eolica di quella fotovoltaica, in analogia con quanto precedentemente discusso per il hot TI-PTES.

Infine, vengono riportate in Figura 35 le composizioni dei costi capitali relativi ai sistemi hot e cold TI-PTES in funzione della capacità di accumulo. I risultati riportati sono relativi al Caso Studio 1, ma possono essere considerati rappresentativi di tutti i casi analizzati, per quali l'unica componente a variare, con minime differenze di costo, è quella dovuta al campo solare. Come è possibile osservare per il hot TI-PTES (Figura 35 (a)), una delle voci di costo maggiori è rappresentata dalla HTHP, ossia dal sistema di carica. Per il cold TI-PTES (Figura 35 (b)) questa voce di costo è del tutto assente, per via del fatto che il Chiller è utilizzato e dimensionato per soddisfare il carico termico di raffrescamento, e questo determina il vantaggio economico secondo sistema rispetto al primo, osservabile in Figura 33 e Figura 34.

Per entrambi i sistemi di accumulo considerati, è possibile osservare come una delle maggiori voci di costo sia sempre rappresentata dal campo solare che, essendo utilizzato solo per alimentare il sistema di accumulo, deve essere trattato al pari degli altri componenti del sistema di accumulo TI-PTES ed incluso fra i costi

capitali. In altre parole, per i sistemi TI-PTES non è possibile ignorare il costo dei sistemi di produzione dell'energia termica, poiché questo può portare a delle forti distorsioni e a risultati fuorvianti. Infine, è possibile notare come per entrambi i sistemi hot e cold TI-PTES il costo dell'ORC, ossia del sistema di scarica, rappresenti una componente minoritaria rispetto ai costi dei sistemi di carica e stoccaggio (HTHP e PCM) o del campo solare ed è, quindi, su queste componenti che è necessario concentrarsi per ridurre i costi dei sistemi TI-PTES in modo significativo.



Figura 33. Costo totale dei sistemi hot TI-PTES rispetto alla configurazione di riferimento senza accumulo ($Cost_{tiptes,tot}/Cost_{0,tot}$), in funzione della capacità di accumulo installata, per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica. (a): Caso Studio 1; (b): Caso Studio 2; (c): Caso Studio 3; (d): Caso Studio 4.

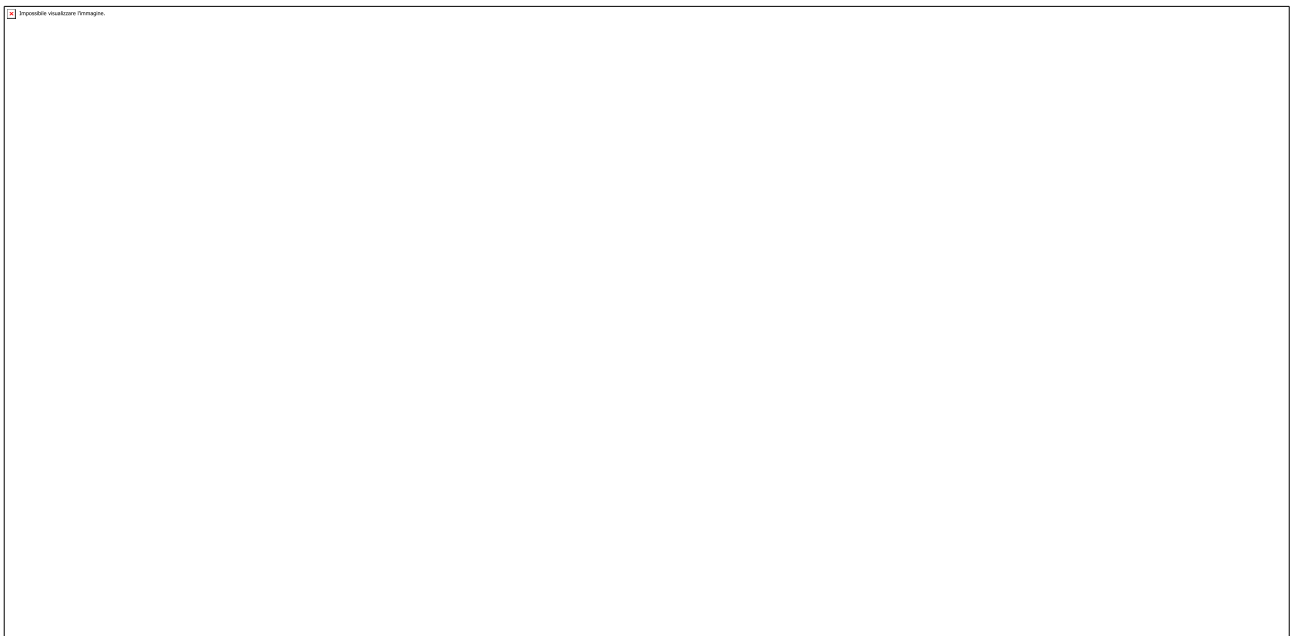


Figura 34. Costo totale dei sistemi cold TI-PTES rispetto alla configurazione di riferimento senza accumulo ($Cost_{tiptes,tot}/Cost_{0,tot}$), in funzione della capacità di accumulo installata, per diversi livelli di penetrazione delle rinnovabili e produzione eolica o fotovoltaica. (a): Caso Studio 1; (b): Caso Studio 2; (c): Caso Studio 3; (d): Caso Studio 4.

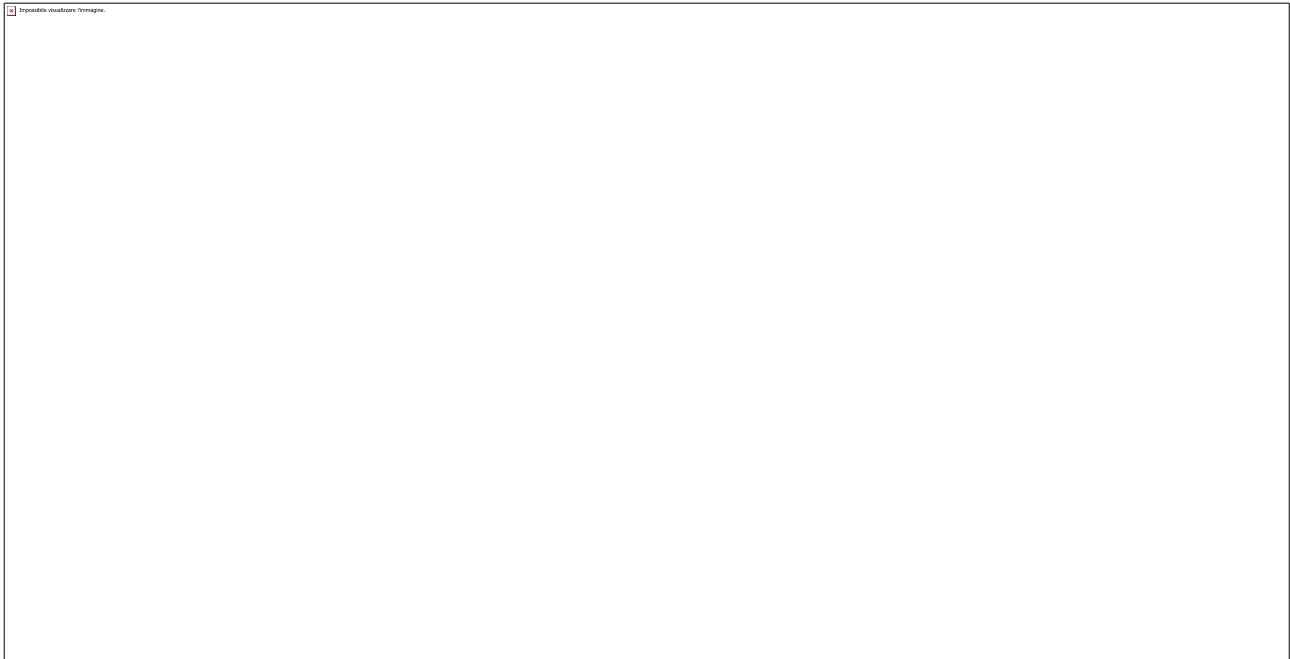


Figura 35. Composizione dei costi capitali di hot e cold TI-PTES in funzione della capacità di accumulo installata. (a): hot TI-PTES; (b): cold TI-PTES. I risultati sono relativi al Caso Studio 1.

Analizzando le composizioni di costo riportate in Figura 35 è possibile individuare alcune strategie per cercare di migliorare la performance economica dei sistemi TI-PTES, riducendone i costi capitali. In primo luogo, i sistemi cold TI-PTES sono da preferire, nonostante si integrino in maniera peggiore con la fonte fotovoltaica che è la più comune a livello residenziale, poiché beneficiano fortemente dal non dover disporre di un sistema di carica dedicato che può risultare, come nel caso del sistema hot TI-PTES, una delle voci di costo più impattanti. Per poter utilizzare con successo i sistemi TI-PTES anche in presenza della fonte fotovoltaica, è necessario considerare la possibilità di:

- i. disporre di accumuli termici ausiliari che permettano di accumulare l'energia termica solare prima del suo uso per alimentare l'ORC. Il costo di questa soluzione potrebbe essere proibitivo, a seconda della tecnologia di accumulo scelta, poiché l'energia da accumulare è paragonabile alla capacità di PCM installata;
- ii. utilizzare una fonte termica diversa da quella solare che non sia sincronizzata con la produzione elettrica da fotovoltaico. Questa soluzione potrebbe certamente risolvere il problema, ma rimane aperta la questione di quale sia la fonte termica (rinnovabile, o di scarto) che può produrre significative quantità di energia termica fra i 60 °C e gli 80 °C in ambito residenziale.

In secondo luogo, è necessario osservare che in ognuna delle configurazioni analizzate la voce di costo più ampia è sempre rappresentata dall'accumulo termico (PCM). Per ridurre i costi associati a questo componente, sono disponibili essenzialmente due vie:

- i. individuare ed utilizzare dei materiali PCM poco costosi, ma questo potrebbe non essere possibile, soprattutto concentrandosi su materiali attualmente disponibili a livello commerciale;
- ii. studiare la possibilità di utilizzare accumuli termici a calore sensibile. In questo caso, ovviamente, il problema è rappresentato dai volumi potenzialmente occupati che potrebbero diventare proibitivi in ambito residenziale.

Infine, è utile osservare che il campo solare termico, o qualsiasi altra fonte termica che si decida di utilizzare, può essere utilizzato per fornire energia direttamente all'edificio, anziché alimentare esclusivamente il sistema TI-PTES. Alla stregua dei vantaggi economici osservati nel caso del Chiller, il cui utilizzo è condiviso fra edificio e sistema TI-PTES, un utilizzo più razionale della fonte termica potrebbe determinare ulteriori

risparmi energetici ed economici, migliorando così le prospettive economiche delle tecnologie di accumulo studiate.

3 Conclusioni

3.1 Conclusioni dello studio

Nel presente studio è stato analizzato l'utilizzo in ambito residenziale e del terziario di tecnologie di accumulo elettrico innovative (power-to-heat-to-power) dai punti di vista economico ed ambientale.

A seguito di una analisi di letteratura sulle tecnologie power-to-heat-to-power e sui loro possibili utilizzi negli ambiti residenziali e del terziario, è stata selezionata per ulteriori analisi la tecnologia di accumulo TI-PTES (*thermally integrated - pumped thermal electricity storage*), che accumula energia elettrica sotto forma termica ed integra l'input elettrico con un contributo aggiuntivo di energia termica prodotta da una fonte termica, generalmente operante a basse temperature (calore di bassa qualità).

Nello studio sono state confrontate dal punto di vista economico ed ambientale due diverse configurazioni di accumulo TI-PTES (hot e cold), analoghe nel funzionamento e basate su componenti simili, ma diverse per i livelli di temperatura a cui operano.

Per valutare le prestazioni dei sistemi TI-PTES in un contesto realistico sono stati selezionati quattro casi studio (tre edifici residenziali ed un edificio adibito ad uffici). Per ognuno di questi casi studio, l'accumulo è stato gestito sulla base di un problema di ottimizzazione che permette di minimizzare il costo della fornitura energetica dell'edificio. Il problema di ottimizzazione è stato risolto considerando una produzione rinnovabile elettrica da fonte fotovoltaica od eolica, in grado di coprire dal 50% al 75% dei fabbisogni dell'utenza.

In base ai risultati conseguiti, è stato possibile calcolare i risparmi economici derivanti dall'introduzione degli accumuli TI-PTES e le relative variazioni di emissioni di CO₂ rispetto a delle configurazioni impiantistiche di riferimento prive dell'accumulo. I risultati suggeriscono che i sistemi TI-PTES possano operare con prestazioni accettabili dal punto di vista tecnico e termodinamico.

Per il hot TI-PTES, nel caso di alta penetrazione delle rinnovabili (fonte fotovoltaica ed eolica dimensionate per coprire il 75% della domanda elettrica) il numero stimato di cicli annuali di carica e scarica è compreso fra valori inferiori a 150 e valori intorno a 50, per la fonte eolica, e fra 250 e 150, per la fonte fotovoltaica, passando da capacità di accumulo di 250 kWh_{th} a 2000 kWh_{th}. Per quanto riguarda le efficienze di round trip elettriche, il hot TI-PTES opera con valori compresi fra 0.7 e 0.5, per la fonte eolica, e pressoché costanti e pari o superiori a 0.7 per la fonte fotovoltaica, passando da capacità di accumulo di 250 kWh_{th} a 2000 kWh_{th}. Per il cold TI-PTES, per valori simili della penetrazione delle rinnovabili, il numero stimato di cicli annuali di carica e scarica è sempre inferiore a 150 ed è compreso fra 100 – 150 e 50, per la fonte eolica, passando da capacità di accumulo di 250 kWh_{th} a 2000 kWh_{th}. Per la fonte fotovoltaica, i cicli annui sono compresi fra 100 e valori prossimi allo zero (per valori di capacità superiori a 1000 kWh_{th}). Per quanto riguarda le efficienze di round trip, il cold TI-PTES può operare con valori spesso compresi fra 0.7 e 0.5, per la fonte eolica, passando da capacità di accumulo di 250 kWh_{th} a 2000 kWh_{th}. Mentre possono essere raggiunte efficienze addirittura pari 0.75, per la fonte fotovoltaica, ma solo per bassi valori di penetrazione delle rinnovabili.

Dal punto di vista economico, nel caso del hot TI-PTES, le riduzioni dei costi operativi superano di poco il 10% solo per i massimi valori di capacità di accumulo installata (2000 kWh_{th}), nei casi studio residenziali, mentre un impatto maggiore, con riduzioni intorno al 20%, si registrano per il caso studio del terziario.

Per il cold TI-PTES, riduzioni dei costi sempre inferiori al 5% (dell'ordine del 1% - 2%) sono state registrate per tutte le taglie di capacità installate.

Tali risultati suggeriscono che l'impatto economico delle tecnologie TI-PTES sia sostanzialmente marginale, nei casi studio analizzati. A questo si aggiunge il risultato dell'analisi economica complessiva che tiene conto anche di una stima costi capitali dovuti all'acquisto dei componenti del sistema TI-PTES, che suggerisce come i benefici derivanti dalla riduzione dei costi operativi del sistema non siano mai tali da giustificare l'acquisto e l'installazione di un sistema TI-PTES. Infatti, considerando i costi capitali annualizzati, il costo della fornitura energetica aumenta sempre in presenza dei sistemi TI-PTES, arrivando persino a raddoppiare per grandi valori di capacità di accumulo installata.

Dal punto di vista ambientale, i risultati suggeriscono che l'utilizzo di sistemi TI-PTES spesso porta ad un aumento delle emissioni di CO₂. Nei rari casi in cui questo non avviene, come ad esempio per il cold TI-PTES

alimentato da fonte eolica, le riduzioni di emissioni conseguite sono comunque minime. Questo risultato deriva dal fatto che il sistema analizzato è in grado di immettere in rete la potenza elettrica prodotta dalle fonti rinnovabili in eccesso. Nel caso in cui questo non sia possibile e la potenza in eccesso debba essere dissipata (*curtailment*), l'utilizzo degli accumuli studiati potrebbe effettivamente comportare anche dei vantaggi dal punto di vista ambientale.

Nel tentativo di individuare alcune strategie per ridurre i costi capitali del sistema e rendere così più vantaggioso l'utilizzo di tecnologie TI-PTES negli ambiti residenziale e del terziario, è stata analizzata la composizione dei costi capitali in funzione della capacità di accumulo. Per tutte le configurazioni analizzate, la voce di costo più impattante è quella dovuta all'utilizzo del PCM per lo stoccaggio dell'energia termica. Pertanto, potrebbe risultare vantaggioso utilizzare accumuli termici a calore sensibile, spesso più economici. Tuttavia, questa possibilità deve essere valutata attentamente perché i volumi occupati potrebbero risultare proibitivi. Un'altra strategia volta alla riduzione dei costi è quella che prevede di usare l'energia termica solare anche per utilizzi diretti, anziché esclusivamente per alimentare il sistema di accumulo. Questo potrebbe portare dei benefici economici ed in termini di risparmio di emissioni, il cui impatto va però valutato in base al singolo caso studio.

In conclusione, la presente analisi ha evidenziato come, allo stato attuale, le tecnologie di accumulo TI-PTES possano garantire dei risparmi economici, riducendo i costi operativi del sistema, in ambito residenziale e per edifici del terziario, a fronte di un aumento delle emissioni di CO₂ del sistema. Tuttavia, questi benefici economici non sembrano essere sufficienti a controbilanciare i costi dei componenti del sistema e quindi le tecnologie TI-PTES non sono attualmente sostenibili dal punto di vista economico nei casi studiati, in base alle ipotesi assunte in questo studio.

3.2 Limitazioni dello studio e sviluppi futuri

Lo studio presentato è basato su alcune ipotesi semplificative ed alcune assunzioni che ne limitano la generalità e che però indicano quali siano alcune delle possibili direzioni verso cui indirizzare future attività di ricerca sull'utilizzo delle tecnologie TI-PTES in ambiti residenziali, del terziario e nei sistemi energetici di piccola scala in generale.

In particolare, le ipotesi semplificative e le assunzioni fatte nello studio possono riassumersi come:

- Nello studio vengono utilizzate metodologie semplificate e dati di letteratura per modellare il comportamento di off-design e part-load dei sistemi HTHP, Chiller, ORC e PCM;
- I dati di costo dei componenti sono stati stimati in base alla letteratura scientifica e non è effettuata un'analisi di sensibilità dei risultati economici finali ai costi dei singoli componenti, potenzialmente affetti da notevole incertezza, soprattutto nel caso di componenti maggiormente innovativi come le HTHP;
- Nello studio non viene effettuato un confronto fra accumuli TI-PTES e tecnologie tradizionali come, ad esempio, le batterie agli ioni di litio che rappresentano, ad oggi, lo standard per gli accumuli elettrici su scala domestica;
- Nello studio non sono considerati scenari di prezzo dell'energia diversi da quello attuale, basato sui dati storici delle utenze domestiche italiane. Questa ipotesi semplificativa è necessaria per evitare di formulare degli scenari per il prezzo dell'energia, un compito non banale e che esula dagli scopi del presente studio;
- Non viene contemplata la possibilità di non poter immettere in rete l'energia elettrica rinnovabile in eccesso e, per questo, di dover ricorrere al *curtailment*. Lo scenario considerato nello studio, che prevede la re-immissione in rete dell'energia in eccesso, penalizza l'utilizzo di un accumulo, ma è rappresentativa dello scenario italiano attuale che prevede questa possibilità per gli impianti di produzione distribuita in ambito domestico e di piccole dimensioni;
- Non viene considerata la possibilità di *integrare* maggiormente i sistemi TI-PTES con il sistema energetico dell'edificio e permettere che il sistema utilizzi direttamente il calore prodotto dalla fonte termica o che quest'ultima possa caricare direttamente l'accumulo termico, *by-passando* così la fase di carica elettrica, se questo fosse momentaneamente conveniente;

- Non vengono considerate architetture di sistema più avanzate rispetto a quelle disponibili in letteratura che, per esempio, combinino hot e cold TI-PTES per realizzare un sistema maggiormente flessibile e che possa sfruttare i lati positivi di entrambe le tecnologie di accumulo.

Gli sviluppi futuri dello studio devono andare nella direzione di colmare le limitazioni elencate sopra, analizzare configurazioni di sistema alternative a quelle proposte che siano caratterizzate da performance economiche ed ambientali migliori ed inquadrare le prestazioni dei sistemi TI-PTES in una cornice più generale, rispetto a quanto fatto nel presente studio. Pertanto, alcuni dei possibili sviluppi futuri sono:

- Ripetere le simulazioni effettuate per diversi scenari di prezzo dell'energia, cercando di individuare delle linee guida o delle soglie di prezzo dell'energia per le quali i sistemi proposti diventano economicamente convenienti. Come dimostrano anche i dati storici, il prezzo dell'energia elettrica può subire variazioni significative nell'arco di una o due decadi (vita utile stimata per l'accumulo e orizzonte temporale sul quale viene valutata la convenienza dell'investimento dovuto al TI-PTES), ed una analisi di sensitività allo scenario di prezzo potrebbe produrre dei risultati di valenza più generale;
- Ripetere le simulazioni effettuate considerando che il sistema non possa immettere energia in rete. Questo scenario potrebbe rendere più vantaggioso dai punti di vista economico ed ambientale l'utilizzo di un accumulo di energia elettrica. Un tale scenario può essere giustificato sulla base del fatto che in un futuro non lontano, in cui la penetrazione delle rinnovabili è maggiore di quella attuale, potrebbe essere necessario promuovere l'autoconsumo della potenza rinnovabile prodotta direttamente in loco, almeno in alcuni molti momenti dell'anno, in funzione del clima considerato e del mix di produzione energetica nazionale;
- Confrontare le performance dei sistemi TI-PTES con quelle che caratterizzano le tecnologie di accumulo più tradizionali. Un tale confronto potrebbe aiutare a contestualizzare i risultati relativi ai sistemi TI-PTES, permettendo di capire quali sono i problemi che caratterizzano, in generale, l'utilizzo di accumuli di energia elettrica in sistemi di piccole dimensioni e quali, invece, sono le limitazioni ascrivibili esclusivamente alle peculiarità delle tecnologie TI-PTES;
- Applicare le metodologie sviluppate nello studio ad architetture di TI-PTES diverse e maggiormente integrate nel sistema energetico dell'edificio. In questo senso, potrebbe essere utile analizzare l'utilizzo di sistemi TI-PTES non più sulla scala del singolo edificio, ma considerando un insieme di edifici o un piccolo distretto, in modo da beneficiare di una maggiore flessibilità sul lato della produzione e dell'utilizzo dell'energia elettrica e termica.

4 Riferimenti bibliografici

- [1] Frate GF, Ferrari L, Desideri U. Rankine Carnot Batteries with the Integration of Thermal Energy Sources : A Review. *Energies* 2020;13:4766. doi:10.3390/en13184766.
- [2] Hu S, Yang Z, Li J, Duan Y. Thermo-economic analysis of the pumped thermal energy storage with thermal integration in different application scenarios. *Energy Convers Manag* 2021;236:114072. doi:10.1016/j.enconman.2021.114072.
- [3] Lisbona P, Frate GF, Bailera M, Desideri U. Power-to-Gas: Analysis of potential decarbonization of Spanish electrical system in long-term prospective. *Energy* 2018;159:656–68. doi:10.1016/j.energy.2018.06.115.
- [4] Frate GF, Ferrari L, Desideri U. Critical review and economic feasibility analysis of electric energy storage technologies suited for grid scale applications. *E3S Web Conf* 2019;137:01037. doi:10.1051/e3sconf/201913701037.
- [5] Dumont O, Frate GF, Pillai A, Lecompte S, De paepe M, Lemort V. Carnot battery technology: A state-of-the-art review. *J Energy Storage* 2020;32:101756. doi:10.1016/j.est.2020.101756.
- [6] Frate GF, Antonelli M, Desideri U. A novel Pumped Thermal Electricity Storage (PTES) system with thermal integration. *Appl Therm Eng* 2017;121:1051–8. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.04.127.
- [7] Steinmann WD, Bauer D, Jockenhöfer H, Johnson M. Pumped thermal energy storage (PTES) as smart

- sector-coupling technology for heat and electricity. *Energy* 2019;183:185–90. doi:10.1016/j.energy.2019.06.058.
- [8] Dumont O, Dickes R, Ishmael M, Lemort V. Mapping of performance of pumped thermal energy storage (Carnot battery) using waste heat recovery. 5 th Int. Semin. ORC Power Syst., 2019.
- [9] Peterson RB. A concept for storing utility-scale electrical energy in the form of latent heat. *Energy* 2011;36:6098–109. doi:10.1016/j.energy.2011.08.003.
- [10] Staub S, Bazan P, Braimakis K, Müller D, Regensburger C, Scharrer D, et al. Reversible heat pump-organic rankine cycle systems for the storage of renewable electricity. *Energies* 2018;11. doi:10.3390/en11061352.
- [11] Frate GF, Ferrari L, Desideri U. Multi-criteria investigation of a pumped thermal electricity storage (PTES) system with thermal integration and sensible heat storage. *Energy Convers Manag* 2020;208:112530. doi:10.1016/j.enconman.2020.112530.
- [12] Vandersickel A, Aboueldahab A, Spliethoff H. Small-scale Pumped Heat Electricity Storage for decentralised combined Heat and Power Generation: Cost optimal Design and Operation. ECOS 2016 - Proc. 29th Int. Conf. Effic. Cost, Optimisation, Simul. Environ. Impact Energy Syst., Portoroz: 2016.
- [13] Mercangöz M, Hemrle J, Kaufmann L, Z'Graggen A, Ohler C. Electrothermal energy storage with transcritical CO₂ cycles. *Energy* 2012;45:407–15. doi:10.1016/j.energy.2012.03.013.
- [14] Morandin M, Maréchal F, Mercangöz M, Buchter F. Conceptual design of a thermo-electrical energy storage system based on heat integration of thermodynamic cycles – Part B: Alternative system configurations. *Energy* 2012;45:386–96. doi:10.1016/j.energy.2012.03.033.
- [15] Morandin M, Maréchal F, Mercangöz M, Buchter F. Conceptual design of a thermo-electrical energy storage system based on heat integration of thermodynamic cycles – Part A: Methodology and base case. *Energy* 2012;45:375–85. doi:10.1016/j.energy.2012.03.031.
- [16] Steinmann WD. The CHEST (Compressed Heat Energy STORAGE) concept for facility scale thermo mechanical energy storage. *Energy* 2014;69:543–52. doi:10.1016/j.energy.2014.03.049.
- [17] Thess A. Thermodynamic Efficiency of Pumped Heat Electricity Storage. *Phys Rev Lett* 2013;111:110602. doi:10.1103/PhysRevLett.111.110602.
- [18] Morgan R, Nelmes S, Gibson E, Brett G. Liquid air energy storage – Analysis and first results from a pilot scale demonstration plant. *Appl Energy* 2015;137:845–53. doi:10.1016/j.apenergy.2014.07.109.
- [19] Hamdy S, Morosuk T, Tsatsaronis G. Exergetic and economic assessment of integrated cryogenic energy storage systems. *Cryogenics (Guildf)* 2019;99:39–50. doi:10.1016/j.cryogenics.2019.02.009.
- [20] Steinmann W-D, Jockenhöfer H, Bauer D. Thermodynamic Analysis of High-Temperature Carnot Battery Concepts. *Energy Technol* 2020;8:1900895. doi:10.1002/ente.201900895.
- [21] Laughlin RB. Pumped thermal grid storage with heat exchange. *J Renew Sustain Energy* 2017;9:044103. doi:10.1063/1.4994054.
- [22] Desrues T, Ruer J, Marty P, Fourmigué JF. A thermal energy storage process for large scale electric applications. *Appl Therm Eng* 2010;30:425–32. doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.10.002.
- [23] Roskosch D, Venzik V, Atakan B. Potential analysis of pumped heat electricity storages regarding thermodynamic efficiency. *Renew Energy* 2020;147:2865–73. doi:10.1016/j.renene.2018.09.023.
- [24] Frate GF, Antonelli M, Desideri U. Pumped Thermal Electricity Storage: An interesting technology for power-to-heat applications. ECOS 2017 - 30th Int. Conf. Effic. cost, Optim. Simul. Environ. impact energy Syst. July 2-July 6, 2017, San Diego, California, USA, 2017.
- [25] Frate GF, Ferrari L, Desideri U. Multi-criteria investigation of a pumped thermal electricity storage ({PTES}) system with thermal integration and sensible heat storage. *Energy Convers Manag* 2020;208:112530. doi:https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112530.
- [26] CHESTER 2020. <https://www.chester-project.eu/> (accessed December 18, 2019).
- [27] Frate GF, Ferrari L, Desideri U. Analysis of suitability ranges of high temperature heat pump working fluids. *Appl Therm Eng* 2019;150:628–40. doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.01.034.
- [28] Arpagaus C, Bless F, Uhlmann M, Schiffmann J, Bertsch SS. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. *Energy* 2018;152:985–1010. doi:10.1016/j.energy.2018.03.166.

- [29] Schlosser F, Jesper M, Vogelsang J, Walmsley TG, Arpagaus C, Hesselbach J. Large-scale heat pumps: Applications, performance, economic feasibility and industrial integration. *Renew Sustain Energy Rev* 2020;133:110219. doi:10.1016/j.rser.2020.110219.
- [30] Kosmadakis G, Arpagaus C, Neofytou P, Bertsch S. Techno-economic analysis of high-temperature heat pumps with low-global warming potential refrigerants for upgrading waste heat up to 150 °C. *Energy Convers Manag* 2020;226:113488. doi:10.1016/j.enconman.2020.113488.
- [31] Mateu-Royo C, Arpagaus C, Mota-Babiloni A, Navarro-Esbrí J, Bertsch SS. Advanced high temperature heat pump configurations using low GWP refrigerants for industrial waste heat recovery: A comprehensive study. *Energy Convers Manag* 2021;229:113752. doi:10.1016/j.enconman.2020.113752.
- [32] Frate GF, Ferrari L, Desideri U. Multi-Criteria Economic Analysis of a Pumped Thermal Electricity Storage (PTES) With Thermal Integration. *Front Energy Res* 2020;8. doi:10.3389/fenrg.2020.00053.
- [33] Sánchez-Canales V, Payà J, Corberán JM, Hassan AH. Dynamic Modelling and Techno-Economic Assessment of a Compressed Heat Energy Storage System : Application in a 26-MW Wind Farm in Spain. *Energies* 2020. doi:https://doi.org/10.3390/en13184739.
- [34] Jockenhöfer H, Steinmann WD, Bauer D. Detailed numerical investigation of a pumped thermal energy storage with low temperature heat integration. *Energy* 2018;145:665–76. doi:10.1016/j.energy.2017.12.087.
- [35] Hassan AH, O'Donoghue L, Sánchez-Canales V, Corberán JM, Payá J, Jockenhöfer H. Thermodynamic analysis of high-temperature pumped thermal energy storage systems: Refrigerant selection, performance and limitations. *Energy Reports* 2020;6:147–59. doi:10.1016/j.egyr.2020.05.010.
- [36] Sánchez-Canales V, Hassan AH, Corberán JM, Payá J, Donoghue LO, Ramirez M. Excess electricity storage via thermal energy storage. *Proc. EURO THERM Semin. #112, Adv. Therm. Energy Storage, Lleida: 2019, p. 1–10.*
- [37] Lindeman L, Sánchez-Canales V, O'Donoghue L, Hassan AH, Corberán JM, Payá J. Thermodynamic analysis of a high temperature heat pump coupled with an organic Rankine cycle for energy storage. *Proc. XI Natl. II Int. Eng. Thermodyn. Congr., Albacete (Spain): 2019, p. 1–12.*
- [38] Arpagaus C, Bless F, Schiffmann J, Bertsch SS. Multi-temperature heat pumps: A literature review. *Int J Refrig* 2016;69:437–65. doi:10.1016/j.ijrefrig.2016.05.014.
- [39] Kaida T, Sakuraba I, Hashimoto K, Hasegawa H. Experimental performance evaluation of heat pump-based steam supply system. *IOP Conf Ser Mater Sci Eng* 2015;90. doi:10.1088/1757-899X/90/1/012076.
- [40] Fleckl T, Hartl M, Helminger F, Kontomaris K. Performance testing of a lab-scale high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid. *Eur Heat Pump Summit, Nuremb* 2015:1–25.
- [41] Zhang Y, Zhang Y, Yu X, Guo J, Deng N, Dong S, et al. Analysis of a high temperature heat pump using BY-5 as refrigerant. *Appl Therm Eng* 2017;127:1461–8. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.08.072.
- [42] Fukuda S, Kondou C, Takata N, Koyama S. Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps. *Int J Refrig* 2014;40:161–73. doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.10.014.
- [43] Huang M, Liang X, Zhuang R. Experimental Investigate on the Performance of High Temperature Heat Pump Using Scroll Compressor. *12th IEA Heat Pump Conf 2017, Rotterdam* 2017:1–8.
- [44] Yu X, Zhang Y, Deng N, Chen C, Ma L, Dong L, et al. Experimental performance of high temperature heat pump with near-azeotropic refrigerant mixture. *Energy Build* 2014;78:43–9. doi:10.1016/j.enbuild.2013.12.065.
- [45] Bobelin D, Bourig A, Peureux J. Experimental results of a newly developed very high temperature industrial heat pump (140°C) equipped with scroll compressors and working with a new blend refrigerant, Paper 1299. *Int Refrig Air Cond Conf* 2012;2012:1–10.
- [46] Chamoun M, Rulliere R, Haberschill P, Peureux J-L. Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant. *Int J Refrig* 2014;44:177–88. doi:10.1016/j.ijrefrig.2014.04.019.
- [47] Assaf K, Zoughaib A, Sapora E, Peureux J-L, Clodic D. Experimental simulation of a heat recovery heat pump system in food industries. *Int Refrig Air Cond Conf* 2010:1–7.

- [48] Peureux JL, Sicard F, Bobelin D. French industrial heat pump developments applied to heat recovery. 11th IEA Heat Pump Conf. May 12, 2014, Montréal, Canada, 2014.
- [49] Arpagaus C, Prinzing M, Kuster R, Bless F, Uhlmann M, Schiffmann J, et al. High temperature heat pumps -Theoretical study on low GWP HFO and HCFO refrigerants. ICR 2019, 25th IIR Int Congr Refrig August 24-30, Montréal, Québec, Canada 2019:1–8. doi:10.18462/iir.icr.2019.259.
- [50] Arpagaus C, Bless F, Uhlmann M, Büchel E, Frei S, Schiffmann J, et al. High temperature heat pump using HFO and HCFO refrigerants - System design, simulation, and first experimental results. ICR 2019, 25th IIR Int Congr Refrig August 24-30, Montréal, Québec, Canada 2019:1–9. doi:10.18462/iir.icr.2019.242.
- [51] Mateu-Royo C, Navarro-Esbrí J, Mota-Babiloni A, Amat-Albuixech M, Molés F. Theoretical evaluation of different high-temperature heat pump configurations for low-grade waste heat recovery. Int J Refrig 2018;90:229–37. doi:10.1016/j.ijrefrig.2018.04.017.
- [52] Cao XQ, Yang WW, Zhou F, He YL. Performance analysis of different high-temperature heat pump systems for low-grade waste heat recovery. Appl Therm Eng 2014;71:291–300. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.06.049.
- [53] Mota-Babiloni A, Mateu-Royo C, Navarro-Esbrí J, Molés F, Amat-Albuixech M, Barragán-Cervera Á. Optimisation of high-temperature heat pump cascades with internal heat exchangers using refrigerants with low global warming potential. Energy 2018;165:1248–58. doi:10.1016/J.ENERGY.2018.09.188.
- [54] Mateu-Royo C, Navarro-Esbrí J, Mota-Babiloni A, Amat-Albuixech M, Molés F. Thermodynamic analysis of low GWP alternatives to HFC-245fa in high-temperature heat pumps: HCFO-1224yd(Z), HCFO-1233zd(E) and HFO-1336mzz(Z). Appl Therm Eng 2019;152:762–77. doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.02.047.
- [55] Ma X, Zhang Y, Fang L, Yu X, Li X, Sheng Y, et al. Performance analysis of a cascade high temperature heat pump using R245fa and BY-3 as working fluid. Appl Therm Eng 2018;140:466–75. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.05.052.
- [56] Bamigbetan O, Eikevik TM, Neksa P, Bantle M, Banasiak K. Extending hydrocarbon heat pumps to higher temperatures: Predictions from simulations. 30th Int. Conf. Effic. Cost, Optim. Simul. Environ. Impact Energy Syst. ECOS 2017, 2017.
- [57] Jensen JK, Ommen T, Markussen WB, Reinholdt L, Elmegaard B. Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 2 - Ammonia-water hybrid absorption-compression heat pumps. Int J Refrig 2015;55:183–200. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.02.011.
- [58] Liu C, Wang Z, Han W, Kang Q, Liu M. Working domains of a hybrid absorption-compression heat pump for industrial applications. Energy Convers Manag 2019;195:226–35. doi:10.1016/j.enconman.2019.05.013.
- [59] Gao P, Chang M-M, Zhang C-L, Shao L-L. System principles and applications of hybrid sorption-compression heat pump – A review. Int J Refrig 2019. doi:10.1016/j.ijrefrig.2019.09.007.
- [60] Urbanucci L, Bruno JC, Testi D. Thermodynamic and economic analysis of the integration of high-temperature heat pumps in trigeneration systems. Appl Energy 2019;238:516–33. doi:10.1016/j.apenergy.2019.01.115.
- [61] European Parliament and Council of European Union. Regulation (EU) No. 517/2014 on fluorinated greenhouse gases 2014.
- [62] National Fire Protection Agency. NFPA 704 2017. https://www.nfpa.org/Assets/files/AboutTheCodes/704/704_FAQs.pdf (accessed February 27, 2018).
- [63] Cavallini A, Zilio C, Brown JS. Sustainability with prospective refrigerants. Int J Energy Res 2014;38:285–98. doi:10.1002/er.3035.
- [64] CAMEO Chemicals. CAMEO 2017. https://cameochemicals.noaa.gov/help/cameo_chemicals_help.htm#t=2_about%2Fabout.htm (accessed February 27, 2018).
- [65] Kim S, Thiessen PA, Bolton EE, Chen J, Fu G, Gindulyte A, et al. PubChem substance and compound

- databases. *Nucleic Acids Res* 2016;44:D1202–13. doi:10.1093/nar/gkv951.
- [66] Andersen WC, Bruno TJ. Rapid Screening of Fluids for Chemical Stability in Organic Rankine Cycle Applications. *Ind Eng Chem Res* 2005;44:5560–6. doi:10.1021/ie050351s.
- [67] Angelino G, Invernizzi C. Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants. *Int J Refrig* 2003;26:51–8. doi:10.1016/S0140-7007(02)00023-3.
- [68] Pasetti M, Invernizzi CM, Iora P. Thermal stability of working fluids for organic Rankine cycles: An improved survey method and experimental results for cyclopentane, isopentane and n-butane. *Appl Therm Eng* 2014;73:762–72. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.08.017.
- [69] Dai X, Shi L, An Q, Qian W. Screening of hydrocarbons as supercritical ORCs working fluids by thermal stability. *Energy Convers Manag* 2016;126:632–7. doi:10.1016/j.enconman.2016.08.024.
- [70] Preißinger M, Brüggemann D. Thermal Stability of Hexamethyldisiloxane (MM) for High-Temperature Organic Rankine Cycle (ORC). *Energies* 2016;9.
- [71] Juhasz JR, Simoni LD. A review of potential working fluids for low temperature organic rankine cycles in waste heat Recovery. 3rd Int. Semin. ORC Power Syst., Brussels: 2015.
- [72] Invernizzi CM, Iora P, Manzolini G, Lasala S. Thermal stability of n-pentane, cyclo-pentane and toluene as working fluids in organic Rankine engines. *Appl Therm Eng* 2017;121:172–9. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.04.038.
- [73] Ommen T, Jensen JK, Markussen WB, Reinholdt L, Elmegaard B. Technical and economic working domains of industrial heat pumps: Part 1 – Single stage vapour compression heat pumps. *Int J Refrig* 2015;55:168–82. doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.02.012.
- [74] Astolfi M, Romano MC, Bombarda P, Macchi E. Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources - Part B: Techno-economic optimization. *Energy* 2014;66:435–46. doi:10.1016/j.energy.2013.11.057.
- [75] Steger D, Regensburger C, Eppinger B, Will S, Karl J, Schlücker E. Design aspects of a reversible heat pump - Organic rankine cycle pilot plant for energy storage. *Energy* 2020;118:216. doi:https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118216.
- [76] Bill Forsthoffer WE. Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks. vol. 3. 2005. doi:10.1016/B978-185617472-5/50033-2.
- [77] Bao J, Zhao L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renew Sustain Energy Rev* 2013;24:325–42. doi:10.1016/j.rser.2013.03.040.
- [78] Frate GF, Ferrari L, Desideri U. Multi-Criteria Economic Analysis of a Pumped Thermal Electricity Storage (PTES) With Thermal Integration. *Front Energy Res* 2020;8. doi:10.3389/fenrg.2020.00053.
- [79] Lecompte S, Huisseune H, van den Broek M, Vanslambrouck B, De Paepe M. Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;47:448–61. doi:10.1016/j.rser.2015.03.089.
- [80] Quoilin S, Broek M Van Den, Declaye S, Dewallef P, Lemort V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. *Renew Sustain Energy Rev* 2013;22:168–86. doi:10.1016/j.rser.2013.01.028.
- [81] Bellos E, Tzivanidis C, Said Z. Investigation and optimization of a solar-assisted pumped thermal energy storage system with flat plate collectors. *Energy Convers Manag* 2021;237:114137. doi:10.1016/j.enconman.2021.114137.
- [82] Dumont O, Parthoens A, Dickes R, Lemort V. Experimental investigation and optimal performance assessment of four volumetric expanders (scroll, screw, piston and roots) tested in a small-scale organic Rankine cycle system. *Energy* 2018;165:1119–27. doi:10.1016/j.energy.2018.06.182.
- [83] Astolfi M, Romano MC, Bombarda P, Macchi E. Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources – Part A: Thermodynamic optimization. *Energy* 2014;66:423–34. doi:10.1016/j.energy.2013.11.056.
- [84] Henchoz S, Buchter F, Favrat D, Morandin M, Mercangöz M. Thermoeconomic analysis of a solar enhanced energy storage concept based on thermodynamic cycles. *Energy* 2012;45:358–65. doi:10.1016/j.energy.2012.02.010.
- [85] Morandin M, Mercangöz M, Hemrle J, Maréchal F, Favrat D. Thermoeconomic design optimization of

- a thermo-electric energy storage system based on transcritical CO₂ cycles. *Energy* 2013;58:571–87. doi:10.1016/j.energy.2013.05.038.
- [86] Office of Energy Efficiency & Renewable Energy (EERE). Commercial and Residential Hourly Load Profiles for all TMY3 Locations in the United States 2013. <https://openei.org/datasets/dataset/commercial-and-residential-hourly-load-profiles-for-all-tmy3-locations-in-the-united-states> (accessed April 28, 2021).
- [87] ENEA. ODESSE - Optimal design for smart energy systems 2017.
- [88] Ahmed K, Pylsy P, Kurnitski J. Hourly consumption profiles of domestic hot water for different occupant groups in dwellings. *Sol Energy* 2016;137:516–30. doi:10.1016/j.solener.2016.08.033.
- [89] European Commission Joint Research Center. Photovoltaic Geographical Information System (PVGIS) 2021. http://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/en/tools.html#TMY (accessed February 4, 2021).
- [90] Manwell FJ, McGowan JG, Rogers AL. Wind Characteristics and Resources. *Wind Energy Explain.*, Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd; 2010, p. 23–89. doi:10.1002/9781119994367.ch2.
- [91] Quéval L, Joulain C, Casillas C. Measuring the Power Curve of a Small-Scale Wind Turbine: A Practical Example. *Proc. 1st Int. e-Conference Energies*, Basel, Switzerland: MDPI; 2014, p. c011. doi:10.3390/ece-1-c011.
- [92] Gao Y, Fan R, Zhang XY, AN YJ, Wang MX, Gao YK, et al. Thermal performance and parameter analysis of a U-pipe evacuated solar tube collector. *Sol Energy* 2014;107:714–27. doi:10.1016/j.solener.2014.05.023.
- [93] Chai S, Yao J, Liang J-D, Chiang Y-C, Zhao Y, Chen S-L, et al. Heat transfer analysis and thermal performance investigation on an evacuated tube solar collector with inner concentrating by reflective coating. *Sol Energy* 2021;220:175–86. doi:10.1016/j.solener.2021.03.048.
- [94] Mehregan M, Abbasi M, Khalilian P, Majid Hashemian S, Madadi A. Energy, economic, environmental investigations and optimization of a combined cooling, heating and power system with hybrid prime mover of gas engine and flat plate solar collector. *Energy Convers Manag* 2022;251:115018. doi:10.1016/j.enconman.2021.115018.
- [95] Bischi A, Taccari L, Martelli E, Amaldi E, Manzolini G, Silva P, et al. A detailed MILP optimization model for combined cooling, heat and power system operation planning. *Energy* 2014;74:12–26. doi:10.1016/j.energy.2014.02.042.
- [96] D’Ettorre F, Conti P, Schito E, Testi D. Model predictive control of a hybrid heat pump system and impact of the prediction horizon on cost-saving potential and optimal storage capacity. *Appl Therm Eng* 2019;148:524–35. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.11.063.
- [97] EN 14825:2018. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance. 2018.
- [98] Mazzoni S, Ooi S, Nastasi B, Romagnoli A. Energy storage technologies as techno-economic parameters for master-planning and optimal dispatch in smart multi energy systems. *Appl Energy* 2019;254:113682. doi:10.1016/j.apenergy.2019.113682.
- [99] Öhman H, Lundqvist P. Comparison and analysis of performance using Low Temperature Power Cycles. *Appl Therm Eng* 2013;52:160–9. doi:10.1016/j.applthermaleng.2012.11.024.
- [100] Tassenoy R, Couvreur K, Beyne W, Paepe M De, Lecompte S. Introduction of a High-Level, Application Based Sizing Methodology for Carnot Batteries. In: of Munich TU, editor. *Proc. 6th Int. Semin. ORC Power Syst.*, Technical University of Munich; 2021, p. 1–10. doi:10.14459/2021mp1633036.
- [101] Frate GF, Baccioli A, Bernardini L, Ferrari L. Off-design characterisation of a hybrid energy storage based on pumped thermal energy storage and low-concentration solar thermal collectors. In: of Munich TU, editor. *Proc. 6th Int. Semin. ORC Power Syst.*, Technical University of Munich; 2021. doi:10.14459/2021mp1633115.
- [102] Lemmens S. Cost engineering techniques and their applicability for cost estimation of organic rankine cycle systems. *Energies* 2016;9:485–503. doi:10.3390/en9070485.
- [103] Tian S, Bai H, Hui N, Gao H, Shao S, Sun Z. A dynamic analytical model to predict and parametrically analyze charging and discharging process of tube-in-tank PCM systems. *Therm Sci Eng Prog*

2021;22:100866. doi:10.1016/j.tsep.2021.100866.

- [104] Weller T, Jockenhöfer H, Fiss M, Bauer D. Detailed design of the high temperature TES laboratory prototype - Deliverable 3.3 - CHESTER - grant agreement No. 764042. 2019.
- [105] Axiotherm. Axiotherm - PCM catalogue 2022. <https://www.axiotherm.de/en/produkte/axiotherm-pcm/> (accessed January 21, 2022).
- [106] Rubitherm. Rubitherm - PCM catalogue n.d. <https://www.rubitherm.eu/en/index.php/productcategory/organische-pcm-rt> (accessed January 21, 2022).
- [107] Eurostat. Electricity prices for household consumers 2021. https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/NRG_PC_204__custom_397785/default/table?lang=en (accessed February 15, 2021).
- [108] Eurostat. Gas prices for household consumers 2021. https://ec.europa.eu/eurostat/databrowser/view/NRG_PC_202__custom_397698/default/table?lang=en (accessed February 15, 2021).

5 Appendice A: Curriculum scientifico del gruppo di ricerca

Prof. Ing Umberto Desideri:

Laurea in Ingegneria Meccanica all'Università di Firenze nel 1988. Ha conseguito il titolo di Dottore di Ricerca in Energetica nel 1993. Ricercatore Universitario e quindi Professore Associato all'Università di Perugia dal 1992 al 2004. Professore Ordinario di Macchine a Fluido all'Università di Perugia dal 2004 al 2014, e poi con lo stesso ruolo presso l'Università di Pisa da Novembre 2014 a oggi. Dal 2016 direttore del Dipartimento di Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni dell'Università di Pisa.

Membro dell'Editorial Board dell'ASME Journal of Fuel Cell Science and Technology dal 2005, del Journal Applied Energy dal 2007 di cui è Associate Editor dal 2011, del Journal Applied Thermal Engineering dal 2013, e del Journal Thermal Science and Engineering Progress dal 2016. Dal 1994, Membro dell'American Society of Mechanical Engineers e dal 2017 con il grado di Fellow. Dal 2005 fondatore della Spin-off company: Tecnologie per la riduzione delle emissioni engineering srl e della Spin-off company: Biomasse e nuove tecnologie srl. Autore di più di 270 pubblicazioni scientifiche, con oltre 3700 citazioni e h-index=32.

Prof. Ing Lorenzo Ferrari:

Laurea quinquennale in Ingegneria Meccanica e Diploma di dottorato in "Ingegneria energetica e tecnologie industriali innovative" conseguiti nel giugno 1999 e nel giugno 2003 presso l'Università di Firenze. Assegnista di ricerca (1 anno) e Ricercatore a tempo determinato (3 + 3 anni) all'Università di Firenze dal 2004 al 2011. Dal 2011 al 2016, ricercatore presso il Consiglio Nazionale delle Ricerche. Dal 2016 al 2019, Ricercatore a tempo determinato presso l'Università di Pisa (nel settore delle macchine a fluido e dei sistemi energetici). Dal 2019 ad oggi è Professore Associato nel medesimo settore presso l'Università di Pisa. Vincitore nel 2004 della borsa di studio "Sergio Stecco" per tesi di dottorato di rilievo nel campo delle turbomacchine. Vincitore del premio "Premio Carmelo Caputo" per la memoria "Stima pirometrica della temperatura della valvola di scarico di un motore a combustione interna" presentato alla conferenza ATI nel 2010. Vincitore di 6 Best Paper Awards per articoli presentati alla conferenza ASME Turbo Expo nel campo dell'energia eolica e delle analisi sperimentali di macchine a fluido. Responsabile scientifico e membro del gruppo di ricerca di numerosi progetti di ricerca regionali, nazionali e internazionali. Autore di circa 160 pubblicazioni internazionali indicizzate.

Dott. Andrea Baccioli:

Dottore di Ricerca in Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni in data 18/01/2017, con la tesi dal titolo "Off-Design behavior and control strategies of small scale cycles with organic fluids", in cui ha approfondito il comportamento in part-load di cicli operanti con fluidi organici tramite modelli stazionari e dinamici. Ricercatore nel settore scientifico-disciplinare ING/IND-09 Sistemi per l'Energia e l'Ambiente dal 01/11/2017 al 31/10/2020. Titolare negli anni accademici 2018/2019 e 2019/2020

dell'insegnamento di Componenti per Sistemi Energetici nella laurea magistrale in Ingegneria Energetica. Nominato co-docente per il medesimo insegnamento nell'anno accademico 2020/2021. Relatore e correlatore di numerose tesi per il conseguimento della laurea Magistrale in Ingegneria Energetica, nonché tutor di studenti di dottorato. Autore di varie pubblicazioni scientifiche nei settori delle macchine a fluido e dei sistemi energetici.

Dott. Guido Francesco Frate:

Ha conseguito le lauree triennale e magistrale in Ingegneria Energetica presso l'Università di Pisa nel 2013 e nel 2016, rispettivamente. Dottore di Ricerca in Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni in data 03/04/2020, presso l'Università di Pisa, con la tesi dal titolo "Analysis of a pumped thermal electricity storage system with the integration of low temperature heat sources", in cui ha approfondito il tema degli accumuli di energia elettrica sotto forma di calore a bassa temperatura, in combinazione con tecnologie di recupero dell'energia termica di scarto. Assegnista di ricerca presso l'Università di Pisa dal 2020 ad al 2022. Ricercatore a tempo determinato nel settore scientifico-disciplinare ING/IND-08 Macchine a fluido dal 01/02/2022 ad oggi. Relatore e correlatore di numerose tesi per il conseguimento della laurea Magistrale in Ingegneria Energetica. Autore di varie pubblicazioni scientifiche nel settore dei sistemi energetici e delle macchine a fluido.

Angelica Liponi:

Ha conseguito la laurea magistrale in Ingegneria Energetica presso l'Università di Pisa nel 2019. Dal 2019 è dottoranda presso il dipartimento in Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni, presso l'Università di Pisa. I suoi interessi di ricerca comprendono l'integrazione delle energie rinnovabili tramite sistemi per la produzione di Idrogeno e i sistemi avanzati di desalinizzazione. Relatrice e correlatrice di varie tesi per il conseguimento della laurea Magistrale in Ingegneria Energetica. Autrice di varie pubblicazioni scientifiche nel settore dei sistemi energetici.