

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA



Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Studio di un sistema di accumulo termico per lo stoccaggio di energia elettrica mediante calore sensibile

Laureando

Elia Pavan

Matricola 1108664

Relatore

Prof.ssa Anna Stoppato

Correlatore

Ing. Alberto Benato

Anno Accademico 2016/2017

INDICE

| | |
|---|-----------|
| Nomenclatura | 1 |
| Introduzione | 3 |
| 1. Sistemi di accumulo dell'energia termica – TESS | 5 |
| 2. Sistemi di accumulo a pompa di calore – PTESS | 13 |
| 2.1 Generalità | 13 |
| 2.2 Analisi di alcuni modelli PTESS | 15 |
| 2.2.1 Modello di Desrues | 15 |
| 2.2.2 Modello di McTigue | 16 |
| 2.3 Una configurazione innovativa: modello di Benato | 18 |
| 2.3.1 Test di prova | 21 |
| 2.3.2 Analisi economica | 27 |
| 2.3.4 Configurazione con <i>cooler</i> nella scarica | 29 |
| 2.3.5 Confronto configurazioni | 29 |
| 3. Parametri di ottimizzazione del modello | 33 |
| 4. 3.1 Numero di discretizzazioni (N) | 33 |
| 3.2 Sistema di arresto del processo di carica-scarica | 35 |
| 5. Parametri che influenzano le prestazioni del PTES | 39 |
| 4.1 Confronto fluidi operativi diversi | 39 |
| 4.1.1 Caso 1: stesso rapporto di pressione | 41 |
| 4.1.2 Caso 2: stessa temperatura minima di ciclo | 42 |
| 4.2 Variazione del materiale costituente il <i>packed bed</i> | 43 |
| 4.3 Scelta dei parametri del <i>packed bed</i> | 46 |
| 4.3.1 Variazione del grado di vuoto | 48 |
| 4.3.2 Variazione della sfericità | 51 |
| 4.3.3 Variazione del diametro equivalente | 54 |
| 4.3.4 Esempio: elementi di forma diversa a confronto | 56 |
| 6. Calcolo del coefficiente di scambio termico e delle cadute di pressione | 61 |
| 5.1 Confronto correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico | 63 |
| 5.2 Confronto correlazioni per il calcolo delle cadute di pressione | 66 |
| 7. Ciclo sottoposto ad aria con integrato un TES | 71 |
| 6.1 Generalità ABC – Air Bottoming Cycle | 71 |
| 6.2 ABC + TES | 71 |

| | |
|--|----|
| 6.3 Dimensionamento di un serbatoio noto il carico termico | 74 |
| Conclusioni | 77 |
| Bibliografia | 79 |
| Appendice A: Modelli numerici per la modellazione dei processi di scambio termico fluido-solido | 81 |
| Appendice B: Correlazioni per il calcolo del coefficiente di cambio termico e le cadute di pressione | 87 |
| Appendice C: Proprietà dell'aria e dell'argon | 89 |
| Appendice D: Proprietà dei materiali costituenti il <i>packed bed</i> | 93 |
| Appendice E: Esempio di calcolo dei parametri caratteristici del <i>packed bed</i> | 95 |

NOMENCLATURA

A Area della sezione del letto [m²]

d (o D_{eq}) Diametro equivalente della particella costituente il letto [m]

dx Spessore o altezza infinitesima del *packed bed* ($=L/N$) [m]

f fattore di attrito [-]

h Coefficiente di scambio termico superficiale [W/m²-K]

h_v Coefficiente di scambio termico volumetrico [W/m³-K]

K Conducibilità termica [W/m-K]

l_p Perimetro [m]

L Lunghezza/altezza del *packed bed* [m]

\dot{m} Portata [kg/s]

G Portata specifica ($= \dot{m}/A$) [kg/s-m²]

N Numero di discretizzazioni del *packed bed* [-]

Nu Numero di Nusselt [-]

NTU *Number of Transfer Unit* [-]

Pr Numero di Prandtl [-]

p pressione [bar] o [kPa]

Q Energia [MJ] o [MWh]

Re Numero di Reynolds [-]

T Temperatura [K]

T_{amb} Temperatura dell'ambiente esterno [K]

T_{in} Temperatura all'ingresso del serbatoio [K]

u Velocità del fluido operativo [m/s]

U Coefficiente globale di perdita di calore del serbatoio [W/m²-K]

V Volume del serbatoio [m³]

x Distanza assiale lungo il *packed bed* [m]

Simboli grechi

β Rapporto di pressione [-]

Δ Differenza [-]

ε Grado di vuoto [-]

η Rendimento [-]

μ Viscosità dinamica [$\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$]

ψ Sfericità [-]

ρ Densità [kg/m^3]

Suffissi

f Fluido

m Elemento m-esimo

s Solido costituente il letto

p Particella

Abbreviazioni

ABC *Air Bottoming Cycle*

PTESS *Pumped Thermal Energy Storage System*

TESS *Thermal Energy Storage System*

INTRODUZIONE

Negli ultimi decenni l'incremento del fabbisogno energetico, insieme ad una crescente consapevolezza circa l'urgenza di contenere le emissioni di gas serra ed inquinanti, ha promosso una crescita delle tecnologie e strategie volte al risparmio energetico e alla produzione di energia da fonti rinnovabili, le cui soluzioni impiantistiche stanno oggi vedendo un'esponentiale crescita nel mercato dei paesi industrializzati. Tuttavia gran parte degli impianti ad energia rinnovabile, in particolare l'eolico e il solare fotovoltaico, è caratterizzata dall'intermittenza dell'erogazione di energia, variabile sia nell'arco della giornata sia nei vari giorni l'anno, e richiede quindi un'estrema flessibilità del coordinamento tra produzione e trasmissione in rete. D'altra parte, la loro massiccia introduzione nella rete elettrica sta portando ad un funzionamento discontinuo degli impianti tradizionali, i quali saranno meno spesso chiamati a produrre. Per conciliare questi fattori, lo sviluppo di sistemi di accumulo di energia rappresenta una soluzione al problema dello sbilanciamento tra la produzione e il consumo di energia, questione direttamente legata alla stabilità e all'efficienza complessiva della rete elettrica.

Attualmente in commercio sono disponibili numerose tecnologie di stoccaggio, alcune mature e altre meno, in grado di offrire elevate efficienze, modesti costi e flessibilità di esercizio. Tra queste, i sistemi di accumulo di energia termica (TESS – *Thermal Energy Storage System*) spiccano per versatilità e fattibilità economica, proponendo un gran numero di tecnologie, soluzioni e combinazioni con i vari impianti di produzione già esistenti.

I TESS vengono solitamente classificati a seconda che effettuino l'accumulo di calore sensibile, l'accumulo di calore latente o l'accumulo termo-chimico. La scelta della modalità di stoccaggio dipende dalle temperature di esercizio e dalla tipologia di applicazione in esame. Da punto di vista delle prestazioni, l'accumulo termo-chimico permette elevate densità energetica (dell'ordine di 100 kWh/m^3), che si traduce in volumi di accumulo minori a parità di energia da stoccare, ma è affetto da alti costi dei materiali utilizzati, e dalla complessa gestione dei processi di carica-scarica. D'altra parte i TES a calore sensibile risultano più economici e facili da controllare.

I campi di applicazione vanno dal settore domestico (sistemi di riscaldamento e raffrescamento degli edifici), a quello industriale (recupero del calore di scarto), mentre risulta non ancora molto diffuso nella generazione di energia elettrica mediante TESS.

Pertanto l'oggetto di questa tesi è lo studio di un sistema di accumulo a pompa di calore operante ad alta temperatura per lo stoccaggio di energia elettrica mediante calore sensibile, tecnologia conosciuta con il nome PTESS (*Pumped Thermal Energy Storage System*). Dopo una panoramica dei sistemi riportati in letteratura, la configurazione che verrà presentata e simulata si rifà ad un'idea innovativa proposta dall'ingegnere Alberto Benato del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova, nel tentativo di aumentare la *round-trip efficiency* del sistema.

Nel corso della trattazione, oltre a mostrare le *performance* del nuovo modello a livello di ciclo termodinamico e dal punto di vista economico, verrà condotta un'analisi dettagliata dei parametri che influenzano il comportamento del PTES, in particolare sulle scelte del materiale di accumulo, e sulla disposizione, forma e dimensione delle particelle costituenti il letto fisso. In questo modo si vuole fornire una linea guida per la progettazione dei serbatoi di accumulo e dell'intero impianto.

Per giustificare la scelta delle equazioni utilizzate nella modellizzazione del problema, verranno confrontate diverse correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico e delle cadute di pressione.

Infine verrà esposto un sistema sottoposto ad aria con integrato un sistema di accumulo per lo stoccaggio di energia elettrica, del quale si farà un esempio di calcolo delle prestazioni.

CAPITOLO 1

Sistemi di accumulo dell'energia termica (TESS – *Thermal Energy Storage System*)

L'accumulo di energia termica (TES – *Thermal Energy Storage*) è la tecnologia mediante la quale si ottiene l'immagazzinamento di calore, attraverso il riscaldamento o il raffreddamento di un mezzo di accumulo (*storage material*). In tal modo, l'energia accumulata può essere utilizzata successivamente, allo scopo di riscaldare o raffreddare oppure per produrre energia elettrica. Lo stoccaggio termico è una tecnologia comunemente adottata sia nel settore domestico sia in quello industriale, mentre non è ancora molto diffuso nel campo della generazione di energia elettrica. Il consumo energetico all'interno degli edifici e nei processi industriali è, per circa la metà, sotto forma di energia termica e risulta estremamente variabile, sia nell'arco di una stessa giornata sia nei vari giorni dell'anno. Inoltre, l'intermittenza della fornitura, la disponibilità imprevedibile e la potenza non costante rappresentano gravi limiti nello sfruttamento della maggior parte delle fonti di energie rinnovabili. I sistemi di accumulo di energia termica costituiscono una soluzione innovativa per incrementare l'efficienza di un sistema, e per bilanciare la domanda e l'offerta di energia nell'arco del giorno, delle settimane e perfino delle stagioni.

La tecnologia di accumulo di energia termica richiede di combinare l'individuazione di opportuni mezzi di accumulo termico con la progettazione di scambiatori termici finalizzati al carico e allo scarico di tale mezzo. I TESS possono essere classificati in base alle applicazioni, o meglio, alle temperature in cui operano i processi secondo lo schema seguente:

- sistemi criogenici: sistemi per fare freddo in cui l'energia è stoccata all'interno di serbatoi contenenti un gas allo stato liquido (aria o azoto) a temperature inferiori a quella ambiente;
- sistemi a pompa di calore: l'energia è accumulata o sotto forma di calore sensibile o sotto forma di calore latente in serbatoi ad alta temperatura;
- sistemi ibridi: in questi impianti sono presenti sia un mezzo di accumulo freddo sia uno caldo per lo stoccaggio di energia termica.

Oppure possono essere classificati a seconda se effettuano:

- accumulo di calore sensibile (SHTES – *Sensible Heat Thermal Energy Storage*), che si basa sull'immagazzinamento di energia termica mediante il riscaldamento o il raffreddamento di un mezzo di accumulo liquido o solido;
- accumulo di calore latente (LHTES – *Latent Heat Thermal Energy Storage*), che è basato sul calore assorbito o rilasciato quando un materiale a cambiamento di fase (PCMs – *Phase Change Materials*) effettua una trasformazione di fase da solido a liquido oppure da liquido a gas;
- accumulo termo-chimico (TCS – *Thermo-Chemical Storage*), che è basato sul rilascio e l'accumulo di energia termica durante le reazioni chimiche (fenomeni di assorbimento e adsorbimento).

Nell'accumulo di calore sensibile l'energia viene stoccata mediante la variazione della temperatura di un mezzo liquido (acqua, olio) o solido (roccia, mattoni, sabbia) senza alcun cambiamento di fase nell'intervallo di temperature del processo. Ciò che varia è quindi l'energia interna del mezzo di accumulo.

La quantità di energia accumulata è proporzionale alla differenza tra la temperatura finale (T_2) e quella iniziale (T_1), alla massa ed al calore specifico del mezzo, e si può esprimere come:

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} mc_p dT = \int_{T_1}^{T_2} \rho c_p V dT \quad (1.1)$$

dove c_p è il calore specifico del mezzo di accumulo, V è il volume del storage material, m è la massa del materiale, e ρ la sua densità. Per moderate variazioni di temperatura (per esempio sistemi di riscaldamento dell'acqua calda sanitaria), la densità e il calore specifico possono essere considerati costanti, quindi l'Equazione 1.1 diventa $Q = \rho c_p V \Delta T$.

La capacità di accumulare energia dipende in definitiva dalla capacità termica del materiale, cioè dal prodotto ρc_p .

Un buon materiale deve avere elevata capacità termica, essere economico e reperibile in grandi quantità. Proprio per questo l'acqua si presenta come la miglior candidata per il TES a calore sensibile, rispondendo estremamente bene ai requisiti richiesti, poiché è caratterizzata da un alto valore del calore specifico (4190 J/kg-K). Tuttavia, oltre i 100°C in condizione di normale pressione, vengono impiegati oli, sali fusi, metalli liquidi, ecc., per passare poi ai materiali solidi (rocce e minerali, materiali ceramici, metalli, calcestruzzo, ecc.) che possono essere impiegati in alcuni casi fino a 1000°C.

Altri parametri da tenere in considerazione nella scelta del mezzo e, in generale, nella progettazione di un sistema di accumulo a calore sensibile sono: la velocità di estrazione del calore (funzione della conduttività e diffusività termica), le temperature di esercizio, la pressione di vapore, la corrosività e la compatibilità tra i materiali dei diversi componenti dell'impianto, le perdite di calore (che sono funzione del rapporto dell'area superficiale sul volume) e naturalmente i costi.

Un TES a calore sensibile è solitamente costituito dal materiale di accumulo, un serbatoio, un eventuale fluido termovettore diverso dallo *storage medium* e dai dispositivi di ingresso e uscita. Il serbatoio deve contemporaneamente contenere il materiale di accumulo e prevenire le perdite di energia termica. Risulta favorevole la presenza di un gradiente termico attraverso il mezzo, caratteristica chiamata stratificazione, cioè la presenza di una porzione calda nella parte superiore del tank, e una regione fredda nella parte inferiore. Maggiore è la stratificazione maggiore sarà l'energia accumulata all'interno del serbatoio.

Se il fluido operativo è un liquido, il sistema viene chiamato *Dual Storage System* [1], perché la capacità termica del liquido non può essere trascurata.

Nel caso di utilizzo di mezzi solidi, il materiale è solitamente in forma porosa, oppure impaccato e stratificato in un fondo dove il calore viene accumulato o estratto tramite il flusso di un liquido o di un gas.

I letti impaccati (*packed bed*) favoriscono la stratificazione termica, il che costituisce un ulteriore vantaggio. Inoltre il mezzo solido è spesso estremamente economico: si pensi alle rocce, sabbia, sassi o calcestruzzo come materiali di accumulo.

I mezzi di accumulo liquidi (principalmente acqua, oli e sali fusi) mantengono la naturale stratificazione termica a causa della differenza di densità tra la parte calda e quella fredda. Questo garantisce il desiderato gradiente termico attraverso l'accumulatore. Tuttavia, per sfruttare il vantaggio della stratificazione, è necessario che il fluido caldo sia presente nella parte superiore del serbatoio durante la carica, e che il fluido freddo venga prelevato dal fondo durante la scarica, in modo da evitare il mescolamento [2].

Le applicazioni vanno dall'edilizia (sistemi di riscaldamento e raffrescamento degli edifici, per esempio la tecnologia ATES – *Aquifer Thermal Energy Storage*), all'accumulo di energia negli impianti a concentrazione solare e nel solare termico [2].

L'accumulo di energia termica sotto forma di calore sensibile è una tecnologia relativamente economica, ma caratterizzata da una bassa densità energetica e una temperatura variabile in fase di scarica; l'utilizzo di materiali a cambiamento di fase per l'accumulo energetico, invece, permette di raggiungere un'elevata densità energetica - dell'ordine di 100 kWh/m^3 - circa quattro volte superiore alla densità energetica che si ottiene mediante l'accumulo di calore sensibile. Inoltre, i materiali a cambiamento di fase garantiscono una temperatura costante in fase di scarica e possono essere utilizzati sia per un accumulo a breve termine sia per un accumulo a lungo termine.

I sistemi a calore latente si basano sull'assorbimento o il rilascio di calore nel momento in cui il mezzo di stoccaggio subisce un cambiamento di fase da solido a liquido o da liquido a gas e viceversa, senza significative variazioni della temperatura, ossia quasi isotermicamente.

Se un materiale che ha una temperatura di fusione T_m , viene scaldato da T_1 a T_2 tale per cui $T_1 < T_m < T_2$, l'energia termica Q stoccata in un materiale di massa m è data dall'Equazione 1.2:

$$Q = \int_{T_1}^{T_m} mc_p dT + m\lambda + \int_{T_m}^{T_2} mc_p dT \quad (1.2)$$

dove λ è il calore latente di cambiamento di fase.

L'elevata densità di accumulo dei PCM e la ridotta variazione di temperatura rendono questa tipologia di stoccaggio molto promettente. Si consideri che i sistemi a calore latente, a parità di energia termica immagazzinata, hanno dimensioni decisamente inferiori ad un sistema a calore sensibile (Tabella 1.1), sebbene questi ultimi presentino minori difficoltà di progettazione per quanto concerne la trasmissione del calore e la scelta dei materiali.

Tabella 1.1. Confronto tra diversi materiali per l'accumulo di energia [3].

| Proprietà | Roccia | Acqua | PCM organico | PCM inorganico |
|--|--------|-------|--------------|----------------|
| Densità (kg/m ³) | 2240 | 1000 | 800 | 1600 |
| Calore specifico (J/kg-K) | 1000 | 4200 | 2000 | 2000 |
| Calore latente (J/kg-K) | - | - | 190 | 230 |
| Massa necessaria per l'accumulo di 10 ⁶ kJ (kg) | 67000 | 16000 | 5300 | 4350 |
| Volume necessario per l'accumulo di 10 ⁶ kJ (m ³) | 30 | 16 | 6,6 | 2,7 |

Questi sistemi trovano impiego soprattutto negli edifici di nuova concezione che seguono il concetto di *Zero Energy Building* (ZEB), ovvero edifici in grado di consumare pochissima energia attraverso strategie di risparmio energetico e l'efficientamento dei sistemi di produzione dell'energia necessaria. Un esempio applicativo di questa tecnologia consiste nell'introduzione di un materiale a cambiamento di fase micro-incapsulato, come la paraffina, all'interno di pareti di gesso o nell'intonaco, ottenendo un aumento della capacità e della massa termica delle pareti così alleggerite [4]. Il materiale a cambiamento di fase micro-incapsulato tende a sciogliersi durante il giorno, impedendo a una parte del calore esterno di entrare negli ambienti interni, e a raffreddarsi e solidificarsi durante la notte, riducendo drasticamente l'utilizzo dell'energia elettrica per il raffrescamento degli ambienti (raffrescamento passivo). I materiali a cambiamento di fase sono anche posizionati all'interno delle condotte di ventilazione, che distribuiscono l'aria fredda nei grandi ambienti, mediante sistemi di ventilazione a pavimento o a soffitto. Si stanno sviluppando con ottimi risultati anche malte a cambiamento di fase, che, essendo pompabili allo stato liquido, possono essere utilizzate sia per il trasporto sia per l'accumulo di energia termica. Infine, sospensioni di acqua e paraffina possono essere anche utilizzate per raffreddamento nei processi industriali e per il raffrescamento degli edifici.

Potenzialmente, si comprende, questa tecnologia potrebbe adattarsi a qualsiasi applicazione che richieda l'accumulo di energia termica, fermo restando che va valutata caso per caso la convenienza economica di un impianto con PCM, i quali presentano un costo sicuramente superiore rispetto, ad esempio, ai materiali comunemente usati nell'accumulo a calore sensibile.

Lo stoccaggio di calore latente può essere classificato sulla base del cambiamento di fase subito dal mezzo di accumulo. Le trasformazioni solido-gas e liquido-gas normalmente non vengono utilizzate, nonostante l'elevato calore latente, poiché i significativi cambiamenti di volume rendono il sistema complesso ed ingombrante. L'attenzione perciò si concentra sulle transizioni solido-liquido o solido-solido (passaggio da una fase cristallina ad un'altra), dato che presentano la maggior densità di accumulo (calore immagazzinato nell'unità di volume) e le minori variazioni volumetriche. Per questi materiali l'energia termica accumulata può essere scritta a partire dall'Equazione 1.2, come approssimativamente:

$$Q = m[\bar{c}_{p,s}(T_m - T_1) + \lambda + \bar{c}_{p,l}(T_2 - T_m)] \quad (1.3)$$

dove $\bar{c}_{p,s}$ e $\bar{c}_{p,l}$ sono i calori specifici medi rispettivamente nella fase solida e nella fase liquida.

Considerando infine che la quantità di calore associata alla trasformazione da solido a liquido è la più elevata, si conclude che questa rimane la transizione di massimo interesse e di più diffusa applicazione.

I primi passi della ricerca si sono concentrati sui PCM inorganici (per lo più sali idrati), meno costosi e più sicuri. Tuttavia alcuni svantaggi hanno orientato gli sviluppi successivi su materiali organici, benché i costi crescano insieme all'insorgenza di alcuni problemi di infiammabilità e tossicità.

Un problema da affrontare rimane il comportamento dei PCM a lungo termine, ossia dopo un certo numero di cicli di solidificazione e fusione che in molti casi ne compromettono le prestazioni.

Infine il costo dei sistemi di accumulo a calore latente, se da un lato cresce per l'impiego dei PCM, dall'altro rimane contenuto per la riduzione di ingombro dell'intero impianto, perciò complessivamente i sistemi a calore latente risultano sicuramente competitivi.

Per quanto riguarda i sistemi ad accumulo termochimico, il principale vantaggio consiste nella potenzialmente elevata densità di energia, associata alle reazioni chimiche reversibili (RTR - *Reversible Thermochemical Reactions*), raggiungendo valori più alti di densità energetica rispetto a qualsiasi altra forma di accumulo termico, nell'ordine di 300 kWh/m³. Per esempio,



la reazione che procede verso destra è endotermica (accumulo di calore), mentre quella che avviene in senso inverso è esotermica (rilascio di calore).

La quantità di calore stoccata in una reazione chimica dipende dal calore endotermico di reazione nell'unità di massa (ΔH), e dal grado di reazione (a_r):

$$Q = a_r m \Delta H \text{ con } a_r \leq 1 \quad (1.5)$$

Un altro vantaggio è che i prodotti di reazione possono essere stoccati a temperatura senza bisogno di isolamento.

Esempi di reazioni chimiche sono riportate in Tabella 1.2.

L'accumulo termo-chimico sfrutta reazioni chimiche come l'assorbimento e l'adsorbimento: quest'ultimo consiste nel fissare una o più sostanze chimiche fluide (liquide o gassose), dette adsorbati, sulla superficie di un materiale condensato (solido o liquido), detto adsorbente, allo scopo di immagazzinare caldo o freddo.

Un'altra opportunità utilizzata è quella dell'adsorbimento di vapore acqueo da parte di gel di silice e zeoliti, caratterizzati da una struttura micro-porosa cristallina a base di allumino-silicati. Ci sono anche sistemi aperti

di adsorbimento, basati su cloruro di sodio, per raffreddare l'acqua, oppure su zeoliti per controllare l'umidità. Questo sistema di accumulo dell'energia termica suscita grande interesse poiché è caratterizzato da una grande efficienza e permette di convertire in tempo reale il caldo in freddo.

L'accumulo termochimico di energia permette di raggiungere capacità di immagazzinamento tali da ipotizzarne l'applicazione anche per il trasporto di energia, mediante la movimentazione del mezzo di accumulo anche per grandi distanze.

Tabella 1.2. Alcune reazioni chimiche usate per l'accumulo di energia termica [4].

| Reazione | | Temperatura [°C] | ΔH [kJ/mol] | ΔH (kWh/m ³) |
|--|---|---------------------|------------------------|-------------------------------------|
| Steam reforming del metano | $CH_4 + H_2O \rightleftharpoons CO + 3H_2$ | 500-1000 | 206 | — |
| Dissociazione dell'ammoniaca | $2NH_3 + \Delta H \rightleftharpoons N_2 + 3H_2$ | 400-500 | 67 | 675 |
| Deidrogenazione termica di un idruro metallico | $MgH_2 + \Delta H \rightleftharpoons Mg + 3/2H_2$ | 250-500 | 75 | 111 |
| Disidratazione di un idrossido metallico | $Ca(OH)_2 + \Delta H \rightleftharpoons CaO + H_2O$ | 402-572 | 112 | 364 |
| Dissociazione catalitica | $SO_3 + \Delta H \rightleftharpoons SO_2 + 0,5O_2$ | 520-960 | 99,6 | 280 |

Nella progettazione di un TESS devono essere prese in considerazione le seguenti proprietà:

- capacità termica: definisce l'energia immagazzinata nel sistema ed è funzione del sistema di accumulo, del mezzo e della grandezza del sistema;
- densità energetica: definisce il rapporto tra la quantità di energia immagazzinata e il volume del mezzo di accumulo;
- potenza termica: definisce la velocità con la quale il sistema di accumulo può caricare o scaricare energia;
- efficienza: misura l'energia persa durante il periodo di immagazzinamento e di carica/scarica ed è data dal rapporto tra l'energia resa disponibile dal sistema e l'energia necessaria per caricarlo;
- tempo di accumulo: misura il tempo durante il quale è immagazzinata l'energia termica prima di essere utilizzata e varia da ore a mesi;
- tempo di carica/scarica: misura il tempo necessario per caricare o scaricare il sistema;
- costi: riferiti sia alla capacità (quindi misurati in €/kWh o €/MWh) sia alla potenza (quindi misurati in €/kW €/MW) e tengono conto sia dei costi di costruzione e di gestione del TESS sia della sua vita nominale.

La capacità, la potenza e il tempo di scarica sono variabili dipendenti l'una dall'altra. Infatti, ad esempio, un'elevata potenza comporta un aumento del trasferimento di calore che, per un dato volume, riduce la quantità di materiale di accumulo e quindi la capacità.

Il rendimento economico derivante dall'applicazione dei sistemi di accumulo di energia termica varia in funzione delle loro caratteristiche operative e del loro specifico utilizzo, in particolare modo del numero di cicli di carica e scarica. Infatti, i sistemi che utilizzano materiali a cambiamento di fase o basati sull'accumulo termo-chimico, a causa dei loro elevati costi, sono economicamente convenienti solo in impianti con un elevato numero di cicli.

CAPITOLO 2

Sistemi di accumulo a pompa di calore

PTESS – *Pumped Thermal Energy Storage System*

2.1 Generalità

Una tecnologia promettente è il sistema di accumulo a pompa di calore (PTESS - *Pumped Thermal Energy Storage System*), altresì conosciuta come: *Electrothermal Energy Storage (ETES)*, *Thermo-electrical Energy Storage (TEES)*, *Transformed Heat Energy Storage (THES)* o *Compressed Heat Energy Storage (CHEST)*). Questo sistema consente di accumulare energia elettrica sotto forma di calore, energia generata in eccesso o non utilizzata dalla rete, per essere riconvertita in seguito durante i picchi di domanda o quando risulta necessario un surplus di potenza.

In confronto agli altri metodi di accumulo che operano su vasta scala, i vantaggi del PTES si riscontrano nell'alta densità di energia, che si traduce in basso costo per MWh di energia stoccata, e il basso impatto dell'installazione. Inoltre con i PTESS non vi è alcuna restrizione a livello geografico. Nel breve futuro questa tecnologia ha tutti i presupposti per contribuire in maniera significativa allo sviluppo di applicazioni di accumulo di energia elettrica di media-grande taglia.

Con riferimento alla Figura 2.1, i componenti base di un sistema di accumulo a pompa di calore sono i seguenti: vi sono due serbatoi riempiti con del materiale (*storage medium*) opportunamente scelto e disposto per formare un letto solido, chiamato '*packed bed*', permeabile al passaggio di un gas (generalmente aria o argon), un gruppo compressore, un gruppo turbina, e alcuni scambiatori di calore posizionati all'ingresso delle turbomacchine.

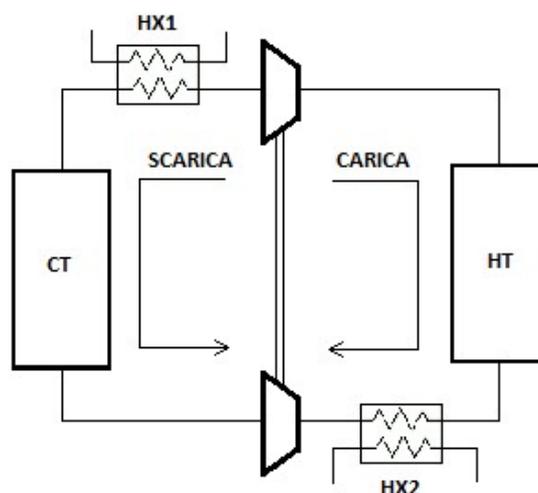


Figura 2.1. Schema impiantistico semplificato di un PTESS.

Il processo che caratterizza il PTES è costituito da due fasi:

- 1) nella fase di carica il gas compresso e caldo attraversa uno dei due serbatoi cedendo il calore al letto solido; all'uscita dal serbatoio caldo (HT – *Hot Tank*) il fluido termovettore entra nel gruppo di espansione (motore alternativo, turbina) generando lavoro meccanico. Per effetto della riduzione di pressione, il gas si raffredda e viene convogliato nel serbatoio freddo (CT – *Cold Tank*) dove si scalda a spese del materiale costituente il letto. Infine rientra nel gruppo di compressione chiudendo il ciclo;
- 2) nella fase di scarica il ciclo si inverte: il gas ad alta pressione attraversa in senso opposto l'hot tank raffreddandolo, poi espande e scambia calore nel serbatoio freddo. In questa fase i gruppi di compressione e di espansione sono invertiti.

Negli ultimi decenni sono stati pubblicati numerosi brevetti indipendenti. Il primo fu proposto nel 1979 da Weissenbach [5]. Il sistema consiste in un ciclo aperto costituito da un compressore, una turbina, un accumulatore termico e un recuperatore di calore. Durante la fase di carica, il recuperatore è posizionato all'ingresso del compressore, invece durante la fase di scarica è messo all'uscita della turbina. Nel 2007, Wolf [6] brevettò un metodo per l'accumulo e il recupero di energia elettrica basato su un processo ciclico mentre Chen et al. presentarono un sistema di accumulo atto a produrre energia elettrica mediante l'energia accumulata. Dal 2008 al 2015, Ruer [7], MacNaghten e Howes [8], Hemrle et al. [9], Laurberg [10], Samoilov [11] hanno registrato brevetti riguardanti particolari varianti del PTES.

Eccetto i brevetti, in letteratura si trovano solamente pochi studi teorici che investigano i PTESSs.

2.2 Analisi di alcuni modelli PTESS

Come descritto all'inizio del capitolo, il PTESS si basa su un ciclo a pompa di calore ad elevata temperatura che trasforma l'energia elettrica di input in energia termica. Quest'ultima viene accumulata all'interno di due serbatoi termici, uno caldo e uno freddo, contenenti un *storage medium* che scambia calore con il fluido di ciclo (generalmente aria o argon). Il processo procede con un ciclo termodinamico chiuso che converte l'energia stoccata in energia elettrica.

In questa sezione verranno analizzati due modelli PTESS a calore sensibile sviluppati rispettivamente da Desrues [12] e McTigue [13]. Questi modelli sono presentati secondo quanto riportato nei rispettivi lavori, sebbene sono stati ri-simulati in modo da confermare la veridicità o meno di alcuni risultati.

2.2.1 Modello di Desrues

Desrues et al. presentarono una nuova tipologia di stoccaggio termico per applicazioni elettriche di grandi taglie. Il sistema, rappresentato schematicamente in Figura 2.2, è costituito da un serbatoio di alta pressione (HPT – *High Pressure Tank*), un serbatoio di bassa pressione (LPT – *Low Pressure Tank*), quattro turbomacchine (due compressori e due turbine) e due scambiatori di calore (HX1 – *hot heat exchanger*, e HX2 – *cold heat exchanger*).

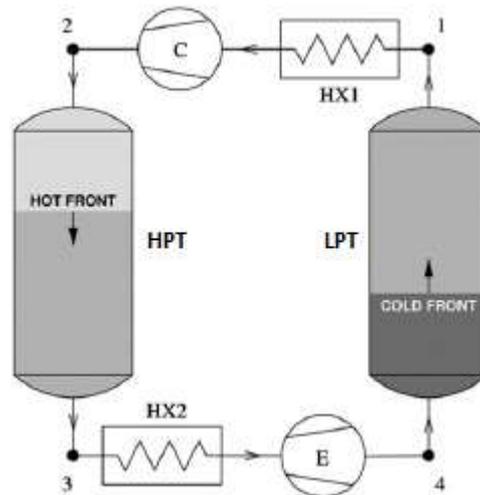


Figura 2.2. Schema impiantistico del PTESS proposto da Desrues et al. [12].

La necessità di includere quattro turbomacchine è dovuta al fatto che una coppia compressore-turbina è usata durante la fase di carica mentre l'altra durante la fase di scarica. I serbatoi sono dei rigeneratori, fatti di materiale refrattario, che alternativamente accumulano o cedono calore. Il fluido operativo è un gas, l'argon, che fluisce seguendo un ciclo termodinamico chiuso (ciclo Brayton). La temperatura iniziale del HPT è 25°C mentre quella del LPT è 500°C. Durante il periodo di carica, il HPT è riscaldato da 25°C a 1000°C, invece il LPT viene raffreddato da 500°C a -70°C. I due scambiatori di calore sono fondamentali per mantenere la temperatura costante all'ingresso del compressore e della turbina, rispettivamente a 500°C e 25°C. I due serbatoi hanno un volume di 10311 m³ ciascuno, le pressioni nel HPT e LPT sono mantenute rispettivamente a 4,6 bar e 1 bar. Gli autori svilupparono un modello numerico che mostrasse la fattibilità del processo, sebbene con parametri ottimali, una geometria standard, e un processo di scambio termico per convezione in regime laminare. I risultati ottenuti mostrano un tempo di carica e scarica rispettivamente di 6h 3min e 5h 52min; una capacità di stoccaggio pari a 602,6 MWh e un'efficienza di stoccaggio del 66,7%.

Come accennato sopra, per capire la veridicità dei risultati ottenuti, si è cercato di riprodurre il modello di Desrues. I tempi di carica-scarica pressoché uguali si ottengono con due portate di gas differenti, in particolare nella fase di scarica sarà necessaria una portata minore (circa la metà di quella impiegata nella carica). Se si operasse con le stesse portate si otterrebbero tempi di scarica molto inferiori. Questo dà una

ulteriore spiegazione al fatto che Desrues utilizza quattro turbomacchine invece che due macchine alternative. La capacità termica si riferisce ad un valore asintotico che si ha dopo diversi cicli di carica-scarica, ed esprime l'energia netta che il sistema è in grado di erogare. Ovviamente durante i primi cicli l'energia stoccata è maggiore perché il gradiente termico all'interno del tank è più alto. Infine l'efficienza di stoccaggio è stata ottenuta come valore mediato su diversi cicli di carica-scarica, e si ricava come rapporto tra l'energia totale accumulata dal sistema (data dalla differenza tra l'energia alla fine della fase di carica e l'energia alla fine del periodo di scarica), meno il calore dissipato dallo scambiatore nella fase di scarica, su l'energia totale stoccata più le perdite di calore durante la carica.

2.2.2 Modello di McTigue

Lo schema dell'impianto proposto da McTigue et al. (Figura 2.3) è simile a quello presentato da White [14], tranne per il fatto che l'analisi è stata condotta su un flusso a regime stazionario, e i *packed bed* sono stati modellizzati secondo lo schema di Schumann (Appendice A). In aggiunta gli autori hanno studiato in dettaglio le perdite exergetiche nel tentativo di identificare il valore massimo ottenibile della *round-trip efficiency*. Questa definisce il rendimento complessivo dell'intero sistema, e tiene in considerazione tutti gli input energetici (spesa), le eventuali perdite dei vari processi termodinamici, e tutti gli output utili, che in questo caso è l'energia elettrica generata dal PTESS.

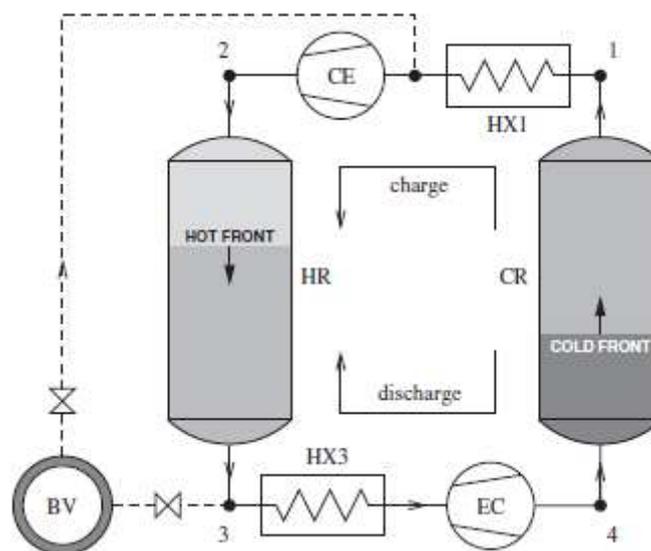


Figura 2.3. Schema impiantistico del PTESS proposto da McTigue et al. [13]

I componenti principali del sistema sono due macchine alternative, due serbatoi (uno caldo e uno freddo), e il fluido operativo è l'argon. Il tank caldo ha un volume pari a 71 m^3 (diametro interno di $4,5 \text{ m}$) e lavora ad una pressione di $10,5 \text{ bar}$ e ad una temperatura 505°C , mentre il tank freddo ha un volume di 117 m^3

(diametro interno pari a 5,3 m) e opera a 1,05 bar di pressione e a -150°C di temperatura; l'aspect ratio, cioè il rapporto tra la lunghezza del letto e il suo diametro, è unitario. Il materiale di accumulo è formato da sfere di Fe_3O_4 ed è stato assunto un grado di vuoto pari a 0,35. Il sistema è dimensionato per una capacità di stoccaggio di 16 MWh e una potenza nominale di 2 MW. Come sottolineano gli autori, l'utilizzo di dispositivi alternativi consente di lavorare con rendimenti politropici più alti. Un secondo vantaggio di queste macchine consiste nella possibilità di invertire il funzionamento del compressore in quello di una turbina e viceversa, aggiustando la valvola di flussaggio. Ciò significa che lo stesso dispositivo può essere usato sia nella fase di carica sia in quella di scarica, quindi si ha un notevole risparmio nel costo dell'installazione, per di più la rapidità di risposta consente di seguire prontamente gli improvvisi aumenti della domanda di energia elettrica. Notare che oltre ai componenti sopra citati, il PTESS richiede due scambiatori di calore e un buffer vessel. I scambiatori di calore servono per tenere costante la temperatura all'ingresso delle turbomacchine, il vessel è necessario perché la portata totale del gas all'interno dei due serbatoi cambia durante la fase di carica, poiché i volumi dei due serbatoi sono differenti.

Dall'analisi risulta che la *round-trip efficiency* è influenzata dalle perdite che riguardano i processi di compressione ed espansione durante le fasi di carica-scarica. Per meglio comprendere il problema, gli autori hanno condotto una ottimizzazione multi-obiettivo per generare 'superfici di compromesso', che mostrano delle curve rappresentanti l'andamento dell'efficienza in funzione della densità di energia. Hanno notato che le curve sono relativamente piatte su un ampio range di valori, perciò è possibile ottenere elevate densità di energia con modeste penalità dell'efficienza. Nell'ottimizzazione del design si è visto che le perdite di pressione e le irreversibilità dello scambio di calore incidono per pochi punti percentuale sul rendimento complessivo del sistema, quindi la fattibilità e il conseguente successo del PTES dipende dalle prestazioni del compressore e della turbina.

Per un PTESS operante con un gas come fluido di ciclo, la più adatta unità di stoccaggio è rappresentata da un letto fisso, detto *packed bed*. Questo è costituito da un opportuno solido attraverso il quale viene fatto circolare il fluido termovettore. Come evidenziato da Coutier e Farber [15] nel 1982, il *packed bed* risulta la scelta più diffusa e utilizzata nelle applicazioni solari che usano aria come fluido operatore. La taglia ottimale del sistema di accumulo è una funzione di diversi parametri come per esempio la temperatura di stoccaggio, il *storage medium*, le perdite di calore associate al processo di stoccaggio, i costi del serbatoio, i costi degli ausiliari (ventilatore, valvole, etc.), e le condizioni di esercizio. Il materiale costituente il letto deve essere economico, non tossico, non infiammabile, deve avere una elevata diffusività termica, buone caratteristiche di conduzione, e non deve richiedere ampie superfici di scambio termico. Solidi come rocce, metalli, sabbia e mattoni sono preferibili in quanto possono essere utilizzati per un ampio range di temperature di esercizio. Ovviamente, per minimizzare i costi associati alle perdite di calore durante lo scambio termico tra il mezzo di

accumulo e il fluido di lavoro, è necessario un appropriato isolamento del serbatoio, e brevi distanze tra i tanks e le turbomacchine.

Partendo dai modelli sopra riportati, si conclude che il PTES è affetto da diversi fattori di perdita, specialmente nei processi di compressione ed espansione e negli scambiatori di calore atti a mantenere costante la temperatura all'ingresso del compressore e della turbina. In quest'ottica verrà proposta una configurazione innovativa con l'obiettivo di ridurre queste perdite e aumentare la *round-trip efficiency*.

2.3 Una configurazione innovativa: modello di Benato

Questa configurazione è nata da un'idea originale dell'ing. Benato del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova, presentata durante la 29esima Conferenza Internazionale sull'ECOS (*Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy System*) [16]. Per coglierne le potenzialità, l'obiettivo di questo lavoro è indirizzato ad individuarne gli aspetti critici e fornire una linea guida sulle possibili strategie di miglioramento del modello.

Le simulazioni sono state eseguite in ambiente MATLAB® [17] con l'ausilio di codici di calcolo in parte già elaborati da precedenti studenti.

Lo schema dell'impianto PTESS modificato è mostrato in Figura 2.4. Per chiarezza, la Figura 2.4 (a) si riferisce allo schema adottato durante il processo di carica, mentre la Figura 2.4 (b) rappresenta la disposizione del sistema nella fase di scarica.

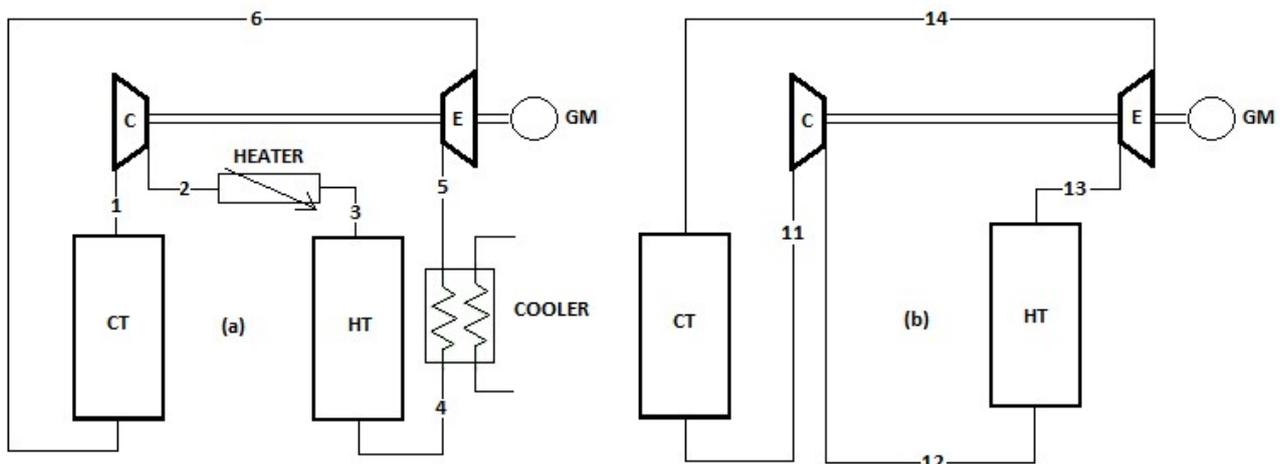


Figura 2.4. Schema impiantistico modificato proposto da Benato: fase di carica (a) e fase di scarica (b).

Il PTESS è costituito da un serbatoio ad alta pressione e temperatura (HS – *Hot Tank*), da un serbatoio a bassa pressione e temperatura (CT – *Cold Tank*), due turbomacchine (un compressore (C) e una turbina (E)), un motore/generatore elettrico (GM), un riscaldatore elettrico (HEATER) e uno scambiatore di calore (COOLER).

Per modellizzare i meccanismi di scambio termico all'interno dei serbatoi tra il fluido di ciclo e il solido costituente il *packed bed*, è stato seguito il modello monodimensionale a due fasi proposto da Mumma e Marvin [18] con le semplificazioni adottate da Schumann nella trattazione del problema (Appendice A). Inoltre sono state scelte le correlazioni di Singh et al. [19] per il calcolo del coefficiente di scambio termico e le perdite di carico (Appendice B).

A titolo esemplificativo, di seguito verrà descritto il funzionamento del PTESS con i parametri riportati in Tabella 2.1.

Tabella 2.1. Parametri operativi del modello di Benato.

| Parametri | Valori |
|---|--------------------|
| Volume del <i>packed bed</i> (V) | 150 m ³ |
| Lunghezza del <i>packed bed</i> (L) | 10 m |
| Sezione del <i>packed bed</i> (A) | 15 m ² |
| Numero di elementi del <i>packed bed</i> (N) | 20 |
| Temperatura iniziale dei tanks ($T_{b,i}$) | 298 K |
| Temperatura massima di ciclo (T_{max}) | 1000 K |
| Portata d'aria (\dot{m}_a) | 15 kg/s |
| Rapporto di pressione (β) | 6 |
| Rendimento isoentropico della turbina ($\eta_{is,t}$) | 0,8 |
| Rendimento isoentropico del compressore ($\eta_{is,c}$) | 0,8 |
| Sfericità della particella del <i>packed bed</i> (ψ) | 1 |
| Grado di vuoto (ϵ) | 0,4 |
| Diametro equivalente della particella (d) | 0,05 m |

Durante la fase di carica (Figura 2.4 (a)), le turbomacchine forzano l'aria a seguire il percorso 1,2,3,4,5 e 6, percorso che non corrisponde esattamente ad un ciclo a pompa di calore che prende il calore dal CT e lo porta nel HT, perché dopo il compressore c'è un riscaldatore elettrico (*electric heater*). Questa è la novità del modello proposto, e ciò serve ad incrementare la temperatura del fluido. Nei modelli di Desrues e McTigue, la temperatura del gas è innalzata con le irreversibilità del processo di compressione; quindi elevate temperature implicano alti rapporti di compressione che a loro volta comportano alti costi per la progettazione del tank. Invece con questa configurazione la temperatura all'ingresso del serbatoio caldo è indipendente dal rapporto di compressione (β). In aggiunta, non è necessario avere una temperatura costante all'ingresso del compressore. Il HT, inizialmente ad una temperatura fissata (25°C), viene scaldato lentamente dall'aria calda che entra a 1000 K (727 °C), temperatura mantenuta costante dal riscaldatore elettrico. Segue uno scambiatore di calore posizionato all'uscita del HT per tenere la temperatura al valore di design ($T_5=298$ K) all'ingresso della turbina. Dopo il processo di espansione, l'aria passa nel serbatoio freddo, che si trova inizialmente a temperatura ambiente (25°C). Il CT viene raffreddato progressivamente dall'aria fredda ($T_6=203,7$ K) proveniente dalla sezione di uscita della turbina. Durante la fase di carica il GM

lavora come motore elettrico. Infine il ciclo si chiude col compressore che aspira l'aria uscente dal CT. Si ricorda che nei modelli precedenti, erano necessari due scambiatori di calore, uno posizionato prima del compressore, l'altro a monte della turbina. Nella configurazione proposta da Benato è necessario un solo scambiatore, soluzione che riduce i costi di installazione e le irreversibilità.

Nella fase di scarica (Figura 2.4 (b)) il gas segue il percorso 11,12,13 e 14 che corrisponde ad un ciclo a gas tradizionale. L'aria esce dal compressore, entra nel serbatoio caldo, si riscalda e lascia il HT con una temperatura di 1000 K. Poi l'aria espande e viene convogliata nel CT. Qui viene raffreddata e, quando esce dal serbatoio, ha una temperatura di 203,7 K. Analogamente a quanto accade nella fase di carica, il *packed bed* del CT viene gradualmente riscaldato dall'aria calda che esce dalla turbina, mentre il mezzo di accumulo del HT si raffredda cedendo calore all'aria proveniente dal compressore.

Il fluido operativo scelto per questa simulazione è l'aria, un gas ben noto, abbondante, liberamente disponibile, non tossico e non infiammabile.

Il compressore e la turbina possono essere o turbomacchine o macchine alternative, e sono meccanicamente accoppiati al motore-generatore. Nel modello appena presentato sono necessarie solo due macchine perché in entrambe le fasi di carica-scarica vengono usati lo stesso compressore e la medesima turbina.

I due serbatoi sono disposti verticalmente per prevenire fenomeni di galleggiamento del fronte termico che comporterebbero delle instabilità a livello di scambio termico. Hanno forma cilindrica e presentano un plenum sia sulla regione superiore sia in quella inferiore per avere una distribuzione uniforme del flusso d'aria all'interno dei tank, e quindi poter trascurare il gradiente termico in direzione radiale. Durante la fase di carica l'aria fluisce nel HT dall'alto verso il basso, e viceversa nel periodo di scarica. Nel serbatoio freddo avviene l'opposto: l'aria passa dalla sezione inferiore a quella superiore durante la carica, e in senso contrario nella scarica. Il *packed bed* è costituito da sfere di allumina (Al_2O_3) disposte in maniera casuale all'interno del tank. Le proprietà dell'allumina e dell'aria sono riportate in Tabella 2.2.

Tabella 2.2 Proprietà dell'allumina (Al_2O_3) e dell'aria valutate a pressione e temperatura ambiente.

| Parametri | Valori |
|--|------------------------|
| Densità Al_2O_3 (ρ_s) | 3990 kg/m ³ |
| Calore specifico Al_2O_3 ($c_{p,s}$) | 840 J/kg-K |
| Conducibilità Al_2O_3 (K_s) | 25 W/m-K |
| Densità aria (ρ_a) | 1,2 kg/m ³ |
| Calore specifico aria ($c_{p,a}$) | 1008 J/kg-K |
| Conducibilità aria (K_a) | 0,024 W/m-K |

Come menzionato prima, le temperature iniziali dei *packed beds* sono uguali alla temperatura esterna (25°C). Ogni letto è discretizzato in 'N' elementi di uguale spessore Δx lungo la direzione assiale, per caratterizzare

adeguatamente le perdite di pressione e l'andamento della temperatura. Nel Capitolo 3 si vedrà come la scelta di 'N' influenzi il comportamento del sistema.

I letti devono essere dimensionati in modo tale da stoccare una determinata quantità di energia alla temperatura desiderata. Risulta quindi necessario dimensionare il *packed bed* per assorbire la massima quantità di calore ceduta dall'aria che attraversa il letto durante la fase di carica, e la temperatura media del letto alla fine della carica dovrebbe essere prossima alla temperatura con cui l'aria entra nel serbatoio. Inoltre, le dimensioni dei tanks devono essere tecnicamente e economicamente fattibili. I serbatoi sono stati dimensionati per i parametri riportati in Tabella 2.1.

La portata d'aria e il rapporto di pressione sono stati scelti in base alla disponibilità attuale delle macchine in commercio.

Il sistema di arresto dei processi di carica e scarica è stato implementato in modo tale che tutti i layer del HT si portassero alla temperatura massima nella prima fase di carica, e tutti i layer del CT raggiungessero la temperatura minima di ciclo durante la prima scarica. Tale metodo di controllo è stato realizzato imponendo degli opportuni valori di tolleranza della temperatura all'uscita dei due serbatoi. Sempre nel Capitolo 3 si vedranno gli effetti del valore della tolleranza sulle prestazioni del modello.

2.3.1 Test di prova

La Figura 2.5 illustra gli andamenti delle temperature del sistema durante il primo ciclo di carica-scarica. Si nota come durante la fase di carica la temperatura dell'aria all'uscita dal HT rimane costante per circa 2h 30min, nonostante entri a 1000 K. Ciò è dovuto al fatto che nelle fasi iniziali l'aria scambia calore con i primi layer del *packed bed*, i quali saranno i primi a raggiungere la temperatura massima. All'uscita dal serbatoio, l'aria avrà la stessa temperatura dell'ultimo layer. Lo stesso discorso vale per il serbatoio freddo. La temperatura minima raggiunta dall'aria a fine espansione è circa -70°C.

Nella scarica non si hanno marcate variazioni delle temperature di ciclo in quanto è stato scelto di adottare un sistema di arresto del processo tale per cui la potenza generata a fine scarica fosse 5% minore rispetto a quella iniziale. Così facendo si evita di fare lavorare le turbomacchine, in particolare la turbina, con temperature variabili.

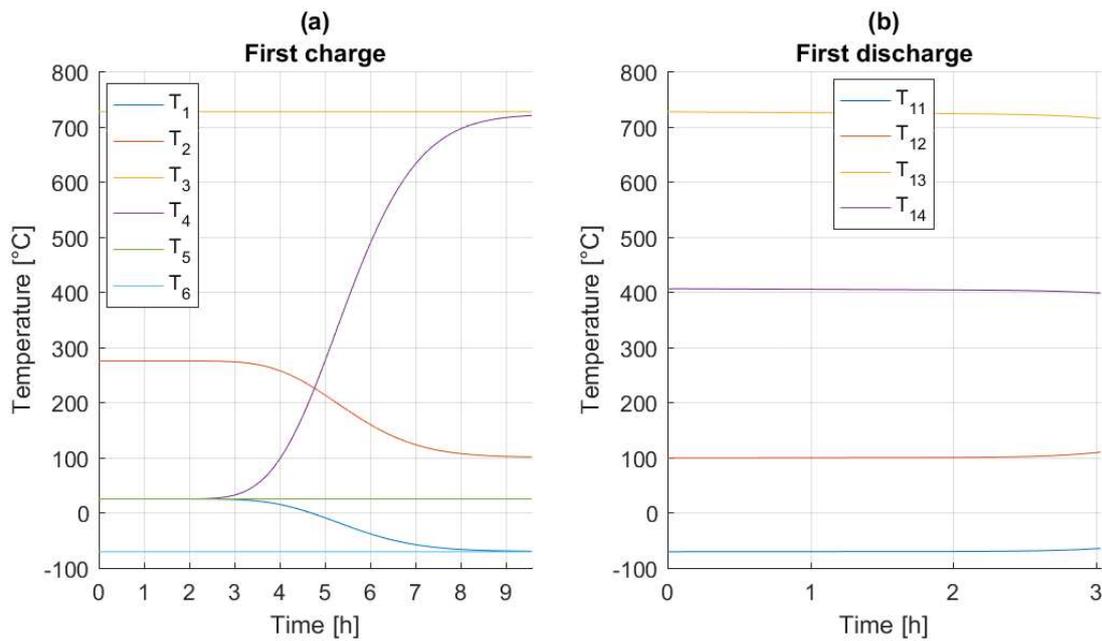


Figura 2.5. Andamento delle temperature di ciclo del modello proposto da Benato durante il primo ciclo di carica-scarica.

Per vedere cosa accade all'interno dei serbatoi, sono state diagrammate le temperature di ogni layer per un ciclo completo di carica-scarica (Figura 2.6). Si osserva che, durante la carica, il HT viene alimentato dall'alto (Figura 2.6 (a)), mentre nella scarica, l'aria fluisce dal basso verso l'alto (Figura 2.6 (c)). Quindi il primo layer sarà il primo a raggiungere la temperatura di 1000 K, ma sarà anche quello ad avere la più piccola caduta di temperatura nella fase di scarica, dato che l'aria fluisce in senso contrario. Diversamente, l'ultimo layer sarà caratterizzato da una grande differenza di temperatura perché sarà l'ultimo a scaldarsi nella carica, ma sarà il primo a raffreddarsi nella scarica. Un comportamento simile si riscontra per i il primo e l'ultimo layer del serbatoio freddo (Figura 2.6 (b) e (d)).

La stratificazione risulta elevata all'inizio della carica a causa di un maggiore gradiente di temperatura, ma col passare del tempo il layer inferiore del letto si scalda, causando un abbassamento del gradiente termico e quindi della stratificazione.

Si noti come nella scarica non tutti i layer si portano alla stessa temperatura a fine del processo, a causa del sistema di arresto implementato nel modello. Quindi nei cicli successivi il HT e il CT avranno temperature medie maggiori rispetto al primo ciclo, e ciò implica minore capacità di accumulo termico.

Ai fini pratici, una scarica completa seguita da una carica completa, comporterebbe un aumento del gradiente termico all'interno dei serbatoi, ma contemporaneamente si avrebbero maggiori perdite di calore, che penalizzerebbero il rendimento complessivo del sistema. Per maggiori informazioni a riguardo vedere [20]

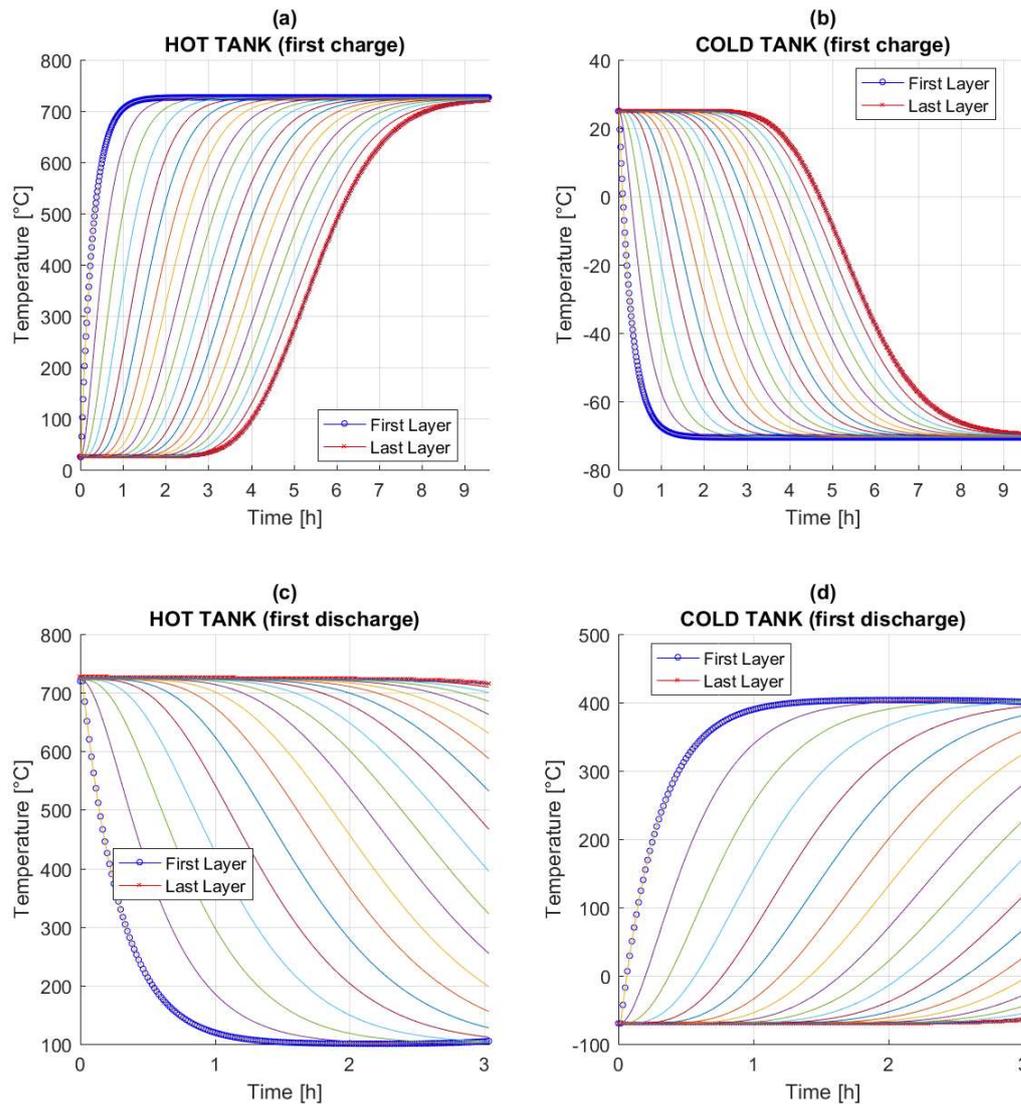


Figura 2.6. Andamenti della temperatura all'interno dei serbatoi durante la fase di carica (a-b) e la fase di scarica (c-d).

I tempi di carica e scarica ottenuti alla fine del primo ciclo sono rispettivamente pari a 9h 34min e 3h. Nei cicli successivi, il sistema raggiunge la stabilità, quindi i tempi di carica che vanno dal secondo al n-esimo ciclo risultano circa 7h 27min, mentre il periodo di scarica rimane 3h perché le condizioni di inizio scarica sono sempre le stesse.

L'energia stoccata è stata calcolata con l'equazione seguente:

$$\begin{aligned}
 Q_{stored} &= \int_0^L \rho_s c_{p,s} (1 - \varepsilon) A (T_{end,m} - T_{i,m}) dx \\
 &= \rho_s c_{p,s} (1 - \varepsilon) A \frac{L}{N} \sum_{n=1}^N (T_{n,m} - NT_{b,i})
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

oppure

$$Q = \rho_s c_{p,s} (1 - \varepsilon) V (T_{b,m} - T_{b,i}) \quad (2.2)$$

Per il primo ciclo di carica-scarica si accumulano circa 67 MWh, invece dal successivo in poi si ottiene un'energia stoccata pari a 50,4 MWh. Ciò è dovuto ad una minore differenza di temperatura dei layers tra l'istante iniziale e quello di fine carica, dal momento che le condizioni iniziali dei serbatoi coincidono con le condizioni finali del precedente ciclo di scarica (Figura 2.7).

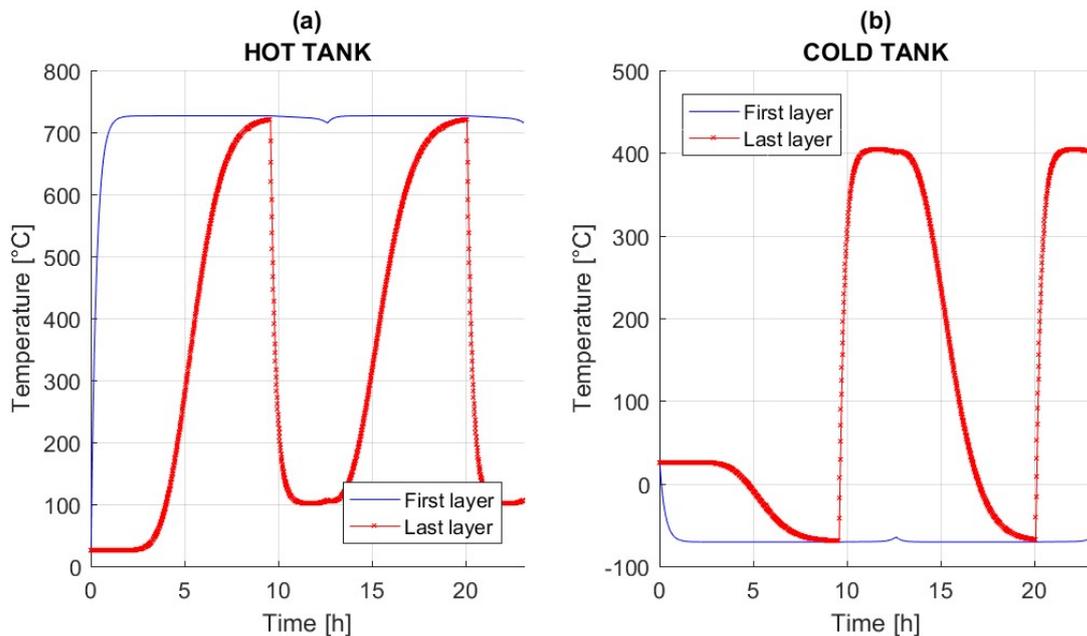


Figura 2.7. Andamento della temperatura del primo e dell'ultimo layer nel HT (a) e nel CT (b) durante due cicli consecutivi di carica-scarica.

La potenza erogata dal sistema è di 2,8 MW ed è all'incirca costante a causa del sistema di controllo implementato (Figura 2.8 (b)). Nella fase di carica, la potenza dissipata nello scambiatore di calore è approssimativamente uguale a 0 MW fin tanto che la temperatura del HT rimane bassa. Quando la temperatura dell'ultimo layer inizia a salire, anche la potenza dissipata dal COOLER aumenta (Figura 2.8 (a)), perché è necessario tenere costante la temperatura all'ingresso della turbina (T_5). Quindi, la potenza generata dalla turbina rimane costante mentre quella assorbita dal compressore diminuisce a causa di una graduale diminuzione della temperatura al suo ingresso. Contemporaneamente l'*electric heater* dovrà fornire un surplus di potenza per mantenere invariata la temperatura massima ammissibile dell'aria. Questa alternativa costituisce un modo semplice e controllabile per riscaldare un gas. A differenza delle altre configurazioni di PTESS, non è necessario adottare alti rapporti di pressione e due scambiatori di calore: una soluzione che riduce i costi di installazione.

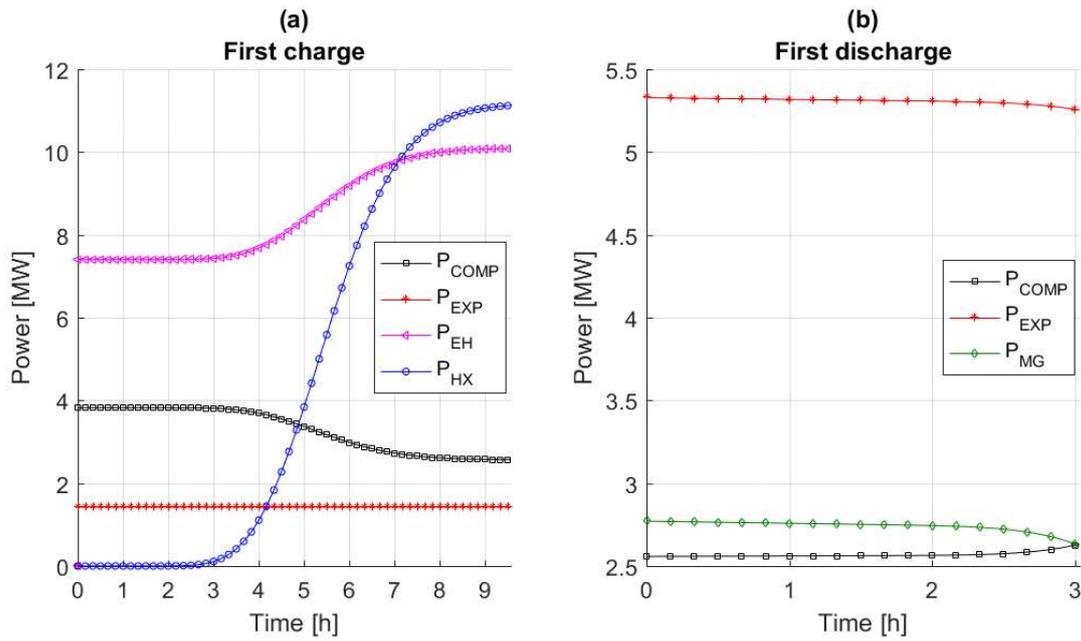


Figura 2.8. Andamento delle potenze durante il primo ciclo di carica-scarica.

La *round-trip efficiency* è stata stimata come:

$$\eta_{\text{round-trip}} = \frac{\int_{t_{\text{start}}}^{t_{\text{stop}}} (P_E - P_C) dt_{\text{discharge}}}{\int_{t_{\text{start}}}^{t_{\text{stop}}} (P_{\text{HEATER}} + P_C - P_E) dt_{\text{charge}}} \quad (2.3)$$

Nella Tabella 2.3 sono riportati i risultati ottenuti con la configurazione di Benato per due cicli consecutivi di carica-scarica.

Tabella 2.3. Risultati del modello di Benato per due cicli consecutivi di carica-scarica.

| | | Primo ciclo | Secondo ciclo |
|------------------|-------|-------------|---------------|
| Tempo di carica | [h] | 9,57 | 7,45 |
| Tempo di scarica | [h] | 3,03 | 3,03 |
| Energia stoccata | [MWh] | 66,57 | 50,4 |
| Potenza generata | [MW] | 2,78 | 2,78 |
| Efficienza | [%] | 8,35 | 13,44 |

I cicli successivi hanno un rendimento maggiore perché le temperature dei *packed bed* sono mediamente più alte rispetto al ciclo precedente, quindi sarà necessario un tempo minore per raggiungere la carica completa, e questo si traduce nell'uso meno prolungato del riscaldatore (Figura 2.9). D'altra parte, si stoccherà minore energia perché i gradienti termici sono più bassi all'interno dei serbatoi (Figura 2.7).

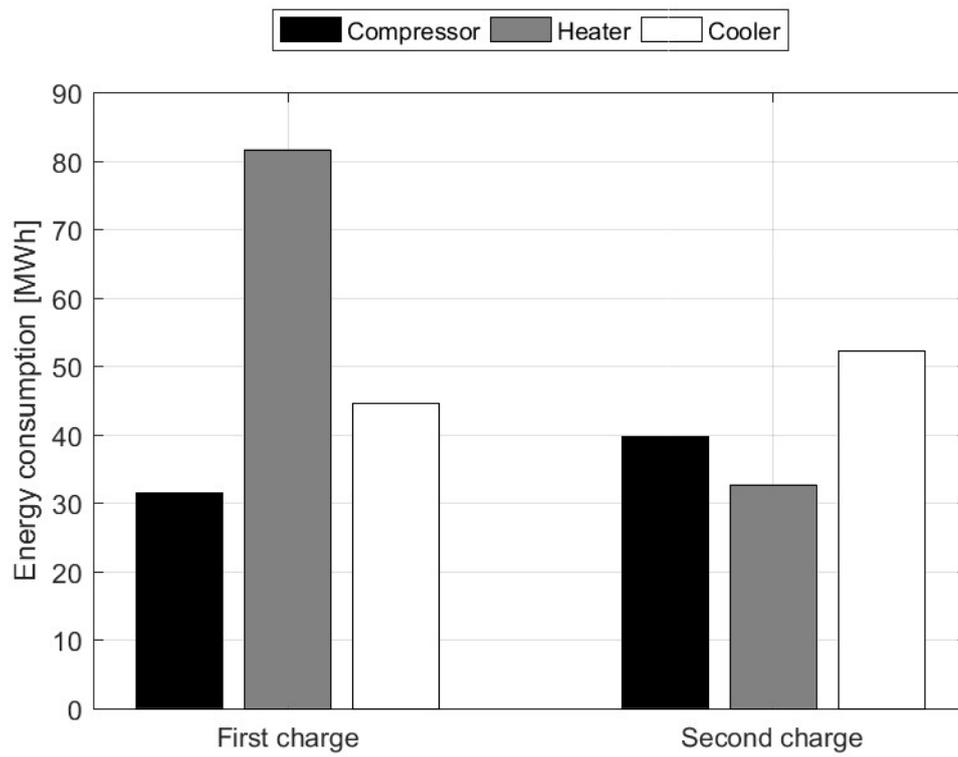


Figura 2.9. Consumo di energia dei componenti nella prima e seconda fase di carica.

2.3.2 Analisi economica

In accordo con [21], le equazioni adottate per stimare i costi dei dispositivi sono:

$$C_{compressore} = 39,5\dot{m}_a \frac{r_c \log(r_c)}{0,9 - \eta_{is,c}} \quad (2.4)$$

$$C_{turbina} = 266,3\dot{m}_a \frac{\log(r_e)(1 + \exp(0,036T_{in} - 54,4))}{0,92 - \eta_{is,t}} \quad (2.5)$$

$$(*) C_{tank} = 17400 + 79W_{tank}^{0,9} \quad (2.6)$$

$$C_{packed\ bed} = (1 - \varepsilon)V\rho_{Al_2O_3}C_{Al_2O_3} \quad (2.7)$$

$$C_{MG} = 200000 \frac{|P_E - P_C|_{\max(carica, scarica)}^{0,67}}{5000} \quad (2.8)$$

$$C_{HEATER} = 75000P_{HEATER}^{0,9} \quad (2.9)$$

$$C_{COOLER} = 530000 \frac{A_{COOLER}^{0,9}}{3563} \quad (2.10)$$

$$C_{TOT} = 1,3 \sum C_{dispositivi} \quad (2.11)$$

dove il costo dell'allumina ($C_{Al_2O_3}$) è stato scelto pari a 1500 \$/ton [22], e W_{tank} è il peso del singolo serbatoio calcolato come:

$$W_{tank} = S_{tank}w\rho_{acciaio} \quad (2.12)$$

con S_{tank} uguale alla superficie esterna totale del tank, $\rho_{acciaio}$ la densità dell'acciaio (7500 kg/m³), e w è lo spessore delle pareti del serbatoio, valutato per le condizioni più gravose di esercizio:

$$w = 1,5 \frac{\beta D}{2 \cdot 862 \cdot 0,6 - 1,2\beta} \quad (2.13)$$

(*) con questa correlazione il costo del serbatoio viene eccessivo, pertanto il valore presentato nei risultati si riferirà ad un valore ridotto del 60%.

Tabella 2.4. Stima dei costi dei componenti costituenti un PTESS.

| Componente | Costo [€] |
|------------------------|----------------|
| Compressore | 63680 |
| Turbina | 59643 |
| Serbatoi | 308312 |
| <i>Packed bed</i> | 538650 |
| Alternatore | 277810 |
| Riscaldatore elettrico | 598370 |
| Scambiatore di calore | 60992 |
| TOTALE | 3580744 |

Dalla Tabella 2.4 si nota come i costi dei serbatoi, del materiale costituente il *packed bed* e del riscaldatore elettrico siano di gran lunga maggiori rispetto ai costi degli altri componenti. Percentualmente questi dispositivi incidono rispettivamente per il 23,5%, 41% e 23% sul costo totale dell'impianto (Figura 2.10). È necessario ricordare che tali costi sono riferiti alla realizzazione ex-novo di un PTESS. Qualora si abbia già a disposizione le turbomacchine e gli altri componenti tradizionali di un ciclo a gas, le uniche aggiunte sono i due tank con il relativo *storage material*.

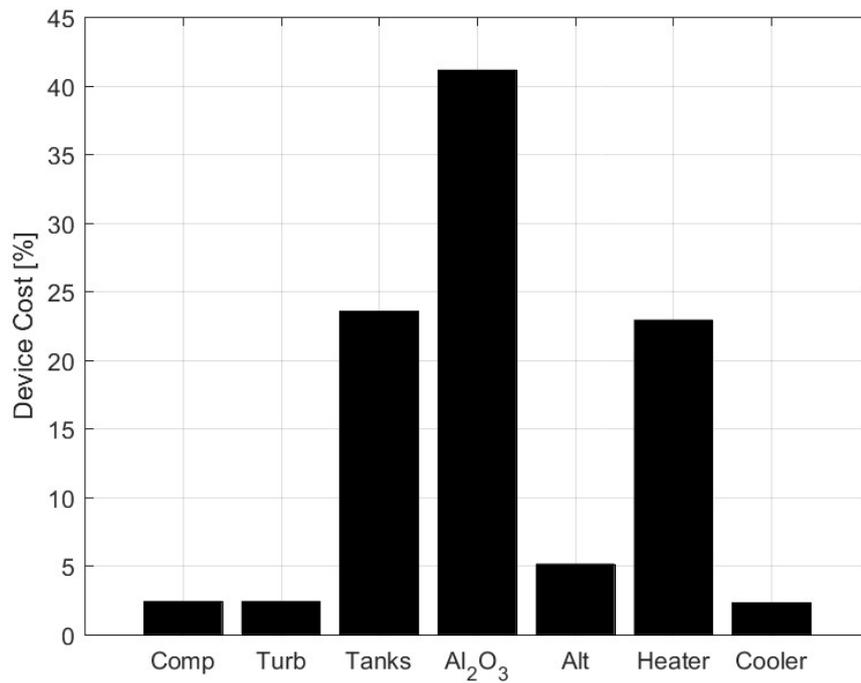


Figura 2.10. Incidenza percentuale dei costi dei componenti del PTESS sul totale costo dell'impianto.

2.3.3 Configurazione con cooler nella scarica.

Si è visto come nella configurazione proposta da Benato, non sia presente lo scambiatore di calore nella fase di scarica. Ciò comporta un aumento della temperatura dell'aria entrante nel serbatoio caldo, a causa di un incremento della temperatura all'ingresso del compressore (il CT si riscalda durante la scarica). Per evitare questo è stato posizionato un *cooler* a valle del compressore in modo da raffreddare l'aria fino alla temperatura ambiente (Figura 2.11 (b)).

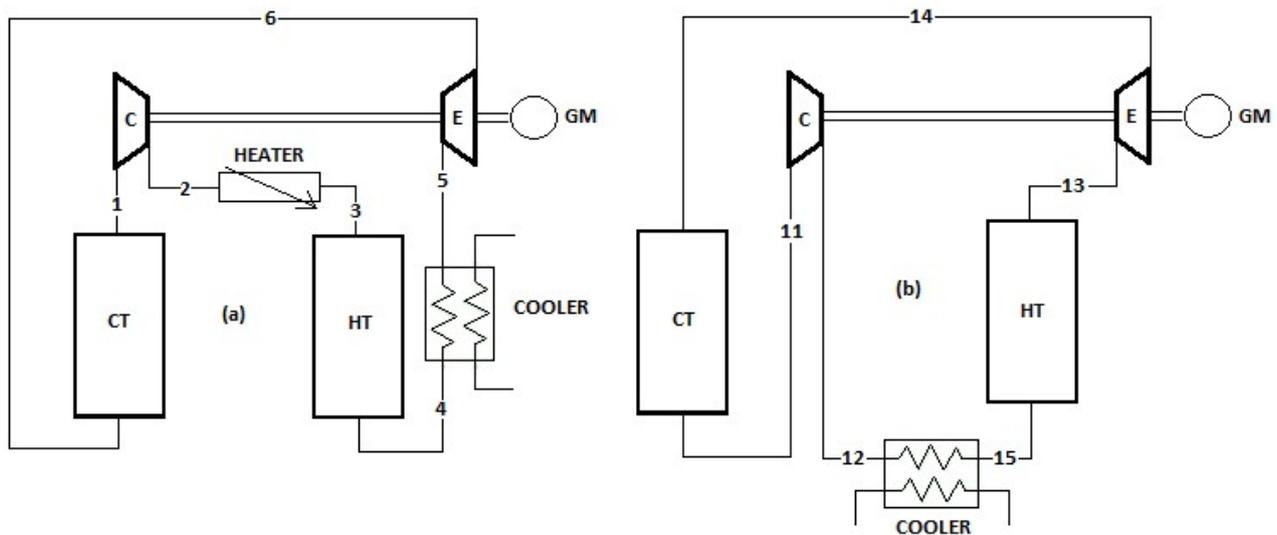


Figura 2.11. Configurazione con un cooler nella scarica (b).

A livello di prestazioni non si hanno differenze sostanziali rispetto alla configurazione senza *cooler* nella scarica (Tabella 2.5). L'unica valore che si discosta, seppur leggermente, è l'energia stoccata nel secondo ciclo di carica-scarica. Questa risulta maggiore in quanto la temperatura media del HT è inferiore rispetto a quella ottenuta nella configurazione modificata, perché l'aria che entra e raffredda il tank caldo non è più alla temperatura d'uscita dal compressore, ma si trova alla temperatura esterna (costante), quindi si avrà un gradiente termico maggiore.

Tabella 2.5. Risultati della configurazione con *cooler* nella scarica per due cicli consecutivi di carica-scarica.

| | | PTES modificato | | PTES + cooler | |
|------------------|-------|-----------------|---------------|---------------|---------------|
| | | primo ciclo | secondo ciclo | primo ciclo | secondo ciclo |
| Tempo di carica | [h] | 9,57 | 7,45 | 9,57 | 7,47 |
| Tempo di scarica | [h] | 3,03 | 3,03 | 3 | 3 |
| Energia stoccata | [MWh] | 66,57 | 50,4 | 66,58 | 53,3 |
| Potenza generata | [MW] | 2,78 | 2,78 | 2,78 | 2,78 |
| Efficienza | [%] | 8,35 | 13,44 | 8,26 | 13,2 |

2.3.5 Confronto configurazioni

Un PTESS con configurazione tradizionale (Figura 2.2), utilizza il compressore per innalzare la temperatura del gas operativo fino alla temperatura massima di ciclo, pertanto questo componente assorbirà la maggior parte della potenza di input. I due scambiatori di calore posti a monte della turbina e del compressore, mantengono costante la temperatura all'ingresso delle macchine, per contrastare gli effetti delle irreversibilità associati ai processi di compressione ed espansione nella fase di carica. Invece nella scarica funziona solo il *cooler*, in quanto si preferisce avere una temperatura costante all'ingresso del serbatoio caldo.

Con i dati di Tabella 2.2 si ottengono gli stessi risultati visti nella configurazione sopra, dato che cambia solo la posizione dei componenti ma non i parametri di ciclo (Tabella 2.6).

Tabella 2.6. Risultati ottenuti con diverse configurazioni del PTESS per due cicli consecutivi di carica-scarica.

| | | PTESS modificato | | PTESS + <i>cooler</i> | | PTESS tradizionale | |
|------------------|-------|------------------|---------------|-----------------------|---------------|--------------------|---------------|
| | | primo ciclo | secondo ciclo | primo ciclo | secondo ciclo | primo ciclo | secondo ciclo |
| Tempo di carica | [h] | 9,57 | 7,45 | 9,57 | 7,47 | 9,57 | 7,47 |
| Tempo di scarica | [h] | 3,03 | 3,03 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Energia stoccata | [MWh] | 66,57 | 50,4 | 66,58 | 53,3 | 66,57 | 53,3 |
| Potenza generata | [MW] | 2,78 | 2,78 | 2,78 | 2,78 | 2,78 | 2,78 |
| Efficienza | [%] | 8,35 | 13,44 | 8,26 | 13,2 | 8,28 | 13,24 |

Con riferimento alla Figura 2.12, caratteristica comune delle tre configurazioni analizzate è l'elevato calore dissipato dallo scambiatore posto a monte della turbina nella carica, al quale si aggiunge una modesta perdita netta anche nella scarica se è presente il *cooler* all'uscita del compressore. Per quanto riguarda gli input energetici, nella configurazione proposta da Benato, il componente che assorbe più energia è l'*electric heater*, dato che deve provvedere ad innalzare la temperatura dell'aria fino al valore massimo di design; mentre nella configurazione tradizionale è il compressore a richiedere la maggior spesa energetica.

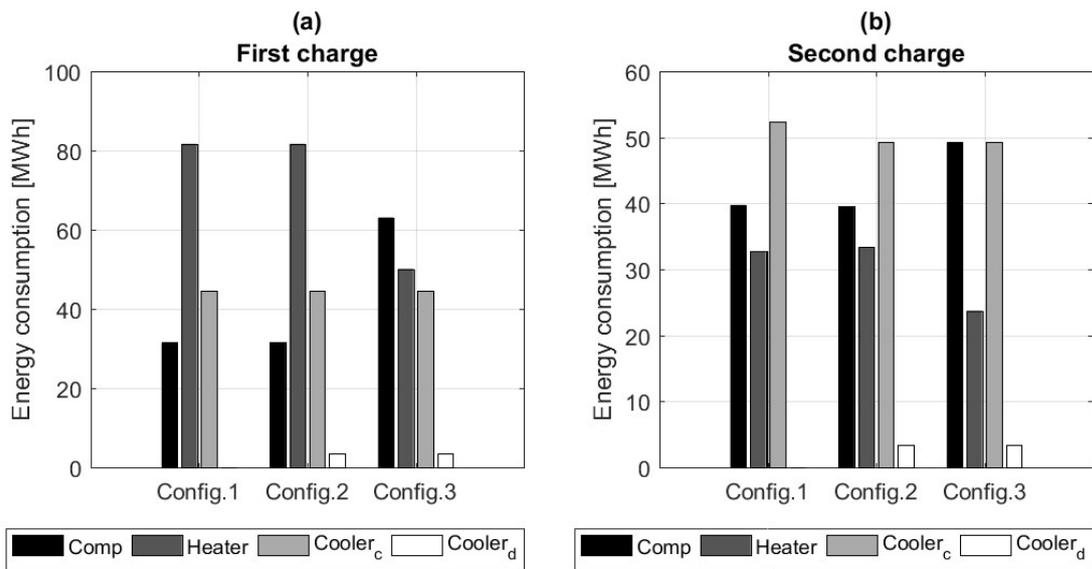


Figura 2.12. Energie assorbite e dissipate per le varie configurazioni durante il primo ciclo di carica (a) e quello successivo (b).

Per concludere, si può dire che la configurazione proposta da Benato ha il vantaggio di svincolare l'innalzamento della temperatura del gas dalle irreversibilità del processo di compressione, quindi è possibile operare ad elevate temperature senza avere alti rapporti di compressione che comporterebbero alti costi per la progettazione del tank. Inoltre l'assenza del *cooler* nella scarica limita la quantità di calore che verrebbe altrimenti dissipata per tenere costante la temperatura all'ingresso del serbatoio caldo.

CAPITOLO 3

Parametri di ottimizzazione del modello

3.1 Numero di discretizzazioni (N)

Nell'implementazione del modello modificato PTESS aria- Al_2O_3 (Capitolo 2) è stato seguito il metodo di Mumma e Marvin (Appendice A) per caratterizzare la distribuzione della temperatura all'interno del serbatoio, e quindi il processo di scambio termico gas-solido. Tale metodo si basa su un approccio alle differenze finite per la risoluzione delle equazioni differenziali associate ai bilanci di energia. Dal punto di vista matematico, il metodo consiste nel suddividere il *packed bed* in 'N' elementi di spessore $\Delta x (=L/N)$, per ognuno dei quali si svolge un bilancio di conservazione dell'energia lato gas e lato solido. Questo approccio risulta semplice e non richiede grosse potenze di calcolo.

La scelta del numero di discretizzazioni 'N' stima il grado di dettaglio che si vuole ottenere nella simulazione. A valori bassi di 'N' corrisponde un controllo superficiale dello scambio termico tra gas e solido, in quanto gli elementi (layer) del letto hanno spessori più grandi e quindi si sottostima ciò che avviene all'interno del tank. All'aumentare di 'N' si raggiunge un grado di dettaglio sempre maggiore, che simula meglio le interazioni tra gas e solido. Ovviamente il grado di dettaglio non corrisponderà mai alla realtà, dato che l'implementazione del modello è di per sé una semplificazione del sistema reale.

Nelle Figure (3.1) sono mostrati gli andamenti delle prestazioni al variare del numero di discretizzazioni 'N' per il sistema PTES aria- Al_2O_3 proposto da Benato.

Si nota come al variare di 'N' le prestazioni complessive del sistema cambiano, specialmente dal passaggio da $N=20$ a $N=50$. Fa eccezione la potenza generata (Figura 3.1 (c)) perché essa non dipende dal grado di dettaglio con cui si analizza lo scambio termico tra gas e solido. Da $N=50$ a $N=100$ i valori tendono a stabilizzarsi e questo significa che è stata raggiunta la massima accuratezza possibile del comportamento del serbatoio.

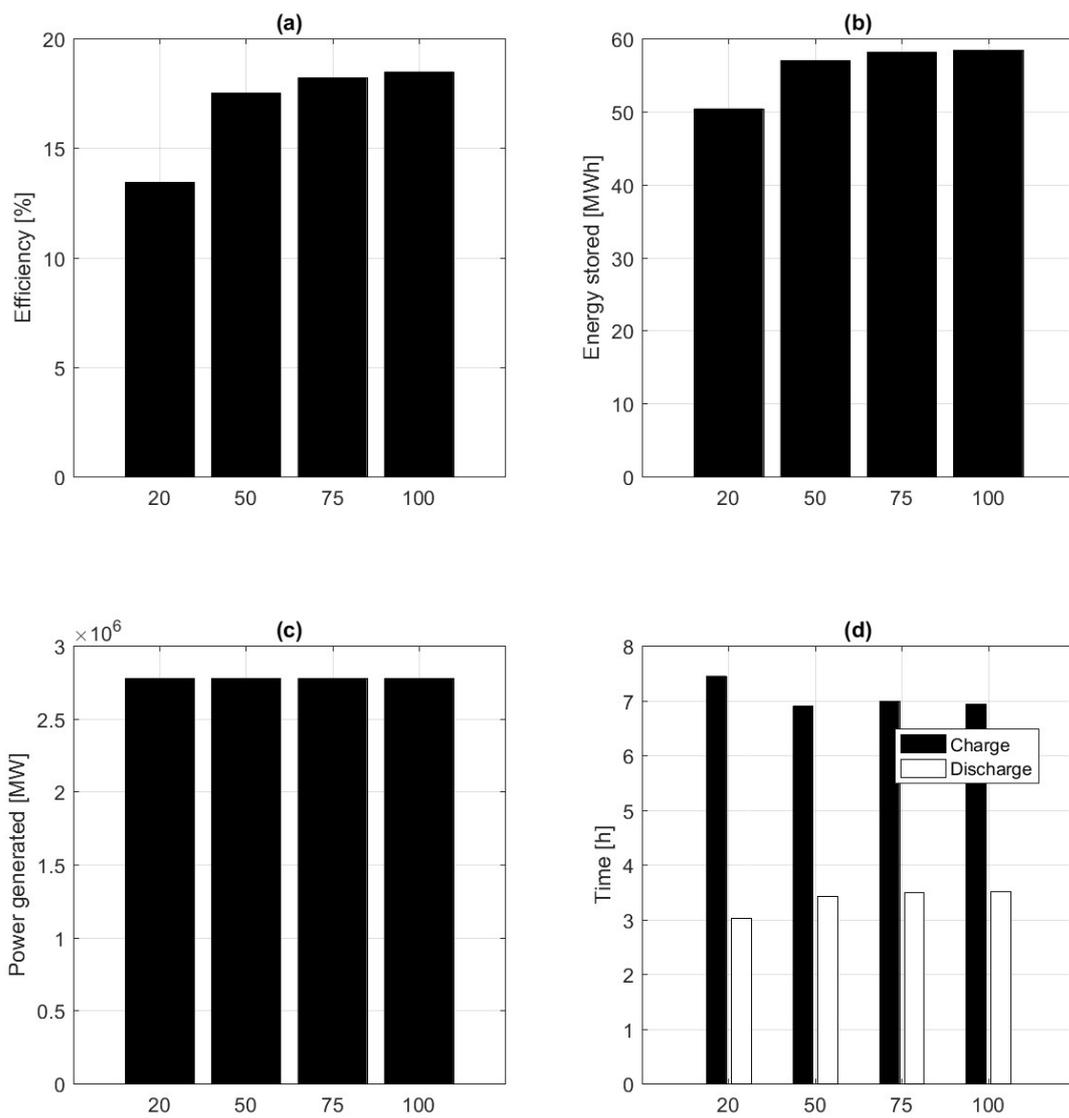


Figura 3.1. Prestazioni del sistema PTES aria- Al_2O_3 al variare del numero di discretizzazioni con cui è stato suddiviso il *packed bed* durante il secondo ciclo di carica-scarica.

3.2 Sistema di arresto del processo di carica-scarica

Nel Capitolo 2 si è accennato al sistema di controllo implementato in MATLAB per regolare il processo di carica-scarica del PTES. Dal punto di vista matematico il controllo è necessario affinché il codice converga. Nella pratica ciò corrisponde a porre un vincolo alla temperatura dell'aria uscente dai serbatoi. In particolare, nella fase di carica il sistema si arresta quando si verifica:

$$T_4 \geq T_{max} - tol_{charge} [K] \quad \text{o} \quad T_1 \leq T_{min} + tol_{charg} [K]$$

dove tol_{charge} è la massima riduzione di temperatura.

Tale comando di blocco equivale a scegliere fino a che temperatura l'ultimo layer del serbatoio caldo si scalda, e quanto l'ultimo layer del *cold tank* si raffredda.

Nella scarica il processo finisce quando

$$T_{13} \leq T_{max} - tol_{discharge} [K] \quad \text{e} \quad T_{11} \geq T_{min} + tol_{discharge} [K]$$

In questo caso il controllo viene fatto sulla potenza generata, ovvero si desidera avere una potenza in uscita il più possibile costante, poiché ai fini applicativi il PTESS deve essere integrato nella rete per coprire i picchi di domanda o un surplus di potenza.

Nella presentazione dei risultati del modello aria- Al_2O_3 (Capitolo 2) sono state scelte una $tol_{charge} = 7 K$ e una $tol_{discharg} = 12,2 K$. Quest'ultimo valore arresta la fase di scarica quando la potenza generata è calata del 5% rispetto alla potenza iniziale, mentre il valore di tol_{charge} permette di avere quasi tutti i layers del serbatoio caldo e freddo alla stessa temperatura (rispettivamente 1000 K e 202 K) alla fine della carica.

Facendo variare la tol_{charge} e mantenendo fissa la $tol_{discharg}$ si ottengono i risultati illustrati in Figura 3.1. Risulta evidente come all'aumentare della tol_{charg} le prestazioni del sistema migliorano, in particolare i tempi di carica diminuiscono perché si arrestano prima i processi di riscaldamento e raffreddamento dei due tanks (Figura 3.2 (d)), e questo comporta una riduzione dell'energia dissipata dallo scambiatore di calore posto a valle della turbina (Figura 3.3 (a)), e in contemporanea si ha una riduzione della potenza assorbita dal riscaldatore elettrico (Figura 3.3 (a)), riduzione che si accentua nei cicli successivi (Figura 3.2 (b)). Di conseguenza si ottengono rendimenti più alti (Figura 3.2 (a)). Tuttavia si ha un calo dell'energia accumulata (Figura 3.2 (b)) dato che gli ultimi layer del letto fisso si discostano dalla temperatura massima (*hot tank*) o minima (*cold tank*) di un valore pari a tol_{charg} , quindi il gradiente termico è minore.

La potenza massima generata rimane invariata perché le condizioni di inizio scarica sono le stesse (Figura 3.2 (c)).

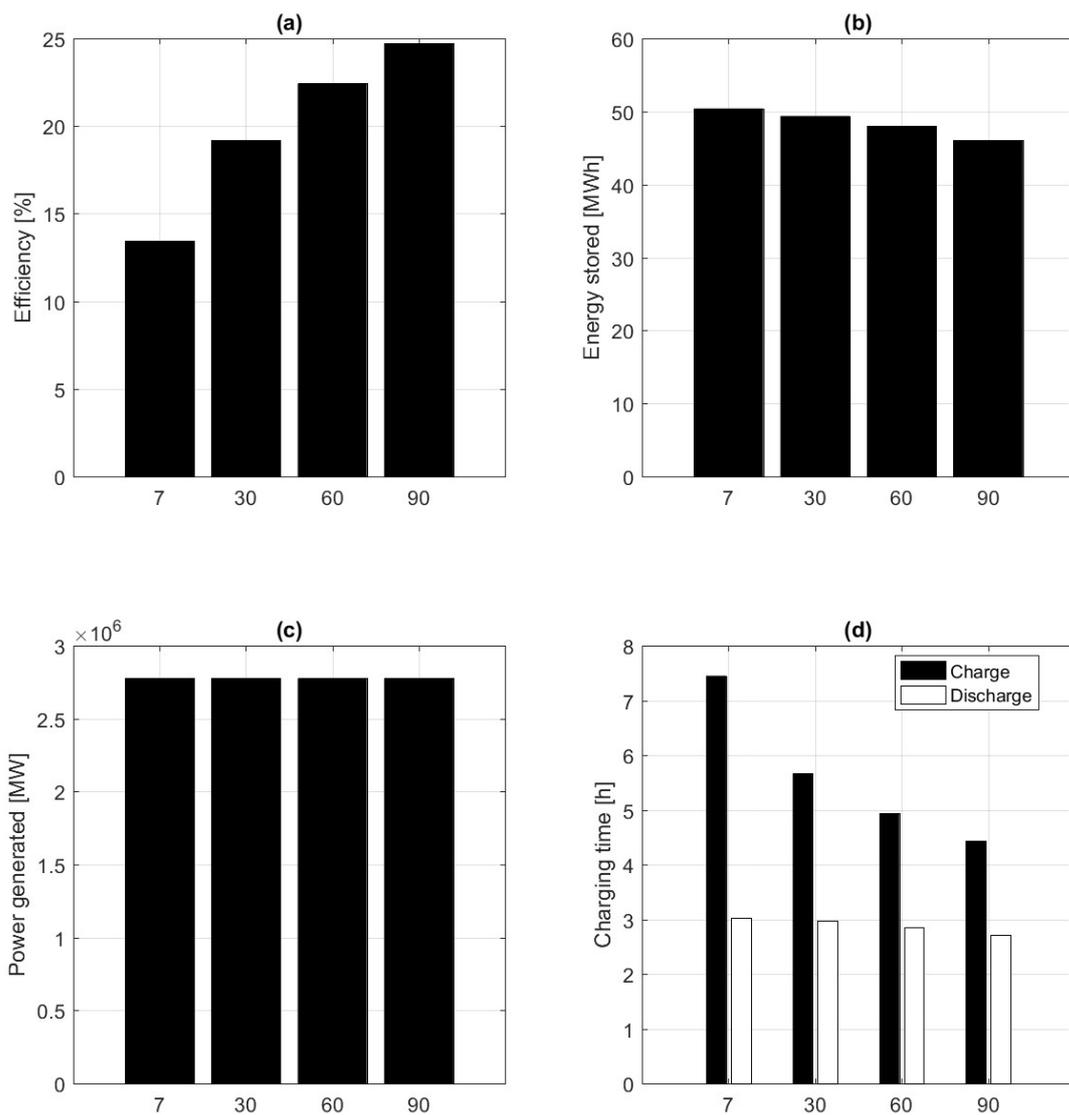


Figura 3.2. Prestazioni del sistema PTES aria-Al₂O₃ al variare della tol_{charge} durante il secondo ciclo di carica-scarica.

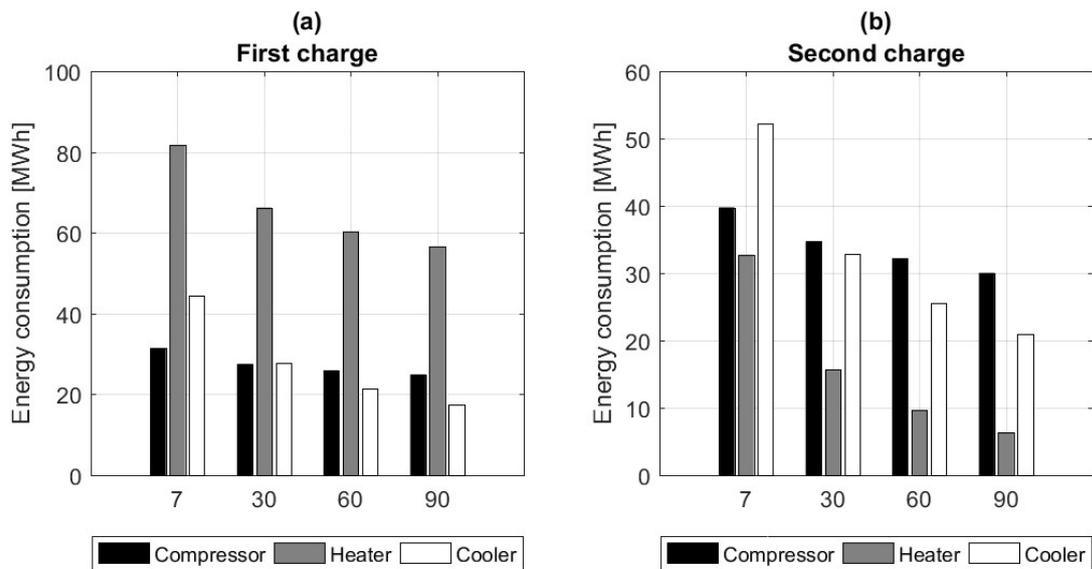


Figura 3.3. Consumo di energia al variare della tol_{charg} .

Se si agisce sulla $tol_{discharg}$, l'effetto principale si riscontra sull'energia accumulata (Figura 3.4 (b)) che aumenta all'aumentare del valore di $tol_{discharge}$, poiché i serbatoi avranno una temperatura media inferiore a fine scarica e questo permette di avere gradienti termici maggiori nella fase di carica successiva. I valori della tolleranza riportati in Figura 3.4 corrispondono ad una riduzione della potenza generata rispettivamente del 2%, 5%, 10% e 20% rispetto al valore di inizio scarica.

Come spiegato sopra, si preferisce avere una potenza generata quanto più costante dato che il PTES serve a compensare il sbilanciamento tra produzione e consumo di energia.

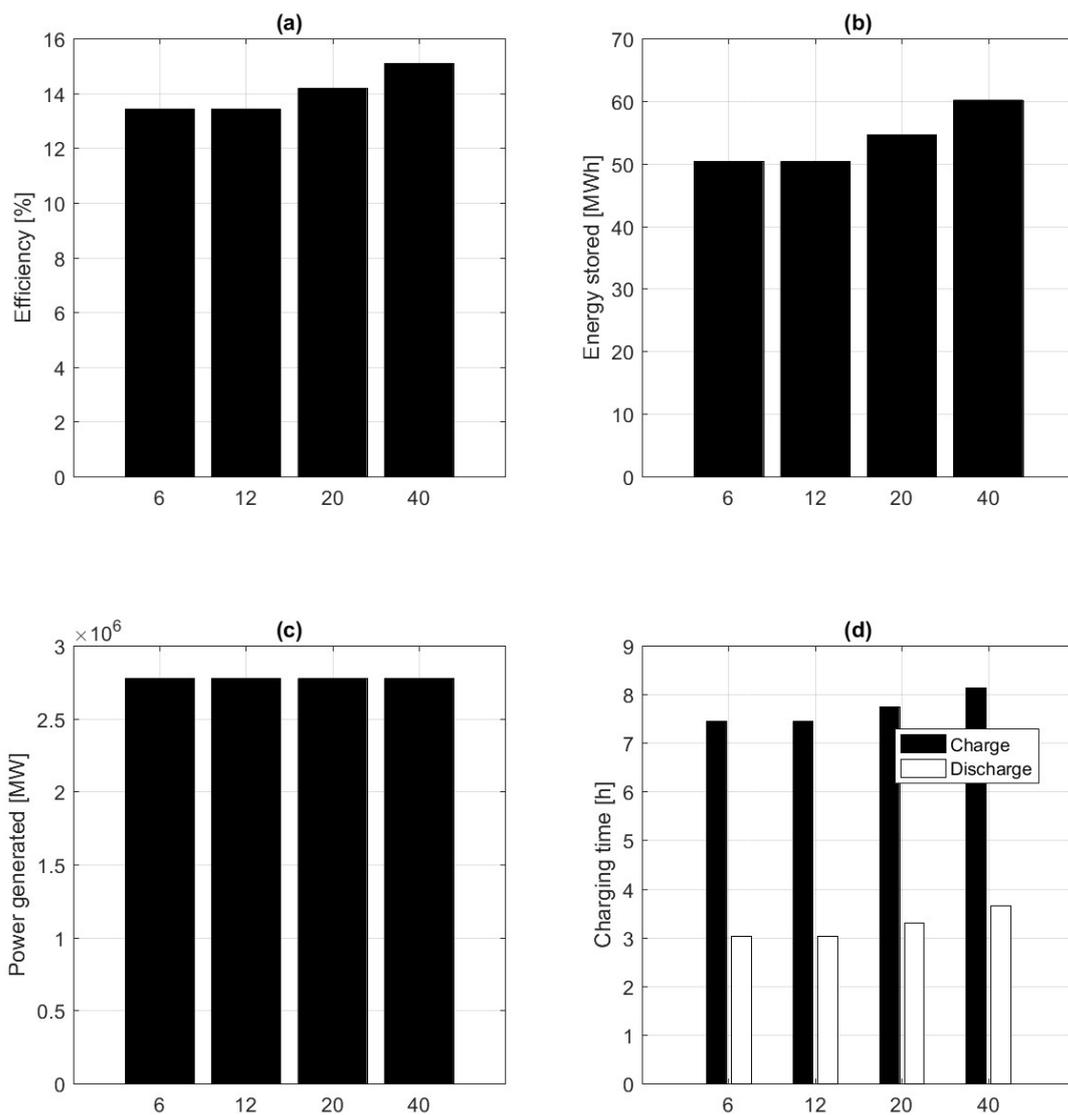


Figura 3.4. Prestazioni del sistema PTES aria-Al₂O₃ al variare della $tol_{discharge}$ durante il secondo ciclo di carica-scarica.

CAPITOLO 4

Studio dei parametri che influenzano le prestazioni del PTES

Il serbatoio di accumulo rappresenta uno dei principali componenti del sistema, e forse anche il più delicato, in quanto la sua progettazione influenza le prestazioni dell'intero ciclo. In esso hanno luogo gli scambi termici tra il fluido operativo e il solido costituente il *packed bed*.

I parametri che caratterizzano le prestazioni del serbatoio sono le proprietà termo-fisiche del fluido operativo, le proprietà del solido e le dimensioni/forma dell'elemento costituente il letto. Questi parametri hanno effetti differenti sulle grandezze in gioco all'interno del tank, quali coefficienti di scambio termico, stratificazione del letto e perdite di carico. Dunque la scelta dei materiali risulta di particolare importanza.

Di seguito verranno studiati e messi a confronto diversi fluidi operativi, diversi materiali del letto e diversi parametri geometrici della particella solida, al fine di fornire una linea guida per il design del *packed bed*.

Il modello esaminato è il PTESS modificato proposto da Benato (Capitolo 2). Per queste simulazioni le proprietà del fluido di ciclo sono variabili dipendenti dalla temperatura, ovvero vengono aggiornate *step by step* in base all'effettivo valore di temperatura presente in un determinato istante. Invece le proprietà del materiale costituente il *packed bed* sono state valutate per la temperatura media tra la temperatura massima di ciclo e quella ambiente nel caso del serbatoio caldo, e tra la temperatura minima e quella ambiente per il serbatoio freddo.

4.1 Effetto di fluidi operativi diversi

I fluidi operativi confrontati sono due gas ben noti: l'aria e il gas nobile argon. L'aria costituisce il gas per eccellenza impiegato come fluido termovettore in moltissime applicazioni energetiche, abbondante in natura, non tossico, non infiammabile e facile da utilizzare. L'argon è un gas monoatomico inerte, non infiammabile, non tossico, né corrosivo. Dato che è più pesante dell'aria, in caso di fuga tende a raccogliersi a livello del suolo e nelle zone più basse. Inoltre essendo un gas monoatomico si scalda (o raffredda) più dell'aria a parità di incremento/caduta di pressione.

In Tabella 4.1 sono riportate le principali proprietà dei due gas a temperatura e pressione ambiente (proprietà ottenute con il software *REFPROP*[®] [22]).

Tabella 4.3. Proprietà dell'aria e dell'argon a T=25°C e p=1 bar.

| | Densità | Entalpia | c_p | c_p/c_v | Conducibilità | Viscosità |
|--------------|-------------------|----------|---------|-----------|---------------|-----------|
| | kg/m ³ | kJ/kg | kJ/kg-K | - | W/m-K | μPa-s |
| Aria | 1,1685 | 298,45 | 1,0065 | 1,4018 | 0,025853 | 18,49 |
| Argon | 1,6125 | 154,94 | 0,52154 | 1,6695 | 0,017745 | 22,624 |

Si osservano immediatamente alcune evidenti differenze: l'aria presenta un calore specifico e una conducibilità termica maggiore rispetto all'argon, rispettivamente maggiori circa del 50% e del 30%, mentre l'argon ha una densità più alta di quella dell'aria. Saranno proprio queste grandezze a caratterizzare le performance del PTESS. Nella simulazione la temperatura massima di ciclo è stata fatta variare da 550°C a 1050°C in modo da ottenere un ampio range di valori delle proprietà dei due gas operativi. Nell'Appendice C sono riportati le proprietà dei due gas per l'intervallo di temperatura considerato.

Il confronto è stato svolto a parità di portata, a parità di dimensioni dei serbatoi e dello *storage material*, per due casi diversi (Tabella 4.2): nel primo caso il rapporto di compressione (β) e la temperatura massima di ciclo sono le stesse, quindi le temperature minime saranno diverse tra i due gas; nel secondo caso si hanno la stessa temperatura massima e la stessa temperatura minima (rapporti di pressione diversi).

Tabella 4.2. Parametri di ciclo per il confronto Aria-Argon

| | Aria | Argon |
|--|----------|----------|
| Portata (\dot{m}) | 15 | 15 |
| Volume del packed bed (V) | 150 | 150 |
| Lunghezza packed bed (L) | 10 | 10 |
| Diametro particelle sferiche (d) | 0,05 | 0,05 |
| Grado di vuoto (ϵ) | 0,4 | 0,4 |
| Rapporto di pressione (β) | 6 | 6 |
| Caso 1 Temperatura massima [°C] | 550-1050 | 550-1050 |
| Temperatura minima [°C] | -70 | -100 |
| Rapporto di pressione (β) | 6 | 3,6 |
| Caso 2 Temperatura massima [°C] | 550-1050 | 550-1050 |
| Temperatura minima [°C] | -70 | -70 |

4.1.1 Caso 1: stesso rapporto di pressione

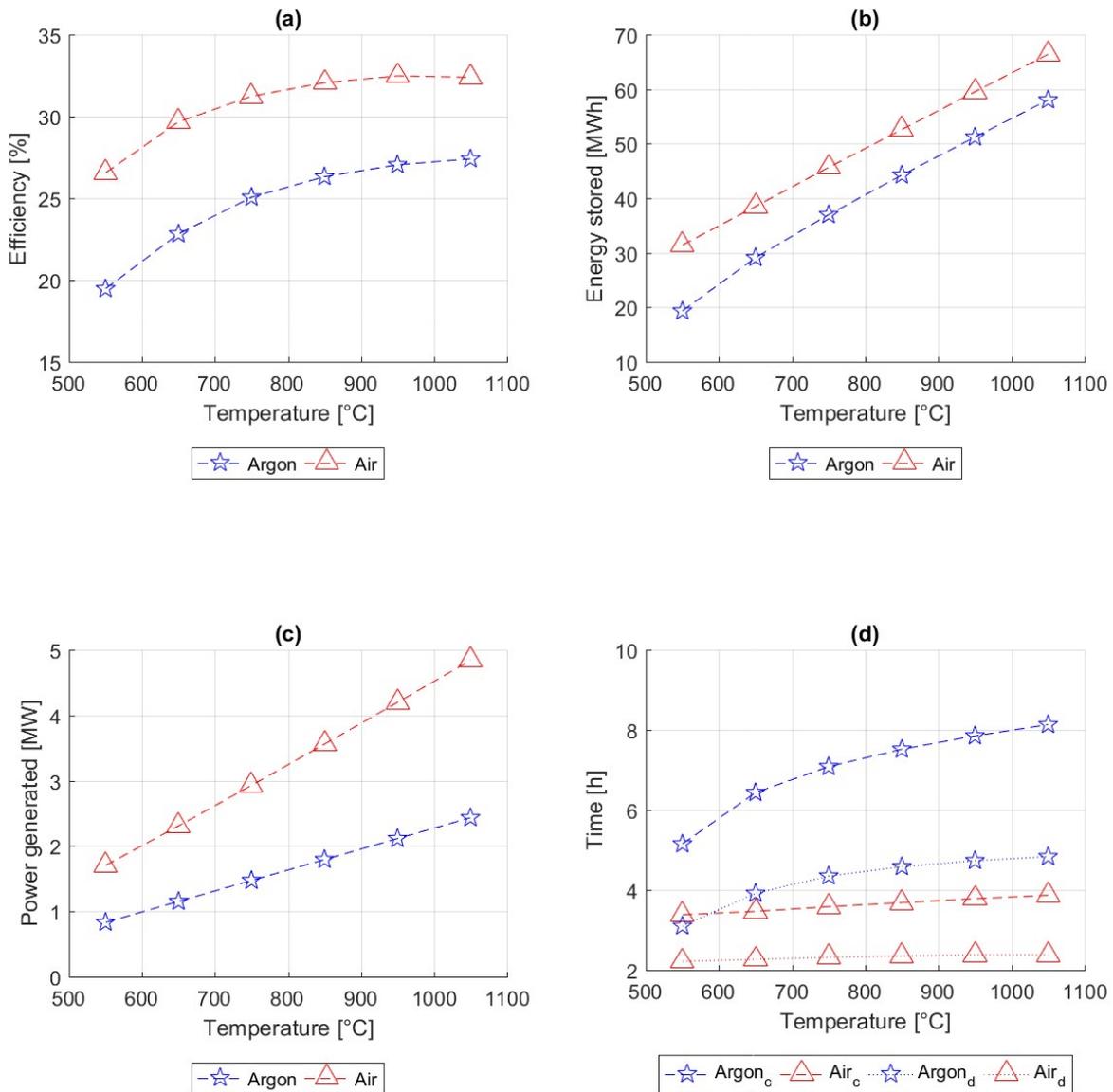


Figura 4.1. Caso 1: confronto delle prestazioni di ciclo tra i sistemi Aria- Al_2O_3 e Argon- Al_2O_3 al variare della temperatura di ciclo.

Dai grafici di Figura 4.1 è evidente che con l'aria si ottengono prestazioni migliori in termini di efficienza, energia accumulata, potenza generata e tempi di carica-scarica per l'intero range della temperatura esaminata. Questi risultati sono dovuti alle proprietà termofisiche dei due gas: l'aria ha un calore specifico due volte maggiore dell'argon pertanto scambia una quantità di calore più grande a parità di tempo del processo di carica-scarica; la conducibilità termica più elevata permette di avere coefficienti di scambio termico maggiori e quindi stoccare un'energia maggiore a parità di volume del letto. Avere un fronte termico più veloce si ripercuote nei tempi di carica-scarica e quindi sul funzionamento prolungato o meno del riscaldatore elettrico e del compressore durante la fase di carica, componenti che assorbono la totalità della

potenza di input, cioè la spesa del ciclo dal punto di vista energetico. In questo modo con l'aria si ottiene una *round-trip efficiency* media pari a 30%, mentre con l'argon si è sul 24%.

4.1.2 Caso 2: stessa temperatura minima di ciclo

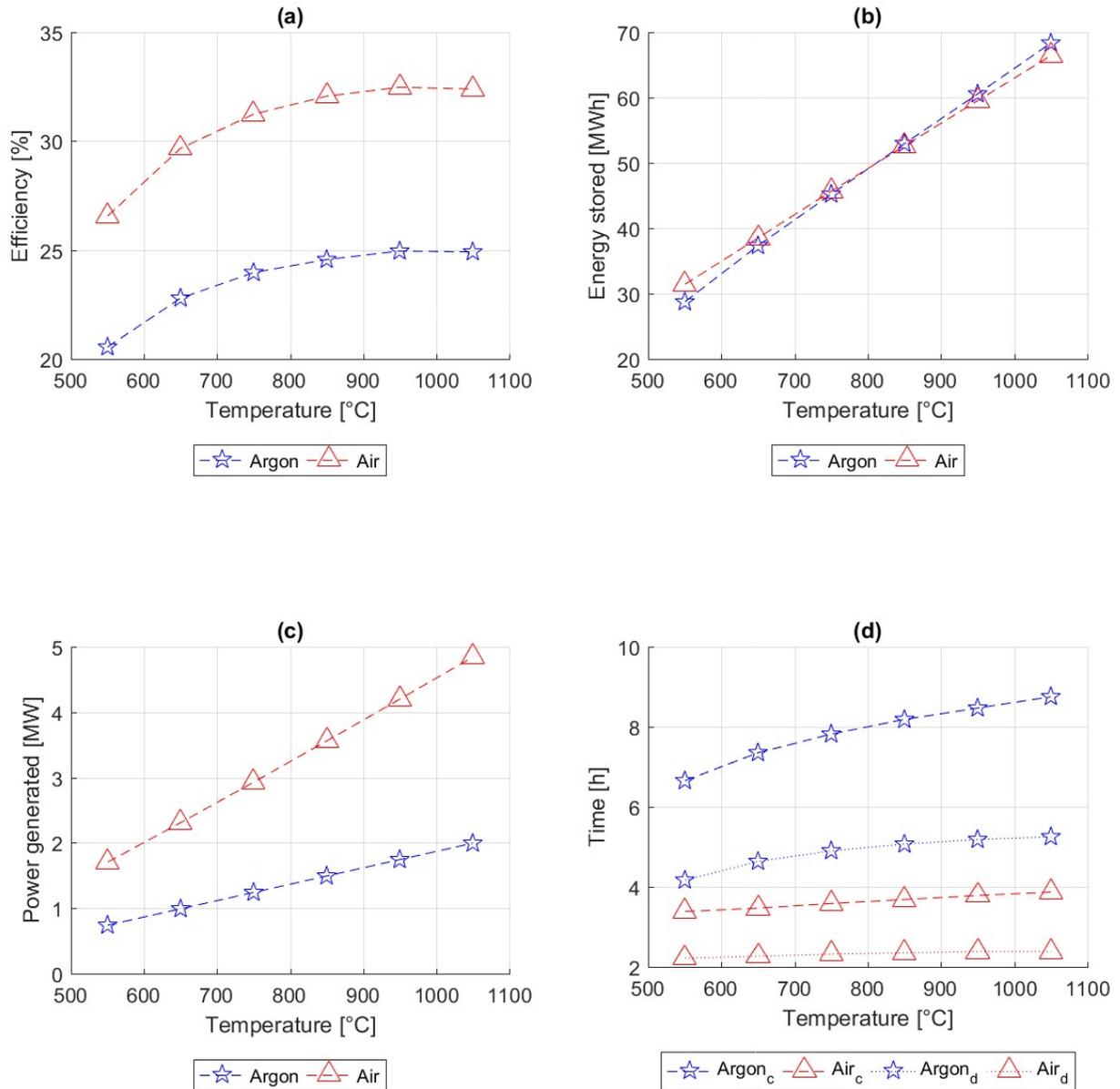


Figura 4.2. Caso 2: confronto delle prestazioni di ciclo tra i sistemi Aria-Al₂O₃ e Argon- Al₂O₃ al variare della temperatura di ciclo.

Analogamente a quanto visto nel Caso 1, l'aria consente di avere prestazioni migliori rispetto all'argon (Figura 4.2). Tuttavia si nota come l'energia stoccata coincida per i due gas esaminati (Figura 4.2 (b)).

4.2 Variazione del materiale costituente il *packed bed*

I materiali scelti nella comparazione sono stati selezionati in base a due proprietà in particolare: la densità e il calore specifico. Per capire l'effetto di questi parametri sulle prestazioni del PTESS, è stato esaminato un materiale con elevata densità e basso calore specifico (Cu – rame), un materiale con bassa densità (*brick* – mattone) e dei materiali con proprietà intermedie (Al_2O_3 – allumina, Fe_2O_3 – ossido ferrico, *concrete* – calcestruzzo). Lo studio è stato condotto a parità di volume del *packed bed* (150 m^3), per particelle del letto di forma sferica di diametro $0,05 \text{ m}$ e un grado di vuoto pari a $0,4$. Le caratteristiche dei materiali valutate a temperatura ambiente sono riportate in Tabella 4.3. Nell'Appendice D sono presenti le proprietà al variare della temperatura. Il calore specifico del *brick* e del *concrete* sono stati assunti costanti per l'intero intervallo di temperatura considerato.

Tabella 4.3. Proprietà dei materiali scelti nel confronto.

| <i>Storage material</i> | Densità kg/m^3 | Peso molecolare g/mol | Conducibilità W/m-K | Punto di fusione $^\circ\text{C}$ | Calore specifico J/kg-K | Capacità termica $\text{kJ/m}^3\text{-K}$ | Costo (*) $\$/\text{ton}$ |
|-------------------------|----------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|--|------------------------------|
| Metalli | | | | | | | |
| Al_2O_3 | 3990 | 101,961 | 30 | 2054 | 840 | 3092 | 1500 |
| Fe_2O_3 | 5250 | 159,688 | — | 1565 | 650 | 3411 | 1000 |
| Cu | 8920 | 63,456 | 390 | 1085 | 385 | 3436 | 15000 |
| Rocce | | | | | | | |
| <i>Concrete</i> | 2240 | | 1 | — | 1130 | 2531 | 900 |
| <i>Brick</i> | 1698 | | — | — | 840 | 1426 | 500 |

(*) costi all'ingrosso [24].

Le prestazioni dei diversi *storage material* al variare della temperatura di ciclo sono mostrati in Figura 4.4. Un aumento della densità del solido comporta un incremento della quantità di energia stoccata (Figura 4.4 (b), e tempi di carica-scarica più lunghi (Figura 4.4 (c) e (d)). In maniera analoga, un aumento del calore specifico consente di stoccare una maggiore quantità di calore a parità di densità, e allunga i processi di carica-scarica.

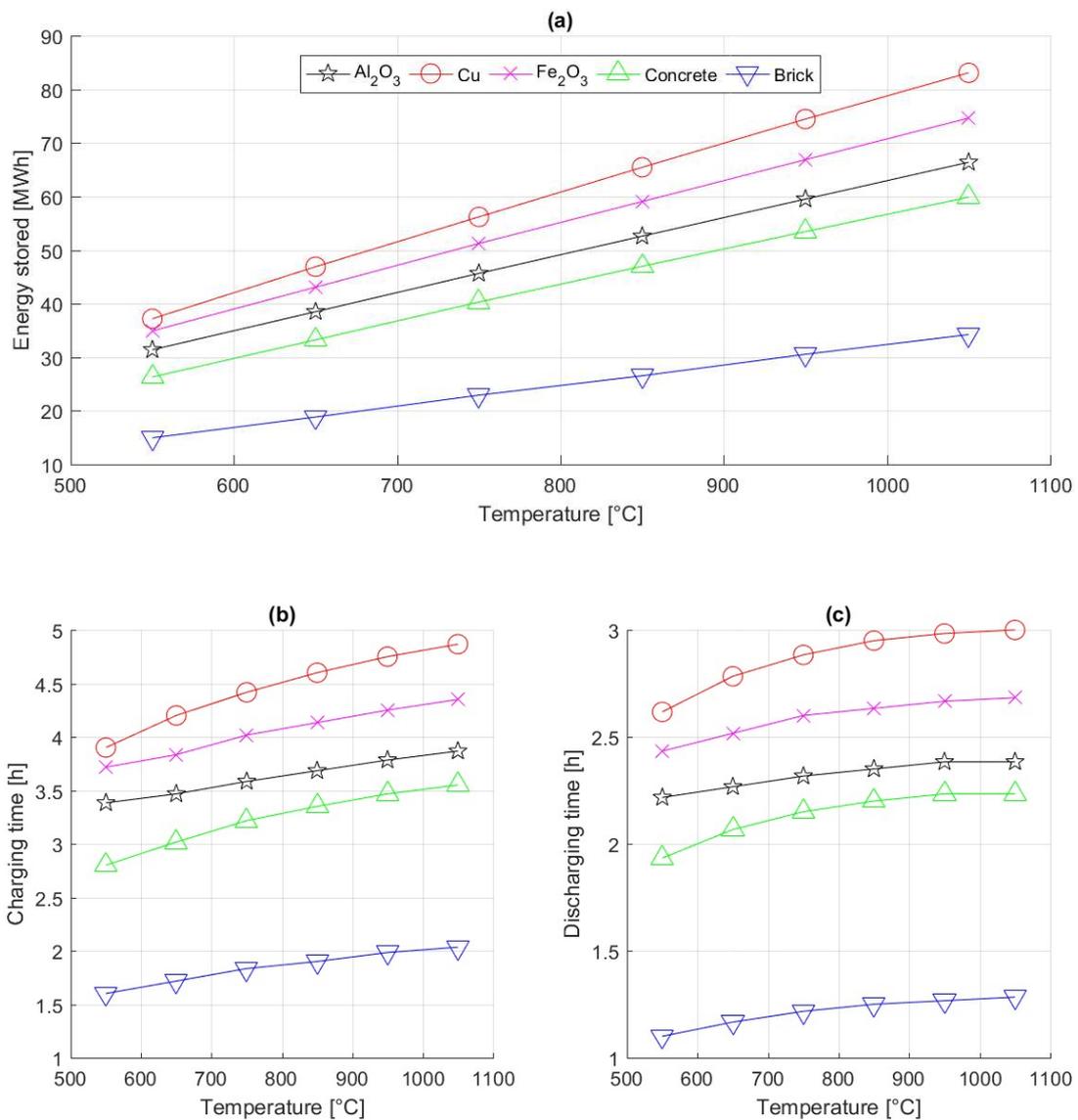


Figura 4.3. Prestazioni del PTES al variare del materiale costituente il *packed bed*.

Dalla Figura 4.4 è evidente come la capacità termica influenza la distribuzione della temperatura all'interno dei serbatoi, che per forma è simile per tutti i materiali, ciò che cambia è la posizione assiale dei fronti termici. Perciò il materiale con bassa capacità si scalda/raffredda prima (*brick*), invece i materiali con densità elevata impiegheranno più tempo.

Nella pratica, la scelta del materiale dovrebbe anche tenere in considerazione l'espansione termica, che è più alta per i metalli piuttosto che la maggior parte delle rocce, la compatibilità con il fluido vettore, la sua stabilità chimica e meccanica, e la reversibilità per ripetuti cicli di carica e scarica.

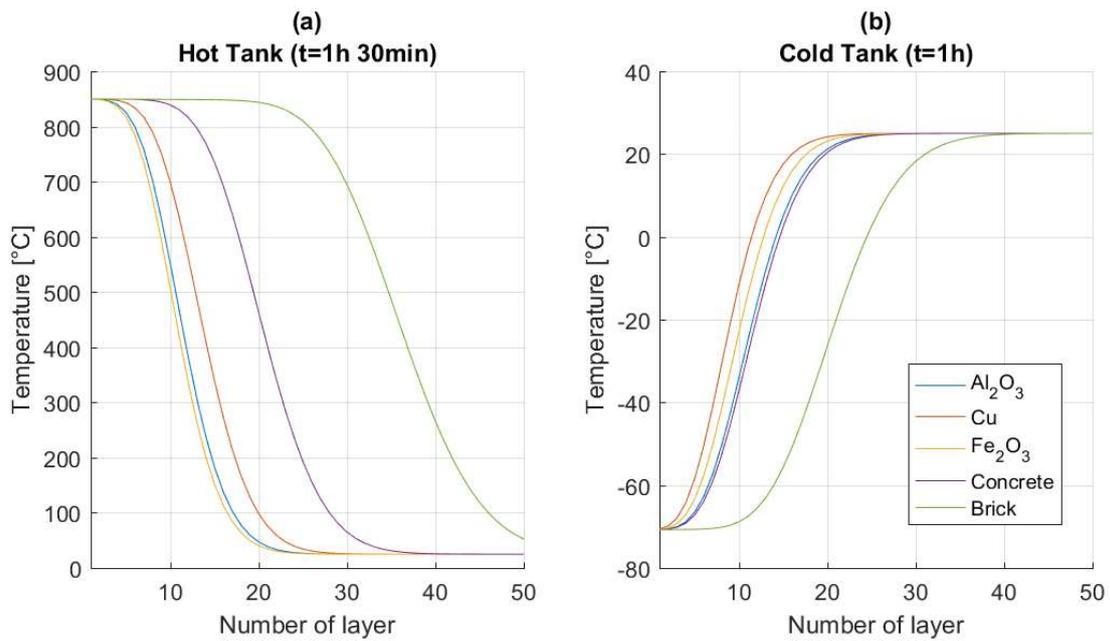


Figura 4.4. Distribuzione della temperatura all'interno dei serbatoi al variare del *storage material* (temperatura massima pari a 850°C).

Dal punto di vista economico, nel caso di una realizzazione dell'impianto PTESS ex-novo, un letto costituito da sfere di rame risulta fortemente penalizzato in termini di \$/kWh stoccato (Figura 4.5 (a)), nonostante offra il valore più elevato di densità di energia (Figura 4.5 (b)), in quanto il suo costo all'ingrosso è di un ordine di grandezza maggiore rispetto agli altri materiali presi in esame.

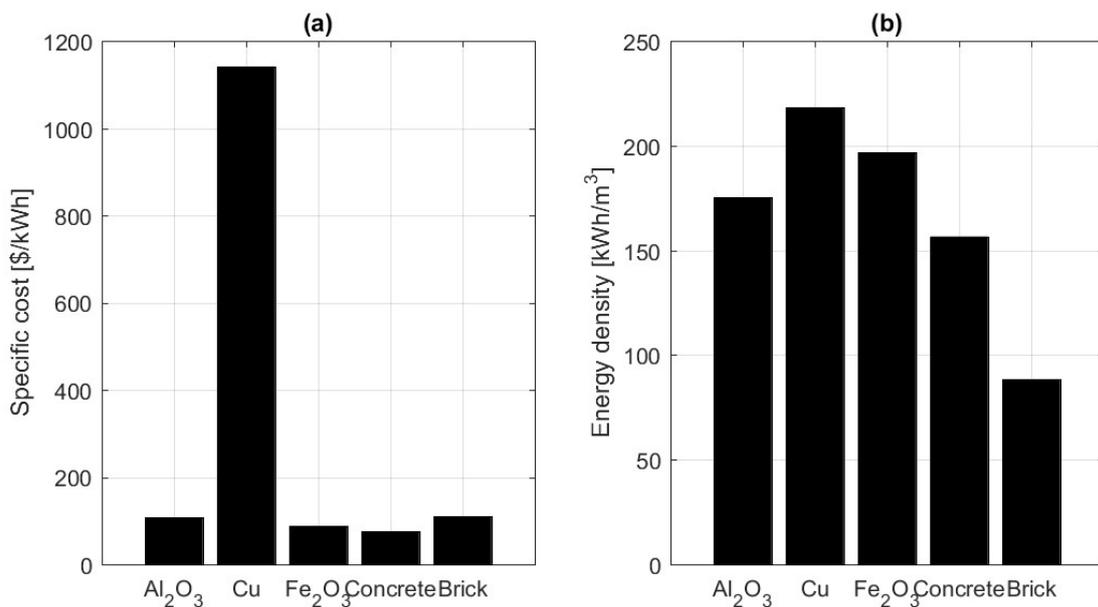


Figura 4.5. Costi specifici (\$/kWh) e densità di energia (kWh/m³) per diversi materiali, caso con temperatura massima di ciclo pari a 850°C.

Ciò detto, risulta chiaro che nella scelta del *storage material* è necessario un compromesso tra buone proprietà termo-fisiche che consentono un'elevata energia stoccabile, e costi della materia prima contenuti per non gravare in maniera eccessiva sul bilancio economico dell'impianto da installare.

4.3 Scelta dei parametri del *packed bed*

Le prestazioni complessive del sistema dipendono in maniera significativa dalla distribuzione della temperatura lungo il letto fisso, la quale è fortemente influenzata dai parametri del *packed bed* vale a dire dalla sfericità, dal grado di vuoto e dal diametro equivalente della particella solida.

La porosità del letto viene indicata col grado di vuoto (ε) che rappresenta il volume non occupato dal solido rispetto al volume totale disponibile. Fatto unitario il volume del tank (valore massimo disponibile) il grado di vuoto è espresso come:

$$\varepsilon = \frac{V_{tank} - V_{solido}}{V_{tank}} \quad (4.1)$$

Per un certo diametro della particella è possibile ottenere diversi gradi di vuoto variando la disposizione degli elementi o il metodo di riempimento del letto. Il grado di vuoto dipende quindi dalla disposizione delle particelle, peraltro si hanno alcuni limiti pratici nel posizionamento del solido. Tali limiti sono strettamente legati anche alla geometria dell'elemento del solido, caratteristica che viene rappresentata dal parametro sfericità (ψ).

La sfericità è data dal rapporto tra la superficie di una sfera avente lo stesso volume della particella e la superficie laterale della particella stessa:

$$\psi = \frac{\pi^{1/3}(6V_p)^{2/3}}{A_p} \quad (4.2)$$

Risulta evidente che geometrie diverse implicano sfericità differenti, e ciò determina la fattibilità o meno di ottenere certi gradi di vuoto.

Un altro parametro importante è il diametro equivalente. Esso viene usato per il calcolo delle perdite di pressione quando la particella non ha forma sferica. In letteratura esistono diverse correlazioni [25], l'espressione più semplice prende il nome di *Sauter-diameter* ed esprime il diametro di una sfera avente lo stesso rapporto volume-area (V_p/A_p) di un elemento non sferico:

$$D_{sd} = \frac{6V_p}{A_p} \quad (4.3)$$

Singh et al. [19] rielaborano il *Sauter-diameter*, definendo il diametro equivalente D_v come il diametro di una sfera con lo stesso volume della particella in esame:

$$D_v = \left(\frac{6}{\pi} V_p\right)^{\frac{1}{3}} = \frac{6V_p}{A_p \psi} = \frac{D_{sd}}{\psi} \quad (4.4)$$

In alternativa Li e Ma [26] propongono la seguente espressione impiegata quando si hanno elementi non sferici di piccole dimensioni:

$$D_{eq} = \frac{\psi 6V_p}{A_p} \quad (4.5)$$

Nel caso di un elemento di forma sferica il diametro equivalente coincide col diametro della sfera stessa.

Le grandezze mostrate sopra influenzano il coefficiente di scambio termico volumetrico h_v [W/m³-K], parametro che esprime l'attitudine del sistema gas-solido a scambiare calore.

In molti casi si fa riferimento al coefficiente di scambio superficiale h [W/m²-K]. La relazione che lega il coefficiente di scambio volumetrico a quello superficiale è:

$$h_v = h \frac{A_e}{V} \quad (4.6)$$

nella quale A_e rappresenta la superficie attiva di scambio, e V è il volume totale del letto. Per un letto di particelle sferiche o cilindriche con aspect ratio unitario, si verifica facilmente che:

$$\frac{A_e}{V} = \frac{6(1-\varepsilon)}{d} \quad (4.7)$$

Tuttavia l'area attiva delle particelle risulta molto spesso difficile da misurare per elementi di forma irregolare e per particolari disposizione nel *packed bed*.

In questa trattazione il coefficiente di scambio termico volumetrico è stato calcolato con la formula di Chandra e Willits [27]:

$$h_v = \frac{Nu K_f}{D_{eq}^2} \quad (4.8)$$

dove Nu è il numero di Nusselt e K_f rappresenta la conducibilità termica del fluido operativo. Per il calcolo del numero di Nusselt e il fattore di attrito sono state scelte le correlazioni formulate da Singh et al. [19] (Appendice B).

Ora si analizzerà in dettaglio come agiscono i suddetti parametri sulla progettazione del serbatoio e sulle prestazioni del sistema.

4.3.1 Variazione del grado di vuoto (ϵ)

Nella simulazione sono stati confrontati quattro diversi gradi di vuoto (0,275-0,36-0,4-0,48) con particelle sferiche ($\psi=1$) di diametro 5 cm. Come riportato nel lavoro di Singh Harmeet [28], tali valori di ϵ corrispondono a differenti disposizioni delle particelle sferiche nel letto: $\epsilon=0,275$ si ottiene con una disposizione 'romboidale' degli elementi (Figura 4.6 (a)), $\epsilon=0,48$ con una disposizione 'cubica' (Figura 4.6 (b)), $\epsilon=0,4$ si verifica quando si riempie in maniera completamente casuale il serbatoio, invece $\epsilon=0,36$ si ha scuotendo vigorosamente il serbatoio contenente il *packed bed*.

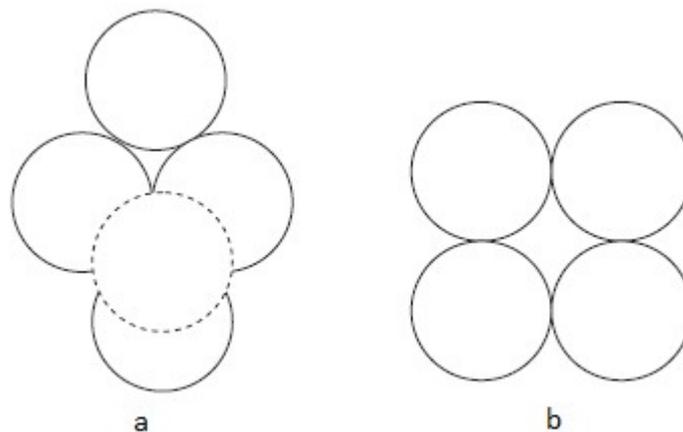


Figura 4.6. Disposizione delle particelle sferiche all'interno del letto: romboidale (a), cubica (b) [28].

Risulta evidente come certe disposizioni sono fisicamente difficili da ottenere in serbatoi di grande volume a meno che non si utilizzino specifiche matrici dove posizionare le particelle nel modo desiderato.

Per un letto di un certo diametro e volume, il grado di vuoto determina la quantità di energia che può essere stoccata dallo *storage material*.

Gradi di vuoto diversi comportano una variazione della quantità di particelle presenti nel letto, una variazione della superficie di scambio termico e una variazione del fattore d'attrito.

Queste grandezze influiscono su:

- l'energia accumulabile, che è tanto maggiore quanto minore è il grado di vuoto (Figura 4.7 (b));
- la stratificazione all'interno del serbatoio, che diminuisce all'aumentare del grado di vuoto (Figura 4.9). Marcate stratificazioni consentono di avere elevate differenze di temperatura tra la regione superiore del tank e quella inferiore, e quindi una maggiore capacità di accumulo dell'energia.
- il coefficiente di scambio termico volumetrico tra il fluido operativo e lo *storage material* (Figura 4.8 (a)), che aumenta al diminuire del grado di vuoto a causa di un incremento dell'area di scambio aria-solido (dovuta ad una maggiore quantità di particelle) e a causa di una maggiore tortuosità dei canali di passaggio della portata d'aria (regime turbolento);

- i tempi di carica-scarica del serbatoio, che aumentano al diminuire di ϵ (Figura 4.7 (c)). Ciò è causato in primis dall'aumento dello scambio termico tra solido e aria, per cui la temperatura dell'aria sarà minore all'uscita del tank, inoltre la presenza di una quantità maggiore di materiale implica che il serbatoio impiega più tempo a scaldarsi (fase di carica) o a cedere calore (fase di scarica);
- le perdite di pressione, anch'esse dovute alla tortuosità del percorso dell'aria, che aumentano al diminuire di ϵ (Figura 4.8 (b)).

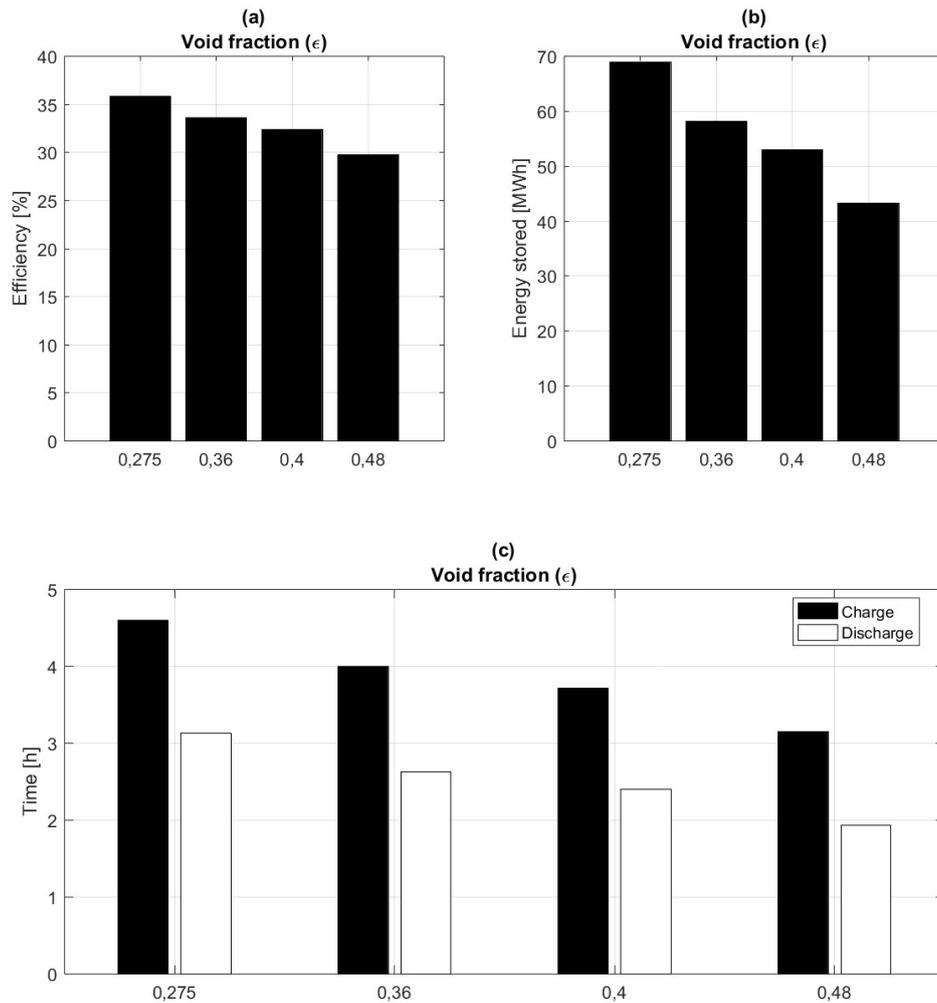


Figura 4.7. Effetto del grado di vuoto sulle prestazioni di ciclo.

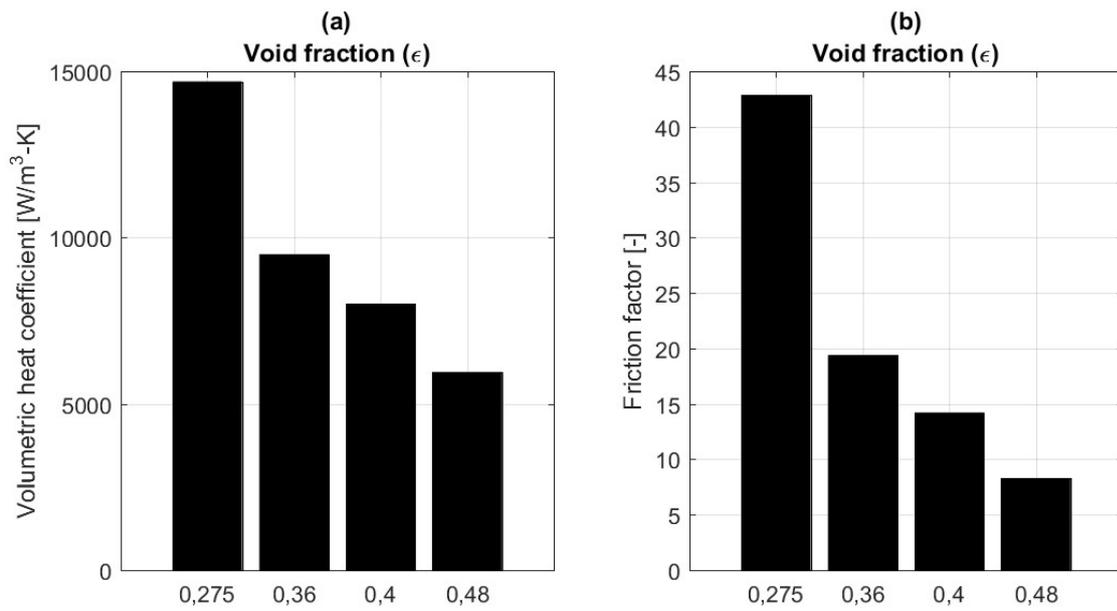


Figura 4.8 Effetto del grado di vuoto sul coefficiente di scambio termico volumetrico (a) e perdite di pressione (b).

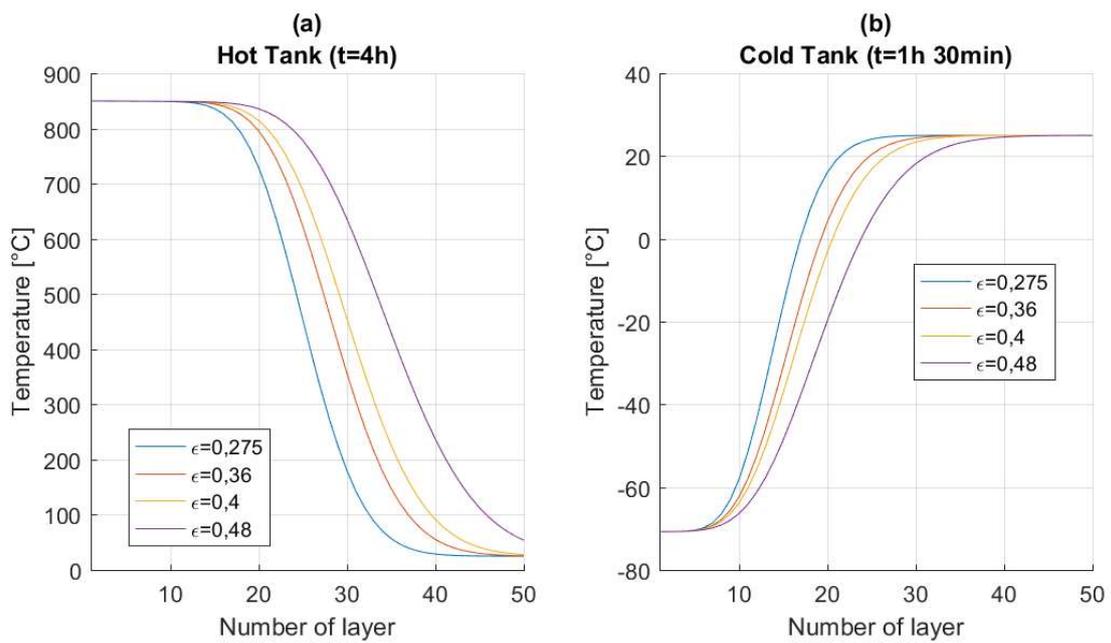


Figura 4.9. Distribuzione della temperatura all'interno dei serbatoi al variare del grado di vuoto.

4.3.2 Variazione della sfericità (ψ)

La sfericità esprime quanto un elemento non sferico si avvicina alla forma di una sfera. Al variare della sfericità cambia la caratteristica della superficie della particella, e varia la dimensione dei canali tra particelle con variazione della resistenza inerziale del sistema.

Nell'analisi sono stati usati i seguenti dati: $\varepsilon=0,4$, $D_{eq}=0,05$ m e $\psi=1-0,8-0,75-0,65-0,55-0,45$. Tali valori corrispondono a diverse forme geometriche della particella. Ad esempio, $\psi=0,8$ si ottiene con elementi cubici, $\psi=0,75-0,65$ si hanno per particelle di sezione rettangolare che differiscono solo nello spessore, mattoni con giuntura a 'T' danno $\psi=0,55$, mentre $\psi=0,45$ si verifica con mattoni opportunamente forati.

Come menzionato in precedenza, non è sempre possibile ottenere lo stesso grado di vuoto con elementi di forma diversa, in quanto geometrie differenti si adattano in modo diverso all'interno del tank. Tuttavia è stato ritenuto fattibile, anche se non dimostrato, che un grado di vuoto pari a 0,4 possa andare bene con le sfericità scelte nella simulazione.

Analogamente a quanto visto per il grado di vuoto la sfericità influenza sia il coefficiente di scambio termico volumetrico sia il fattore di attrito. Dalla Figura 4.10 si nota che elementi sferici si prestano per stoccare grandi quantità di energia, grazie ad un più alto coefficiente di scambio termico tra aria e solido, ciò consente anche una stratificazione maggiore lungo il letto (Figura 4.12). Invece elementi cubici ($\psi=0,80$) e a sezione rettangolare ($\psi=0,65-0,75$) non sono in grado di accumulare elevati valori di energia termica poiché l'area di scambio disponibile è minore a causa della disposizione con cui vengono posizionati nel tank. Fanno eccezione l'elemento con giunzione a 'T' ($\psi=0,55$) e quello con $\psi=0,45$ che hanno un comportamento simile alle particelle sferiche, dato che hanno una superficie di scambio attiva comparabile o maggiore di quella di una sfera.

Infine le perdite di pressione diminuiscono al diminuire della sfericità da 1 a 0,8 e aumentano quando si passa da 0,8 a 0,45 (Figura 4.11 (b)). Come detto sopra, la superficie di contatto di un elemento di forma cubica è minore rispetto a quella di un elemento sferico a causa della separazione del film di fluido tra l'area del solido e l'area di contatto delle particelle (elementi con spigoli trattengono meno efficacemente il film di fluido). Ciò provoca una diminuzione del fattore di attrito da $\psi=1$ a $\psi=0,8$, ma a causa del probabile aumento della tortuosità dei canali del flusso si ha un incremento delle perdite di carico nel passaggio da $\psi=0,8$ a 0,45.

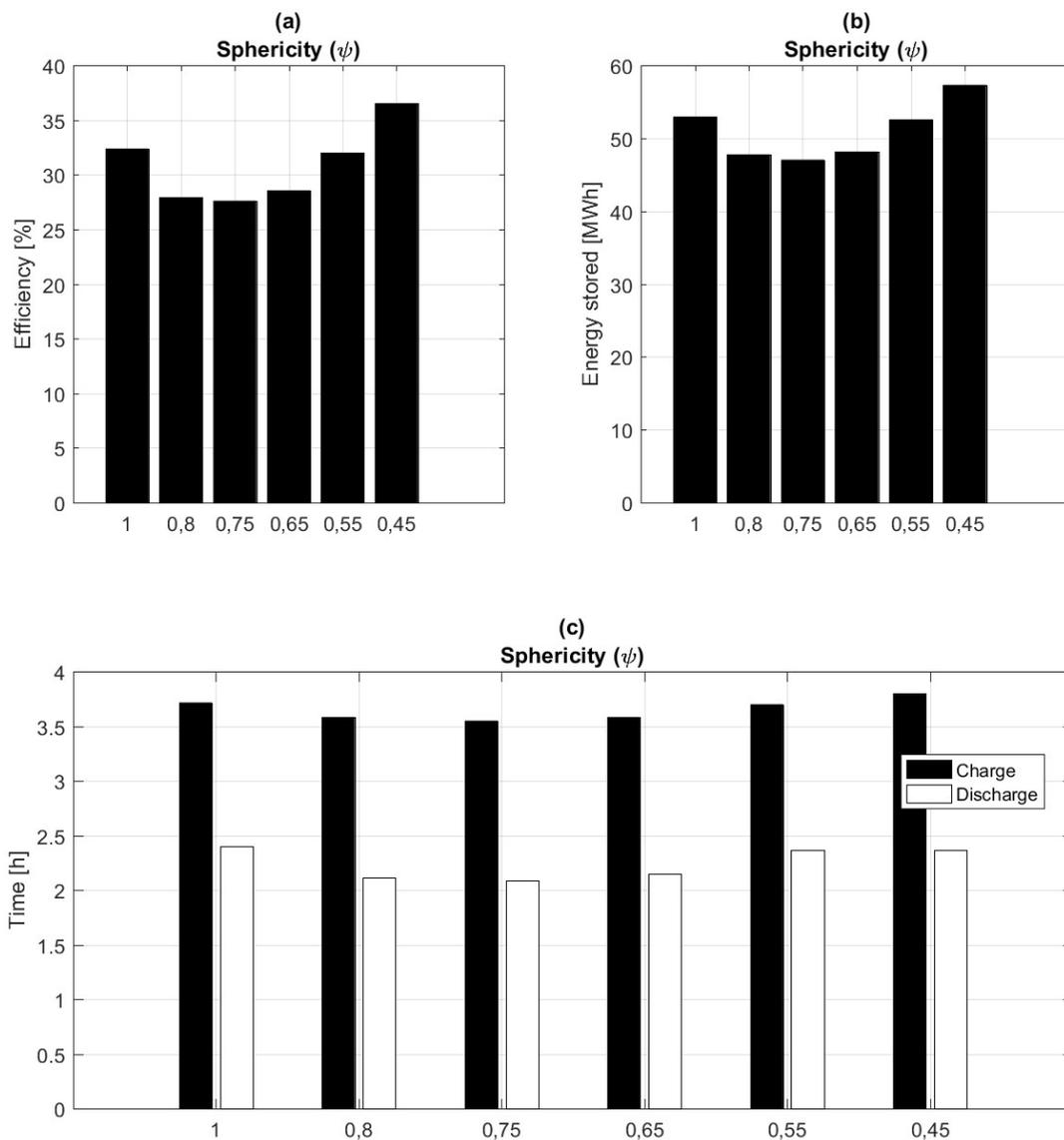


Figura 4.10. Effetto della sfericit  sulle prestazioni di ciclo.

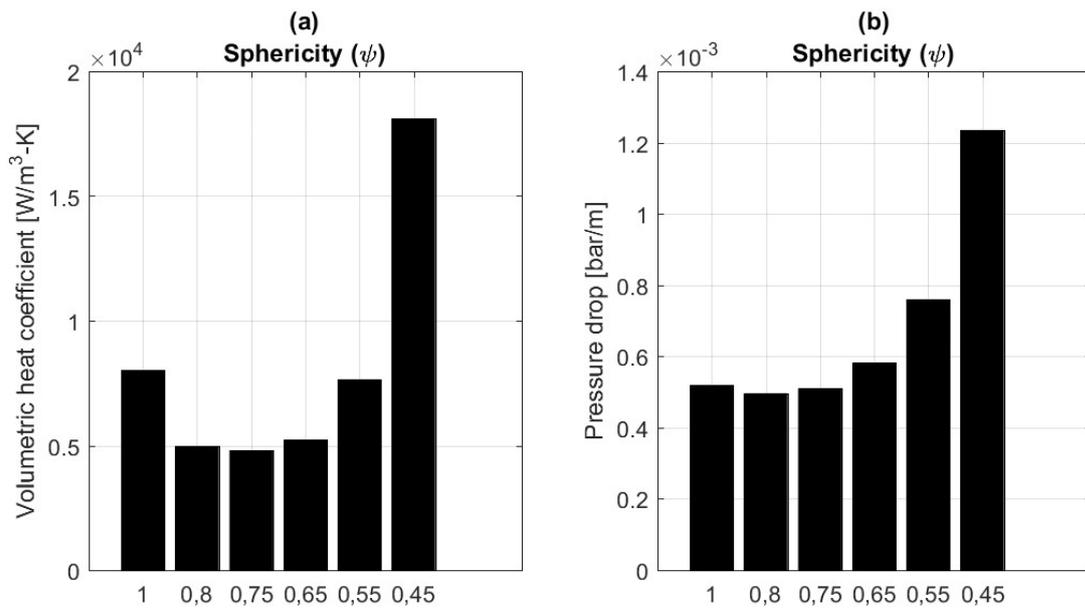


Figura 4.11. Effetto della sfericit  sul coefficiente di scambio termico volumetrico (a) e sulle perdite di pressione (b).

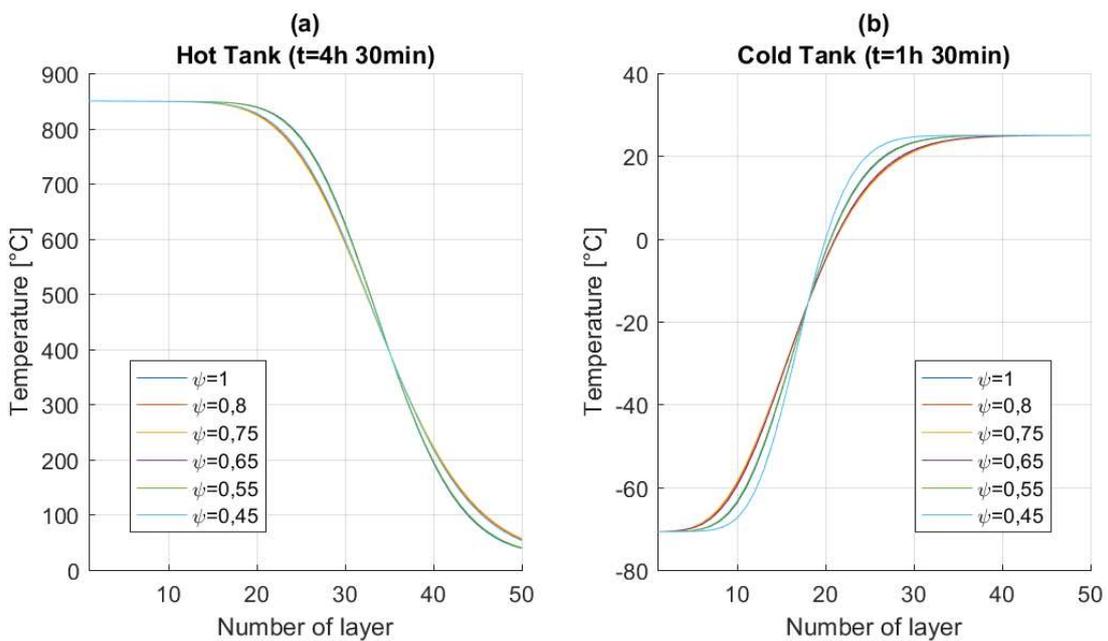


Figura 4.12. Distribuzione della temperatura all'interno dei serbatoi al variare della sfericit .

4.3.3 Variazione del diametro equivalente

Per questo confronto sono stati analizzati elementi sferici con diametri equivalenti che variano da 0,05 m a 0,25 m e un grado di vuoto pari a 0,4 (stesso volume disponibile), e una temperatura massima di ciclo uguale a 850°C. Scopo di tale comparazione è capire quale dimensione della particella del letto offre le migliori prestazioni in termini di energia stoccata, tempi di carica-scarica e perdite di carico.

Come era plausibile aspettarsi, diametri piccoli consentono una maggiore energia stoccata (Figura 4.13 (b)) perché si hanno elevati valori del coefficiente di scambio termico (Figura 4.14 (a)) a causa di una maggiore superficie di scambio a parità di volume, e di profili di temperatura più ripidi (Figura 4.15), ovvero una stratificazione maggiore tra la parte superiore e inferiore del serbatoio, ma saranno maggiori anche le cadute di pressione dato che aumenta la tortuosità dei canali di flusso a causa di una più fitta presenza di particelle per metro cubo (Figura 4.14 (b)).

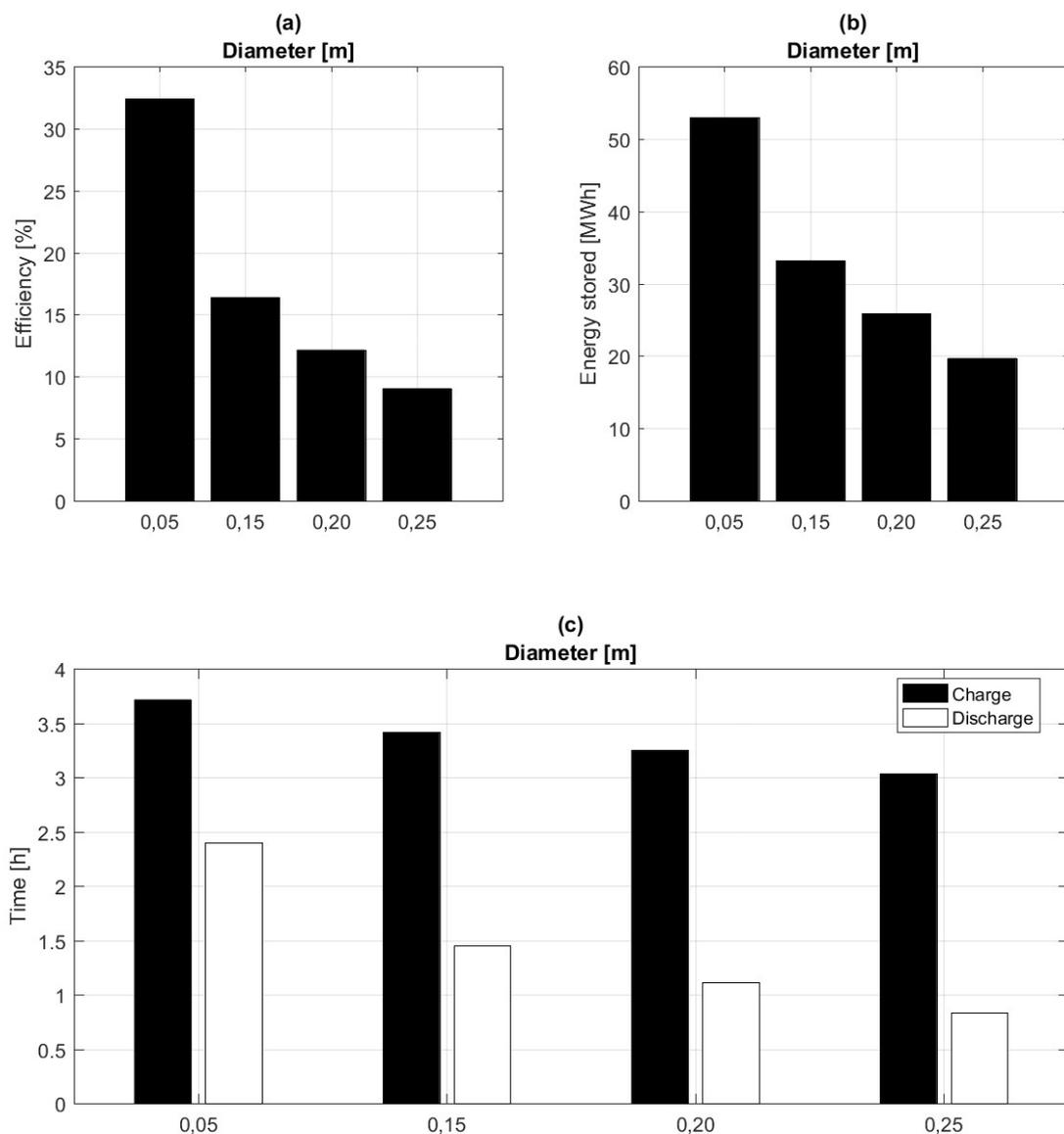


Figura 4.13. Effetto del diametro equivalente sulle prestazioni di ciclo.

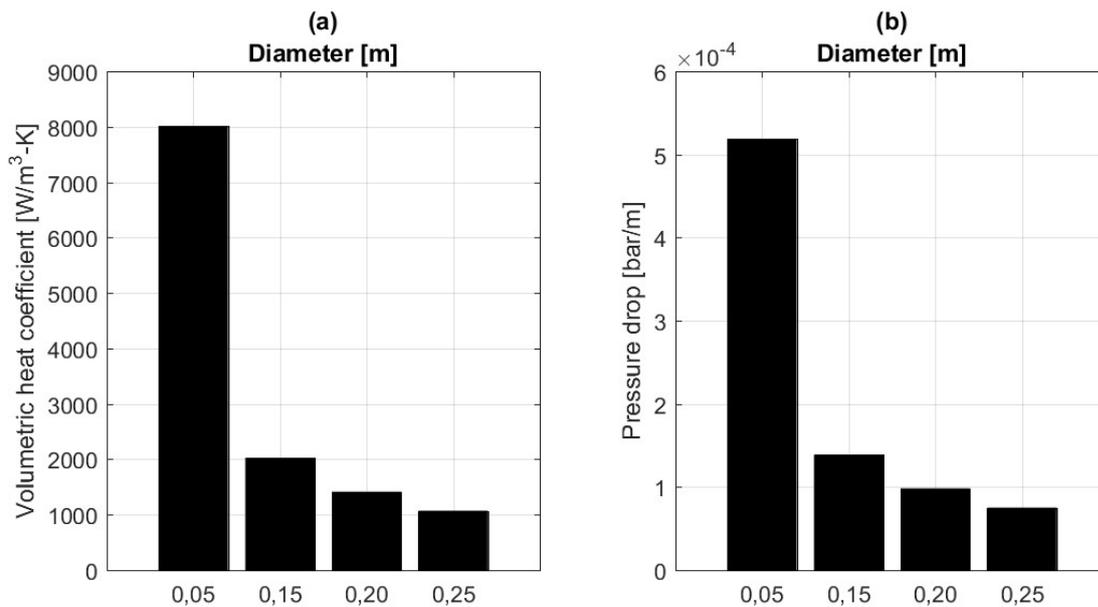


Figura 4.14. Effetto del diametro equivalente sul coefficiente di scambio termico volumetrico (a) e sulle perdite di pressione (b).

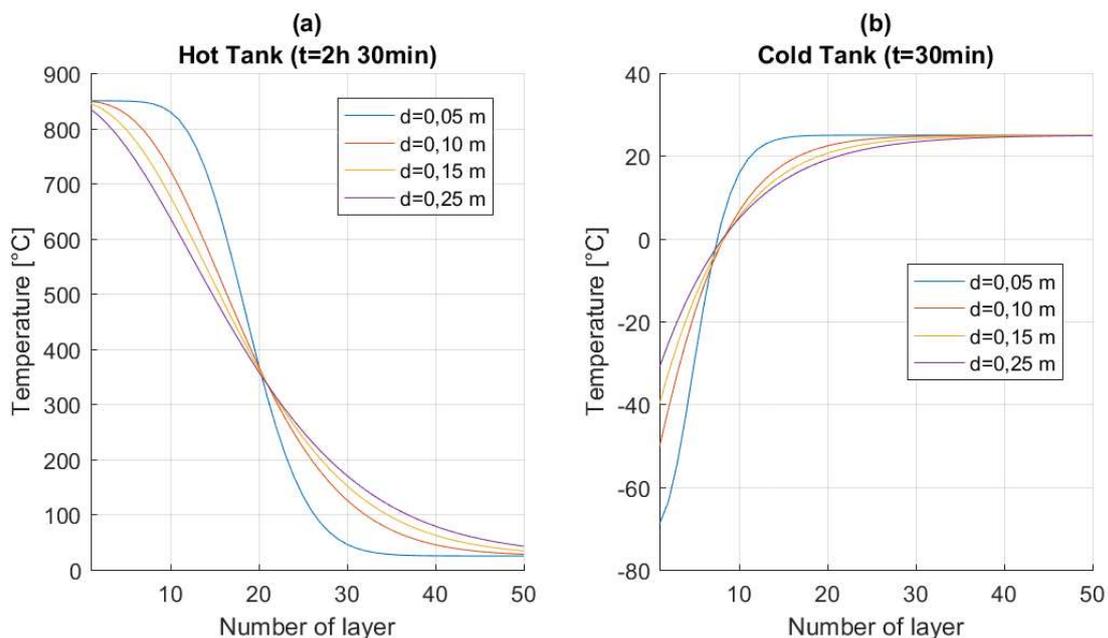


Figura 4.15. Distribuzione della temperatura all'interno dei serbatoi al variare del diametro equivalente.

Per quanto riguarda i tempi di carica-scarica, questi diminuiscono all'aumentare del diametro equivalente, dato che la temperatura dell'aria all'uscita dal serbatoio è più alta a causa di un minore scambio termico tra solido e gas.

Le perdite di pressione possono essere ridotte utilizzando elementi di grandi dimensioni. La riduzione dello scambio termico dovuti alle dimensioni maggiori della particella e quindi ad una superficie di scambio

inferiore per unità di volume, è compensata dalla notevole riduzione della quantità di energia consumata dal ventilatore a causa della minore caduta di pressione.

Tuttavia la massima efficienza complessiva del sistema si ottiene con particelle di piccolo diametro (Figura 4.13 (a)), a causa di un più netto fronte termico, il quale permette una maggiore efficienza di estrazione del calore.

4.3.4 Esempio: elementi di forma diversa a confronto

In questo paragrafo si analizzano le prestazioni del PTES Aria- Al_2O_3 per diverse forme dell'elemento costituente il packed bed. Lo studio è stato svolto a parità di temperatura massima (850°C) e minima di ciclo (-70°C), con una tolleranza di carica fissa a 90°C , e a parità di volume dei serbatoi (150 m^3 ciascuno).

Le forme scelte per il confronto sono una sfera, e tre mattoni forati di sezione rettangolare con differenti dimensioni. Quest'ultimi sono disposti uno sopra l'altro in modo da formare dei canali in corrispondenza dei quali fluisce l'aria. Con riferimento alla Figura 4.16, i diversi mattoni verranno denominati *Brick 1*, *Brick 2* e *Brick 3*.

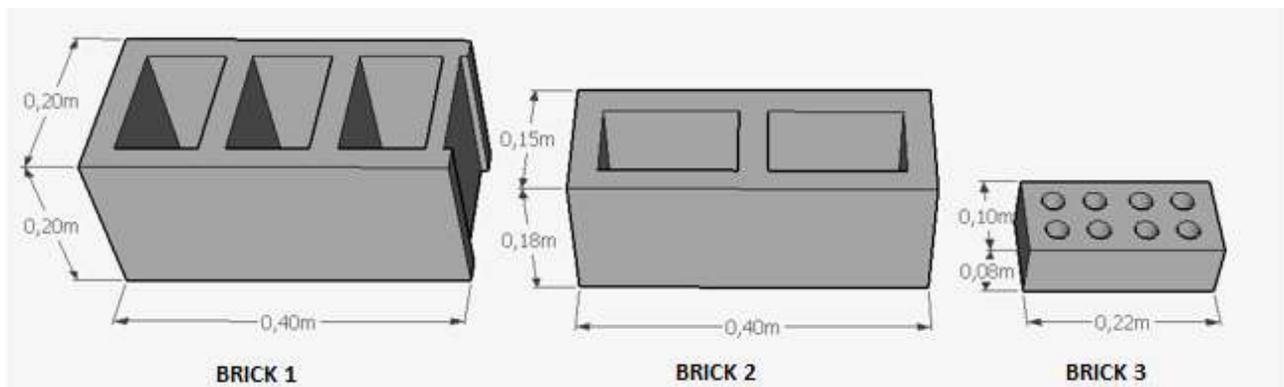


Figura 4.16 Dimensioni degli elementi messi a confronto.

I valori di sfericità, grado di vuoto e diametro equivalente degli elementi sono riportate in Tabella 4.4. Nell'Appendice E sono mostrati i calcoli per ottenere tali valori.

Tabella 4.4. Parametri caratteristici degli elementi costituenti il *packed bed*.

| | Sfericità (ψ) | Grado di vuoto (ϵ) | Diametro equivalente [m] |
|----------------|-------------------------|----------------------------------|-----------------------------|
| <i>Sphere</i> | 1 | 0,4 | 0,05 |
| <i>Brick 1</i> | 0,412 | 0,4935 | 0,247 |
| <i>Brick 2</i> | 0,444 | 0,465 | 0,223 |
| <i>Brick 3</i> | 0,429 | 0,213 | 0,141 |

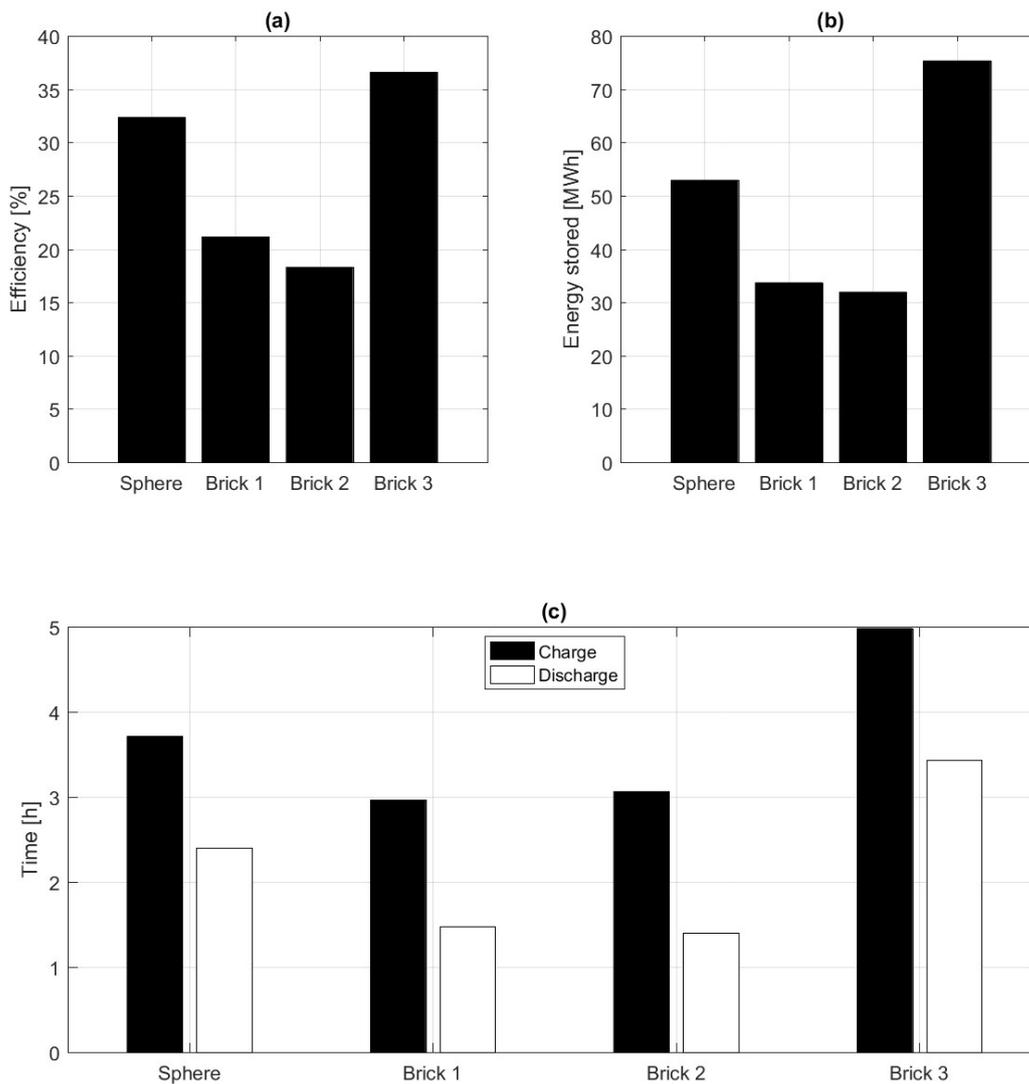


Figura 4.17. Prestazioni del sistema al variare dell'elemento costituente il *packed bed*.

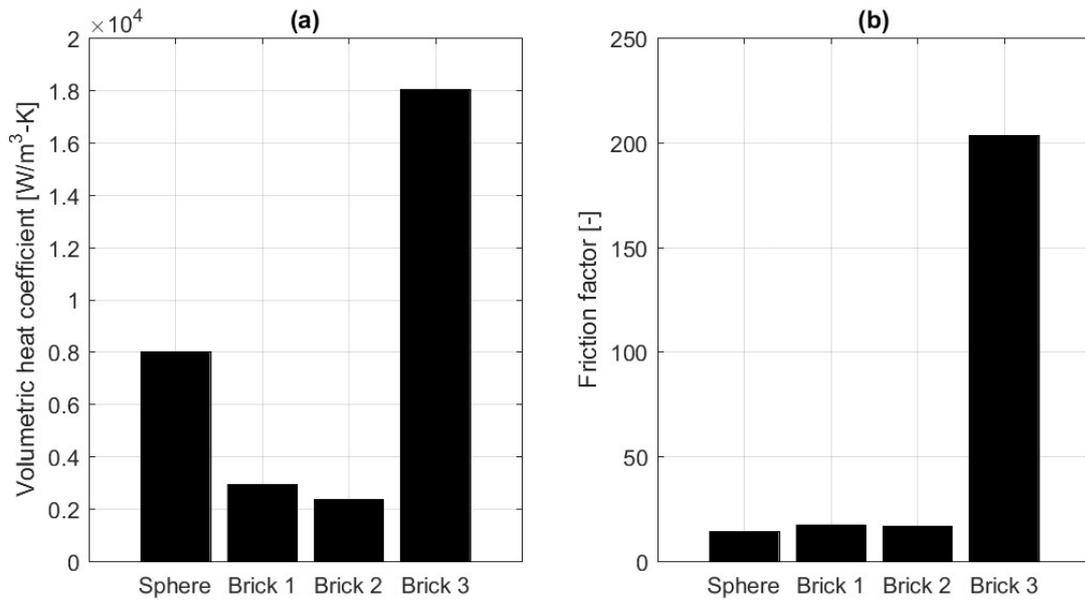


Figura 4.18 Effetto dell'elemento costituente il *packed bed* sul coefficiente di scambio termico volumetrico (a) e sulle perdite di pressione (b).

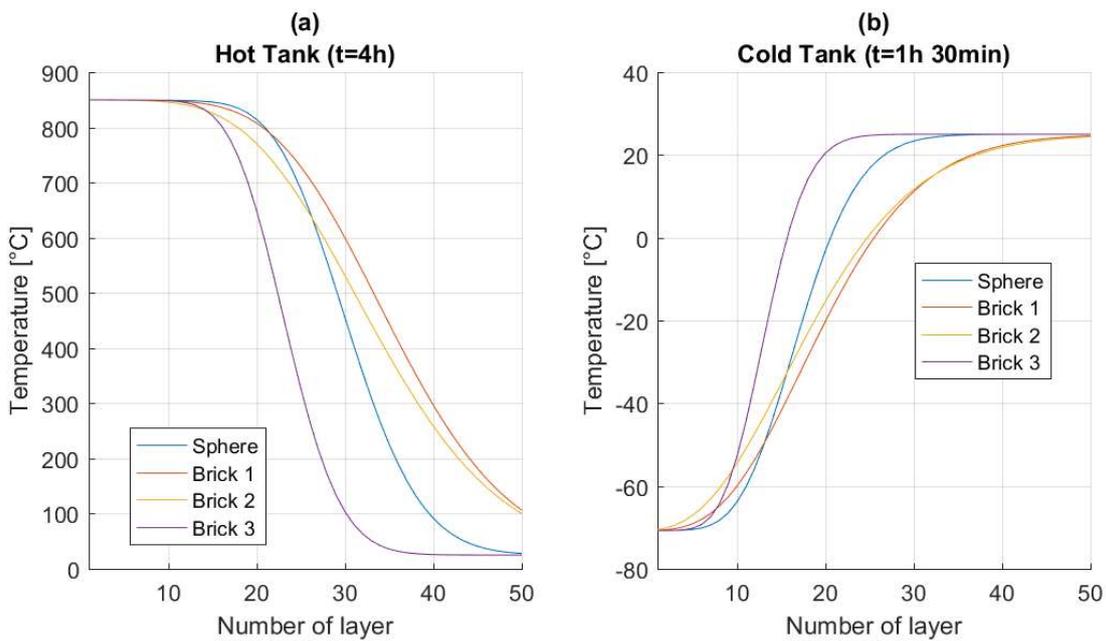


Figura 4.19 Distribuzione della temperatura all'interno dei serbatoi al variare della forma dell'elemento esaminato.

Dai grafici di Figura 4.17 si osserva che i più alti valori di efficienza del sistema, energia stoccata e tempi di carica-scarica si ottengono con il *Brick 3*, in quanto coniuga i vantaggi dei parametri che incidono sul comportamento del *packed bed*, vale a dire un grado di vuoto basso, una sfericità tale per cui gli scambi termici sono favoriti, e dimensioni ridotte. A seguire viene l'elemento sferico, le cui buone prestazioni sono dovute essenzialmente dalle piccole dimensioni e dalla forma, per cui si hanno basse perdite di pressioni (Figura 4.18 (b)).

Contrariamente, elementi con grandi diametri equivalenti (*Brick 1* e *Brick 2*) sono penalizzati dal punto di vista dello scambio termico, dato che la superficie di scambio gas-solido è minore a parità di volume occupato.

CAPITOLO 5

Calcolo del coefficiente di scambio termico e delle perdite di carico

Nel Capitolo 3 si è accennato alle correlazioni usate per il calcolo del coefficiente di scambio termico e delle cadute di pressione. La scelta è ricaduta sulle espressioni formulate da Singh et al. [19]. I motivi alla base di questa scelta sono:

- 1) le correlazioni sono state ottenute per via sperimentale dallo studio di un sistema di accumulo di energia applicato ad un collettore solare, con aria come fluido vettore e un letto costituito da mattoni di grandi dimensioni e forme varie; quindi hanno un fondamento pratico;
- 2) le correlazioni contengono i parametri che caratterizzano e influenzano le prestazioni del *packed bed*, vale a dire ε (grado di vuoto) e φ (sfericità);
- 3) Singh fornisce delle equazioni sia per il calcolo del coefficiente di scambio termico, sia per il fattore di attrito (in letteratura molto spesso gli autori indagano e forniscono solo una delle due correlazioni).

Le espressioni sono:

$$Nu = 0,437Re^{0,75}\varepsilon^{-1,62}\varphi^{3,35}\exp\left(29,03(\log_{10}(\varphi))^2\right) \quad (5.1)$$

$$f = 4,466Re^{-0,2}\varepsilon^{-2,945}\varphi^{0,696}\exp\left(11,85(\log_{10}(\varphi))^2\right) \quad (5.2)$$

rispettivamente per il calcolo del numero di Nusselt (Nu), da cui deriva il coefficiente di scambio termico, e il fattore di attrito (f), da cui si ricavano le perdite di carico.

Singh fornisce i seguenti range di applicabilità delle correlazioni:

$$0,55 \leq \varphi \leq 1$$

$$0,306 \leq \varepsilon \leq 0,63$$

$$0,155 \leq G \leq 0,266 \text{ kg/s-m}^2$$

$$1047 < Re_p < 2674$$

$$3,2 < \frac{D}{d_p} < 4,8$$

dove G rappresenta la portata specifica del fluido operativo ($G = \dot{m}/A$), e D è il diametro del *packed bed*.

Si nota come il campo di applicabilità sia molto ristretto soprattutto per quanto riguarda la portata specifica (G), il numero di Reynolds della particella (Re_p) e il rapporto tra il diametro del letto e dell'elemento

costituente il *packed bed*. Ciò è imputabile principalmente alle dimensioni ridotte del sistema studiato dagli autori.

Con riferimento al modello PTESS modificato proposto da Benato (Capitolo 2) e i dati relativi alla simulazione (Tabella 2.1), si ottengono i seguenti valori di G e Re_p :

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{15 \text{ kg/s}}{15 \text{ m}^2} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

$$Re_p = \frac{Gd}{\mu} = \frac{1 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \cdot 0,05\text{m}}{18,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{sm}}} = 2703$$

$$\frac{D}{d_p} = \frac{\left(\frac{4 \cdot 15}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}}}{0,05} = 87,4$$

Tutti e tre i valori superano il relativo limite superiore del range individuato da Singh, specialmente il valore della portata specifica e del rapporto tra i diametri. Quindi sembrerebbe che tali correlazioni non siano idonee ai sistemi da noi studiati. Tuttavia, si pensa che la loro applicabilità possa essere estesa dal momento che il limite principale dell'analisi fatta da Singh è rappresentato dalle dimensioni ridotte del sistema, pertanto non è possibile escludere a priori la veridicità di tali correlazioni per sistemi di taglia maggiore. A prova di ciò, si veda il lavoro di Trahan [25].

La difficoltà nella scelta delle correlazioni da utilizzare per il calcolo dei coefficienti di scambio termico e delle cadute di pressione è legata alla varietà di espressioni che si trovano in letteratura, che si aggiornano di anno in anno, alla complessità di alcune formulazioni, e al non sempre chiaro campo di validità di queste. Per meglio comprendere il problema, nella sezione seguente verranno confrontate alcune correlazioni proposte da diversi autori. I dati utilizzati per tali comparazioni sono riportati nella Tabella 5.1.

Tabella 5.1 Dati utilizzati per il calcolo delle cadute di pressione e per il calcolo del coefficiente di scambio termico.

| Grandezze | Valori |
|---|-----------------------|
| Diametro equivalente (d) | 0,05 m |
| Lunghezza del <i>packed bed</i> (L) | 10 m |
| Area della sezione del <i>packed bed</i> (A) | 15 m ² |
| Sfericità della particella del <i>packed bed</i> (ψ) | 1 |
| Grado di vuoto (ϵ) | 0,4 |
| Densità dell'aria (ρ_a) | 1,2 kg/m ³ |
| Viscosità dinamica dell'aria (μ_a) | 18,5 μ Pa-s |
| D/d | 87,4 |

Prima di iniziare, è utile chiarire il modo in cui certe espressioni vengono calcolate per non fare confusione durante la trattazione.

Nello studio delle prestazioni di un *packed bed*, la velocità con la quale il fluido attraverso il letto può essere riferita ad un valore medio (velocità interstiziale) che dipende dalla porosità del mezzo di accumulo, oppure alla velocità che si ha all'ingresso del *packed bed* (velocità superficiale). Queste velocità vengono rispettivamente espresse come:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{G}{\rho} \quad (5.3)$$

e

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho A \varepsilon} = \frac{G}{\rho \varepsilon} \quad (5.4)$$

Per il calcolo del numero di Reynolds si trovano le seguenti correlazioni:

$$Re_p = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{G d}{\mu} \quad (5.5)$$

detto numero di Reynolds della particella, ed è l'espressione che viene comunemente più usata; oppure

$$Re_h = \frac{\rho u d}{(1-\varepsilon)\mu} = \frac{Re_p}{(1-\varepsilon)} \quad (5.6)$$

chiamato numero di Reynolds della particella idraulica, che dipende dal grado di vuoto; e in alcuni casi si impiega la variante:

$$Re_\varepsilon = \frac{\rho u d}{\varepsilon \mu} = \frac{Re_p}{\varepsilon} \quad (5.7)$$

La scelta di una espressione piuttosto che l'altra dipende dalle assunzioni fatte nella simulazione del caso in esame.

5.1 Correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico

Per questo confronto sono state scelte le correlazioni di Gnielinski, Gupta et al., Singh, Singh Harmeet e l'equazione di Coutier & Farber (Tabella 5.2). I relativi range di validità e altre equazioni sono riportate nell'Appendice B. Coutier & Farber forniscono direttamente il valore del coefficiente di scambio volumetrico h_v , mentre con le altre correlazioni h_v è stato ottenuto con la formula di Chandra e Willits [27] (Capitolo 4, Equazione 4.8).

Tabella 5.2. Correlazioni esaminate per il calcolo del coefficiente di scambio termico.

| Autore | Correlazione | |
|-----------------------|--|--------|
| Gnielinski [29] | $Nu = f_a Nu_{sphere}$ $f_a = 1 + 1,15(1 - \varepsilon)$ $Nu_{sphere} = 2 + (Nu_{laminar}^2 + Nu_{turbolent}^2)^{\frac{1}{2}}$ | (5.8) |
| Gupta et al. [29] | $Nu = 2,876 \frac{Pr^{\frac{1}{3}}}{\varepsilon} + 0,3023 \frac{Pr^{\frac{1}{3}}}{\varepsilon} Re^{0,65}$ | (5.9) |
| Singh [19] | $Nu = 0,437 Re^{0,75} \varepsilon^{-1,62} \varphi^{3,35} \exp\left(29,03(\log_{10}(\varphi))^2\right)$ | (5.10) |
| Singh Harmeet [28] | $Nu = 0,0614 Re^{1,1186} \varepsilon^{-1,0203} \varphi^{2,5098} \exp\left(5,2979(\ln(\varphi))^2\right)$ | (5.11) |
| Coutier & Farber [15] | $h_v = 700 \left(\frac{G}{d}\right)^{0,76}$ | (5.12) |

Tabella 5.3. Coefficiente di scambio termico volumetrico (h_v) ottenuto con le correlazioni di Tabella 5.2.

| Correlazione | | | | Gnielinski | Gupta | Singh | Singh Harmeet | Coutier |
|---------------------|----------|-----------------------|-------------------------|----------------------|--------------|--------------|----------------------|----------------|
| G | u | Re_p | Re_{eps} | h_v | | | | |
| kg/s-m ² | m/s | | | W/m ³ -K | | | | |
| 0,155 | 0,129 | 418 | 1051 | 396 | 427 | 1888 | 1413 | 1653 |
| 0,183 | 0,152 | 494 | 1240 | 431 | 468 | 2137 | 1700 | 1874 |
| 0,207 | 0,172 | 559 | 1404 | 459 | 501 | 2345 | 1952 | 2059 |
| 0,228 | 0,190 | 616 | 1547 | 483 | 530 | 2522 | 2176 | 2216 |
| 0,248 | 0,206 | 669 | 1681 | 504 | 555 | 2685 | 2388 | 2361 |
| 0,266 | 0,222 | 719 | 1808 | 524 | 579 | 2835 | 2591 | 2495 |
| 0,3 | 0,250 | 811 | 2037 | 558 | 620 | 3101 | 2961 | 2732 |
| 0,4 | 0,333 | 1081 | 2716 | 653 | 734 | 3848 | 4085 | 3400 |
| 0,5 | 0,417 | 1351 | 3395 | 738 | 838 | 4549 | 5244 | 4028 |
| 0,6 | 0,500 | 1622 | 4074 | 818 | 935 | 5215 | 6430 | 4627 |
| 0,7 | 0,583 | 1892 | 4753 | 894 | 1026 | 5854 | 7640 | 5202 |
| 0,8 | 0,667 | 2162 | 5433 | 966 | 1113 | 6471 | 8871 | 5757 |
| 0,9 | 0,750 | 2432 | 6112 | 1034 | 1196 | 7069 | 10120 | 6297 |
| 1 | 0,833 | 2703 | 6791 | 1101 | 1276 | 7650 | 11386 | 6822 |

Facendo variare la portata specifica G da 0,155 kg/s-m² a 1 kg/s-m² si ottengono i risultati presenti in Tabella 5.3 e diagrammati in Figura 5.1. Dai grafici si nota che con Gnielinski e Gupta si ottengono valori molto bassi del coefficiente di scambio volumetrico, simili tra loro per tutto l'intervallo di Reynolds esaminato (Figura 5.1 (a)); mentre differiscono totalmente dai risultati calcolati con Coutier, Singh e Singh Harmeet. Quest'ultimo presenta un andamento confrontabile con Singh tra $Re_p=669$ e $Re_p=1081$ (Figura 5.1), e un trend simile a

Coutier nell'intervallo $800 < Re < 1100$ (Figura 5.1 (c)), per il restante campo di Reynolds non si individuano somiglianze. Non a caso il range di applicabilità proposto da Singh Harmeet è il più ristretto ($503 < Re < 866$). Inoltre è necessario ricordare che la sua correlazione deriva da un'analisi sperimentale mossa a partire da quella sviluppata da Singh, riprendendone alcune caratteristiche e cercando di oltrepassarne alcune limitazioni. Per quanto riguarda la correlazione di Coutier, essa segue il trend della formula di Singh, nonostante dia valori relativamente inferiori.

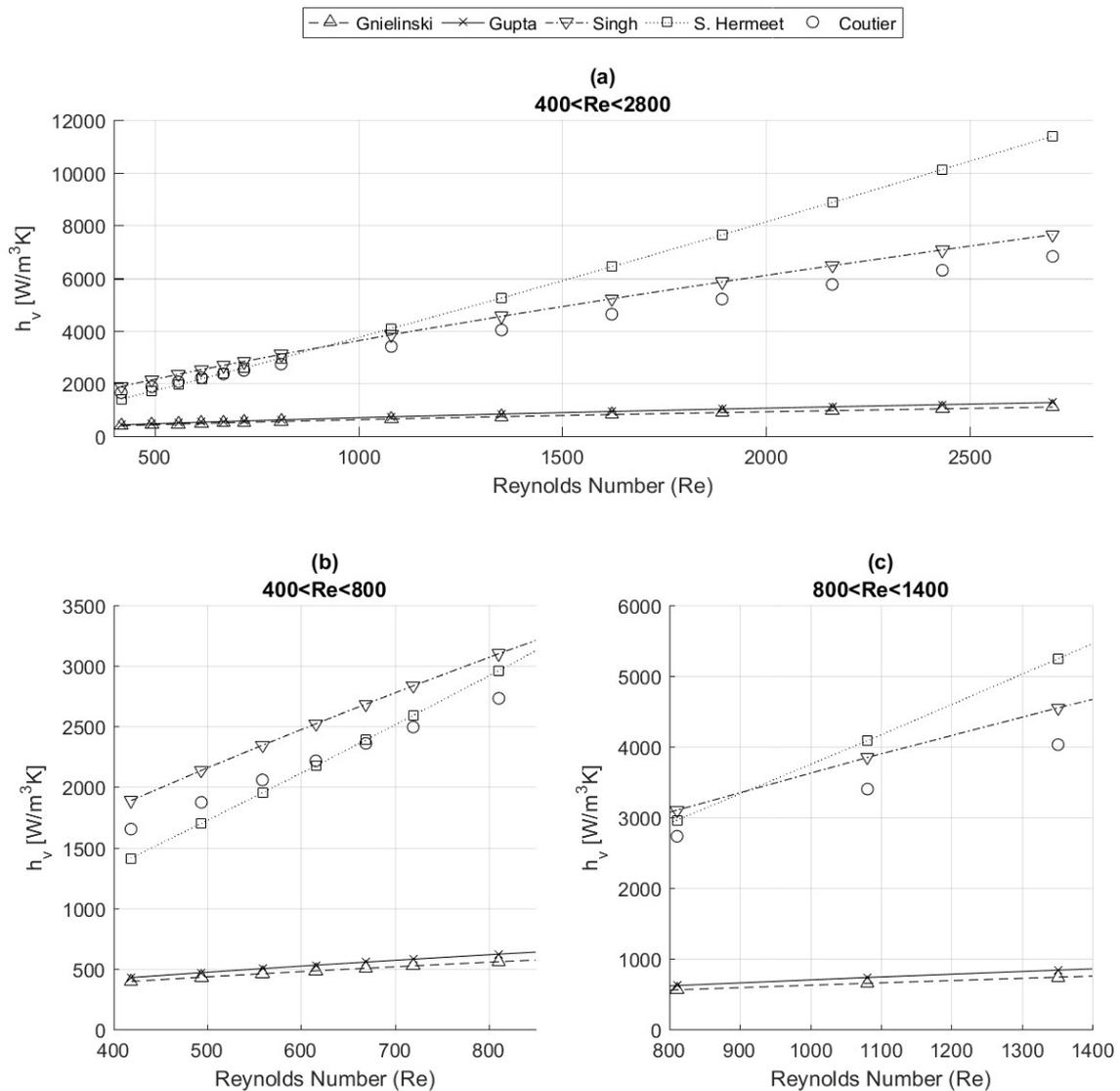


Figura 5.1. Andamenti delle correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico volumetrico al variare del numero di Reynolds.

5.2 Correlazioni per il calcolo delle cadute di pressione

Le espressioni che verranno esaminate per il calcolo delle perdite di carico sono quelle proposte da Einfeld e Schnitzlein, Ergun, Singh e Singh Harmeet (Tabella 5.4). L'analisi è stata condotta a partire dai lavori di Trahan [25] e Ozahi [30] di cui si farà brevemente cenno. Nella Appendice B sono riportate ulteriori correlazioni con i relativi range di validità.

Tabella 5.4. Correlazioni esaminate per il calcolo delle cadute di pressione [25] [30].

| Autore | Correlazione |
|-----------------------|---|
| Einfeld e Schnitzlein | $f = \frac{K_1 A_w^2 (1 - \varepsilon)^2}{Re_p \varepsilon^3} + \frac{A_w (1 - \varepsilon)}{B_w \varepsilon^3} = \frac{\Delta p d}{\rho L u^2}$ (5.13) |
| Ergun | $\Delta p = 150 \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu u}{\varphi^2 d^2} + 1,75 \frac{(1 - \varepsilon) \rho u^2}{\varepsilon^3 \varphi d}$ (5.14) |
| Singh | $f = 4,466 Re^{-0,2} \varepsilon^{-2,945} \varphi^{0,696} \exp\left(11,85 (\log_{10}(\varphi))^2\right)$ (5.15) |
| Singh Harmeet | $f = 374,765 Re^{-0,6482} \varepsilon^{-0,7878} \varphi^{2,5246} \exp\left(9,7487 (\ln(\varphi))^2\right)$ (5.16) |

Ozahi studiò la ben nota equazione di Ergun per chiarire la sua applicabilità per un letto composto da elementi sferici e non sferici. Egli inoltre indagò gli effetti del grado di vuoto, della sfericità, del diametro equivalente, e dell'aspect ratio (rapporto tra la lunghezza del letto e il suo diametro) sulle cadute di pressione.

La correlazione di Ergun predice accuratamente le perdite di pressione lungo un letto di sfere, ed è composta da due termini: il primo termine sulla destra rappresenta il flusso viscoso e quindi le perdite di carico sono proporzionali al fattore $(1 - \varepsilon)^2 / \varepsilon^3$, mentre la variazione di pressione risultante dalle perdite di energia cinematica per flusso turbolento è proporzionale a $(1 - \varepsilon) / \varepsilon^3$. Le costanti empiriche $c_1=150$ e $c_2=1,75$ sono valide per particelle del letto di forma sferica. Tuttavia in letteratura si riscontrano valori diversi a seconda della forma della particella. Ozahi propose una versione modificata dell'equazione di Ergun che tenesse in considerazione l'effetto delle particelle non sferiche: egli ricavò dei nuovi valori delle costanti c_1 e c_2 (rispettivamente, 160 e 1,61) che fittassero meglio le grandezze misurate sperimentalmente ottenendo una deviazione massima del $\pm 4\%$.

Sempre nel lavoro di Ozahi, sono riportate diverse equazioni proposte per semplificare la correlazione di Ergun e assicurarne un uso pratico. Queste introducono il fattore di attrito della particella (f_p) come funzione del numero di Reynolds della particella (Re_p), del grado di vuoto (ε) e di D/d . Così facendo f_p è direttamente correlata alle cadute di pressione nel modo seguente:

$$f_p = \frac{\Delta p d}{L \rho u^2} \quad (5.17)$$

con d uguale al diametro equivalente della particella, L pari alla lunghezza (o altezza) del letto, ρ alla densità del fluido, e u alla velocità superficiale del flusso.

Un altro autore che indagò diverse correlazioni per il calcolo delle cadute di pressione fu Trahan [25]. Nella sua analisi sperimentale mise a confronto i valori misurati con le correlazioni di Einfeld e Schnitzlein, Ergun e di Singh. Egli notò che:

- l'equazione di Singh mostra un buon fittaggio nel range $1166 < Re_p < 4069$, con una differenza tra lo 0% e 18%; a più alti valori di Reynolds si ha una deviazione tra il 14% e 20%; per $Re_p < 808$ la differenza tra i valori misurati e quelli predetti è tra il 14% e 33%;
- la differenza tra la correlazione di Ergun e i valori misurati è tra 1% e 14% su un range di $1166 < Re_p < 5206$, e tra il 5% e il 16% per un intervallo più basso ($353 < Re_p < 808$);
- l'equazione di Einfeld e Schnitzlein predice delle perdite di carico più basse rispetto ad Ergun per l'intero range di Reynolds esaminato, con una deviazione approssimativa tra il 2% e il 14% più grande rispetto ai valori empirici.

Inoltre, Trahan verificò che, usando il diametro equivalente proposto da Li e Ma (Capitolo 4, Equazione 4.5), la correlazione di Singh non produce risultati soddisfacenti, avendo un errore relativo medio di circa 43,9%, contro il 7,6% e il 7,5% ottenuti rispettivamente con Ergun e Einfeld.

Per quanto riguarda l'espressione formulata da Singh Harmeet (Equazione 5.16), essa è stata empiricamente ricavata a partire dal lavoro svolto da Singh et al.,

La seguente analisi è stata condotta utilizzando i dati riportati in Tabella 5.1 e facendo variare la portata specifica da un valore minimo di $0,155 \text{ kg/s-m}^2$ (estremo inferiore del range di validità fornito da Singh) fino a $G=1 \text{ kg/s-m}^2$.

Tabella 5.5. Perdite di carico ottenute con le correlazioni presenti nella Tabella 5.4.

| Correlazione | | | Eisfeld | Singh | Ergun | Singh Harmmeet |
|---------------------|-------|-----------------|--------------|----------|----------|-------------------|
| G | u | Re _p | $\Delta p/L$ | | | |
| kg/s-m ² | m/s | | bar/m | | | |
| 0,155 | 0,129 | 418 | 5,97E-06 | 8,05E-06 | 7,50E-06 | 6,18E-06 |
| 0,183 | 0,152 | 494 | 8,12E-06 | 1,08E-05 | 1,03E-05 | 7,73E-06 |
| 0,207 | 0,172 | 559 | 1,03E-05 | 1,35E-05 | 1,30E-05 | 9,14E-06 |
| 0,228 | 0,190 | 616 | 1,23E-05 | 1,61E-05 | 1,57E-05 | 1,04E-05 |
| 0,248 | 0,206 | 669 | 1,44E-05 | 1,87E-05 | 1,84E-05 | 1,17E-05 |
| 0,266 | 0,222 | 719 | 1,66E-05 | 2,13E-05 | 2,12E-05 | 1,29E-05 |
| 0,3 | 0,250 | 811 | 2,08E-05 | 2,65E-05 | 2,67E-05 | 1,51E-05 |
| 0,4 | 0,333 | 1081 | 3,63E-05 | 4,44E-05 | 4,67E-05 | 2,23E-05 |
| 0,5 | 0,417 | 1351 | 5,60E-05 | 6,64E-05 | 7,23E-05 | 3,02E-05 |
| 0,6 | 0,500 | 1622 | 8,00E-05 | 9,21E-05 | 1,03E-04 | 3,86E-05 |
| 0,7 | 0,583 | 1892 | 1,08E-04 | 1,22E-04 | 1,40E-04 | 4,75E-05 |
| 0,8 | 0,667 | 2162 | 1,41E-04 | 1,55E-04 | 1,82E-04 | 5,69E-05 |
| 0,9 | 0,750 | 2432 | 1,77E-04 | 1,91E-04 | 2,30E-04 | 6,68E-05 |
| 1 | 0,833 | 2703 | 2,18E-04 | 2,31E-04 | 2,84E-04 | 7,7E-05 |

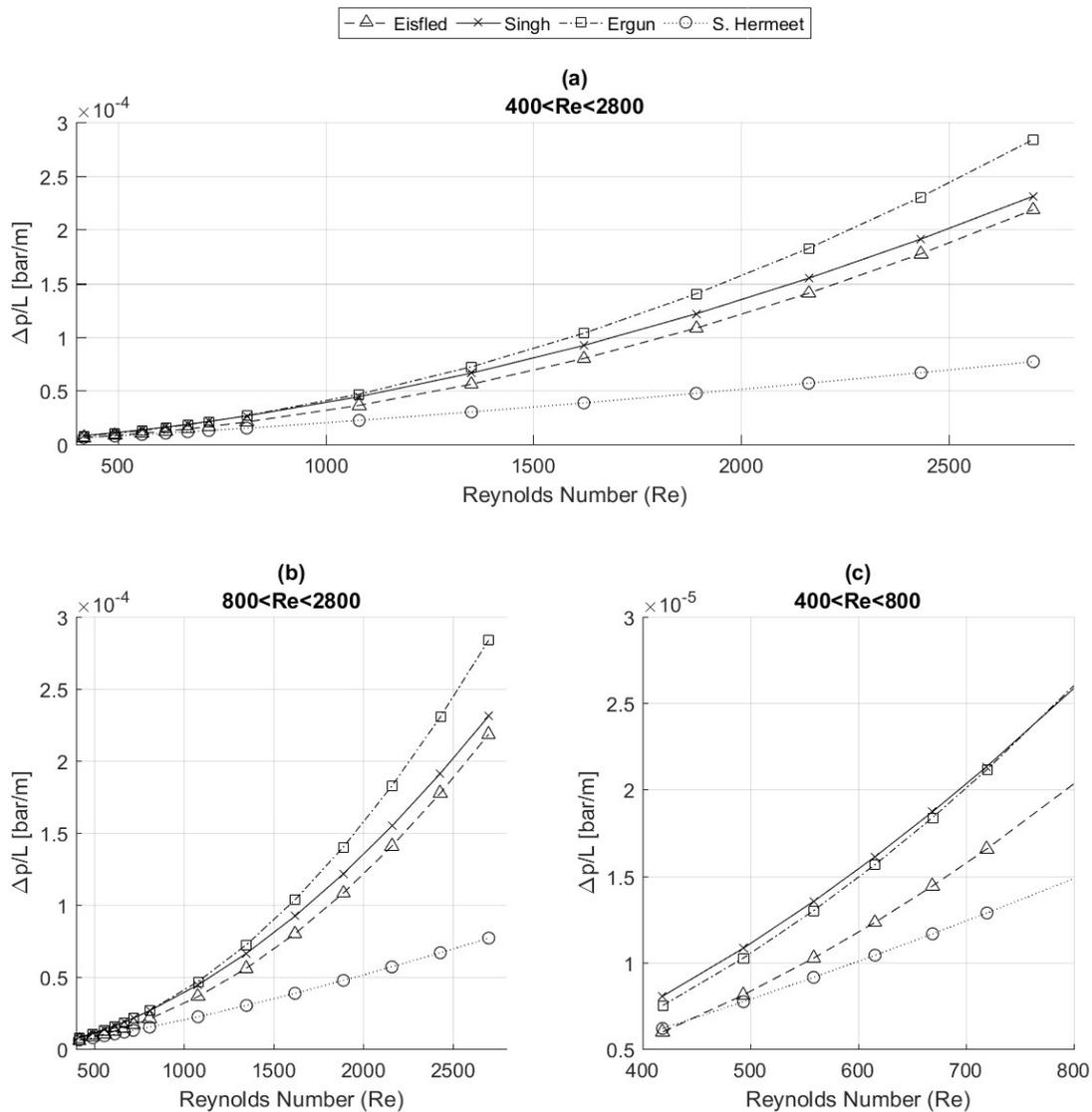


Figura 5.2. Andamenti delle correlazioni per il calcolo delle perdite di pressione al variare del numero di Reynolds.

Con riferimento alle Figure 5.2 (a), (b)-e (c) si possono fare le seguenti osservazioni:

- per Reynolds compresi tra 418 e 719 le correlazioni di Eisfeld e Ergun danno praticamente le stesse perdite di carico, mentre differiscono da quelle ottenute con Singh e Singh Hermeet;
- quest'ultimi forniscono una caduta di pressione che coincide tra loro per $419 < Re < 500$ circa, poi divergono in maniera sempre più marcata al crescere del numero di Reynolds;
- infine, per $Re > 719$ le equazioni di Ergun, Eisfeld e Singh mostrano un comportamento simile (soprattutto Singh e Eisfeld), mentre la correlazione di Singh Hermeet si discosta totalmente (si potrebbe dire che fornisce valori di perdita più conservativi).

Per concludere si può dire che in letteratura sono disponibili molte correlazioni e non c'è un metodo universale in grado di predire accuratamente le cadute di pressione o il coefficiente di scambio termico all'interno di un *packed bed*, soprattutto quando si ha a che fare con particelle non sferiche. I parametri chiave, come le condizioni di ingresso e di uscita, il rapporto tra il diametro del letto e il diametro della particella, la disposizione del *packed bed*, la porosità del letto, e le dimensioni-forma della particella, giocano un ruolo fondamentale nella trattazione del problema.

CAPITOLO 6

Un'applicazione del TES: ciclo sottoposto ad aria

In questo capitolo verrà descritto un sistema ABC che impiega un TES per l'accumulo di energia elettrica sotto forma di calore, e verrà eseguito un primo test delle prestazioni a titolo esemplificativo.

Nella sezione finale si mostrerà un esempio di dimensionamento di un serbatoio noto il carico termico da stoccare.

6.1 Generalità ABC – *Air Bottoming Cycle*

Un metodo comune per ottimizzare le prestazioni di una turbina a gas, consiste nell'utilizzare il calore dei gas esausti per alimentare un ciclo a bassa temperatura, detto ciclo sottoposto. Solitamente alla turbina a gas viene affiancata una caldaia a recupero, che opera secondo un ciclo a vapore (SBC – *Steam Bottoming Cycle*), oppure un ciclo a fluido organico (ORC – *Organic Rankine Cycle*). Questa soluzione permette di avere una elevata efficienza in termini di energia, ma anche la necessità del generatore di vapore, di una turbina a vapore e di un condensatore, che risulta economicamente impraticabile in applicazioni di piccola taglia.

Una alternativa è rappresentata dal ciclo sottoposto ad aria (ABC – *Air Bottoming Cycle*), i cui componenti principali sono un compressore, uno scambiatore di calore e una turbina che opera a moderate pressioni e usa l'aria come fluido operativo [31]. L'assenza del condensatore e dei dispositivi caratteristici di un ciclo a vapore permette bassi costi di manutenzione, brevi tempi di avviamento e un funzionamento semplice. Inoltre l'impianto può essere installato in regioni con limitate risorse idriche, ed essere applicato nell'industria alimentare, del vetro e in impianti di produzione offshore [32].

6.2 ABC + TES

Questo modello è sotto brevetto di Benato, pertanto la trattazione che segue ha il solo scopo illustrativo.

Nella fase di carica il sistema prevede lo schema riportato in Figura 6.1 (a): un ventilatore (*FAN*) spinge l'aria verso un riscaldatore elettrico (*HE – Electric Heater*), il quale porta istantaneamente l'aria fino alla temperatura massima di design; l'aria attraversa un serbatoio (*ST – Storage Tank*), cede calore al mezzo di accumulo (allumina) che gradualmente si scalda, e infine viene rigettata nell'ambiente esterno. Per ridurre la potenza assorbita dal HE, è previsto un recuperatore di calore (*RECUPERATOR*) nel quale avviene lo scambio termico tra l'aria calda uscente dal ST, e l'aria a temperatura ambiente proveniente dal ventilatore. Il processo si arresta quando il tank ha raggiunto la temperatura richiesta.

Nella scarica (Figura 6.1 (b)) l'aria viene compressa, passa attraverso il ST, si riscalda ed entra nella turbina dove espande. Prima di essere rigettata all'esterno, l'aria espansa cede calore all'aria in uscita dal compressore attraverso un recuperatore di calore.

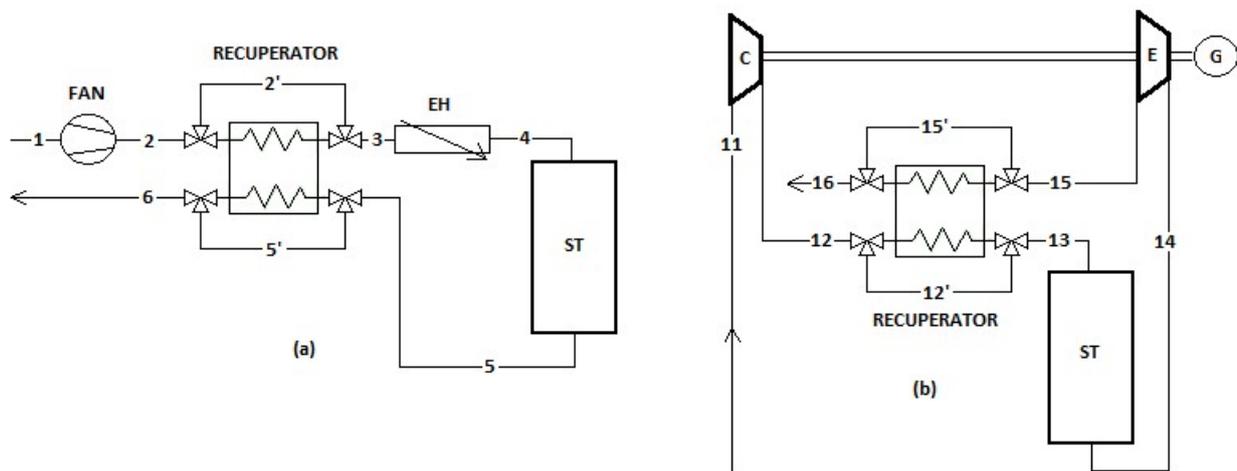


Figura 6.1. Schema impiantistico del sistema ABC con TES nella fase di carica (a) e nella fase di scarica (b).

Tabella 6.1. Dati utilizzati del sistema ABC.

| Parametri | Valori |
|--|--------------------|
| Volume del <i>packed bed</i> (V) | 150 m ³ |
| Lunghezza del <i>packed bed</i> (L) | 10 m |
| Sezione del serbatoio (A) | 15 m ² |
| Numero di elementi del <i>packed bed</i> (N) | 50 |
| Temperatura iniziale del tank ($T_{b,i}$) | 25°C |
| Temperatura massima di ciclo (T_{max}) | 800°C |
| Portata d'aria (\dot{m}_a) | 15 kg/s |
| Rapporto di pressione (β) | 9 |
| Rendimento politropico turbomacchine | 0,85 |
| Efficienza del recuperatore | 0,8 |
| Grado di vuoto (ϵ) | 0,4 |
| Diametro equivalente della particella (d) | 0,05 m |

Un primo test è stato condotto con i dati riportati in Tabella 6.1; il *packed bed* è costituito da sfere di allumina (Al_2O_3) disposte in maniera casuale all'interno del serbatoio che si trova inizialmente alla temperatura ambiente (25°C), la temperatura di design è stata scelta pari a 800°C. I risultati ottenuti sono i seguenti:

Tabella 6.2. Risultati del sistema ABC per due cicli consecutivi di carica-scarica.

| | | Primo ciclo | Secondo ciclo |
|------------------|-------|-------------|---------------|
| Tempo di carica | [h] | 7,95 | 2,15 |
| Tempo di scarica | [h] | 1,52 | 1,3 |
| Energia stoccata | [MWh] | 87 | 10,5 |
| Potenza generata | [MW] | 2,37 | 2,37 |
| Efficienza | [%] | 3,88 | 19,5 |

Analogamente a quanto visto per il PTESS nel Capitolo 2, il primo ciclo di carica-scarica è caratterizzato da (Tabella 6.2):

- tempi di carica maggiori, in quanto lo ST deve passare dalla temperatura ambiente a quella di design;
- un'energia stoccata elevata, perché si ha un marcato gradiente termico all'interno del serbatoio;
- un rendimento basso, dato che il riscaldatore elettrico assorbe una grande quantità di energia (Figura 6.2).

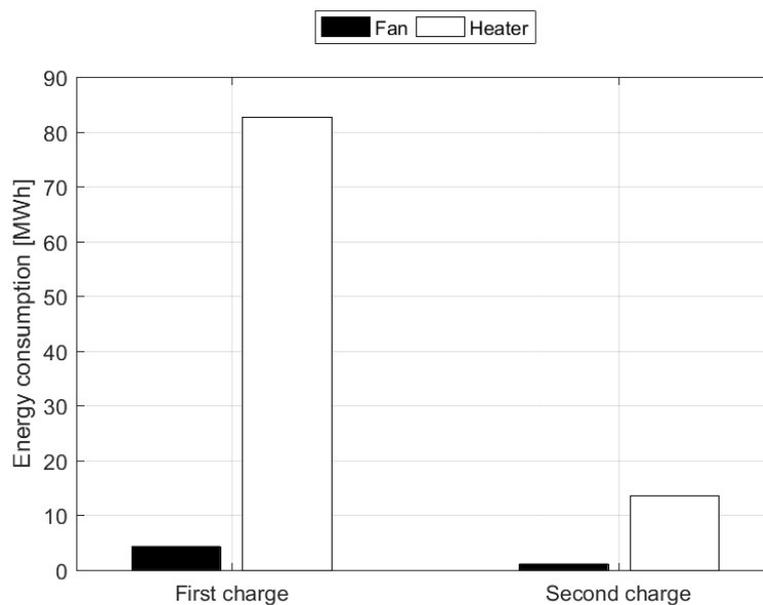


Figura 6.2. Energia consumata dal ventilatore e dal riscaldatore elettrico durante la prima fase di carica e quella successiva.

L'andamento delle potenze durante il primo ciclo è mostrato in Figura 6.3. Si nota come la potenza del recuperatore cali drasticamente ad un certo punto del processo di carica, in corrispondenza del quale inizia il recupero del calore dell'aria in uscita dal tank (Figura 6.3 (a)).

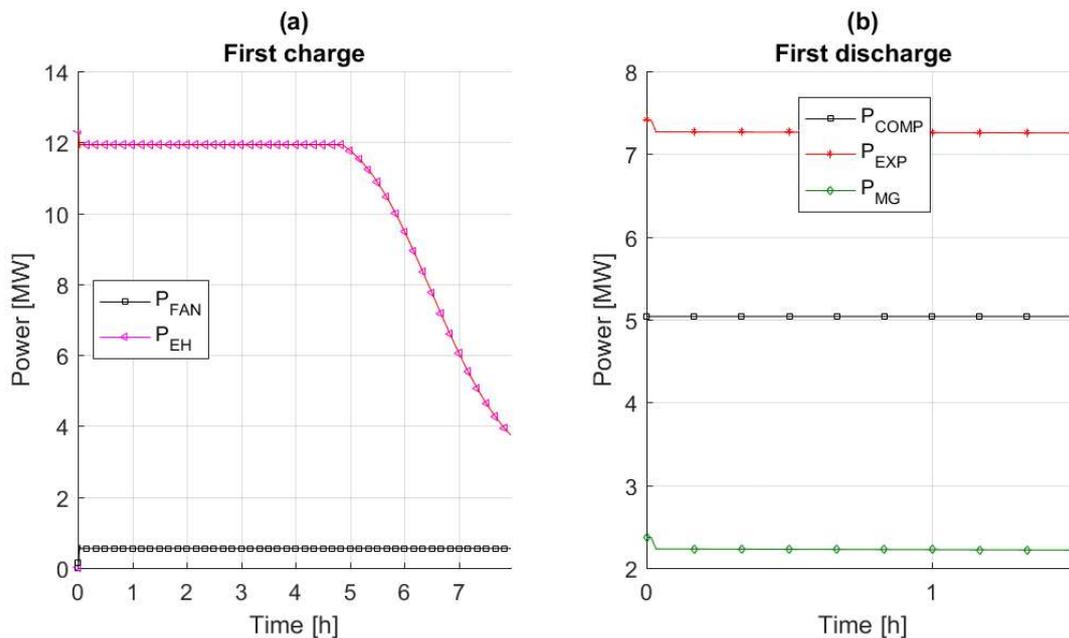


Figura 6.3. Andamento delle potenze durante il primo ciclo di carica (a) e scarica (b).

Nella scarica la potenza generata rimane pressoché costante poiché il processo si arresta quando la potenza cala del 5% rispetto al valore iniziale (Figura 6.3 (b)). I primi punti delle curve rappresentanti le potenze sono sfalsati a causa di un errore generato dal software di simulazione.

I vantaggi di questo sistema rispetto alla configurazione a pompa di calore possono essere riassunti in:

- bassi costi di realizzazione (un solo serbatoio);
- non ha bisogno di acqua per raffreddare il fluido di lavoro, quindi non ha nessuna limitazione a livello geografico;
- impianto molto compatto.

Tuttavia l'assenza del serbatoio freddo limita l'energia che può essere stoccata.

Attualmente sono in corso ulteriori approfondimenti sui componenti costituenti il ABC, con particolare attenzione al dimensionamento del recuperatore di calore e al rendimento della turbina.

6.3 Dimensionamento di un serbatoio noto il carico termico

I sistemi visti finora sono caratterizzati da un volume dei serbatoi fissato a priori e di conseguenza un'energia accumulabile determinata. Si è visto come quest'ultima può essere modificata andando a variare i parametri che influenzano le prestazioni del *packed bed*, ovvero la scelta del *storage material*, la disposizione delle particelle nel letto (grado di vuoto), la loro forma (sfericità) e dimensioni (diametro equivalente).

Tuttavia, nella pratica è l'effettivo fabbisogno o surplus di energia di una certa applicazione che determina la quantità di energia da stoccare, e quindi il design dei serbatoi.

Di seguito verrà esposto un metodo semplice per stimare le dimensioni del *tank* noto il carico termico che si vuole accumulare.

Sia 'Q' [kW o kJ/s] la potenza in eccesso di un impianto di generazione di energia elettrica (o termica), e sia 't' [h] la durata del carico richiesto. Il prodotto $Q \cdot t$ [kWh o kJ] dà l'energia che bisogna stoccare.

Siano noti il grado di vuoto (ϵ), le proprietà del solido costituente il *packed bed* (densità ρ_s [kg/m³] e calore specifico $c_{p,s}$ [kJ/kg-K]), le condizioni iniziali del serbatoio (T_s [K]), la temperatura del fluido operativo entrante nel tank (T_g [K]), l'aspect ratio, cioè il rapporto tra l'altezza del serbatoio e il suo diametro.

La quantità di *storage material* necessaria ad immagazzinare il carico termico è data da:

$$m_s = \frac{Qt}{c_{p,s}(T_g - T_s)} \text{ [kg]} \quad (6.1)$$

Il volume del *packed bed* si calcola come:

$$V_s = \frac{m_s}{\rho_s(1-\epsilon)} \text{ [m}^3\text{]} \quad (6.2)$$

mentre volume del *tank* sarà:

$$V_{tank} = (1 + \epsilon)V_s \text{ [m}^3\text{]} \quad (6.3)$$

Per un serbatoio di forma circolare, il diametro risulta

$$d_{tank} = \left(\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot aspect\ ratio} \right)^{1/3} \text{ [m]} \quad (6.4)$$

e la sua altezza è

$$L_{tank} = d_{tank} \cdot aspect\ ratio \text{ [m]} \quad (6.5)$$

Con questi semplici passaggi si ha un'idea di base delle reali dimensioni del *tank* da installare per l'accumulo di energia.

CONCLUSIONI

In questo lavoro è stata presentata una configurazione innovativa di un sistema a pompa di calore operante ad elevata temperatura (PTESS) per l'accumulo di energia elettrica mediante calore sensibile, idea originale proposta dall'ing. Benato. La novità apportata consiste nell'impiegare un riscaldatore elettrico (*electric heater*) per innalzare la temperatura del fluido operativo fino al valore di design nella fase di carica, svincolandosi dal processo di compressione che era utilizzato per lo stesso scopo nella configurazione tradizionale. Così facendo è possibile lavorare a bassi rapporti di pressione e quindi facilitare la progettazione del serbatoio di accumulo. A titolo esemplificativo sono state analizzate le prestazioni termodinamiche ed economiche di un PTES aria-allumina sotto determinate condizioni operative. Con opportuni accorgimenti sulle modalità di arresto del processo di carica e sulla scelta del numero di discretizzazioni con cui è stato modellizzato il sistema, è stato possibile ottenere delle performance migliori.

Dal punto di vista economico si è visto come il costo del materiale di accumulo (*storage material*) e il costo dei tanks incidano per circa il 60% sul costo complessivo dell'impianto costruito ex-novo. Si è scelto quindi di studiare i parametri caratteristici del *packed bed*, quali grado di vuoto, dimensioni e forma della particella costituente il letto, e scelta del materiale e del fluido operativo, in modo da individuare i loro effetti sulle prestazioni del PTES e fornire così una linea guida nella progettazione dei serbatoi. I risultati ottenuti evidenziano che elementi sferici di piccole dimensioni offrono il migliore compromesso tra elevata energia stoccata e basse perdite di carico, mentre materiali economici, quali il calcestruzzo e l'ossido ferrico, consentono di immagazzinare importanti quantità di calore.

Inoltre si sono volute confrontare diverse correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico e delle perdite di pressione, per giustificare la scelta delle equazioni utilizzate nello studio del PTESS. Dall'analisi di letteratura risulta che le correlazioni empiriche ottenute da Singh meglio descrivono il comportamento di scambio termico tra aria e solido all'interno del tank nei casi esaminati.

Infine viene esposto un ciclo sottoposto ad aria con integrato un sistema di accumulo oggetto di brevetto, anch'esso rivolto allo stoccaggio di energia elettrica, sul quale sono attualmente in corso ulteriori approfondimenti a livello dei componenti e dei parametri termodinamici di ciclo.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Huili Zhang, Jan Baeyens, Gustavo Caceres, Jan Degreve, Yongqin Lv, *Thermal energy storage: Recent developments and practical aspects*. Progress in Energy and Combustion Science 53 (2016) 1-40.
- [2] Atul Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, *Review on thermal energy storage with phase change materials and applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2009) 318-345.
- [3] Gang Li, Xuefei Zheng, *Thermal energy storage system integration forms for a sustainable future*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 62 (2016) 736-757.
- [4] D. Frattini, F. Colangelo, M. De Pertis, F.M. De Rosa, C. Ferone, G. Roviello, R. Cioffi, *Materiali da costruzione innovativi per accumulo di energia termica*. La Termotecnica, Energia & Edifici 53 (2014).
- [5] Weissenbach, B.. *Thermischer kraftspeicher thermal power storage*. 1979. URL: <https://www.google.it/patents/DE2810890A1?cl=en>; dE Patent App. DE19,782,810,890.
- [6] Wolf, B.. *Verfahren zur speicherung und rückgewinnung von energie a method for storage and recovery of energy*. 2007. URL: <https://www.google.it/patents/DE102006007119A1?cl=en>; dE Patent App. DE200,610,007,119.
- [7] Ruer, J.. *Installation et procedes de stockage et restitution d'energie electrique*. 2008. URL: <https://www.google.it/patents/CA2686417A1?cl=it>; cA Patent App. CA 2,686,417.
- [8] Macnaghten, J., Howes, J.. *Energy storage*. 2009. URL: <https://www.google.it/patents/CA2701526A1?cl=it>; cA Patent App. CA 2,701,526.
- [9] Hemrle, J., Mercangoez, M., Ohler, C.. *Thermoelectric energy storage system and method for storing thermoelectric energy*. 2010. URL: <https://www.google.it/patents/WO2010020480A2?cl=en>; wO Patent App. PCT/EP2009/058,914.
- [10] Laurberg, H.. *Thermal energy storage and recovery arrangement*. 2012. US Patent App. 14/237,885.
- [11] Samoilov, A.. *Method for accumulating, storing and recovering mechanical energy and apparatus for the implementation thereof (embodiments)*. 2013. URL: <https://www.google.it/patents/WO2013119145A2?cl=en>; wO Patent App. PCT/RU2013/000,091.
- [12] T. Desrues, J. Ruer, P. Marty, J.F. Fourmigué, *A thermal energy storage process for large scale electric applications*. Applied Thermal Engineering 30 (2010) 425-432.
- [13] Joshua D. McTigue, Alexander J. White, Christos N. Markides, *Parametric studies and optimization of pumped thermal electricity storage*. Applied Energy 137 (2015) 800-811.
- [14] Alexander White, Geoff Parks, Christos N. Markides, *Thermodynamic analysis of pumped thermal electricity storage*. Applied Thermal Engineering 53 (2013) 291-298.
- [15] Coutier, J.P., Farber, E.. *Two applications of a numerical approach of heat transfer process within rock beds*. Solar Energy 29(6) (1982) 451-462.

- [16] Alberto Benato, Alex Pezzuolo, Anna Stoppato, Alberto Mirandola, *Economic and energy analysis of a Thermal Energy Storage power system*. PROCEEDINGS OF ECOS 2016.
- [17] <http://www.mathworks.com>.
- [18] Ranjit Singh, R.P. Saini, J.S. Saini, *Models for Predicting Thermal Performance of Packed Bed Energy Storage System for Solar Air Heaters – A Review*. The Open Fuels & Energy Science Journal 2 (2009) 47-53.
- [19] Ranjit Singh, R.P. Saini, J.S. Saini, *Nusselt number and friction factor correlations for packed bed solar energy storage system having large sized elements of different shapes*. Solar Energy 80 (2006) 760-771.
- [20] Alexander J. White, *Loss analysis of thermal reservoirs for electrical energy storage schemes*. Applied Energy 88 (2011) 4150–4159.
- [21] Sinnott, R.K., *Chemical engineering design: Second Edition*. Elsevier (2013).
- [22] <https://www.nist.gov/srd/refprop>.
- [24] <http://kinetics.nist.gov/janaf/>.
- [24] <http://www.alibaba.com>.
- [25] Jamie Trahan, Alessandro Graziani, D. Yogi Goswami, E. Stefanakos, Chand Jotshi, Nitin Goel, *Evaluation of pressure drop and particle sphericity for an air-rock bed thermal energy storage system*. Energy Procedia 57 (2014) 633–642.
- [26] Li L, Ma W. *Experimental study on the effective particle diameter of a Packed Bed with Non-Spherical Particles*. Transp in Porous Med 89 (2011) 35-48.
- [27] Chandra Pitam, Willits DH. *Pressure drop and heat transfer characteristics of air rock bed thermal storage systems*. Solar Energy 26(6) (1981) 547-53.
- [28] Harmeet Singh, R.P. Saini, J.S. Saini, *Performance of a packed bed solar energy storage system having large sized elements with low void fraction*. Solar Energy 87 (2013) 22-34.
- [29] Surfarazhussain S. Halkarni, Arunkumar Sridharan, S.V. Prabhu, *Estimation of volumetric heat transfer coefficient in randomly packed beds of uniform sized spheres with water as working medium*. International Journal of Thermal Sciences 110 (2016) 340-355.
- [30] Emrah Ozahi, Mehmet Yasar Gundogdu and Melda Ö. Carpinlioglu, *A Modification on Ergun's Correlation for Use in Cylindrical Packed Beds with Non-Spherical Particles*. Advanced Powder Technology 19 (2008) 369-381.
- [31] Bolland O., Ford M., Hande B., *Air Bottoming Cycle: Use of Gas Turbine Waste Heat for Power Generation*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 118 (1996).
- [32] Mikhail Korobitsyn, *Industrial applications of the air bottoming cycle*. Energy Conversion and Management 43 (2002) 1311-1322.
- [33] Jinchun Li, Yi-Tung Chen, *Computational Partial Differential Equations Using MATLAB®*. Chapman&Hall/CRC Applied Mathematics and Nonlinear Science Series (2008).

APPENDICE A

Modelli numerici per la modellazione dei processi di scambio termico fluido-solido

In questa sezione verranno presentati alcuni modelli numerici per la soluzione dei bilanci di energia che caratterizzano il *packed bed* e il fluido operativo, modelli che hanno lo scopo di simulare il comportamento della temperatura nel tempo e nello spazio in seguito ai processi di scambio termico tra i materiali presenti nel serbatoio.

Modello di Schumann [18]

Schumann sviluppò un modello monodimensionale a 2 fasi per la risoluzione del processo di scambio termico tra il liquido e il materiale costituente il *packed bed*.

Le assunzioni fatte sono:

- il materiale costituente il letto ha conducibilità termica infinita in direzione radiale e il flusso si diffonde in maniera assiale, cioè non c'è un gradiente termico in direzione radiale;
- il materiale costituente il letto ha conducibilità termica nulla in direzione assiale;
- le proprietà termo-fisiche del fluido e del solido sono uniformi e costanti (indipendenti dalla temperatura);
- il coefficiente di scambio termico non varia nel tempo e nello spazio all'interno del letto;
- non ci sono fenomeni di conduzione di calore nel fluido in direzione assiale, o altri fenomeni di dispersione, cioè prevale lo scambio termico per convezione;
- non avviene trasferimento di massa;
- nessuna perdita di calore verso l'ambiente esterno;
- la capacità termica del fluido è trascurabile.

Il bilancio energetico lato fluido è espresso matematicamente nel seguente modo:

$$\dot{m}_f c_{p,f} T_{fi} = h_v (T_f - T_s) A dx + \rho_f c_{p,f} \varepsilon A dx \frac{\partial T_f}{\partial t} + \dot{m}_f c_{p,f} (T_{fi} + \frac{\partial T_{fi}}{\partial x} dx) + U l_p dx (T_f - T_{amb}) \quad (A.1)$$

L'energia accumulata dall'aria all'interno del letto e le perdite di calore verso l'ambiente esterno possono essere trascurate per le assunzioni fatte. Moltiplicando per la lunghezza del letto 'L' entrambi i membri, l'equazione sopra può essere scritta come:

$$\frac{\partial T_{fi}}{\partial (x/L)} = - \frac{h_v A L}{\dot{m}_f c_{p,f}} (T_f - T_s) \quad (A.2)$$

oppure

$$\frac{\partial T_{fi}}{\partial(x/L)} = -NTU(T_f - T_s) \quad (A.3)$$

dove NTU (*Number of Transfer Unit*) = $\frac{h_v AL}{\dot{m}_f c_{p,f}}$

Il bilancio energetico lato solido è:

$$h_v(T_f - T_s)Adx = \rho_s c_{p,s} (1 - \varepsilon)Adx \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (A.4)$$

Moltiplicando per 'L' e dividendo per $(\dot{m}_f c_{p,f})$ entrambi i lati dell'equazione sopra si ottiene

$$\frac{\rho_s c_{p,s}}{\dot{m}_f c_{p,f}} (1 - \varepsilon)AL \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{h_v AL}{\dot{m}_f c_{p,f}} (T_f - T_s) \quad (A.5)$$

o

$$\frac{\partial T_s}{\partial \tau} = NTU(T_f - T_s) \quad (A.6)$$

con τ (tempo adimensionale) = $\frac{\dot{m}_f c_{p,f} t}{\rho_s c_{p,s} (1 - \varepsilon)AL}$

Le equazioni (A.3) e (A.6) sono equazioni alle differenze parziali e descrivono il comportamento termico del *packed bed*. La temperatura dell'aria che lascia l'elemento 'm' del letto può essere ottenuta integrando l'equazione (A.3) nel modo seguente:

$$\int_m^{m+1} \frac{\partial T_f}{T_f - T_s} = \int NTU \partial(x/L) \quad (A.7)$$

$$\frac{T_{f,m+1} - T_{s,m}}{T_{f,m} - T_{s,m}} = e^{-NTU/N} \quad (A.8)$$

con $N = L/\Delta x$, oppure

$$\frac{T_{f,m} - T_{f,m+1}}{T_{f,m} - T_{s,m}} = 1 - e^{-NTU/N} \quad (A.9)$$

L'energia trasferita dal fluido al letto di spessore Δx è data da:

$$q = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,m} - T_{f,m+1}) \quad (A.10)$$

Sostituendo il valore di $(T_{f,m} - T_{a,m+1})$ dall'equazione (A.9) all'equazione (A.10)

$$\dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,m} - T_{f,m+1}) = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,m} - T_{b,m}) (1 - e^{-NTU/N}) \quad (A.11)$$

La soluzione di quest'ultima equazione permette di calcolare la temperatura del fluido all'uscita del layer del letto.

Similmente l'equazione (A.6) può essere scritta in modo da ottenere la temperatura media dell'elemento 'm' del *packed bed*:

$$\frac{\partial T_{s,m}}{\partial \tau} = (1 - e^{-NTU/N})N(T_{f,m} - T_{s,m}) \quad (\text{A.12})$$

Una estensione dell'equazione sopra consente di considerare le perdite di energia verso l'ambiente esterno alla temperatura T_{amb} . Quindi si può scrivere

$$\frac{\partial T_{s,m}}{\partial \tau} = \left(1 - e^{-\frac{NTU}{N}}\right)N(T_{f,m} - T_{s,m}) + \frac{(U\Delta A)_m}{\dot{m}_f c_{p,f}}(T_{amb} - T_{s,m}) \quad (\text{A.13})$$

Modello di Mumma e Marvin [18]

Mumma e Marvin proposero un'analisi monodimensionale dell'energia scambiata tra il fluido operativo (aria) e il *storage material*, usando un metodo basato su un approccio alle differenze finite per risolvere i processi di scambio termico.

Dividendo il letto di lunghezza L in ' N ' parti si ha che $\Delta x (= L/N)$ sarà lo spessore di ogni elemento del letto (layer) mentre con ' m ' si indicherà un generico elemento del dominio (Figura 1A).

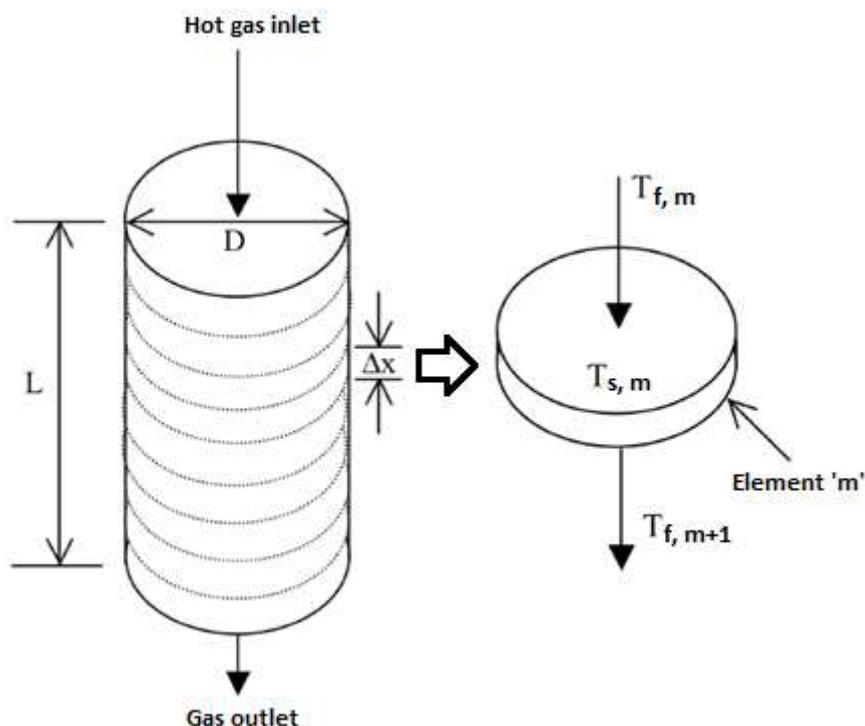


Figura 1A. Schema rappresentativo di un *packed bed*.

Il bilancio di energia lato aria su una lunghezza Δx del layer m-esimo è dato da:

$$\dot{m}_f c_{p,f} dT_f = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,m} - T_{a,m+1}) = h_v A \Delta x (T_f - T_s) \quad (\text{A.14})$$

Questa equazione può essere integrata per trovare la temperatura dell'aria $T_{a,m+1}$ all'uscita di ogni layer.

$$\int_0^{\Delta x} \frac{\partial T_f}{T_{f,m} - T_{s,m}} = \int_0^{\Delta x} \frac{h_v A dx}{\dot{m}_f c_{p,f}} = \frac{h_v A L}{N \dot{m}_f c_{p,f}} = \frac{NTU}{N} = \varphi_1 \quad (\text{A.15})$$

o

$$T_{f,m+1} = T_{f,m} + (T_{f,m} - T_{s,m}) e^{-\varphi_1} \quad (\text{A.16})$$

Il bilancio di energia del solido in un elemento 'm' per un incremento nel tempo pari a 'dt' può essere espresso come:

$$h_v (T_f - T_s) A dx = \rho_s c_{p,s} (1 - \varepsilon) A \Delta x \frac{\partial T_{s,m}}{\partial t} = \rho_f c_{p,f} (T_{f,m} - T_{f,m+1}) - (U \Delta A)_m (T_{s,m} - T_{amb}) \quad (\text{A.17})$$

L'equazione (A.17) può essere scritta nella forma delle differenze finite

$$T_{s,m}(t+\Delta t) = T_{s,m}(t) + [\varphi_2 (T_{f,m} - T_{f,m+1}) - \varphi_3 (T_{s,m} - T_{amb})] \Delta t \quad (\text{A.18})$$

dove $\varphi_2 = \frac{\rho_f c_{p,f} N}{\rho_s c_{p,s} A L (1 - \varepsilon)}$, $\varphi_3 = \frac{(U \Delta A)_m}{\rho_f c_{p,f}}$ e Δt è l'incremento nel tempo.

Le equazioni (A.16) e (A.18) servono a calcolare il comportamento del sistema al variare del tempo e dello spazio una volta che φ_1 , φ_2 e φ_3 sono state specificate con le condizioni iniziali della temperatura del letto. Gli autori affermano che l'analisi numerica sopra riportata garantisce risultati stabili della temperatura del packed bed comparata con le soluzioni analitiche se l'incremento temporale e le dimensioni dell'elemento del letto soddisfano la seguente relazione:

$$\Delta t \leq \{\varphi_2 [1 - e^{-\varphi_1}]\}^{-1} \quad (\text{A.19})$$

Modello di Coutier e Farber [18]

Come discusso precedentemente il modello di Schumann opera sotto un diverso numero di assunzioni. A causa delle condizioni troppo restrittive presentate nella trattazione di Schumann, Coutier e Farber illustrarono un modello monodimensionale a due fasi includendo gli effetti delle perdite di calore, la capacità dell'fluido e lo scambio termico per conduzione tra gli elementi del letto.

Le equazioni che governano il bilancio di conservazione dell'energia sono:

per la fase del fluido:

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + \frac{G}{\rho_f \varepsilon} \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{h_v}{\rho_f c_{p,f}} (T_s - T_f) + \frac{U l_p}{\rho_f c_{p,f} A \varepsilon} (T_{amb} - T_f) \quad (\text{A.20})$$

e per la fase del solido:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{h_v}{\rho_s c_{p,s}(1-\varepsilon)} (T_f - T_s) + \frac{k_{s,eff}}{\rho_s c_{p,s}(1-\varepsilon)} \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} \quad (\text{A.21})$$

Le condizioni iniziali per un singolo ciclo di carica sono:

$$T_f(t = 0) = T_s(t = 0) = T_{amb} \quad (\text{A.22})$$

Le condizioni iniziali per il periodo di scarica e quelli successivi sono:

$$T_f(t = 0) = T_f(t_{end}) \quad (\text{A.23})$$

$$T_s(t = 0) = T_s(t_{end}) \quad (\text{A.24})$$

ovvero le condizioni iniziali della fase di scarica coincidono con quelle finali della carica precedente.

Le condizioni al contorno sono:

$$T_f(x = 0) = T_{in} \quad (\text{A.25})$$

$$\frac{\partial T_f(x=H)}{\partial x} = 0 \quad (\text{A.26})$$

$$\frac{\partial T_s(x=0)}{\partial x} = \frac{\partial T_s(x=H)}{\partial x} = 0 \quad (\text{A.27})$$

cioè condizioni di adiabaticità tra l'ingresso e l'uscita del serbatoio.

Le equazioni differenziali (A.20) e (A.21) possono essere discretizzate applicando il metodo esplicito alle differenze in avanti nel tempo e i metodi *upwind difference method* e alle differenze centrali nello spazio (rispettivamente per l'equazione alle differenze parziali del primo e secondo ordine) [33].

Metodo esplicito alle differenze in avanti:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{T_{(i,j+1)} - T_{(i,j)}}{\Delta t} \quad (\text{A.28})$$

Upwind difference method:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_{(i+1,j)} - T_{(i,j)}}{\Delta x} \quad (\text{A.29})$$

o

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_{(i,j)} - T_{(i-1,j)}}{\Delta x} \quad (\text{A.30})$$

Metodo alle differenze centrali:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{T_{(i+1,j)} - 2T_{(i,j)} + T_{(i-1,j)}}{(\Delta x)^2} \quad (\text{A.31})$$

Le equazioni (A.20) e (A.21) diventano:

$$\frac{T_f(i,j+1)-T_f(i,j)}{\Delta t} + \frac{G}{\rho_f \varepsilon} \frac{T_f(i+1,j)-T_f(i,j)}{\Delta x} = \frac{h_v}{\rho_f c_{p,f}} (T_s(i,j) - T_f(i,j)) + \frac{U l_p}{\rho_f c_{p,f} A \varepsilon} (T_{amb} - T_f(i,j)) \quad (A.32)$$

$$\frac{T_s(i,j+1)-T_s(i,j)}{\Delta t} = \frac{h_v}{\rho_s c_{p,s}(1-\varepsilon)} (T_f(i,j) - T_s(i,j)) + \frac{k_{s,eff}}{\rho_s c_{p,s}(1-\varepsilon)} \frac{T_s(i+1,j)-2T_s(i,j)+T_s(i-1,j)}{(\Delta x)^2} \quad (A.33)$$

Esplicitando nel tempo le temperature del fluido $T_f(i,j+1)$ e del solido $T_s(i,j+1)$ si ottengono:

$$T_f(i,j+1) = T_f(i,j) + \left[\frac{h_v}{\rho_f c_{p,f}} (T_s(i,j) - T_f(i,j)) + \frac{U l_p}{\rho_f c_{p,f} A \varepsilon} (T_{amb} - T_f(i,j)) - \frac{G}{\rho_f \varepsilon} \frac{T_f(i+1,j)-T_f(i,j)}{\Delta x} \right] \Delta t \quad (A.34)$$

$$T_s(i,j+1) = T_s(i,j) + \left[\frac{h_v}{\rho_s c_{p,s}(1-\varepsilon)} (T_f(i,j) - T_s(i,j)) + \frac{k_{s,eff}}{\rho_s c_{p,s}(1-\varepsilon)} \frac{T_s(i+1,j)-2T_s(i,j)+T_s(i-1,j)}{(\Delta x)^2} \right] \Delta t \quad (A.35)$$

con $k_{s,eff} = [\varepsilon k_f^{-1} + (1 + \varepsilon) k_s^{-1}]^{-1}$ e rappresenta la conducibilità termica effettiva del packed bed.

Il coefficiente di scambio termico volumetrico h_v può essere relazionato al coefficiente di scambio superficiale h :

$$h_v = \frac{A_e}{V_e} h \quad (A.36)$$

dove il rapporto A_e/V_e rappresenta l'area superficiale della particella del letto per unità di volume. È importante quindi trovare la superficie attiva dell'elemento, ma spesso risulta difficile da predire a causa dell'irregolarità della forma della particella e l'irregolarità della sua disposizione nel *packed bed*. Per un letto costituito da elementi di forma sferica o cilindrica con aspect ratio unitario (diametro=altezza) il coefficiente di scambio termico volumetrico viene calcolato semplicemente con la seguente espressione

$$h_v = \frac{6(1-\varepsilon)}{d} h \quad (A.37)$$

con $h = \frac{700}{6(1-\varepsilon)} G^{0.76} d^{0.24}$ [15].

APPENDICE B

Correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico e le cadute di pressione

Tabella 4.B. Correlazioni per il calcolo del coefficiente di scambio termico [19] [28] [29].

| Autore | Correlazione | Range di validità |
|-----------------|--|---|
| Bird et al. | $Nu = 2,19Pr^{\frac{1}{3}}Re_p^{\frac{1}{3}} + 0,6Pr^{\frac{1}{3}}Re_p^{0,62}$ | $Pr > 0,7$ $1 < Re_p < 10^5$ |
| Beasley e Clark | $Nu = 2 + 1,354Pr^{\frac{1}{3}}Re_p^{\frac{1}{2}} + 0,0326Pr^{\frac{1}{2}}Re_p$ | $Re_p < 5000$ |
| Gnielinski | $Nu = f_a Nu_{sphere}$ $f_a = 1 + 1,15(1 - \varepsilon)$ $Nu_{sphere} = 2 + (Nu_{laminar}^2 + Nu_{turbolent}^2)^{\frac{1}{2}}$ $Nu_{laminar} = 0,664Re_\varepsilon^{0,5}Pr^{0,5}$ $Nu_{turbolent} = \frac{0,037Re_\varepsilon^{0,8}Pr}{1 + 2,44 * Re_\varepsilon^{-0,1} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$ $Re_\varepsilon = \frac{\rho u d_p}{\mu \varepsilon} = \frac{Re_p}{\varepsilon}$ | $0,71 < Pr < 10^4$ $Re_p < 7740$ |
| Gupta et al. | $Nu = 2,876 \frac{Pr^{\frac{1}{3}}}{\varepsilon} + 0,3023 \frac{Pr^{\frac{1}{3}}}{\varepsilon} Re^{0,65}$ | $0,71 < Pr < 7,18$ $10 < Re_p < 10^5$ |
| Halkarni | $Nu = 0,00043Re_p Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{D}{d_p}\right)^{-1,1} \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon^2}\right)^{3,94}$ | $100 < Re_p < 6000$ $5 < \frac{D}{d_p} < 21$ |
| Ranz | $Nu = 2 + 0,6Pr^{\frac{1}{3}}Re_p^{0,5}$ | $0,6 < Pr < 400$ $Re_p > 100$ |
| Singh | $Nu = 0,437Re^{0,75}\varepsilon^{-1,62}\varphi^{3,35} \exp\left(29,03(\log_{10}(\varphi))^2\right)$ | (*) |
| Singh Harmmeet | $Nu = 0,0614Re^{1,1186}\varepsilon^{-1,0203}\varphi^{2,5098} \exp\left(5,2979(\ln(\varphi))^2\right)$ | (*) |

Tabella 5B. Range di applicabilità delle correlazioni di Singh e Singh Harmmeet (*).

| Range di validità | |
|--|--|
| Singh | Singh Harmmeet |
| $0,55 \leq \varphi \leq 1$ | $0,55 \leq \varphi \leq 1$ |
| $0,306 \leq \varepsilon \leq 0,63$ | $0,306 \leq \varepsilon \leq 0,63$ |
| $0,155 \leq G \leq 0,266 \text{ kg/s-m}^2$ | $0,155 \leq G \leq 0,266 \text{ kg/s-m}^2$ |
| $1047 < Re_p < 2674$ | $503 < Re < 866$ |
| $3,2 < \frac{D}{d_p} < 4,8$ | $\frac{D}{d_p} = 10$ |

Tabella 6.B. Correlazioni per il calcolo delle cadute di pressione [25] [30].

| Autore | Correlazione | Range di validità |
|--------------------------------|---|--|
| Eisfeld Schnitzlein (**) | $f = \frac{K_1 A_w^2 (1 - \varepsilon)^2}{Re_p \varepsilon^3} + \frac{A_w (1 - \varepsilon)}{B_w \varepsilon^3} = \frac{\Delta p d}{\rho L u^2}$ $Re_p = \frac{\rho u d}{\mu}$ $A_w = 1 + \frac{2}{3} \left(\frac{D}{d}\right) (1 - \varepsilon)$ $B_w = \left(k_1 \left(\frac{d}{D}\right)^2 + k_2\right)^2$ | $0,10 < Re_p < 17635$ $1,624 < \frac{D}{d_p} < 250$ |
| Ergun | $\Delta p = 150 \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \frac{\mu u}{\varphi^2 d^2} + 1,75 \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3} \frac{\rho u^2}{\varphi d}$ $f = \frac{150}{Re_p} + 1,75$ $Re_h = \frac{Re_p}{1 - \varepsilon}$ | $1 < Re_h < 3000$ |
| Hicks | $f_p = 6,8 \frac{(1 - \varepsilon)^{1,2}}{\varepsilon^3} Re_p^{-0,2}$ | $500 < Re_p < 60000$ |
| Kurten et al. | $f_p = \left[\frac{25(1 - \varepsilon)^2}{4\varepsilon^3} \right] [21Re_p^{-1} + 6Re_p^{-n} + 0,28]$ | $0,1 < 4000$ |
| Montillet et al. | $f_p = \alpha [1000Re_p^{-1} + 60Re_p^{-0,5} + 12]$ <p>con $\alpha = 0,061 \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3} \left(\frac{D}{d}\right)^{0,2}$</p> | $10 < Re_p < 2500$ |
| Rose | $f_p = 1000Re_p^{-1} + 60Re_p^{-0,5} + 12$ | (non precisato) |
| Rose e Rizk | $f_p = 1000Re_p^{-1} + 125Re_p^{-0,5} + 14$ | (non precisato) |
| Singh | $f = 4,466Re^{-0,2} \varepsilon^{-2,945} \varphi^{0,696} \exp\left(11,85(\log_{10}(\varphi))^2\right)$ | (*) |
| Singh Harmeeet | $f = 374,765Re^{-0,6482} \varepsilon^{-0,7878} \varphi^{2,5246} \exp\left(9,7487(\ln(\varphi))^2\right)$ | (*) |
| Sug Lee e Ogawa | $f_p = \frac{1}{2} \left[12,5 \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \right] [29,32Re_p^{-1} + 1,56Re_p^{-n} + 0,1]$ | $1 < Re_p < 10^5$ |
| Tallmadge | $f_p = \frac{150(1 - \varepsilon)^2}{Re_p \varepsilon^3} + \frac{4,2(1 - \varepsilon)^{1,166}}{\varepsilon^3} Re_p^{-\frac{1}{6}}$ | $0,1 < Re_p < 10^5$ |

Tabella 7B. Coefficienti per l'equazione di Eisfeld e Schnitzlein (**).

| Forma | Coefficienti | | |
|----------|----------------|----------------|----------------|
| | K ₁ | k ₁ | k ₂ |
| Sfere | 154 | 1,15 | 0,87 |
| Cilindri | 190 | 2 | 0,77 |
| Altri | 155 | 1,42 | 0,83 |

APPENDICE C

Proprietà dell'aria e dell'argon [22]

Tabella 8C. Proprietà dell'aria al variare della temperatura (p=1 bar).

| ARIA | | | | | | | | |
|------|-------------------|----------|----------|---------|-----------|----------|--------|---------------------------------------|
| T | ρ | Entalpia | Entropia | c_p | c_p/c_v | K | μ | Capacità termica |
| °C | kg/m ³ | kJ/kg | kJ/kg-K | kJ/kg-K | | W/m-K | μPa-s | (J/m ³ -K)/10 ³ |
| -100 | 2,0193 | 172,64 | 6,3171 | 1,0089 | 1,4078 | 0,015946 | 11,813 | 2,037 |
| -70 | 1,7183 | 202,87 | 6,4781 | 1,0068 | 1,4057 | 0,018476 | 13,544 | 1,730 |
| -50 | 1,5632 | 223 | 6,5726 | 1,0061 | 1,4047 | 0,020104 | 14,649 | 1,573 |
| 0 | 1,2758 | 273,3 | 6,776 | 1,0059 | 1,4027 | 0,023994 | 17,257 | 1,283 |
| 25 | 1,1685 | 298,45 | 6,8641 | 1,0065 | 1,4018 | 0,025853 | 18,49 | 1,176 |
| 50 | 1,0779 | 323,63 | 6,9452 | 1,0077 | 1,4007 | 0,027661 | 19,68 | 1,086 |
| 100 | 0,93326 | 374,1 | 7,0904 | 1,0115 | 1,3979 | 0,03114 | 21,948 | 0,944 |
| 150 | 0,82288 | 424,81 | 7,218 | 1,0174 | 1,3943 | 0,034461 | 24,085 | 0,837 |
| 200 | 0,73587 | 475,86 | 7,332 | 1,0252 | 1,3899 | 0,037647 | 26,111 | 0,754 |
| 300 | 0,60745 | 579,35 | 7,5303 | 1,0453 | 1,3792 | 0,043687 | 29,889 | 0,635 |
| 400 | 0,51721 | 685,04 | 7,7003 | 1,0688 | 1,3677 | 0,049376 | 33,375 | 0,553 |
| 500 | 0,45032 | 793,12 | 7,8499 | 1,0927 | 1,3566 | 0,054792 | 36,634 | 0,492 |
| 550 | 0,42297 | 848,04 | 7,9188 | 1,1043 | 1,3516 | 0,057417 | 38,193 | 0,467 |
| 650 | 0,37716 | 959,57 | 8,0466 | 1,126 | 1,3424 | 0,062527 | 41,195 | 0,425 |
| 750 | 0,3403 | 1073,2 | 8,1634 | 1,1456 | 1,3345 | 0,067481 | 44,063 | 0,390 |
| 850 | 0,31001 | 1188,6 | 8,2711 | 1,1629 | 1,3279 | 0,072308 | 46,823 | 0,361 |
| 950 | 0,28467 | 1305,7 | 8,3709 | 1,1781 | 1,3223 | 0,077029 | 49,49 | 0,335 |
| 1050 | 0,26316 | 1424,2 | 8,464 | 1,1915 | 1,3175 | 0,081663 | 52,081 | 0,314 |
| 1100 | 0,25358 | 1483,9 | 8,5083 | 1,1975 | 1,3154 | 0,083952 | 53,351 | 0,304 |

Tabella 9C. Proprietà dell'argon al variare della temperatura (p=1 bar).

| ARGON | | | | | | | | |
|-------|-------------------|----------|----------|---------|-----------|----------|--------|---------------------------------------|
| T | ρ | Entalpia | Entropia | c_p | c_p/c_v | K | μ | Capacità termica |
| °C | kg/m ³ | kJ/kg | kJ/kg-K | kJ/kg-K | | W/m-K | μPa-s | (J/m ³ -K)/10 ³ |
| -100 | 2,7875 | 89,59 | 3,5915 | 0,52521 | 1,6769 | 0,010988 | 14,023 | 1,464 |
| -70 | 2,3716 | 105,32 | 3,6753 | 0,52351 | 1,6737 | 0,012718 | 16,225 | 1,242 |
| -50 | 2,1574 | 115,78 | 3,7244 | 0,52282 | 1,6723 | 0,01383 | 17,641 | 1,128 |
| 0 | 1,7606 | 141,89 | 3,83 | 0,52183 | 1,6702 | 0,016483 | 21,016 | 0,919 |
| 25 | 1,6125 | 154,94 | 3,8757 | 0,52154 | 1,6695 | 0,017745 | 22,624 | 0,841 |
| 50 | 1,4874 | 167,97 | 3,9177 | 0,52133 | 1,669 | 0,018969 | 24,182 | 0,775 |
| 100 | 1,2877 | 194,03 | 3,9927 | 0,52104 | 1,6684 | 0,021311 | 27,167 | 0,671 |
| 150 | 1,1354 | 220,08 | 4,0582 | 0,52086 | 1,6679 | 0,023528 | 29,994 | 0,591 |
| 200 | 1,0153 | 246,12 | 4,1163 | 0,52074 | 1,6676 | 0,025635 | 32,684 | 0,529 |
| 300 | 0,83809 | 298,18 | 4,2162 | 0,52059 | 1,6673 | 0,029571 | 37,714 | 0,436 |
| 400 | 0,71357 | 350,24 | 4,2999 | 0,52051 | 1,6671 | 0,033202 | 42,363 | 0,371 |
| 500 | 0,62127 | 402,29 | 4,372 | 0,52046 | 1,667 | 0,036589 | 46,704 | 0,323 |
| 550 | 0,58353 | 428,31 | 4,4046 | 0,52045 | 1,6669 | 0,038205 | 48,777 | 0,304 |
| 650 | 0,52033 | 480,35 | 4,4642 | 0,52042 | 1,6668 | 0,041304 | 52,758 | 0,271 |
| 750 | 0,46948 | 532,39 | 4,5178 | 0,5204 | 1,6668 | 0,044251 | 56,548 | 0,244 |
| 850 | 0,42768 | 584,43 | 4,5663 | 0,52039 | 1,6668 | 0,04707 | 60,176 | 0,223 |
| 950 | 0,39272 | 636,47 | 4,6107 | 0,52038 | 1,6667 | 0,049779 | 63,666 | 0,204 |
| 1050 | 0,36304 | 688,51 | 4,6516 | 0,52037 | 1,6667 | 0,052394 | 67,037 | 0,189 |
| 1100 | 0,34983 | 714,53 | 4,6709 | 0,52037 | 1,6667 | 0,05367 | 68,683 | 0,182 |

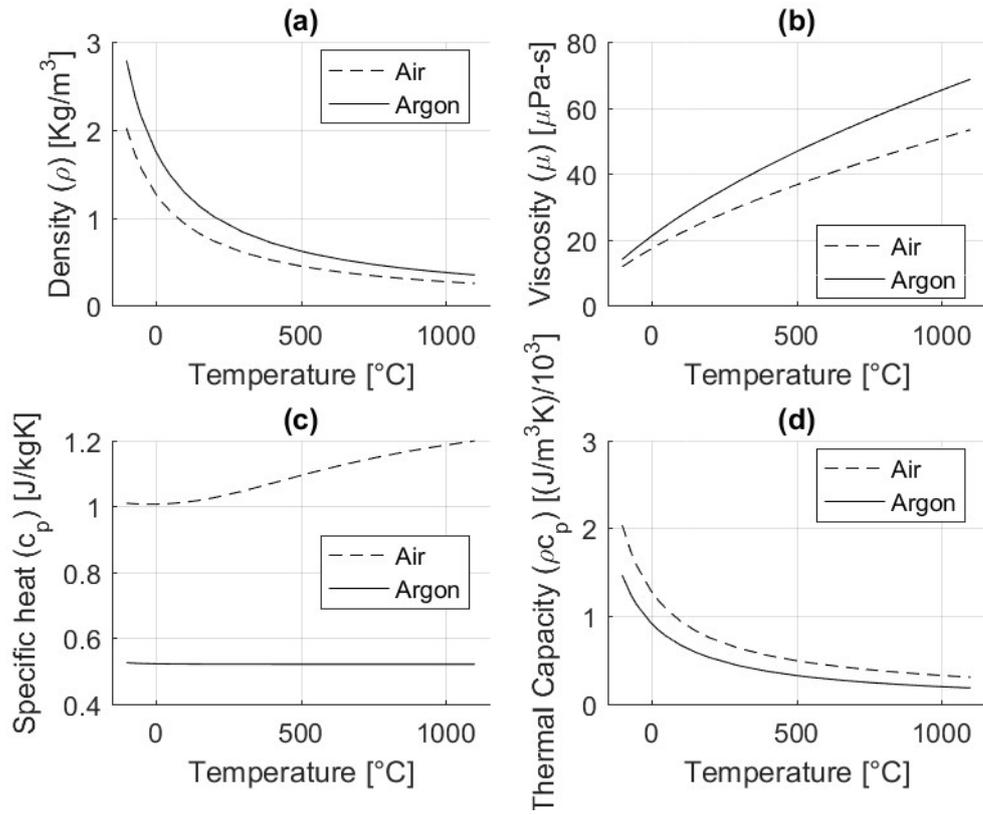


Figura 2C. Andamento delle proprietà dell'aria e dell'argon al variare della temperatura (p=1 bar).

APPENDICE D

Proprietà dei materiali costituenti il *packed bed* [23].

| Ossido di alluminio (Al_2O_3) | | |
|---|-----------------|-------------|
| T [K] | c_p [J/K-mol] | S [J/K-mol] |
| 0 | 0 | 0 |
| 100 | 12,855 | 4,295 |
| 200 | 51,12 | 24,88 |
| 298,15 | 79,015 | 50,95 |
| 300 | 79,416 | 51,44 |
| 400 | 96,086 | 76,779 |
| 500 | 106,131 | 99,388 |
| 600 | 112,545 | 119,345 |
| 700 | 116,926 | 137,041 |
| 800 | 120,135 | 152,873 |
| 900 | 122,662 | 167,174 |
| 1000 | 124,771 | 180,21 |
| 1100 | 126,608 | 192,189 |
| 1200 | 128,252 | 203,277 |
| 1300 | 129,737 | 213,602 |
| 1400 | 131,081 | 223,267 |
| 1500 | 132,29 | 232,353 |

| Ossido di ferro - ematite (Fe_2O_3) | | |
|---|-----------------|-------------|
| T [K] | c_p [J/K-mol] | S [J/K-mol] |
| 0 | 0 | 0 |
| 100 | 31,497 | 14,611 |
| 200 | 76,567 | 51,279 |
| 298,15 | 103,763 | 87,4 |
| 300 | 104,182 | 88,043 |
| 400 | 120,123 | 120,299 |
| 500 | 131,796 | 148,4 |
| 600 | 141,168 | 173,27 |
| 700 | 149,729 | 195,675 |
| 800 | 158,218 | 216,225 |
| 900 | 166,49 | 235,34 |
| 950 | 170,57 | 244,451 |
| 950 | 150,624 | 245,156 |
| 1000 | 150,624 | 252,882 |
| 1050 | 150,624 | 260,231 |
| 1050 | 140,407 | 260,231 |
| 1100 | 140,775 | 266,771 |
| 1200 | 141,511 | 279,052 |

| | | |
|------|---------|---------|
| 1300 | 142,248 | 290,408 |
| 1400 | 142,984 | 300,976 |
| 1500 | 143,72 | 310,866 |

| Rame (Cu) | | |
|------------------|-----------------|-------------|
| T [K] | c_p [J/K-mol] | S [J/K-mol] |
| 0 | 0 | 0 |
| 100 | 16,01 | 10,034 |
| 200 | 22,631 | 23,73 |
| 298,15 | 24,442 | 33,164 |
| 300 | 24,462 | 33,315 |
| 400 | 25,318 | 40,484 |
| 500 | 25,912 | 46,206 |
| 600 | 26,481 | 50,982 |
| 700 | 26,996 | 55,103 |
| 800 | 27,494 | 58,739 |
| 900 | 28,049 | 62,009 |
| 1000 | 28,662 | 64,994 |
| 1100 | 29,479 | 67,763 |
| 1200 | 30,519 | 70,368 |
| 1300 | 32,143 | 72,871 |
| 1358 | 33,353 | 74,3 |
| 1358 | 32,844 | 83,974 |
| 1400 | 32,844 | 84,974 |
| 1500 | 32,844 | 87,24 |

APPENDICE E

Esempio di calcolo dei parametri caratteristici del *packed bed*

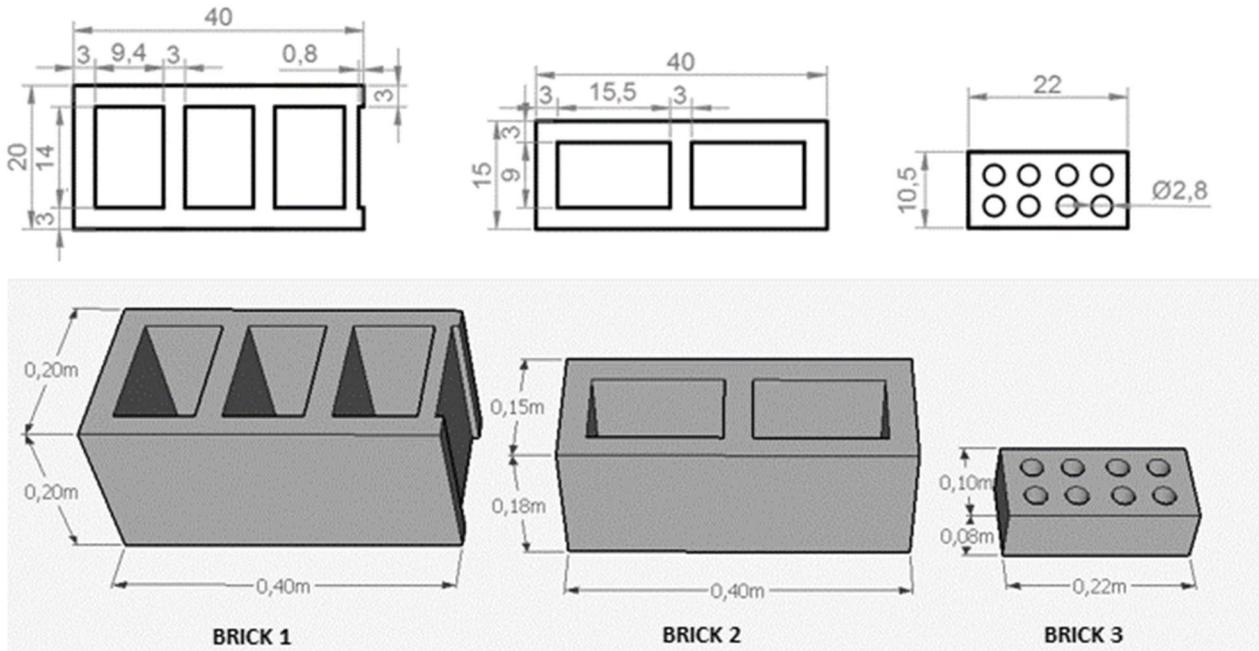


Figura 1.E. Forma e dimensioni degli elementi esaminati.

BRICK 1

| Dimensioni mattone [m] | | | Dimensioni foro [m] | | | |
|------------------------|----------------|----------------|---------------------|----------------|----------------|-------------------|
| A ₁ | B ₁ | H ₁ | A ₂ | B ₂ | H ₂ | N _{fori} |
| 0,4 | 0,2 | 0,2 | 0,1 | 0,14 | 0,2 | 3 |

$$\text{Volume solido} \rightarrow V_s = A_1 \cdot B_1 \cdot H_1 - A_2 \cdot B_2 \cdot H_2 \cdot N_{fori} - 0,008 \cdot B_2 \cdot H_2 = 0,00788 \text{ m}^3$$

Superficie laterale \rightarrow

$$S_l = 2 \cdot (A_1 \cdot B_1 + A_1 \cdot H_1 + H_1 \cdot B_1 - A_2 \cdot B_2 \cdot N_{fori}) + (A_2 \cdot H_2 + B_2 \cdot H_2) \cdot N_{fori} + 0,008 \cdot H_2$$

$$= 0,465 \text{ m}^2$$

$$\text{Grado di vuoto} \rightarrow \varepsilon = \frac{V_{tank} - V_{sol}}{V_{tank}} = \frac{A_1 \cdot B_1 \cdot H_1 - V_s}{A_1 \cdot B_1 \cdot H_1} = 0,4935$$

$$\text{Sfericit\`a} \rightarrow \psi = \frac{\pi^{1/3} \cdot (6 \cdot V_s)^{2/3}}{S_l} = 0,412$$

$$\text{Diametro equivalente} \rightarrow D_{eq} = 6 \cdot \frac{V_s}{\psi \cdot S_l} = 0,247 \text{ m}$$

BRICK 2

| Dimensioni mattone [m] | | | Dimensioni foro [m] | | | |
|------------------------|----------------|----------------|---------------------|----------------|----------------|-------------------|
| A ₁ | B ₁ | H ₁ | A ₂ | B ₂ | H ₂ | N _{fori} |
| 0,4 | 0,15 | 0,18 | 0,155 | 0,09 | 0,18 | 2 |

Volume solido $\rightarrow V_s = A_1 \cdot B_1 \cdot H_1 - A_2 \cdot B_2 \cdot H_2 \cdot N_{fori} = 0,00578 \text{ m}^3$

Superficie laterale \rightarrow

$$S_l = 2 \cdot (A_1 \cdot B_1 + A_1 \cdot H_1 + H_1 \cdot B_1 - A_2 \cdot B_2 \cdot N_{fori}) + (A_2 \cdot H_2 + B_2 \cdot H_2) \cdot N_{fori}$$

$$= 0,350 \text{ m}^2$$

Grado di vuoto $\rightarrow \varepsilon = \frac{V_{tank} - V_{solid}}{V_{tank}} = \frac{A_1 \cdot B_1 \cdot H_1 - V_s}{A_1 \cdot B_1 \cdot H_1} = 0,465$

Sfericit  $\rightarrow \psi = \frac{\pi^{1/3} \cdot (6 \cdot V_s)^{2/3}}{S_l} = 0,444$

Diametro equivalente $\rightarrow D_{eq} = 6 \cdot \frac{V_s}{\psi} = 0,223 \text{ m}$

BRICK 3

| Dimensioni mattone [m] | | | Dimensioni foro [m] | | |
|------------------------|----------------|----------------|---------------------|----------------|-------------------|
| A ₁ | B ₁ | H ₁ | D | H ₂ | N _{fori} |
| 0,22 | 0,105 | 0,08 | 0,028 | 0,08 | 8 |

Volume solido $\rightarrow V_s = A_1 \cdot B_1 \cdot H_1 - \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot H_2 \cdot N_{fori} = 0,00145 \text{ m}^3$

Superficie laterale \rightarrow

$$S_l = 2 \cdot (A_1 \cdot B_1 + A_1 \cdot H_1 + H_1 \cdot B_1 - \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot H_2 \cdot N_{fori}) + \pi \cdot D \cdot H_2 \cdot N_{fori}$$

$$= 0,145 \text{ m}^2$$

Grado di vuoto $\rightarrow \varepsilon = \frac{V_{tank} - V_{solid}}{V_{tank}} = \frac{A_1 \cdot B_1 \cdot H_1 - V_s}{A_1 \cdot B_1 \cdot H_1} = 0,213$

Sfericit  $\rightarrow \psi = \frac{\pi^{1/3} \cdot (6 \cdot V_s)^{2/3}}{S_l} = 0,429$

Diametro equivalente $\rightarrow D_{eq} = 6 \cdot \frac{V_s}{\psi} = 0,141 \text{ m}$