



Ricerca di Sistema elettrico

Progettazione e realizzazione di un semplice elemento di accumulo termico utilizzante Nano-Enhanced-PCM

A. MILIOZZI, D. NICOLINI, R. LIBERATORE

PROGETTAZIONE E REALIZZAZIONE DI UN SEMPLICE ELEMENTO DI ACCUMULO TERMICO
UTILIZZANTE NANO-ENHANCED-PCM

A. MILIOZZI, D. NICOLINI, LIBERATORE (ENEA)

Dicembre 2020

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: *Tecnologie*

Progetto: 1.9 Solare termodinamico

Work package: WP1 Sviluppo e caratterizzazione di fluidi termici avanzati per CSP

Linea di attività: LA 1.15 - Sviluppo, caratterizzazione e modellazione di nuovi fluidi termovettori a base di miscele di sali fusi per impianti CSP

Responsabile del Progetto: Alberto GIACONIA - ENEA

Indice

SOMMARIO.....	5
1 INTRODUZIONE.....	6
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	7
2.1 STUDIO ED ANALISI NUMERICA DI UN TES UTILIZZANTE DEI NANO-ENHANCED-PCM	8
2.1.1 <i>I dati del problema</i>	8
2.1.1.1 I materiali.....	8
2.1.1.2 La geometria.....	9
2.1.1.3 Le condizioni operative.....	9
2.1.2 <i>Analisi di una capsula</i>	10
2.1.2.1 Parametri geometrici.....	10
2.1.2.2 Comportamento termico.....	10
2.1.2.3 Verifica tenuta meccanica	11
2.1.2.4 Analisi risultati	13
2.1.3 <i>Analisi di un dispositivo elementare</i>	14
2.1.3.1 Dispositivo a tre file	14
2.1.3.2 Dispositivo ad una fila.....	14
2.1.3.3 Perdite di calore e calcolo della coibentazione necessaria.....	16
2.1.3.4 Analisi fluidodinamica.....	19
2.1.3.5 Analisi risultati	20
2.1.4 <i>Analisi FEM di una capsula</i>	21
2.1.4.1 Analisi monodimensionale.....	21
2.1.4.2 Analisi bidimensionale	22
2.1.4.3 Analisi risultati	23
2.1.5 <i>Conclusione</i>	24
2.2 ANALISI CFD.....	25
2.2.1 <i>Geometria</i>	25
2.2.2 <i>Materiali e modelli comportamentali</i>	28
2.2.2.1 Il fluido termovettore (HTF).....	28
2.2.2.2 Il materiale a cambiamento di fase nano-caricato (NEPCM)	28
2.2.2.3 L'acciaio	30
2.2.2.4 Il materiale di coibentazione	30
2.2.3 <i>Condizioni al contorno ed iniziali</i>	30
2.2.4 <i>Mesh</i>	32
2.2.5 <i>Calcoli e Risultati</i>	33
2.2.6 <i>Conclusione</i>	36
2.3 PROGETTAZIONE DEL DISPOSITIVO	37
2.3.1 <i>Le specifiche</i>	37

2.3.2	<i>Il progetto</i>	40
2.4	REALIZZAZIONE DEL DISPOSITIVO	42
3	CONCLUSIONI	45
4	RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	46
5	ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	47
	APPENDICE 1 – SCHEDE TUBI AST	48
	APPENDICE 2 – CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO	50
	APPENDICE 3 – ALCUNI RISULTATI DELL’ANALISI FEM DELLA CAPSULA.....	51

Sommario

Il lavoro descritto in questo documento si inquadra nell'ambito della Linea di Attività LA1.15 del PAR 2020 relativo al Tema di Ricerca 1.9 "Solare termodinamico" della Ricerca di Sistema Elettrico 2019-2021.

L'obiettivo di questa linea di attività era quello di progettare e realizzare un dispositivo attraverso il quale poter analizzare l'efficienza dello scambio termico quando si usano nuovi materiali addizionati con nanoparticelle (NP) come HTF (Heat Transfer Fluid) o HSM (Heat Storage Material). Questi materiali, sia Nano Fluidi (NF) che Nano Enhanced Phase-Change Materials (NEPCM), saranno sviluppati nell'ambito della linea LA1.13, a partire dallo studio e selezione dei principali Fluidi/PCM e NP effettuati nel 2019 nell'ambito della linea LA1.12. Per condurre il presente lavoro si è preso a riferimento un NEPCM noto, costituito da un sale binario, $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$ (60:40 wt%), in cui sono state disperse l'1% in peso di nanoparticelle di silice ed allumina ($\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$, 82-86/14-18wt%). Il dispositivo in questione sarà un accumulo termico utilizzando NEPCM incapsulato che, installato nell'impianto sperimentale ATES dell'ENEA Casaccia, consentirà la sua caratterizzazione termodinamica, prevista nella LA1.16, e da eseguire nel PAR 2021.

Il dimensionamento del dispositivo è avvenuto effettuando dapprima una serie di analisi atte a valutare le prestazioni di un NEPCM macro-incapsulato in una singola capsula dello stesso e, quindi, dell'intero dispositivo, costituito da un insieme di queste capsule. In particolare, si è scelto di analizzare dei dispositivi costituiti da una o tre file di capsule. Ogni fila è costituita da tre capsule impilate, ciascuna di lunghezza 500 mm e diametro 60 mm, quest'ultimo risultato di una ottimizzazione. Il dispositivo a 3 file è quello che approssima meglio un eventuale dispositivo ottimizzato, riducendo la quantità di acciaio impiegato ed il costo al kWh dell'energia accumulata. Di contro, il dispositivo ad 1 fila mostra un costo assoluto inferiore ed impiega una quantità minore di materiale. Da un punto di vista termico i due dispositivi sono equivalenti. Quindi, per valutare le dinamiche (tempi) di carico e scarico dell'energia sono state effettuate delle analisi sia con il metodo degli elementi finiti (FEM) che tramite una analisi fluidodinamica (CFD). Dette analisi hanno evidenziato che per raggiungere lo stato stazionario della condizione iniziale di prova (200°C) sono necessarie circa 24 ore. Quindi, il successivo riscaldamento fino ai 300°C impiega circa 3-4 ore per raggiungere il 99% del carico massimo nominale. Il cambio di fase del NEPCM dovrebbe avvenire entro la prima ora di salita della temperatura.

Le indicazioni delle precedenti analisi hanno consentito di scegliere il tipo dispositivo da testare (quello ad una fila di capsule) e formulare le specifiche per la sua realizzazione. Infine, tramite un contratto alla ditta Nuova STEIM di Narni (TR), si è proceduto alla sua progettazione e realizzazione.

1 Introduzione

Il lavoro svolto e descritto in questo documento si inquadra nell'ambito della Linea di Attività LA1.15 del PAR 2020 del pacchetto di lavoro WP1 "Sviluppo e caratterizzazione di fluidi termici avanzati per CSP" relativo al Tema di Ricerca 1.9 "Solare termodinamico" del Piano Triennale per la Ricerca di Sistema Elettrico 2019-2021.

Obiettivo di questa linea di attività è quello di progettare e realizzare un dispositivo attraverso il quale poter analizzare l'efficienza dello scambio termico quando vengono usati, come HTF (Heat Transfer Fluid) o HSM (Heat Storage Material), nuovi materiali addizionati con nanoparticelle (NP). Questi, sia Nano Fluidi (NF) che Nano Enhanced Phase-Change Materials (NEPCM), saranno sviluppati nell'ambito della linea LA1.13, a partire dallo studio e selezione dei principali Fluidi/PCM e NP effettuati nel 2019 nell'ambito della linea LA1.12.

In particolare, si è ritenuto opportuno realizzare un dispositivo per l'accumulo termico utilizzando un NEPCM che, installato nell'impianto sperimentale ATES dell'ENEA Casaccia, sarà oggetto di caratterizzazione termodinamica, prevista nella LA1.16 da eseguire nel PAR 2021.

Tale dispositivo utilizzerà come HSM un NEPCM costituito da sali fusi (come PCM) operanti a medio-bassa o media temperatura cui sarà aggiunta una piccola quantità di NP per incrementarne le proprietà termiche e, quindi, migliorare le prestazioni di scambio termico. La bontà di tale approccio è anche evidenziata in numerosi lavori di ricerca, tra cui quelli di Fernandez [1] e Riazi [2]. In **Figura 1** è possibile osservare come i sali fusi con piccole quantità di nanoparticelle possano offrire un evidente incremento di capacità termica del NF o NEPCM.

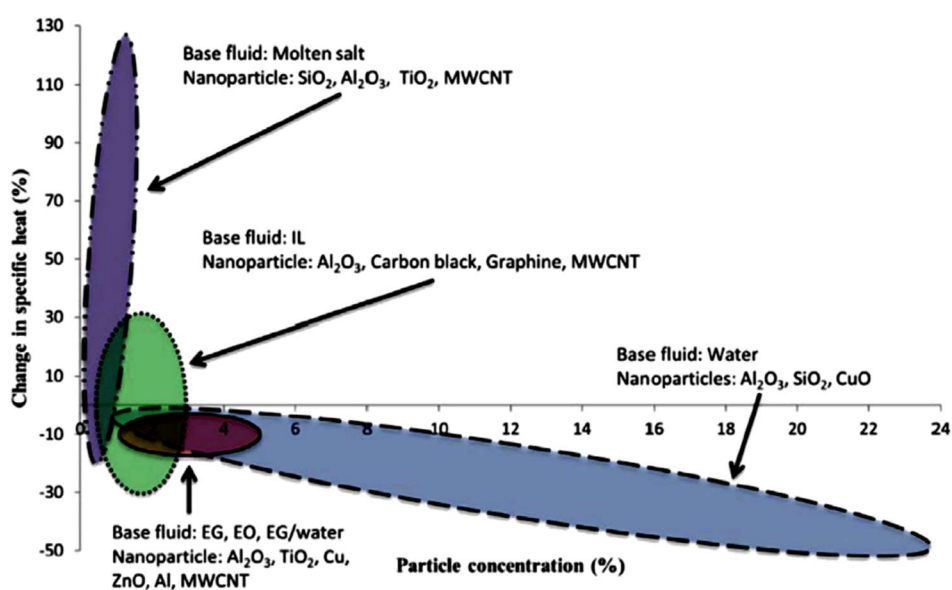


Figura 1- Panoramica sulla variazione del calore specifico di differenti nanofluidi raggruppati in base al fluido base, in rapporto alla concentrazione delle NPs. MWCNT: nanotubi di carbonio multi-walled, IL: liquidi ionici, EG: etilene-glicolo [2].

Le caratteristiche di scambio termico determinate utilizzando il nuovo materiale come NEPCM (in cambio di fase solido-liquido e convezione naturale) saranno anche facilmente applicabili ad un suo uso come NF (HTF, in sola fase liquida e convezione forzata).

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

Sino ad oggi, una delle tipologie di sistema di accumulo termico a calore latente (LHTES) più studiato e sperimentato è quella basata sul concetto tube&shell [3]. In tali sistemi si è dovuta affrontare principalmente la problematica connessa alla bassa conducibilità termica, o meglio diffusività termica, del mezzo di accumulo, il materiale a cambiamento di fase (PCM). Per ovviare a questa problematica, che compromette uno scambio termico efficace tra fluido termovettore (HTF) e mezzo di accumulo del calore (HSM), si sono percorse diverse strade: i) aggiungere nanoparticelle al PCM, finalizzate ad incrementare le proprietà termiche del HSM (NEPCM); ii) incrementare la superficie di scambio tra HTF e HSM attraverso opportuni sistemi di promozione della conducibilità, ad esempio con superfici alettate; iii) favorire l'instaurarsi di moti convettivi nel PCM fuso, per passare da uno scambio termico puramente conduttivo ad uno convettivo più efficace.

Un metodo, studiato nel presente lavoro, per incrementare la superficie di scambio tra HTF e HSM, migliorando le condizioni di scambio termico, è quello di abbandonare il concetto di tube&shell e passare a quello di NEPCM macro-incapsulati. In questo caso, l'HTF scorre all'esterno di capsule chiuse contenenti il NEPCM.

Una serie di indagini, condotte sia con metodi analitici che con il metodo degli elementi finiti (FEM) utilizzando il codice Cast3M, sono state condotte al fine di valutare le prestazioni di un NEPCM macro-incapsulato e di dimensionare opportunamente sia una singola capsula che un ipotetico dispositivo, da poter provare sperimentalmente, costituito da un insieme di capsule. L'uso di questo codice FEM, non fluidodinamico, implica l'adozione di uno scambio termico puramente conduttivo ed è sostanzialmente avvalorato sia dalle dimensioni delle capsule che dalla ipotesi di poter utilizzare dei PCM con aggiunta di nanoparticelle, che generalmente mostrano una viscosità molto elevata ed una difficoltà a generare moti convettivi dopo il cambio di fase.

Per condurre il presente lavoro si è preso a riferimento un NEPCM, già studiato in precedenza dall'ENEA e dall'Università di Perugia [4-6], costituito da un sale binario definito "sale solare", $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$ (60:40 wt%), in cui sono state disperse l'1% in peso di nanoparticelle di silice ed allumina ($\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$, 82-86/14-18wt%). Chiaramente, il dimensionamento che segue, essendo fortemente dipendente dalla variazione di volume del PCM durante il cambio di fase, dovrà essere variato nel caso si adottasse un NEPCM differente, come ad esempio quelli in corso di sviluppo da parte dell'Università di Perugia all'interno della Linea di attività LA13.

2.1 Studio ed analisi numerica di un TES utilizzando dei Nano-Enhanced-PCM

In questo capitolo viene descritto il lavoro effettuato per lo studio ed il dimensionamento di un prototipo di LHTES utilizzando un NEPCM incapsulato.

2.1.1 I dati del problema

I principali dati del problema riguardano i materiali utilizzati, le dimensioni geometriche della capsula e le condizioni di scambio termico adottate. Altri dati geometrici, trattati nel seguito, costituiranno i parametri di dimensionamento della capsula e del dispositivo.

2.1.1.1 I materiali

I materiali utilizzati in questa valutazione sono sostanzialmente tre: i) l'acciaio del contenitore della capsula; ii) il NEPCM contenuto all'interno della capsula; iii) il fluido termovettore che scorre all'esterno della capsula.

Il tipo di acciaio da scegliere è generalmente funzione della temperatura operativa. In una fase di ricerca, come la presente, possono essere considerati acciai austenitici del tipo AISI 304 e 316. L'olio diatermico preso in considerazione, tenendo conto la possibilità di effettuare la sperimentazione utilizzando l'impianto ATES dell'ENEA Casaccia, è il Therminol66. Come NEPCM si può considerare il sale solare (NaNO₃-KNO₃ 60:40 wt%), su cui ENEA ha larga esperienza e che fonde tra i 220 ed i 230 °C, in cui sono state disperse l'1% in peso di nanoparticelle di SiO₂/Al₂O₃. Le sue proprietà sono ricavate da [6] ad eccezione della densità e della variazione di volume nel cambio di fase, che invece sono assunte essere quelle del solo sale solare [7].

Quindi, le proprietà dei materiali considerati sono quelle riportate in **Tabella 1**.

Tabella 1 – Principali proprietà dei materiali (@250°C)

Materiali		Acciaio inox	NEPCM [6,7]	HTF [8]	Coibente (*)
Densità	kg/m ³	8000	1920	847	40
Calore specifico	J/(kg.C)	510	1670	2380	1030
Conducibilità	W/(m ² .C)	15	0.8		0.037
Temp fusione	°C		225		
Calore latente	J/kg		119000		
Variazione di volume dopo fusione	%		4.6		
Limite elastico	Mpa	200			
Viscosità dinamica	mPa.s			0.5652	
Viscosità cinematica	mm ² /s			0.667	
Pressione di vapore (ass)	kPa			9.232	
Costo (ipotesi)	E/kg	5.00	1.50	15.00	2.5
Fattore di ricarica per produzione pezzo		3.00			

(*) Tipologia di riferimento: Knauf Insulation DP4

2.1.1.2 La geometria

La scelta delle principali dimensioni della capsula, di forma cilindrica, riguarda lo spessore ed il diametro del contenitore. Nella ipotesi che quest'ultimo sia ricavato da tubazioni commerciali, si è fatto riferimento alle tabelle del catalogo del Tubificio della Acciai Speciali Terni, riportato in Appendice 1.

Tenendo conto che l'involucro della capsula dovrà:

- facilitare lo scambio termico con il fluido termovettore (bassa resistenza termica);
- limitare la quantità di acciaio presente in rapporto al NEPCM e
- consentire la saldabilità dei tappi di chiusura delle capsule,

si è ipotizzato l'uso di uno spessore di acciaio non inferiore ad 1 mm.

Invece, il diametro esterno della capsula dovrà essere il più elevato possibile in ragione della capacità di trasporto del calore nel HSM e dello sfruttamento dello stesso. Per spessori di 1 mm il massimo ipotizzabile per il diametro, riferendosi alle tabelle AST, è di 70 mm.

Per quanto concerne la lunghezza della capsula è ipotizzabile, prevedendo la possibilità di impilare più capsule con differenti PCM (in cascata), che si aggiri intorno ai 500 mm.

Ovviamente, la capsula non potrà essere riempita completamente di PCM, poiché questo, durante il cambio di fase, aumenterà di volume. Inoltre, tale variazione di volume andrà a comprimere l'aria presente nella capsula producendo una pressione interna che dovrà essere supportata dal materiale di contenimento.

A seguito di quanto detto si assumono per la capsula le caratteristiche di [Tabella 2](#).

Tabella 2 – Dati geometrici di una capsula

Geometria Capsula		
Diametro capsula	mm	50-70
Spessore capsula	mm	1
Lunghezza capsula	mm	500
Pressione zona aria iniziale	MPa	0.10

2.1.1.3 Le condizioni operative

Si assume che la capsula lavori nell'intorno della temperatura di fusione del NEPCM alle condizioni riassunte in [Tabella 3](#).

Tabella 3 – Temperature e condizioni operative di una capsula

Condizioni operative		
Temperatura iniziale	°C	200
Temperatura finale	°C	300
Salto termico	°C	100

2.1.2 Analisi di una capsula

Sulla base dei dati precedenti è possibile valutare le caratteristiche di diverse capsule in funzione del loro diametro nominale e del peso del sale inserito. Quest’ultimo sarà tarato, immaginando un possibile errore di peso del 5%, affinché, in conseguenza dell’aumento del volume di sale in fase liquida e quindi della riduzione del volume di aria, l’incremento di pressione produca uno stato tensionale nell’acciaio della capsula inferiore alla sua tensione ammissibile.

2.1.2.1 Parametri geometrici

Sono stati considerati tre diversi diametri esterni della capsula, pari a 50, 60 e 70 mm, e sono stati valutati volumi occupati e pesi (Tabella 4). Incrementando il diametro, il sale di una capsula avrà un peso variabile tra 1.55 e 3.15 kg mentre il peso dell’acciaio presente varierà tra il 29% ed il 23% del peso totale. L’altezza della zona di aria, quando il sale è allo stato solido, varia tra 11 ed 11.5 cm.

2.1.2.2 Comportamento termico

Successivamente, noti i pesi dei materiali utilizzati, è possibile valutare il calore massimo accumulabile sia come calore sensibile che come calore latente (Tabella 5). Incrementando il diametro, la capacità di accumulo della capsula varia da 132 a 263 Wh, con un contributo del sale che va dal 93% al 95% e dell’acciaio dal 7% al 5%.

Tabella 4 – Volumi e pesi di capsule con diversi diametri

Diametro esterno capsula	mm	50	60	70
Diametro interno capsula	mm	48	58	68
Area esterna capsula	mm ²	1964	2827	3848
Area interna capsula	mm ²	1810	2642	3632
Sezione tubo	mm ²	154	185	217
Volume tubo	m ³	7.70E-05	9.27E-05	1.08E-04
Volume tappi	m ³	3.93E-06	5.65E-06	7.70E-06
Volume capsula	m ³	9.05E-04	1.32E-03	1.82E-03
Volume sale	m ³	6.94E-04	1.03E-03	1.41E-03
Peso acciaio	kg	0.65	0.79	0.93
Peso sale	kg	1.55	2.30	3.15
Peso totale	kg	2.20	3.09	4.08
Rapporto peso acciaio/tot	-	29.5%	25.5%	22.8%
Rapporto peso sale/tot	-	70.5%	74.5%	77.2%
Altezza zona aria (a freddo)	mm	116	110	111

Tabella 5 – Energia accumulabile all'interno di capsule con diversi diametri

Diametro esterno capsula	mm	50	60	70
Calore sensibile acciaio	Wh	9.17	11.14	13.16
Calore sensibile sale	Wh	71.9	106.7	146.1
Calore latente sale	Wh	51.2	76.0	104.1
Capacità accumulo	Wh	132.3	193.9	263.4
Rapp. Ener. sale/tot	-	93.1%	94.3%	95.0%
Rapp. Ener. acciaio/tot	-	6.9%	5.7%	5.0%

2.1.2.3 Verifica tenuta meccanica

La capsula non è riempita completamente di sale, ma una zona superiore è lasciata vuota dal sale e piena d'aria. Questo è fatto per compensare l'aumento di volume del sale dopo la sua fusione ed il suo aumento di temperatura, e consentire all'aria presente di non esercitare una pressione eccessiva nella capsula.

Al momento della chiusura la capsula, di lunghezza L , sezione A (sezione interna), contiene una quantità P_s di sale solido che occupa un volume V_s ed una lunghezza "utile" L_u . L'aria al suo interno occupa quindi una lunghezza L_v e un volume V_1 e si trova alla pressione atmosferica p_{atm} :

$$L_v = L - L_u, \quad V_s = \frac{P_s}{\rho_{sale\ solido}} = AL_u, \quad V_1 = AL_v, \quad p_{atm} = 1atm,$$

in cui la densità del sale solido ($\rho_{sale\ solido}^{sale}$) è pari a 2232 kg/m³ a temperatura ambiente ([9], [10]).

Ipotizzando per l'aria il comportamento di un tipico gas perfetto, per il quale valgono le leggi termodinamiche di Boyle-Mariotte e Gay-Lussac, è possibile calcolare il numero n di moli presenti:

$$n = \frac{p_{atm} V_1}{RT_{amb}},$$

in cui R è la costante universale dei gas, e T_{amb} è la temperatura ambiente in K. Le moli di aria rimarranno costanti per tutte le trasformazioni ipotizzate, ipotizzando che non intervengano trasformazioni di tipo chimico.

Quando il sale viene riscaldato dalla T_{amb} alla temperatura operativa massima T_{max} , passando dalla fase solida a quella liquida, il suo volume aumenta poiché la sua densità diminuisce. La densità del sale solido alla temperatura massima può essere valutata utilizzando la correlazione proposta da Bauer [11], nella quale la densità ρ è espressa in [g/cm³] e la temperatura T in [°C]:

$$\rho_{sale\ liquido} = 2106 - 0.66795 * T_{max} \text{ (con } T_{max} \text{ in } ^\circ\text{C)}.$$

Il nuovo volume occupato dall'aria diventa quindi:

$$V_2 = AL - \frac{P_s}{\rho_{sale\ liquido}},$$

con il peso del sale (P_s) che ovviamente rimane costante al variare della temperatura, mentre la densità diminuisce, coerentemente con la correlazione già menzionata.

A seguito della riduzione di volume a sua disposizione e dell'aumento della sua temperatura, l'aria presente all'interno della capsula incrementa la sua pressione:

$$p_{max} = \frac{nRT_{max}}{V_2} \quad (\text{con } T_{max} \text{ in K}).$$

Quindi, la variazione totale di pressione dell'aria diviene:

$$\Delta p = p_{max} - p_{atm}.$$

Il cilindro di contenimento della capsula risulta quindi soggetto alla condizione di carico dovuta alla differenza tra la pressione interna e la pressione esterna atmosferica (Δp). Questa condizione di carico fa nascere, nel cilindro stesso (recipiente in pressione), uno stato tensionale che può essere rappresentato dalle tensioni nelle tre direzioni principali (radiale, σ_r , circonferenziale, σ_c , e assiale, σ_a):

$$\sigma_r = -\Delta p, \quad \sigma_c = \frac{\Delta p \cdot d}{2s}, \quad \sigma_a = \frac{\Delta p \cdot d}{4s}.$$

Per verificare se la quantità di sale presente nella capsula comporta un livello di sollecitazione accettabile nel materiale della capsula stessa si può considerare la tensione equivalente di Von Mises:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_c^2 + \sigma_a^2 - \sigma_r \sigma_c - \sigma_c \sigma_a - \sigma_r \sigma_a}.$$

Affinché questo stato di sollecitazione nel materiale sia accettabile, la tensione di Von Mises deve risultare inferiore o equivalente alla tensione ammissibile σ_{amm} (pari al limite elastico del materiale σ_y diviso un opportuno coefficiente di sicurezza f_s):

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{amm} = \frac{\sigma_y}{f_s}.$$

Ipotizzando che il materiale sia un acciaio austenitico (limite elastico di 200 MPa) e considerando un coefficiente di sicurezza pari a 3 (viste le forti incertezze in gioco) si ottiene una tensione ammissibile di circa 67 MPa.

Come si può notare ([Tabella 6](#)), al variare del diametro e del peso del sale per le capsule prese a riferimento l'aria presente raggiunge un valore di pressione prossimo a 5 atm e la tensione equivalente di Von Mises varia da 8 a 12 MPa, rimanendo largamente inferiore a quella ammissibile.

Tabella 6 – Valutazione della lunghezza utile (PCM) e di quella vuota (aria) per diversi diametri

<i>Verifica capsula</i>				
Diametro esterno capsula	mm	50	60	70
Temperatura iniziale	K	293.15	293.15	293.15
Temperatura finale	K	573.15	573.15	573.15
Pressione iniziale	atm	1	1	1
Costante universale dei gas (R)	L*atm/(K*mol)	0.0821	0.0821	0.0821
Volume della capsula	L	0.90	1.32	1.82
Volume del sale solido (20 °C)	L	0.69	1.03	1.41
Volume iniziale dell'aria (20 °C)	L	0.21	0.29	0.40
Numero di moli di aria (n)	mol	8.739E-3	1.207E-2	1.681E-2
Densità sali fuso a 300°C	kg/m ³	1905.6	1905.6	1905.6
Volume del sale liquido a 300°C	L	0.81	1.21	1.65
Volume dell'aria a caldo (300°C)	L	0.09	0.11	0.16
Pressione massima	atm	4.50	4.98	4.86
Variazione di pressione dell'aria Δp	atm	3.50	3.98	3.86
	MPa	0.35	0.40	0.39
<i>Stato sollecitazione capsula</i>				
Tensione radiale σ_r	MPa	-0.35	-0.40	-0.39
Tensione circonferenziale σ_c	MPa	8.51	11.69	13.29
Tensione assiale σ_a	MPa	4.26	5.85	6.64
Tensione equivalente di Von Mises σ_{vm}	MPa	7.68	10.48	11.85

2.1.2.4 Analisi risultati

I risultati precedentemente ottenuti forniscono le indicazioni che seguono.

Al crescere del diametro della capsula si evidenzia come il peso relativo dell'acciaio si riduca sia in termini di massa (ovvero di costo) che di energia accumulata (solo calore sensibile).

Le capsule lavorano ad un livello di tensione molto basso a causa di un livello di pressione interna che non supera le 5 atm ovvero un livello di riempimento in fase liquida che si attesta intorno al 90% di quello disponibile.

La scelta di un diametro pari a 60 mm è la scelta migliore tra quelle analizzate in quanto:

- Le prestazioni termiche ed i costi sono migliori della soluzione a 50 mm e molto simili a quelle della soluzione a 70 mm;
- Il livello di tensione è leggermente inferiore a quello della soluzione a 70 mm ed ha ancora molto margine per poter resistere anche a eventuali carichi aggiuntivi (gradienti di temperatura, pesi propri ed esterni, fatica ciclica).

Detta configurazione sarà quindi presa a riferimento per le analisi che seguono.

2.1.3 Analisi di un dispositivo elementare

Un dispositivo elementare è composto da una serie di capsule impilate e disposte su una o più file parallele equidistanziate. Dette file di capsule sono alloggiare all'interno di un contenitore in acciaio, opportunamente coibentato. All'interno del contenitore, ed all'esterno delle capsule, scorre il fluido termovettore che trasferisce il calore alle capsule durante la carica o lo preleva durante la scarica.

Nella presente analisi, sono considerati due tipi di dispositivi, uno con tre file di capsule disposte a triangolo equilatero e uno con una singola fila (**Figura 2**), energeticamente equivalente ad una fila del precedente dispositivo.

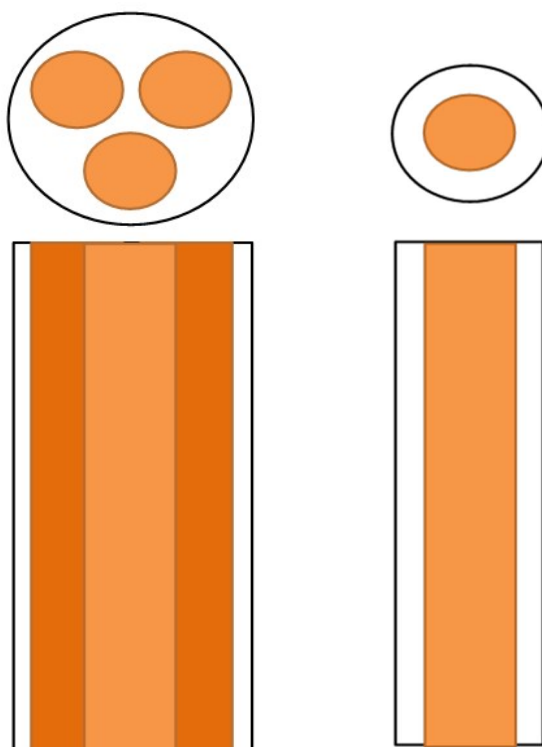


Figura 2- Dispositivi con 3 file di capsule e con una sola fila

Le seguenti valutazioni sono state effettuate immaginando la capsula piena di NEPCM (assenza vuoto). In tal caso, per una singola capsula si ottiene quanto riportato in **Tabella 7**.

2.1.3.1 Dispositivo a tre file

Per un dispositivo a tre file si possono fare le valutazioni riportate in **Tabella 8**. Una fila è costituita a sua volta da 3 capsule impilate, con una altezza attiva di 1.5 metri. L'acciaio, per le sole capsule, pesa circa 7 kg ed è il 18% del peso totale (escluso il contenitore). Il NEPCM impiegato è circa 20.7 kg ed energeticamente rappresenta il 65% dell'energia accumulabile. Il fluido termovettore, circa 14 litri, accumula energia (sensibile) in modo rilevante per il 31%.

2.1.3.2 Dispositivo ad una fila

Per un dispositivo a singola fila si possono fare le valutazioni riportate in **Tabella 9**. Anche in questo dispositivo una fila è costituita da 3 capsule impilate, con una altezza attiva di 1.5 metri. L'acciaio, per le sole capsule, pesa circa 2.4 kg ed è il 18% del peso totale (escluso il contenitore). Il NEPCM impiegato è circa 6.9 kg ed energeticamente rappresenta il 65% dell'energia accumulabile. Il fluido termovettore, circa 4.7 litri, accumula energia (sensibile) in modo rilevante per il 31%.

Tabella 7 – Caratteristiche di una capsula con diametro di 60 mm

Capsula					
Diametro esterno	60	mm	Peso acciaio	0.79	kg
Spessore	1	mm	Peso sale	2.30	kg
Diametro interno	58	mm	Peso totale	3.09	kg
Altezza esterna	500	mm	Rapp sale/tot	74.5	%
Altezza zona aria	110	mm	Rapp acc/tot	25.5	%
Fraz. riempimento sale	78	%			
Area esterna	2827.43	mm ²	Calore sens acc	11.14	Wh
Area interna	2642.08	mm ²	Calore sens sale	106.69	Wh
Sezione cilindro involucro	185.35	mm ²	Calore laten sale	76.02	Wh
Volume cilindro involucro	9.268E-05	m ³	Capacità accumulo	193.86	Wh
Volume tappi involucro	5.655E-06	m ³	Rapp sale/tot	94.2	%
Volume sale	1.030E-03	m ³	Rapp acc/tot	5.8	%

Tabella 8 – Caratteristiche di un dispositivo a tre file e 9 capsule

Layout a tre file					
Nr caps per linea	3		Peso totale	52.22	kg
Nr linee	3		Rapp sale/tot	39.64	%
Spess conten	2	mm	Rapp acc/tot	37.53	%
Dist min capsule	10	mm	Rapp htf/tot	22.83	%
Altezza conten	1.5	m	Calore sens acc	100.30	Wh
Dist min capsula-est	5	mm	Calore sens htf	788.29	Wh
Lato triangolo	70	mm	Calore sens sale	960.20	Wh
Raggio circ circoscr	40.41	m	Calore laten sale	684.21	Wh
Raggio circ inscr	20.21	mm	Capacità accumulo	2533.00	Wh
Raggio contenitore	75.41	mm	Rapp sale/tot	64.92	%
Area tot conten	17867.34	mm ²	Rapp acc/tot	3.96	%
Area htf	9385.036	mm ²	Rapp htf/tot	31.12	%
Volume conten	0.00156	m ³	Costo acc cont	187.74	€
Volume htf	0.01408	m ³	Costo acc caps	106.20	€
Peso acciaio cont	12.52	kg	Costo sale	31.05	€
Peso acciaio caps	7.08	kg	Costo htf	178.86	€
Peso sale	20.7	kg	Costo totale	503.84	€
Peso HTF	11.92	kg	Costo specifico	198.91	€/kWh

Tabella 9 – Caratteristiche di un dispositivo a singola fila e 3 capsule

Layout a singola linea					
Nr caps per linea	3		Rapp acc/tot	46.12	%
Nr linee	1		Rapp htf/tot	19.69	%
Spess conten	2	mm	Calore sens acc	33.43	Wh
Altezza conten	1.5	m	Calore sens htf	262.76	Wh
Dist min capsula-est	13.54	mm	Calore sens sale	320.07	Wh
Raggio contenitore	43.54	mm	Calore laten sale	228.07	Wh
Area tot conten	5955.78	mm ²	Capacità accumulo	844.33	Wh
Area htf	3128.3	mm ²	Rapp sale/tot	64.92	%
Volume conten	0.000867	m ³	Rapp acc/tot	3.96	%
Volume htf	0.004693	m ³	Rapp htf/tot	31.12	%
Peso acciaio cont	6.95	kg	Costo acc cont	104.20	€
Peso acciaio caps	2.36	kg	Costo acc caps	35.40	€
Peso sale	6.90	kg	Costo sale	10.27	€
Peso HTF	3.97	kg	Costo htf	59.62	€
Peso totale	20.18	kg	Costo totale	209.57	€
Rapp sale/tot	34.19	%	Costo specifico	248.21	€/kWh

2.1.3.3 Perdite di calore e calcolo della coibentazione necessaria

Un importante aspetto da valutare per evitare che i risultati ottenuti sulla carica e scarica termica siano inficiati dall'eccessivo calore che si disperde verso l'esterno del contenitore, durante le prove, è la valutazione delle perdite di calore e l'installazione di una coibentazione adeguata. Quest'ultima, infatti, oltre ad evitare problemi di sicurezza dovuti ad una possibile temperatura di parete troppo elevata per essere toccata, anche accidentalmente, da mano nuda, deve evitare che le perdite di calore siano predominanti nei confronti del calore che l'HTF deve cedere al mezzo di accumulo. Questo problema è molto sentito in impianti prototipali, dove le dimensioni contenute fanno sì che la superficie esposta verso l'esterno sia elevata rispetto a quelli industriali, dove in ogni caso vengono sempre previste coibentazioni molto consistenti, essendo il loro costo trascurabile rispetto al resto dell'apparecchiatura.

A titolo di esempio Bayon et al. [12], a riguardo di prove di carico e scarico di un prototipo di accumulo a calore latente realizzato dal CIEMAT, si devono accontentare di considerare utili solo i valori ottenuti dalle termocoppie poste nelle parti centrali, nonostante la realizzazione di un'apparecchiatura complessa e costosa; Seubert et al. [13] attestano, riguardo ad un prototipo di accumulo termico del Fraunhofer utilizzando sali fusi, che all'esterno della parete laterale, sotto la coibentazione, vengono installati dei riscaldatori elettrici controllati dalle temperature interne, in modo da reintegrare le perdite di calore verso l'esterno e simulare così un funzionamento adiabatico.

Una soluzione ragionevole, emersa in riunioni tra esperti del settore nell'ambito del progetto europeo Sfera III, sembra quella di considerare accettabile la perdita di pochi gradi l'ora (intorno ai 5-10 °C/h) per i prototipi, e pochi gradi al giorno per gli impianti industriali.

Per calcolare tali perdite (Q_l) ci si può servire della seguente equazione che considera il passaggio del calore dall'interno dell'HTF all'esterno:

$$\frac{Q_l}{L} = \frac{\pi \cdot (T_i - T_e)}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{2k_m} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{2k_c} \ln \frac{d_e}{d_o} + \frac{1}{h_e \cdot d_e}}$$

Utilizzando l'equazione di bilancio tra la parete del contenitore e l'ambiente si ottiene anche:

$$\frac{Q_l}{L} = h_e \pi d_e (T_i - T_e).$$

Si ottengono quindi 2 equazioni in 2 incognite (T_s e Q_l), che – tramite la parametrizzazione dello spessore del coibente, che consente di calcolare il d_e (diametro esterno del contenitore comprensivo del coibente) – permettono di trovare il calore disperso Q_l [W]. Da questo si può verificare di quanto diminuisca la temperatura dopo un'ora, tramite la seguente equazione di bilancio:

$$Q_{lfin} = (P_{HTF} c_{pHTF} + P_s c_{ps}) \cdot (T_{fin} - T) / 3600.$$

Occorre tuttavia sottolineare che la risoluzione è iterativa perché il coefficiente di scambio h_e con l'esterno dipende a sua volta dalla temperatura di parete T_s tramite le relazioni [15]:

$$h_{el} = 1.771(T_s - T_e)^{0.25},$$

$$h_{eu} = 2.492(T_s - T_e)^{0.25},$$

$$h_{ed} = 1.311(T_s - T_e)^{0.25}.$$

Alle perdite convettive, vanno aggiunte quelle per irraggiamento:

$$Q_i = \sigma A \varepsilon (T_s^4 - T_e^4),$$

dove:

- L: altezza contenitore [m];
- h_{el} : coefficiente di scambio esterno della parete laterale [$\frac{W}{m^2}$];
- h_{eu} : coefficiente di scambio esterno della parete superiore [$\frac{W}{m^2}$];
- h_{ed} : coefficiente di scambio esterno della parete inferiore [$\frac{W}{m^2}$];
- h_e : coefficiente di scambio esterno [$\frac{W}{m^2}$], in questo caso media pesata di h_{el} , h_{eu} e h_{ed} ;
- h_i : coefficiente di scambio interno [$\frac{W}{m^2}$], in questo caso dell'olio diatermico;
- T_i : temperatura interna all'HTF [°C];
- T_e : temperatura esterna al contenitore [°C];
- T_{fin} : temperatura finale dell'HTF [°C] (in questo caso si intende dopo 1 h);
- T_{in} : temperatura iniziale dell'HTF [°C];
- T_s : temperatura di parete della superficie a contatto con l'ambiente esterno [°C];
- c_p : calore specifico a pressione costante [$\frac{J}{kg \cdot K}$];
- P_{HTF} : massa dell'olio diatermico [kg];
- d_o : diametro esterno del contenitore [m];
- d_i : diametro interno del contenitore [m];

- k_m : conducibilità termica dell'acciaio del contenitore [$\frac{W}{m \cdot K}$];
- k_c : conducibilità termica del coibente [$\frac{W}{m \cdot K}$];
- A: superficie del contenitore [m^2];
- ϵ : emissività del lamierino che avvolge il coibente;
- σ : costante di Boltzman [$\frac{W}{m^2 \cdot K^2}$];
- Q_{fin} : perdita di calore dopo 1 h [J];

La Tabella 10 mostra i risultati.

Tabella 10: Spessore coibente e perdite di calore al variare della dimensione delle capsule.

	Layout a singola linea			Layout a tre file	
D_o [cm]	Spessore coibente [cm]	Perdita termica [W]	$T_{fin}-T_{in}$	Perdita termica [W]	$T_{fin}-T_{in}$
50	30	49.67	12.15	63.51	5.18
50	50	41.03	10.03	50.67	4.13
60	30	52.95	9.38	68.70	2.06
60	50	43.35	7.68	54.20	1.63
70	30	54.16	7.54	73.83	3.31
70	50	45.58	6.13	57.65	2.58

Interessante è anche vedere come variano le perdite termiche al variare dello spessore di coibente. Come si può constatare dalla Figura 3 è inutile esagerare con la coibentazione, perché, oltre un certo spessore, grandi aumenti di spessore di coibente determinano solo una leggera diminuzione di perdita termica.

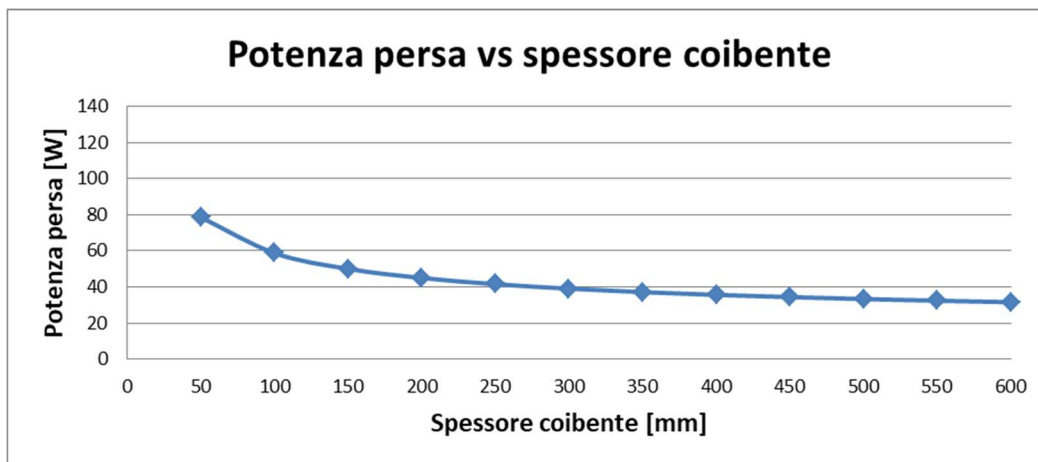


Figura 3: Andamento delle perdite termiche al variare dello spessore del coibente.

2.1.3.4 Analisi fluidodinamica

Lo scambio termico tra HTF e HSM è chiaramente condizionato dalle condizioni termo-fluidodinamiche del fluido termovettore. Se utilizzassimo l'impianto ATES con l'olio diatermico Therminol66, le caratteristiche di quest'ultimo sarebbero desumibili dalle seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} \text{Densità (kg/m}^3\text{)} &= -0.614254 \cdot T(^{\circ}\text{C}) - 0.000321 \cdot T^2(^{\circ}\text{C}) + 1020.62 \\ \text{Capacità termica (kJ/kg.K)} &= 0.003313 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 0.0000008970785 \cdot T^2(^{\circ}\text{C}) + 1.496005 \\ \text{Conducibilità termica (W/m.K)} &= -0.000033 \cdot T(^{\circ}\text{C}) - 0.00000015 \cdot T^2(^{\circ}\text{C}) + 0.118294 \\ \text{Viscosità cinematica (mm}^2\text{/s)} &= \exp(586.375 / (T(^{\circ}\text{C})+62.5) - 2.2809) \\ \text{Pressione di vapore (kPa)} &= \exp(-9094.51 / (T(^{\circ}\text{C})+ 340) - +17.6371) \end{aligned}$$

L'impianto ATES (Advanced Thermal Energy Storage) è un sistema di circolazione da accoppiare ad uno o più elementi di accumulo termico. L'impianto si trova in ENEA Casaccia ed è adatto a movimentare, riscaldare e raffreddare un fluido termico. Esso è costituito da un circolatore Julabo FORTE HT30-MA-C.U. in grado di riscaldare un fluido termico, in questo caso olio, fino a 400 °C con una potenza di 3 kW e di raffreddarlo fino a temperatura ambiente con una potenza fino a 15 kW, utilizzando acqua di fonte. È dotato di controlli PID integrati e di una pompa centrifuga di circolazione in grado di movimentare il fluido fino a 18 L/min. L'impianto è anche dotato di una tubazione in acciaio AISI 316 di diametro esterno 16mm e spessore 1mm e di due tubi flessibili da 50 cm a tripla coibentazione per il collegamento con gli elementi di accumulo. Sono inoltre presenti quattro valvole ad attuatore elettrico comandabili anche da remoto, per consentire un flusso dell'olio orario, antiorario o in by-pass. Infine, è presente un'interfaccia uomo/macchina realizzata con il SW LabView, tutta con comandi utilizzabili anche da remoto.

Questo HTF, caratterizzato da un numero di Prandtl di circa 13.36, viene riscaldato e fatto circolare ad una temperatura compresa tra 200 e 300°C con una portata massima di 11 l/min (0.000183 m³/s; 0.155282 kg/s). Il fluido, oltre che il circuito di ATES, deve percorrere anche i dispositivi illustrati in precedenza con condizioni fluidodinamiche e di scambio termico profondamente diverse (**Tabella 11**). Per valutare il coefficiente di scambio termico si sono utilizzate le correlazioni riportate in Appendice 2.

Tabella 11 – Caratteristiche di scambio termico HTF-HSM nei due dispositivi

Dato	Unità	ATES	3 file	1 fila
Diametro tubo circuito	m	0.014		
Sezione tubo circuito	m ²	0.000154		
Sezione passaggio HTF	m ²		0.009385	0.003128
Diametro idraulico equivalente	m		0.03612	0.027081
Velocità HTF	m/s	1.19	0.019	0.058
Reynolds		24985.9	1057.3	2378.3
Nusselt		165.07	13.70	20.48
Coef. Scambio termico	W/(m ² .C)	1186.96	38.21	76.14
Tempo percorrenza	s		61.4	20.5

(*) diametro interno del tubo del circuito ATES oppure diametro idraulico equivalente (4*Area HTF/Perimetro bagnato)

In ATES, con una tubazione da 14 mm interni, il deflusso è chiaramente turbolento con un elevato coefficiente di scambio termico.

In un dispositivo a 3 file, il deflusso diventa laminare ($Re < 2300$) e il coefficiente di scambio termico è basso e pari a circa $38 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$. L'HTF impiega 60 secondi per percorrere completamente il dispositivo.

Nel caso di un dispositivo ad 1 fila, il deflusso è, invece, nella zona di transizione ($2300 < Re < 10000$) e il coefficiente di scambio termico è abbastanza contenuto e pari a circa $76 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$. L'HTF impiega 20 secondi per percorrere completamente il dispositivo.

2.1.3.5 *Analisi risultati*

Dai risultati precedenti sui due tipi di dispositivo ipotizzati, deriva che:

- i dispositivi devono avere un'altezza utile pari 1.5 metri, derivante dall'impilamento di 3 capsule base;
- il dispositivo a 3 linee ha una capacità di accumulo di circa 2.5 kWh, circa 3 volte superiore a quella del dispositivo ad 1 fila (844 Wh);
- l'energia accumulata è così ripartibile: 65% nel PCM, 31% nel HTF e 4% nell'acciaio delle capsule. L'acciaio del contenitore esterno non è considerato;
- il dispositivo a 3 linee pesa circa 52 kg, circa 2.5 volte superiore a quella del dispositivo ad 1 fila. In esso il 37% è dovuto all'acciaio ed il 39% al NEPCM mentre per quello ad 1 fila il 46% è dovuto all'acciaio ed il 34% al NEPCM
- il dispositivo a 3 linee ha un contenitore esterno che pesa circa 12.5 kg mentre quello ad 1 fila circa 7 kg;
- il dispositivo a 3 linee ha un contenuto di HTF di circa 14 litri mentre quello ad 1 fila di circa 4.7 litri;
- nel dispositivo a 3 linee il coefficiente di scambio è stimato in circa $38 \text{ W}/\text{m}^2/\text{C}$ con un tempo di percorrenza di 60 secondi mentre in quello ad 1 fila in circa $76 \text{ W}/\text{m}^2/\text{C}$ con un tempo di percorrenza di 20 secondi. In entrambi i casi il deflusso del HTF nel dispositivo è sostanzialmente laminare.

In effetti, il dispositivo a 3 linee è quello che approssima meglio un eventuale dispositivo ottimizzato poiché riduce il peso dell'acciaio impiegato ed il costo al kWh dell'energia accumulata. Di contro, il dispositivo ad 1 linea mostra un costo assoluto inferiore perché impiega una quantità minore sia di acciaio che di materiale a cambiamento di fase.

Da un punto di vista termico i due dispositivi sono equivalenti.

La scelta di uno rispetto all'altro è condizionata esclusivamente da vincoli sperimentali (ad esempio potenza dell'impianto di prova) e dalla disponibilità di materiali (specificatamente il PCM).

Per poter valutare, invece, le dinamiche (tempi) di carico e scarico dell'energia occorre effettuare delle analisi in regime transitorio. Ciò sarà fatto nei paragrafi seguenti.

2.1.4 Analisi FEM di una capsula

L'analisi del comportamento termodinamico di una singola capsula è analizzata attraverso una serie di simulazioni numeriche con il metodo degli elementi finiti (FEM).

In una prima fase si effettua una analisi transitoria su una geometria assialsimmetrica monodimensionale (1D). Quindi, per valutare anche gli effetti spaziali, si effettua la stessa analisi con una geometria bidimensionale (2D).

Nelle analisi FEM si considera un materiale a cambio di fase e delle condizioni di scambio termico puramente conduttivo.

Il diametro e lo spessore della capsula sono rispettivamente 60 mm e 1 mm. La capsula è in AISI 316 e contiene un NEPCM. Le proprietà dei materiali sono quelle riportate in [Tabella 1](#). La temperatura dell'olio varia tra 200 a 300 °C in 600 s per poi rimanere costante fino a fine calcolo (circa 6 ore di transitorio).

Per ogni geometria è considerato un coefficiente di scambio termico olio-parete sia di 38 W/(m² °C) (caso 3 file) che di 76 W/(m² °C) (caso 1 fila).

2.1.4.1 Analisi monodimensionale

In [Figura 4](#) è mostrata la magliatura della geometria monodimensionale. In rosso è rappresentata la zona del NEPCM ed in blu quella dell'acciaio (contenitore capsula). Le superfici superiore ed inferiore sono adiabatiche (simmetria assiale). A sinistra si trova l'asse di simmetria assiale ed a destra la superficie di scambio verso l'esterno (parete-olio). Il sistema è adiabatico.



Figura 4- Caso 1D: Geometria (mesh)

Nella condizione iniziale, sia la geometria che l'HTF si trovano a 200°C. Quindi, l'HTF aumenta linearmente la propria temperatura da 200 a 300°C in 10 minuti per poi mantenere la temperatura raggiunta per 6 ore. Il fronte termico avanzerà quindi dalla parete di scambio verso l'asse di simmetria riscaldando il PCM e procurandone il cambio di fase solido-liquido. In [Figura 5](#) è mostrata l'evoluzione del calore accumulato nella capsula e nelle varie componenti (calore sensibile e latente dei vari materiali).

In [Figura 5/a](#) si trovano i risultati relativi ad uno scambio termico olio-parete inferiore (caso 3 file) e in [Figura 5/b](#) ad uno superiore (caso 1 fila). In Appendice 3 sono mostrate le distribuzioni della temperatura e della massa fusa nel PCM in alcuni istanti temporali.

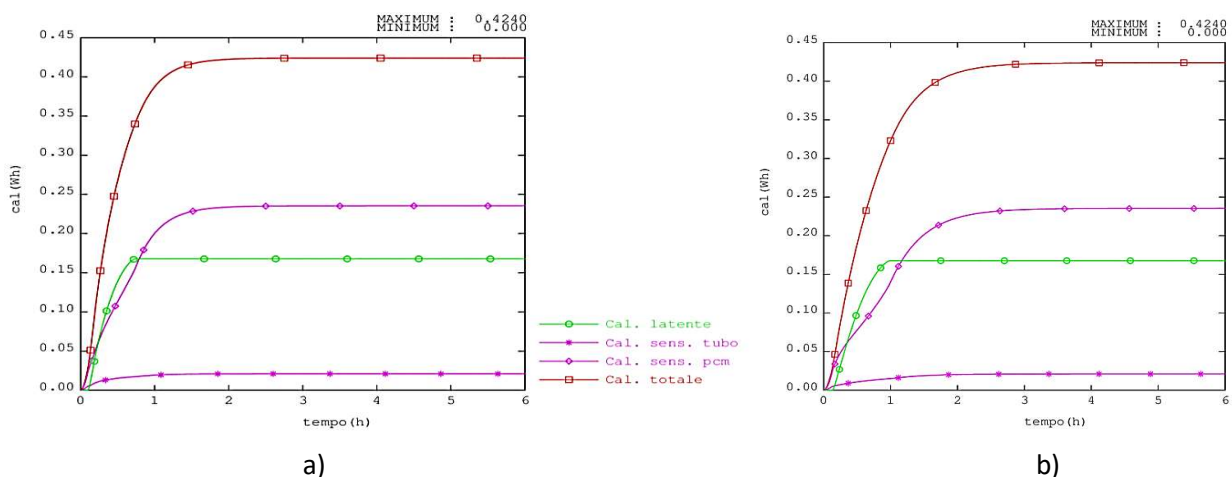


Figura 5- Caso 1D: Evoluzione calore accumulato. a) caso con 3 file; b) caso con 1 fila

2.1.4.2 Analisi bidimensionale

In

Figura 6 è mostrata la magliatura della geometria bidimensionale. La capsula ha una lunghezza di 500 mm ed è rappresentata solo per metà altezza (parte superiore), tenendo in conto, oltre all’assialsimmetria, anche la simmetria rispetto al piano orizzontale passante per la mezzera della capsula. In rosso è rappresentata la zona del NEPCM ed in blu quella dell’acciaio (contenitore capsula). Le superfici superiore ed inferiore sono adiabatiche. A sinistra si trova l’asse di simmetria assiale ed a destra la superficie di scambio verso l’esterno (parete-olio). Il sistema, quindi, non ha perdite di calore verso l’esterno.

Nella condizione iniziale, sia la geometria che l’HTF si trovano a 200°C. Quindi, l’HTF aumenta linearmente la propria temperatura da 200 a 300°C in 10 minuti per poi mantenere la temperatura raggiunta per 6 ore. Il fronte termico avanzerà quindi dalla parete di scambio verso l’asse di simmetria riscaldando il PCM e procurandone il cambio di fase solido-liquido. Nel tappo metallico superiore tale avanzamento sarà più rapido generando, di conseguenza, anche un flusso di calore verticale verso l’interno.

In Figura 7 è mostrata l’evoluzione del calore accumulato nella capsula e delle varie componenti (calore sensibile e latente dei vari materiali). In Figura 7/a si trovano i risultati relativi ad uno scambio termico olio-parete inferiore (caso 3 file) e in Figura 7/b ad uno superiore (caso 1 fila). In Appendice 3 sono mostrate le distribuzioni della temperatura e della massa fusa nel PCM in alcuni istanti temporali.



Figura 6- Caso 2D: Geometria (mesh)

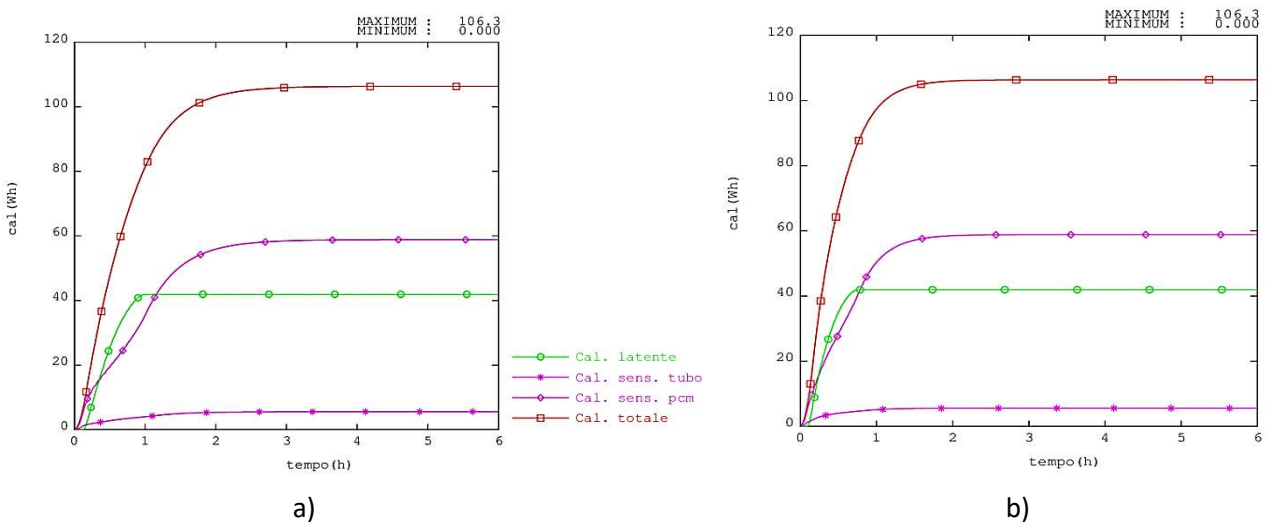


Figura 7- Caso 2D: Evoluzione calore accumulato. a) caso 3 file; b) caso 1 fila

2.1.4.3 Analisi risultati

Quantificando i risultati ottenuti nei casi precedenti otteniamo quanto mostrato nella **Tabella 12**.

Tabella 12 – Risultati delle simulazioni FEM

Tipo di Analisi Numerica		1D	1D	2D	2D
Definizione	Unità	Caso 1	Caso 2	Caso 1	Caso 2
Altezza modello FEM	mm	1	1	250	250
Rapporto altezza reale/modello FEM	-	500	500	2	2
Volume pcm	m ³	2.64E-06	2.64E-06	6.61E-04	6.61E-04
Volume tubo	m ³	1.85E-07	1.85E-07	4.92E-05	4.92E-05
Massa pcm	kg	5.07E-03	5.07E-03	1.27E+00	1.27E+00
Massa tubo	kg	1.48E-03	1.48E-03	3.93E-01	3.93E-01
Massa totale	kg	6.56E-03	6.56E-03	1.66E+00	1.66E+00
Massimo calore sensibile acciaio	Wh	0.02	0.02	5.57	5.57
Massimo calore sensibile pcm	Wh	0.24	0.24	58.83	58.83
Massimo calore latente	Wh	0.17	0.17	41.92	41.92
Capacità massima attesa FEM	Wh	0.42	0.42	106.32	106.32
Capacità massima attesa prototipo	Wh	212.01	212.01	212.65	212.65
Tipo di prototipo corrispondente	file	3	1	3	1
Coefficiente di scambio termico	W/(m ² °C)	38	76	38	76
Capacità massima calcolata dopo 6 ore	Wh	0.42	0.42	106.30	106.30
Efficienza carico dopo 6 ore	%	100%	100%	100%	100%
Tempo inizio fusione	ore	0.13	0.10	0.13	0.10
Tempo fine fusione	ore	0.98	0.73	0.98	0.73
Tempo fine carica	ore	4.00	3.00	4.00	3.00
Variazione tempo di carica	%	-	-25.0%	-	-25.0%

In generale è possibile notare che:

- i modelli 1D e 2D applicati all'analisi del comportamento termico di una capsula risultano essere equivalenti sia da un punto di vista energetico che di tempi di carico. Ciò evidenzia la scarsa influenza esercitata dalle chiusure in acciaio superiori ed inferiori, che possono essere trascurate nonostante trasferiscano parte del calore esterno alla parte superiore del PCM e fungano anche da mezzo di promozione della conducibilità;

- la capsula corrispondente al prototipo a 3 file si carica quasi completamente in circa 4 ore. Invece, quella corrispondente al prototipo a 1 fila impiega solo 3 ore, in ragione di un migliore scambio termico capsula/HTF, con una riduzione del 25% del tempo di carico;
- il cambio di fase del PCM inizia dopo una decina di minuti per concludersi prima di 1 ora;
- durante il cambio di fase la crescita dell'energia sensibile accumulata dal PCM ha un rallentamento, che è più evidente quanto peggiore è lo scambio termico.

2.1.5 Conclusione

In questo capitolo si è indagato il comportamento termico di dispositivi di accumulo termico a calore latente basati sul concetto di PCM macro-incapsulati. Tale concetto è stato adottato nel tentativo di incrementare la superficie di scambio e, quindi, di migliorare le condizioni di scambio termico tra HTF e HSM. A tal fine si sono eseguite una serie di indagini, inizialmente analitiche e quindi numeriche, per valutare le prestazioni e dimensionare dapprima una singola capsula e quindi dei dispositivi elementari. Le analisi numeriche, in regime transitorio, si sono basate sull'utilizzo del Metodo agli Elementi Finiti (FEM) attraverso il codice di calcolo Cast3M. I principali risultati ottenuti sono qui di seguito riassunti:

- la capsula selezionata è di tipo cilindrico con diametro 60 mm, spessore 1 mm ed altezza 500 mm. Essa è chiusa agli estremi da due tappi saldati di uguale spessore. Tali dimensioni consentono un rapporto in peso acciaio/PCM contenuto (circa il 25%);
- una capsula è riempita di PCM, un sale, solo parzialmente. Il volume lasciato libero è necessario a compensare l'aumento di volume del sale dopo la sua fusione. Nel caso si utilizzi il sale solare nanocaricato (NEPCM), la lunghezza della zona riempita di aria è dimensionata pari a 50 mm. In tal modo, dopo l'espansione del sale e la riduzione dello spazio libero, l'aria eserciterà sulle pareti della capsula una pressione di circa 0.4 MPa, cui corrisponde una tensione equivalente sull'acciaio di circa 10.5 MPa. Tale livello di tensione è inferiore a quello ammissibile (100 MPa);
- la capacità di accumulo termico della capsula è di circa 190 Wh di cui il 94% è accumulato nel NEPCM ed il 6% nell'acciaio del contenitore;
- un dispositivo elementare, utilizzando dette capsule, è immaginato essere costituito da 1 o 3 file ciascuna costituita da 3 capsule impilate, con una altezza utile pari a 1.5 metri;
- il fluido termovettore, l'olio diatermico Therminol66, fluisce, spinto dalla pompa dell'impianto ATEs, attraverso il dispositivo a bassa velocità, tra 2 e 6 cm/s. In tale condizione il regime fluidodinamico è tipicamente laminare ed i coefficienti di scambio termico tra l'olio e la parete della capsula sono piuttosto bassi, tra 38 e 76 W/m².C, ed i tempi di percorrenza sono rispettivamente 60 e 20 secondi;
- il dispositivo a 3 file ha una capacità di accumulo di circa 2.5 kWh (65% nel NEPCM, 31% nel HTF e 4% nell'acciaio delle capsule). Il peso del dispositivo è 52 kg, inclusi i circa 12.5 kg del contenitore esterno, con una presenza complessiva di acciaio pari al 37.5% del peso totale;
- il dispositivo a 1 fila ha una capacità di accumulo di circa 840 Wh (65% nel NEPCM, 31% nel HTF e 4% nell'acciaio delle capsule). Il peso del dispositivo è 20 kg, inclusi i circa 7 kg del contenitore esterno, con una presenza complessiva di acciaio pari al 46% del peso totale;
- il dispositivo a 3 file ha un contenuto di HTF di circa 14 litri, mentre quello ad 1 fila circa 4.6 litri;
- una capsula si carica completamente dopo circa 4 ore per un dispositivo a 3 file e dopo circa 3 ore per uno ad 1 fila. Il cambio di fase inizia dopo 6-10 minuti e termina prima di 1 ora (da analisi FEM transitoria).

Alla luce di questi dati, i dispositivi analizzati, ed ovviamente le capsule che li costituiscono, rispondono correttamente ai requisiti termodinamici. Da un punto di vista termico i due dispositivi sono equivalenti. Il dispositivo a 3 linee è quello che approssima meglio un eventuale dispositivo ottimizzato poiché riduce il

peso dell'acciaio impiegato ed il costo al kWh dell'energia accumulata. Di contro, il dispositivo ad 1 linea mostra un costo assoluto inferiore per la minore necessità di acciaio ed impiega una quantità minore di materiale a cambiamento di fase. La scelta di uno rispetto all'altro è condizionata esclusivamente da vincoli sperimentali (ad esempio potenza dell'impianto di prova) e di disponibilità di materiali (specificamente il NEPCM).

2.2 Analisi CFD

Nel paragrafo precedente si è arrivati ad un pre-dimensionamento del componente di accumulo termico attraverso analisi di dettaglio delle singole parti che costituiscono il componente stesso.

In questo paragrafo viene invece descritto il lavoro fatto per la realizzazione di un modello CFD del componente completo. Nel corso di questa annualità (2020) il modello è stato realizzato sulla base della geometria di pre-dimensionamento, ed è stato utilizzato per simulare la fase di preriscaldamento, al fine di valutare il comportamento termodinamico del componente in questa prima fase di esercizio.

La fase di preriscaldamento porta il componente dalla temperatura ambiente (15°C) alla temperatura di lavoro inferiore (200°C), corrispondente alla temperatura di componente scarico dal punto di vista energetico. Una volta raggiunta la condizione di equilibrio termico alla temperatura di lavoro inferiore è possibile procedere alla fase di carica termica del componente.

Una corretta stima del tempo necessario al raggiungimento della condizione di equilibrio termico del componente alla temperatura di lavoro inferiore è fondamentale per la successiva fase sperimentale. Una sua errata previsione, per difetto, porterebbe infatti ad una successiva errata valutazione delle dinamiche termiche del componente stesso.

Il codice di calcolo utilizzato per le simulazioni CFD è il programma COMSOL Multiphysics, versione 5.2, installato su una Workstation HP-Z420, Processore Intel Xeon E5-1650 0 3.20GHz, con 16 GB di RAM.

2.2.1 Geometria

Il componente, come visto precedentemente, è costituito da tre capsule cilindriche, all'interno delle quali è contenuto il NEPCM, impilate verticalmente, e inserite in un contenitore anche esso cilindrico, coassiale con le capsule stesse. Il contenitore cilindrico è chiuso alle due estremità da due calotte emisferiche. I tubi di ingresso e uscita del fluido termovettore, il quale transitando nel contenitore lambisce esternamente le capsule, sono coassiali al contenitore e sono collegati alle calotte emisferiche. Tutto il componente è inserito all'interno di un cilindro di materiale isolante termicamente.

Il sistema presenta una chiara simmetria assiale, quindi per le simulazioni CFD è stato realizzato un modello 2D-assialsimmetrico.

Nel modello è stata fatta l'ipotesi semplificativa di considerare, al posto delle tre capsule, una unica capsula di lunghezza tripla. Le ragioni che hanno portato a questa ipotesi semplificativa sono illustrate nel paragrafo sui materiali. Il considerare una unica capsula comporta inoltre il trascurare la presenza di quattro dei sei tappi di chiusura delle capsule; l'effetto globale dell'assenza di questi tappi è trascurabile viste le ridotte dimensioni degli stessi.

Nella realizzazione del modello sono stati aggiunti due tratti di tubo verticale non presenti nel modello reale, uno in ingresso ed uno in uscita del fluido termovettore. Le ragioni dell'inserimento di questi tratti di tubo sono illustrate nel paragrafo sulle condizioni al contorno ed iniziali.

Nel modello, per motivi di semplicità, non viene simulato il carterino di contenimento della coibentazione. Questo può essere trascurato a causa della sua elevata conducibilità termica (materiale metallico) e bassa capacità di accumulo (piccolo spessore).

Nella **Figura 8** è riportata la geometria del modello CFD completo, mentre nella **Figura 9** è mostrato il particolare della zona di ingresso del fluido termovettore nel componente. La zona di uscita del fluido termovettore risulta analoga, ma simmetrica rispetto al piano orizzontale passante per la mezzeria del componente.

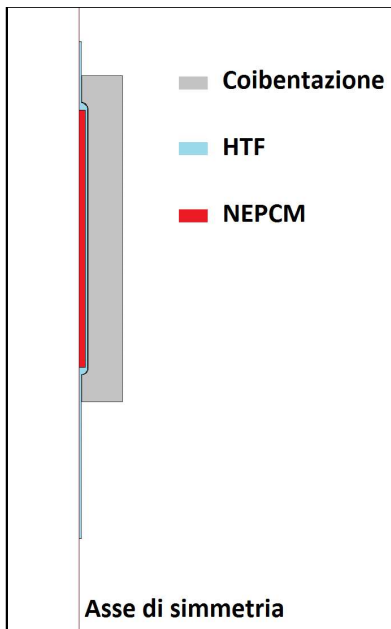


Figura 8- Modello CFD completo

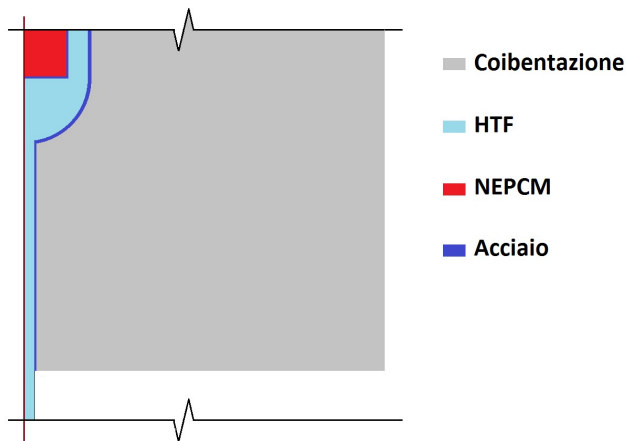


Figura 9- Modello CFD: particolare della zona di ingresso del fluido termovettore

In **Tabella 13** sono riportati i parametri geometrici utilizzati per la realizzazione del modello.

Tabella 13 – Parametri geometrici modello CFD

Parametri geometrici modello CFD		
Diametro esterno tubo	mm	16
Spessore tubo	mm	1
Diametro esterno contenitore	mm	91
Spessore contenitore	mm	2
Diametro esterno capsule	mm	60
Spessore capsule	mm	1
Altezza interna totale 3 capsule	mm	1500
Spessore tappi capsule	mm	1
Spessore coibentazione inferiore	mm	200
Spessore coibentazione laterale	mm	200
Spessore coibentazione superiore	mm	200
Diametro coibentazione tubo	mm	90
Lunghezza tratto tubo inferiore (ingresso)	mm	800

Parametri geometrici modello CFD		
Lunghezza tratto tubo superiore (uscita)	mm	200

2.2.2 Materiali e modelli comportamentali

Nel modello i materiali rappresentati sono i seguenti:

- il fluido termovettore (HTF);
- il materiale a cambiamento di fase nano-caricato (NEPCM);
- l'acciaio delle capsule, del contenitore e dei tratti di tubo;
- il materiale di coibentazione.

Qui di seguito vengono riportate le caratteristiche fisiche di interesse di questi materiali ed i loro modelli di comportamento considerati nel modello CFD.

2.2.2.1 Il fluido termovettore (HTF)

Il fluido termovettore è un olio diatermico, più precisamente il TERMINOL66, le cui caratteristiche fisiche considerate sono riportate nella **Tabella 14**

Tabella 14 – Caratteristiche fisiche fluido termovettore

Fluido termovettore (HTF)		
Densità	kg/m ³	846,99
Calore specifico	J/(kg K)	2380
Conducibilità termica	W/(m K)	0.101
Viscosità dinamica	mPa·s	0.57

La portata in massa del fluido termovettore all'interno del componente è pari a 11 litri al minuto. All'interno dei tratti di tubo, in ingresso ed in uscita, il numero di Re risulta pari a 24776, quindi il flusso è di tipo turbolento, mentre all'interno del contenitore ($d_{eq} = 27$ mm) il numero di Re risulta pari a 2360, quindi il flusso è nella zona di transizione tra flusso laminare e flusso turbolento. In queste condizioni si è deciso di utilizzare, per il fluido termovettore, un modello di turbolenza RANS, e più precisamente il modello k-ε.

2.2.2.2 Il materiale a cambiamento di fase nano-caricato (NEPCM)

Il materiale a cambiamento di fase considerato è una miscela di nitrati di sodio e potassio (60-40 wt%) nano-caricati con l'1 wt% di nano-particelle di SiO₂/Al₂O₃. Vista l'elevata viscosità del NEPCM in fase liquida, le ridotte dimensioni delle capsule ed il fatto che queste sono completamente circondate dal fluido termovettore, si è deciso di trascurare i moti convettivi che si possono instaurare nel NEPCM quando questo si trova in fase liquida. Questa approssimazione è imposta anche dal notevole peso computazionale che richiedono le simulazioni CFD nelle quali si considerano anche i moti convettivi dovuti al cambiamento di fase. Questa ipotesi semplificativa ha permesso di considerare la presenza di un'unica capsula contenente il NEPCM al posto delle tre capsule impilate. Naturalmente questa ipotesi semplificativa non ha alcun effetto sulla simulazione riportata in questo lavoro, poiché la fase di preriscaldamento porta il componente dalla temperatura ambiente di 15°C alla temperatura di 200 °C, inferiore alla temperatura di fusione del NEPCM. Questo modello è stato realizzato per poter essere anche utilizzato, con le opportune modifiche alla geometria, per simulare anche le fasi di carica e scarica del componente.

In questo modello CFD ciò che interessa è la dinamica energetica del NEPCM, cioè le quantità di calore che questo materiale scambia con il fluido termovettore. Si è quindi trascurata sia la sua variazione di densità in funzione della temperatura, sia la sua variazione di volume legata al passaggio dalla fase solida alla fase liquida. Questa ipotesi semplificativa ha permesso di non considerare la presenza dell'aria nella parte superiore delle capsule e quindi, vista anche l'ipotesi precedente, di simulare un'unica grande capsula, di volume interno tre volte il volume della singola capsula, completamente riempita di NEPCM. Per la densità

del materiale è stata quindi considerata una densità apparente ottenuta dividendo la quantità totale di NEPCM contenuto nelle tre capsule, per il volume interno della capsula stessa.

Nella **Tabella 15** sono riportate le caratteristiche fisiche considerate per il NEPCM.

Tabella 15 – Caratteristiche fisiche materiale a cambiamento di fase nano-caricato

Materiale a cambiamento di fase nano-caricato (NEPCM)		
Massa totale (3 x 2.3kg)	kg	6.9
Calore specifico in fase solida	J/(kg·K)	1669
Calore specifico in fase liquida	J/(kg·K)	1550
Calore latente di fusione	J/kg	119000
Temperatura inizio fusione (T solidus)	°C	219.0
Temperatura fine fusione (T liquidus)	°C	239.8
Conducibilità termica	W/(m·K)	0.883

La condizione di cambiamento di fase del NEPCM è stata simulata attraverso l’inserimento del parametro β che rappresenta la frazione di liquido, definito nel seguente modo:

$$\begin{aligned} \beta &= 0 & T &\leq T_{sol} \\ \beta &= (T - T_{sol}) / (T_{liq} - T_{sol}) & T_{sol} < T < T_{liq} \\ \beta &= 1 & T &\geq T_{liq} \end{aligned}$$

Dove T_{sol} è la temperatura di inizio fusione e T_{liq} è la temperatura di fine fusione, temperatura alla quale il materiale ha completato la liquefazione. La condizione termodinamica legata all’assorbimento e al rilascio del calore latente di fusione è stata simulata attraverso l’inserimento di una capacità termica modificata, $C_p(T)$, definita nel seguente modo [14]:

$$C_p(T) = c_{p,s}(T) + \beta(T) \cdot (c_{p,l}(T) - c_{p,s}(T)) + L_{fus} \cdot D(T).$$

Dove $c_{p,s}(T)$ è la capacità termica del NEPCM in fase solida, $c_{p,l}(T)$ è la capacità termica del NEPCM in fase liquida e L_{fus} è il calore latente di fusione del NEPCM.

$D(T)$ è una funzione Gaussiana centrata sulla temperatura media di fusione $T_m = (T_{sol} + T_{liq})/2$, e avente valore nullo ad eccezione dell’intervallo di temperatura compreso tra T_{liq} e T_{sol} . Questa funzione è definita nel seguente modo:

$$D(T) = \frac{e^{-\frac{(T-T_m)^2}{((T_{liq}-T_{sol})/4)^2}}}{\sqrt{\pi((T_{liq}-T_{sol})/4)^2}}$$

2.2.2.3 L'acciaio

L'acciaio è un AISI 304 le cui caratteristiche fisiche considerate sono riportate nella **Tabella 16**.

Tabella 16 – Caratteristiche fisiche acciaio AISI304

Acciaio AISI 304		
Densità	kg/m ³	7900
Calore specifico	J/(kg·K)	500
Conducibilità termica	W/(m·K)	15

2.2.2.4 Il materiale di coibentazione

Il materiale di coibentazione è a base di lana di roccia, le sue caratteristiche fisiche considerate sono riportate nella **Tabella 17**.

Tabella 17 – Caratteristiche fisiche materiale di coibentazione

Materiale di coibentazione		
Densità	kg/m ³	128
Calore specifico	J/(kg·K)	1030
Conducibilità termica	W/(m·K)	0.04
Viscosità dinamica	mPa·s	0.57

2.2.3 Condizioni al contorno ed iniziali

Nella **Figura 10** è riportato il modello con l'indicazione delle condizioni al contorno.

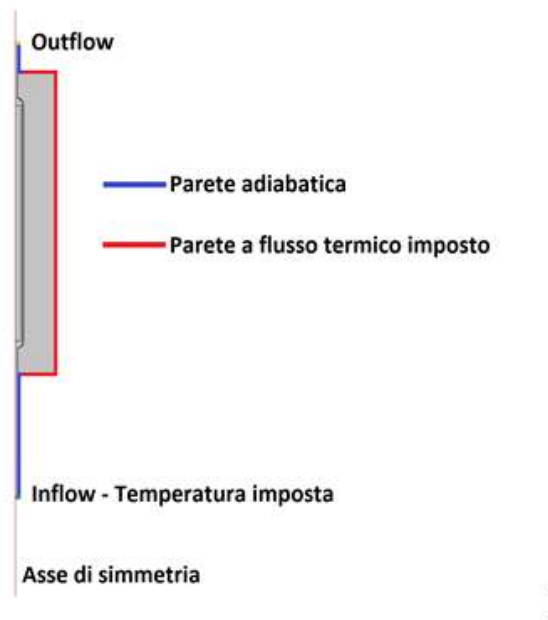


Figura 10- Modello CFD, condizioni al contorno

Le perdite di calore verso l'esterno sono considerate imponendo opportuni coefficienti di scambio termico sulle superfici esterne della coibentazione e considerando una temperatura dell'ambiente esterno pari a $T_{amb} = 15^{\circ}C$.

La superficie esterna della coibentazione è stata considerata composta da tre differenti zone: la prima costituita dalla superficie anulare inferiore, la seconda costituita dalla superficie cilindrica verticale e la terza, infine, costituita dalla superficie anulare superiore. Per ognuna di queste superfici è stato imposto un differente coefficiente di scambio termico [15]:

- $h_{\text{inferiore}} = 1.128 \cdot 1.163 \cdot (T - T_{\text{amb}})^{0.25} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K});$
- $h_{\text{laterale}} = 1.523 \cdot 1.163 \cdot (T - T_{\text{amb}})^{0.25} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K});$
- $h_{\text{superiore}} = 2.143 \cdot 1.163 \cdot (T - T_{\text{amb}})^{0.25} \quad \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}).$

Nella figura precedente si può notare che le superfici inferiore e superiore della coibentazione, in prossimità delle sezioni di ingresso e uscita del tubo, in una prima porzione di diametro pari a $d=90$ mm, sono state considerate adiabatiche. Questo è stato fatto per simulare la presenza della coibentazione del tubo stesso nelle zone di collegamento con il componente.

Nella sezione di ingresso del fluido termovettore è stata posta una condizione fluidodinamica di velocità media imposta. La velocità di ingresso del HTF parte da un valore nullo al tempo $t = 0$ s per crescere linearmente per 900 secondi fino a raggiungere la velocità finale $u = 1.19$ m/s, corrispondente alla portata di 11 l/minuti. Successivamente questa velocità viene mantenuta costante fino al tempo $t = 50$ h.

L'andamento descritto è riportato nella

Tabella 18.

Tabella 18 – Andamento della velocità in ingresso del fluido termovettore

Tempo (s)	Velocità (m/s)
0	0.00
900	1.19
180000	1.19

Per avere un profilo di velocità completamente sviluppato nella sezione di ingresso del componente, corrispondente all'ingresso della zona coibentata, prima di questa sezione è stato inserito un tratto di tubo di lunghezza pari a 0.8 m.

Nella sezione di ingresso del fluido termovettore è stata posta una condizione termodinamica di temperatura imposta. La temperatura in ingresso del HTF parte dal valore corrispondente alla temperatura ambiente ($T_{\text{amb}} = 15$ °C), al tempo $t = 0$ s, e viene mantenuta tale per 1800 secondi; successivamente viene fatta aumentare con un rateo pari a 2 °C al minuto fino al raggiungimento della temperatura finale pari a $T=200$ °C. Successivamente questa temperatura viene mantenuta costante fino al tempo $t = 50$ h.

L'andamento descritto è riportato nella **Tabella 19**.

Tabella 19 – Andamento della temperatura in ingresso del fluido termovettore

Tempo (s)	Temperatura (°C)
0	15
1800	15
7350	200
180000	200

Nella sezione di uscita del fluido termovettore è stata posta una condizione di pressione relativa imposta pari a $p = 0$ atm. Per evitare che la condizione al contorno in uscita dal tubo possa influenzare il flusso nella

sezione di uscita del componente, corrispondente all'uscita dalla zona coibentata, la sezione di uscita del tubo è stata spostata attraverso l'inserimento di un tratto di tubo di lunghezza pari a 0.2 m.

La condizione iniziale di velocità del fluido termovettore all'interno del canale è stata posta pari a $u=0$ m/s, corrispondente alla condizione di fluido fermo. La condizione di temperatura iniziale dell'intero componente è stata posta pari a 15°C, corrispondente alla temperatura ambiente.

2.2.4 Mesh

Il mesh realizzato per questo modello è costituito da 93829 elementi e presenta un numero di gradi di libertà pari a 237764. Nella **Figura 11** è riportato il mesh completo.

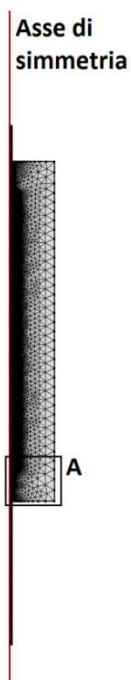


Figura 11- Modello CFD, mesh completo

In **Figura 12** e **Figura 13** sono riportati due ingrandimenti successivi (particolare A e B) di una zona del mesh particolarmente fitto.

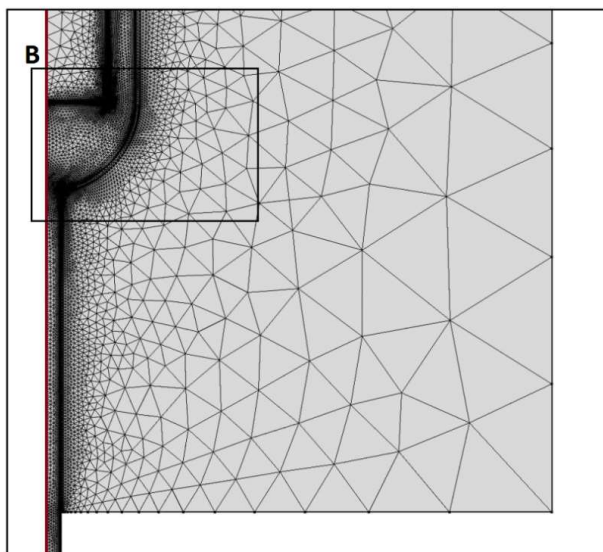


Figura 12- Modello CFD, particolare A del mesh

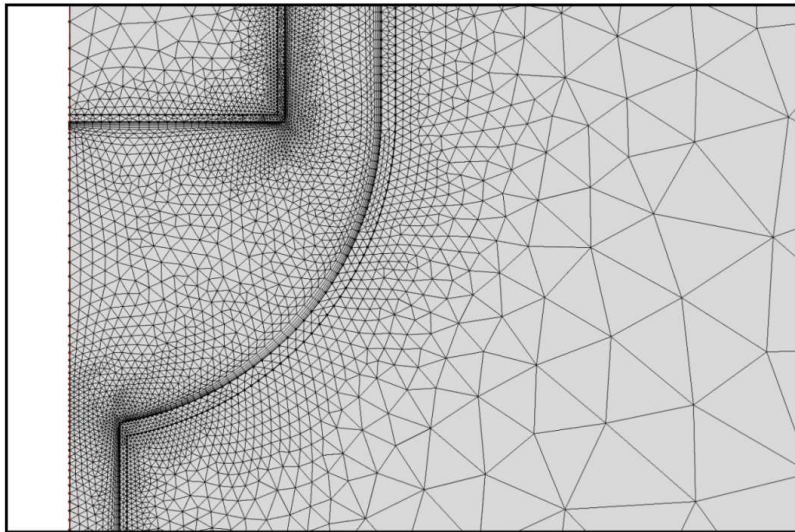


Figura 13- Modello CFD, particolare B del mesh

2.2.5 Calcoli e Risultati

La simulazione CFD del transitorio della fase di preriscaldamento è stata completata in circa 2.4 ore di calcolo con l'utilizzo di circa 1.9 GB di memoria fisica.

Nella **Figura 14** è riportata l'evoluzione temporale della temperatura media dei vari componenti che costituiscono il sistema di accumulo termico, nell'intero intervallo temporale simulato di 50 ore. Nella **Figura 15** è riportata la stessa evoluzione nell'intervallo temporale delle prime 5 ore.

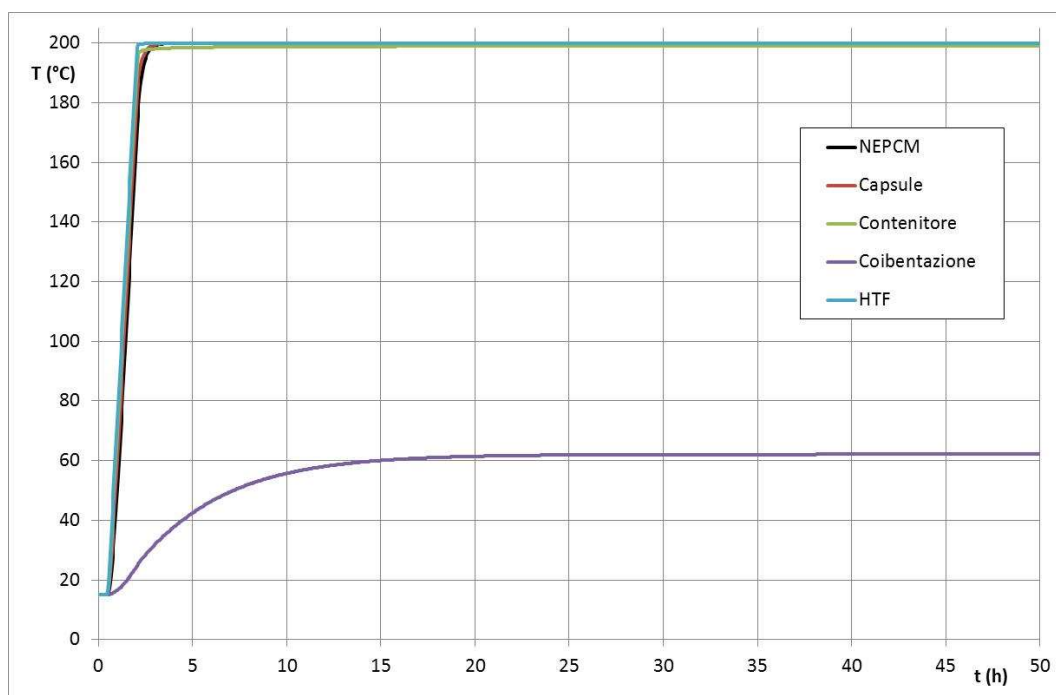


Figura 14- Evoluzione temporale di T_{media} nei componenti del TES

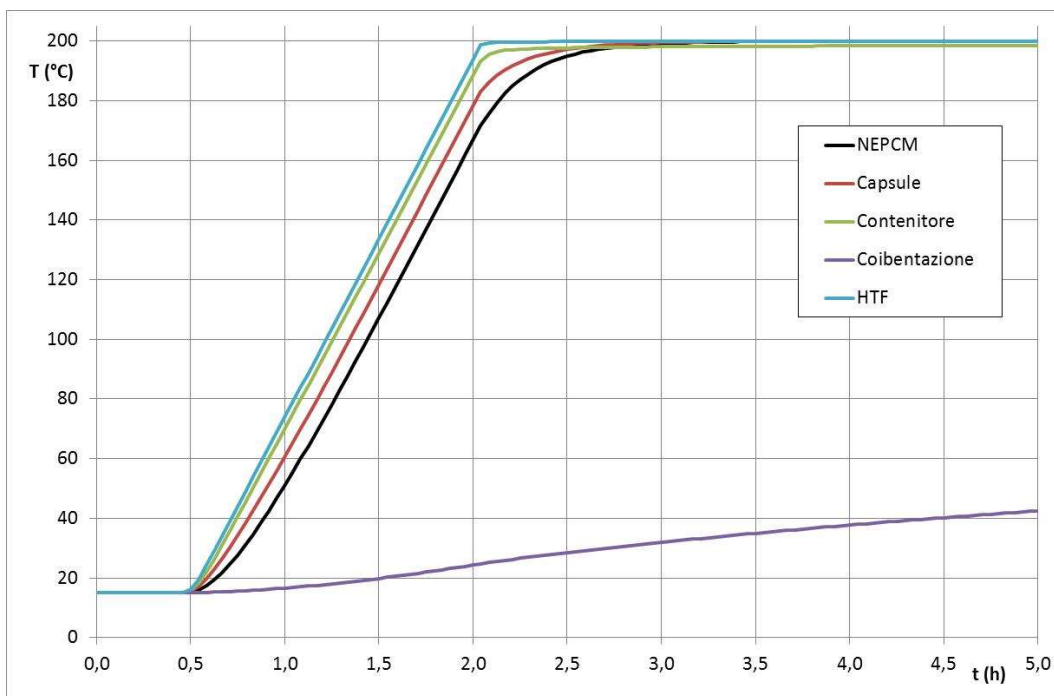


Figura 15- Evoluzione temporale di T_{media} nei componenti del TES, nelle prime 5 ore

Da queste figure si vede come, ad eccezione della coibentazione, gli altri componenti che compongono il sistema di accumulo termico raggiungono la condizione di stabilizzazione termica, con temperature più o meno prossime ai 200°C, entro le prime 4 ore. La coibentazione, invece, impiega un tempo notevolmente maggiore per stabilizzarsi in temperatura.

Un analogo comportamento si ha anche per l'energia accumulata dai vari componenti del sistema come mostrato nella Figura 16, che riporta le relative evoluzioni temporali.

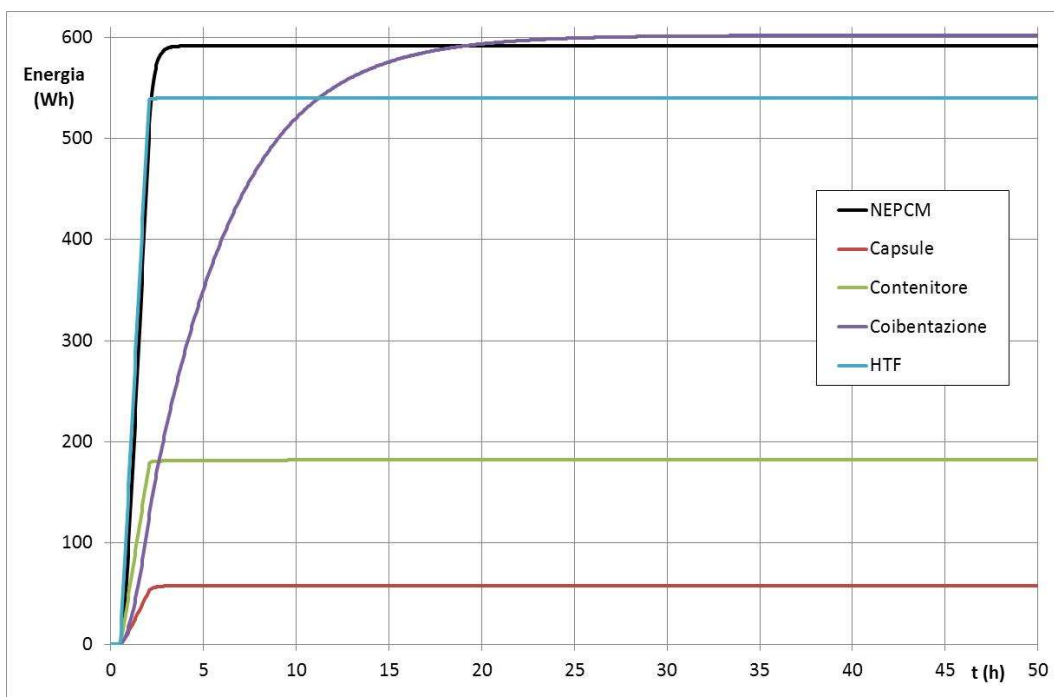


Figura 16- Evoluzione temporale dell'energia termica accumulata nei componenti del TES

Al tempo finale ($t=50$ h) l'energia accumulata dalla coibentazione risulta pari a circa 602 Wh; per arrivare ad una energia accumulata corrispondente al 99% dell'energia accumulata totale, pari a circa 596 Wh, bisogna attendere un tempo di circa 21/22 ore.

Per illustrare meglio quanto detto precedentemente, nella **Figura 17** è riportata l'evoluzione temporale dell'energia termica accumulata dalla coibentazione, normalizzata rispetto al valore considerato stabilizzato al tempo $t=50$ h, $E/E(50\text{ h})$. Nella successiva **Figura 18** è riportato un particolare della curva precedente, focalizzando l'attenzione sulla fase terminale di stabilizzazione termica della coibentazione, energia termica accumulata tra il 90% ed il 99%.

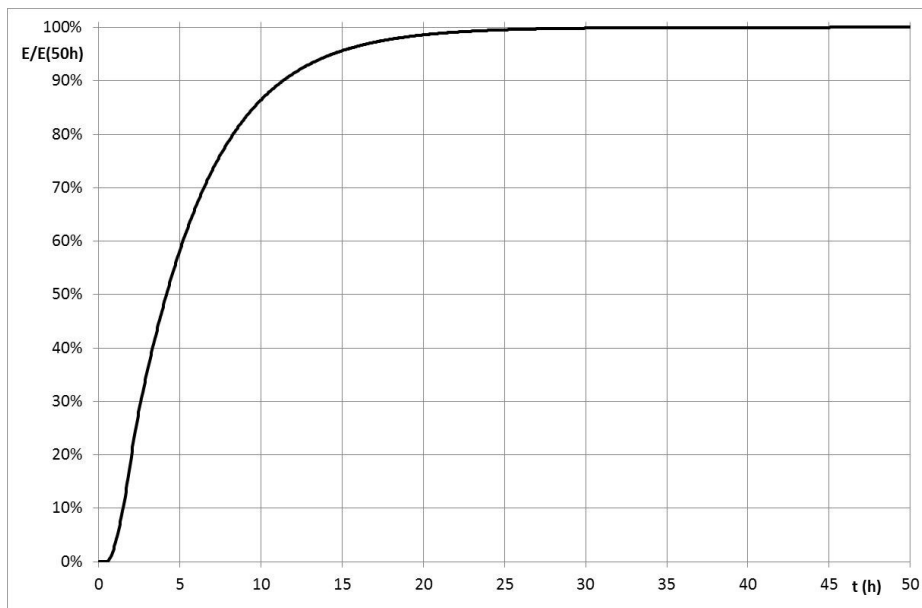


Figura 17- Evoluzione temporale $E/E(50\text{ h})$ nella coibentazione



Figura 18- Evoluzione temporale $E/E(50\text{ h})$ nella coibentazione, particolare

Nelle valutazioni dei tempi che si ottengono da questa simulazione CFD bisogna considerare la condizione di carico termico utilizzata, poiché la temperatura in ingresso del fluido termovettore inizia la fase di salita al tempo $t = 0.5$ h.

Nella **Figura 19** è mostrata la mappatura delle temperature all'interno del componente al tempo finale, $t = 50$ h.

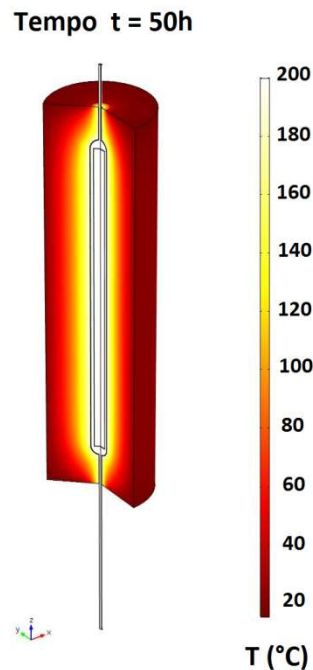


Figura 19- Modello CFD, mappatura della temperatura al tempo finale, t=50 h

La temperatura sulla superficie laterale esterna della coibentazione, al tempo finale ($t=50$ h) varia da un valore minimo di 15.3 °C ad un valore massimo di 21.2 °C, con un valore medio pari a 20.4 °C.

2.2.6 Conclusione

In questo paragrafo sono stati riportati i risultati ottenuti da una simulazione CFD del sistema di accumulo termico, considerando la geometria di pre-dimensionamento, nella fase di preriscaldamento. Questa fase porta il sistema dalla temperatura ambiente (15 °C) alla temperatura inferiore di lavoro (200 °C).

La valutazione delle dinamiche temporali dell'intero sistema ed in particolare della coibentazione, nella fase di preriscaldamento, risulta di fondamentale importanza nella corretta progettazione delle successive prove sperimentali sul prototipo del sistema di accumulo termico. La simulazione permette, infatti, la corretta stima del tempo di attesa necessario al sistema per stabilizzarsi in temperatura nella fase di preriscaldamento, prima di avviare la successiva fase di carica del prototipo di accumulatore termico.

2.3 Progettazione del dispositivo

Nel paragrafo precedente si sono analizzate e dimensionate alcune soluzioni per la realizzazione di un prototipo di accumulo termico a calore latente utilizzando un NEPCM. Si procede ora alla scelta definitiva del prototipo da realizzare formulando le necessarie specifiche. Sulla base di queste si effettuerà la progettazione dello stesso definendo tutte le caratteristiche e le soluzioni tecniche da adottare.

La scelta del prototipo da realizzare deve tenere conto del fatto che utilizzerà come mezzo di accumulo vari chilogrammi di un NEPCM da produrre con macchinari da laboratorio presso l'Università di Perugia, con tempi che potrebbero essere abbastanza lunghi. Quindi, su tale base, considerando anche le caratteristiche dell'impianto sperimentale (ATES) a disposizione in ENEA Casaccia, si è deciso di implementare la soluzione di LHTES ad una fila di capsule.

2.3.1 Le specifiche

Il prototipo di accumulo termico a calore latente da realizzare nell'ambito di questo progetto utilizzerà un mezzo di accumulo macro-incapsulato e verrà denominato **ENEA-TES-LHC01**.

Tale dispositivo sarà costituito da:

- Una serie di **capsule cilindriche** contenenti un NEPCM;
- Un **contenitore esterno metallico** cilindrico;
- Un **cestello distanziatore** per mantenere centrate ed allineate le capsule nel contenitore;
- Una opportuna **coibentazione esterna**, comprensiva di lamierino di protezione, per limitare le perdite termiche;
- Supporti e strumentazione per **acquisizione** di temperature.

In **Figura 20** è mostrato uno schema rappresentativo del dispositivo LHTES da realizzare.

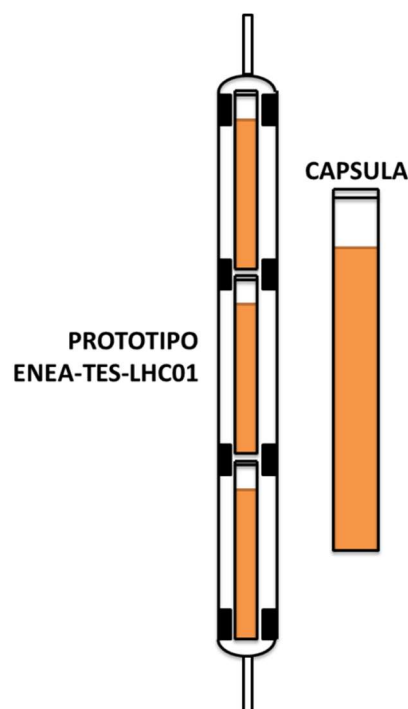


Figura 20- Rappresentazione schematica del prototipo LHTES con NEPCM (ENEA-TES-LHC01)

Per il dispositivo vengono formulate le seguenti specifiche:

- l'intervallo di riferimento per le temperature operative del prototipo è compreso tra i 200 ed i 300 °C;
- il mezzo di accumulo termico da utilizzare sarà un NEPCM. Esso potrebbe essere costituito dal "sale solare" ($\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$ 60:40wt%) nel quale sono state disperse l'1% in peso di nanoparticelle di $\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$. Le sue proprietà di riferimento sono riportate in [Tabella 1](#);
- il NEPCM sarà contenuto all'interno di capsule metalliche di forma cilindrica costituite da un acciaio austenitico del tipo AISI 304 o AISI 316;
- una capsula cilindrica avrà un diametro esterno di 60 mm, una altezza di 500 mm ed uno spessore delle pareti di 1 mm. Il fondo è saldato sul corpo cilindrico, mentre superiormente sarà presente un tappo di chiusura;
- il tappo superiore potrà essere rimosso per consentire l'inserimento del sale. Una volta raffreddato il sale, detto tappo dovrà essere saldato al corpo cilindrico, per impedire l'ingresso del fluido termovettore che si troverà all'esterno della capsula;
- il NEPCM introdotto nella capsula sarà pari a 2.3 kg e, una volta solidificato, il suo livello dovrà trovarsi almeno 110 mm al di sotto della superficie interna del tappo, per poter compensare la sua variazione di volume durante il cambio di fase;
- la capsula, ad alta temperatura e dopo il cambio di fase del NEPCM, dovrebbe avere un livello massimo di pressione relativa di circa 0.8 MPa (8 bar);
- la capacità termica nominale di una capsula sarà di circa 200 Wh.
- il numero di capsule presenti nel dispositivo è 3. Queste dovranno essere impilate a costituire una unica fila a sviluppo verticale;
- le capsule saranno bagnate esternamente da un fluido termovettore (HTF) che cederà/assorbirà calore alle/dalle stesse;
- l'HTF sarà un olio diatermico e, in particolare, il Therminol66, le cui proprietà sono sempre riportate in [Tabella 1](#). La sua pressione relativa all'interno del contenitore è valutabile in circa 1 bar.;
- le capsule e l'HTF si troveranno all'interno di un contenitore metallico anch'esso di forma cilindrica il cui corpo cilindrico avrà una altezza di circa 1.5 m, pari alla altezza delle 3 capsule impilate;
- il corpo cilindrico del contenitore dovrà avere un diametro interno di circa 87 mm ed uno spessore di circa 2 mm;
- il contenitore potrà essere realizzato sempre in acciaio austenitico o equivalente;
- Il contenitore presenterà agli estremi del corpo cilindrico due cupole di forma bombata che fungono da camera di distribuzione o raccolta del HTF in ingresso o uscita;
- ciascuna cupola, anch'essa di spessore di circa 2 mm, avrà nella sua parte superiore un foro cui è saldata esternamente una porzione di tubo di diametro esterno 16 mm e lunghezza di almeno 100 mm;
- la cupola inferiore sarà direttamente saldata al corpo cilindrico del contenitore;
- la cupola superiore sarà flangiata a tenuta con il corpo cilindrico del contenitore. Tale flangia dovrà anche sostenere esternamente il dispositivo tramite appoggio o sospensione;
- la fila di capsule dovrà rimanere allineata all'asse del contenitore attraverso l'uso di opportuni distanziatori, che tengano anche in conto la dilatazione termica dei componenti. In particolare, si ipotizza la realizzazione di un cestello in cui alloggiare le 3 capsule che sia dotato di alcuni

distanziatori. Il cestello, una volta riempito sarà calato all'interno del contenitore cilindrico rimanendo allineato;

- il contenitore cilindrico sarà isolato termicamente tramite un opportuno coibente esterno.
- le superfici laterali e quelle superiore ed inferiore potranno essere coibentate tramite l'uso di materassini di lana di roccia o equivalente il cui spessore dovrà garantire una resistenza termica di almeno **2 (m² °C)/W**.
- la coibentazione, con finitura in lamierino di alluminio, dovrà essere realizzata per installazioni al coperto.

A titolo di esempio, si riporta il calcolo dello spessore di coibente necessario a coibentare il contenitore cilindrico, nel caso di utilizzo di un materiale con conducibilità termica pari a 0.04 W/m² °C (valore conservativo):

$$s = \frac{d_i}{2} (e^{R_{co} 2k/d_i} - 1) = \frac{100}{2} (e^{2 \cdot 2 \cdot 0.04/0.1} - 1) = 197 \text{ mm}$$

- la capacità termica nominale del dispositivo è stimata in circa 850 Wh;
- ai fini della ricerca da effettuare sarà necessario ottenere una serie di misure di temperatura:
 - temperature di ingresso ed uscita del fluido termovettore: il prototipo dovrà essere dotato di due termo-resistenze PT100 di classe A e due termocoppie tipo K montate in appositi pozzetti. Questi pozzetti saranno collegati, sia superiormente che inferiormente, con il tubo della calotta e quello del piping tramite opportuni collegamenti a pressione (es.: tipo α -lock);
 - temperature esterne al contenitore: esternamente al contenitore saranno predisposti tre punti di misura della temperatura posti in prossimità della sezione iniziale, di mezzeria e finale del corpo cilindrico. A tal fine si utilizzeranno delle termocoppie di tipo K;
 - temperature esterne a ciascuna capsula: per ciascuna capsula dovranno essere rilevate due temperature, in posizione da definire, utilizzando delle termocoppie di tipo K. I cavi delle 6 termocoppie dovranno poi uscire dal contenitore attraverso un foro, collocato sulla calotta superiore o sul corpo cilindrico, in grado di mantenere la dovuta tenuta idraulica.

Complessivamente la fornitura dovrà comprendere:

- | | |
|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> • n. 3 capsule; • cestello porta capsule; • contenitore esterno; • coibentazione smontabile; • elementi di raccordo; • n. 2 sezioni di misura con 2 termo-resistenze (fornite da ENEA) e 2 termocoppie (fornite da ENEA) • n. 9 termocoppie (fornite da ENEA) da installare sulle capsule e sul contenitore | <ul style="list-style-type: none"> • elaborazione dei documenti per la costruzione, dei disegni esecutivi e loro consegna ad ENEA TERIN-STSN-SCIS; • piano di controllo qualità: certificati dei materiali, dei singoli elementi, delle procedure eseguite, test intermedi, controlli non distruttivi e collaudi necessari a garantire la conformità dell'esecuzione meccanica della fornitura, laddove previsti; • disegno del layout "as built" della fornitura. |
|---|---|

2.3.2 Il progetto

Sulla base delle specifiche precedenti, la ditta Nuova Steim di Narni (TR) ha prodotto il progetto esecutivo del prototipo LHC01. Qui di seguito una breve descrizione degli elementi essenziali. Le capsule saranno realizzate utilizzando uno spezzone di tubo INOX AISI 304 di lunghezza 500 mm con diametro esterno 60.3 mm e spessore 1.5 mm (Figura 21).

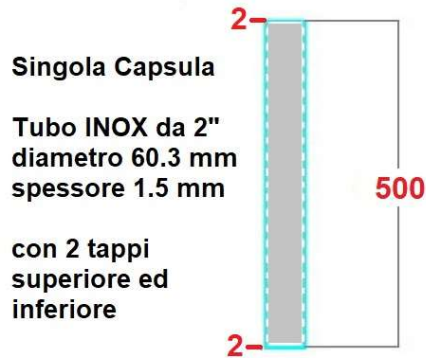


Figura 21- Rappresentazione schematica di una capsula del prototipo LHTES ENEA-TES-LHC01

Il contenitore (Figura 22) è costituito da un corpo cilindrico realizzato con un tubo INOX AISI 304 SCH 109, di diametro 114.3 mm e spessore 3.05 mm, a cui è saldato un fondo bombato. Superiormente, è saldata una flangia piana PN16 DN100, alla quale sarà collegato un fondo superiore flangiato. Le due flange saranno accoppiate tramite 8 bulloni M16. Sulla flangia sono montati anche due golfari, necessari al sollevamento del prototipo. In Figura 23 è mostrato il cestello porta-capsule da inserire all'interno del contenitore. Questo è formato da 4 tondi da 8 mm lunghi 1590 mm e 4 fascette di diametro 82.3 mm.

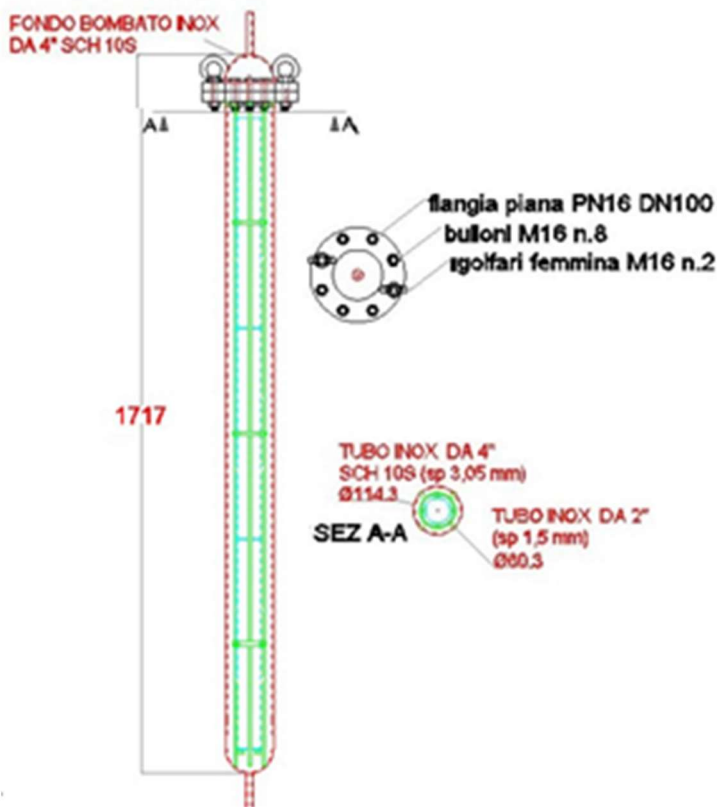


Figura 22- Disegno complessivo del prototipo LHTES con NEPCM (ENEA-TES-LHC01)



Figura 23- Disegno del cestello porta-capsule del prototipo ENEA-TES-LHC01

A corredo del prototipo, sono anche realizzate due sezioni di misura, una in ingresso ed una in uscita, della temperatura del fluido termovettore (**Figura 24**). Ogni sezione ospiterà sia una termoresistenza PT100 che una termocoppia tipo K.

Altri punti di rilevazione delle temperature si troveranno sia all'interno del contenitore (due termocoppie posizionate su ogni capsula ed i cui cavi usciranno dal fondo superiore) che all'esterno (tre termocoppie posizionate secondo lo schema di **Figura 25**).

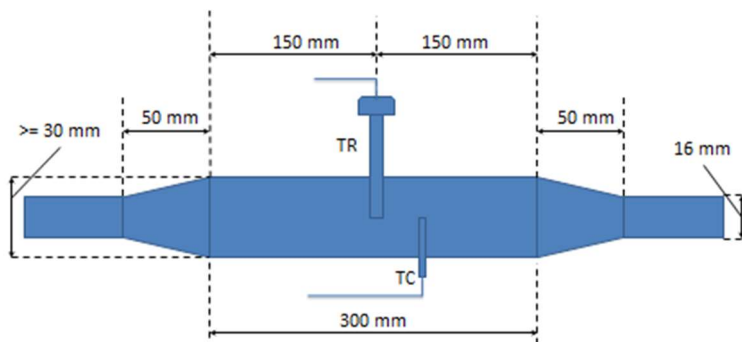


Figura 24- Schema della sezione di misura della temperatura del fluido in ingresso ed in uscita al prototipo LHTES con NEPCM (ENEA-TES-LHC01)

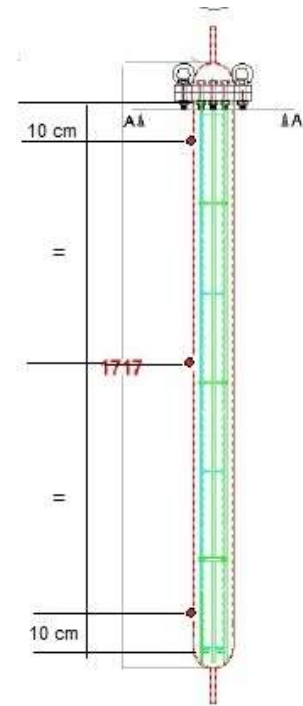


Figura 25- Posizionamento di 3 termocoppie esterne al prototipo

2.4 Realizzazione del dispositivo

Sulla base del progetto illustrato nel paragrafo precedente la ditta Nuova Steim di Narni (TR) ha realizzato il prototipo LHC01. Qui di seguito alcune immagini che documentano la fase realizzativa dei vari componenti.



Figura 26- Capsule per NEPCM: a) Corpo di 3 capsule con fondo saldato; b) tappi di chiusura capsule da saldare dopo introduzione del NEPCM; c) capsule inserite all'interno del cestello porta-capsule.



Figura 27- Contenitore cilindrico per capsule con fondo saldato da un lato (destra) e flangia dal lato opposto (sinistra).



Figura 28- Flangia del corpo cilindrico del contenitore (sinistra) e coperchio flangiato con fori di uscita termocoppie e sfiati (destra).



Figura 29- Sezioni di misura temperatura HTF (due) esterne al prototipo: a) singoli pezzi costituenti le due sezioni; b) sezione di misura assemblata con fori per l'introduzione di una termocoppia e di una termoresistenza.



Figura 30- Insieme dei principali componenti realizzati per il prototipo LHTES ENEA-TES-LHC01



Figura 31- Alcuni accessori per la connessione e il montaggio del prototipo, compresi connettori di piping a pressione, golfari e passanti di tenuta per sensori singoli e multipli.



a



b



c

Figura 32- Prototipo ENEA-TES-LHC01 parzialmente coibentato e pronto per la fase di installazione:
a) completo; b) lato fondo; c) lato coperchio.

3 Conclusioni

Obiettivo della linea di attività LA1.15 del PAR 2020 è la progettazione e realizzazione di un dispositivo con cui poter analizzare l'efficienza dello scambio termico conseguente l'uso, come HTF o HSM, di nuovi materiali additivati con nanoparticelle (NP). Per condurre il presente lavoro si è preso a riferimento un NEPCM costituito da un sale binario, $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$ (60:40 wt%), in cui sono state disperse l'1% (in peso) di nanoparticelle di silice ed allumina ($\text{SiO}_2/\text{Al}_2\text{O}_3$, 82-86/14-18wt%).

A tal fine, si sono effettuate indagini basate su metodi analitici, per valutare le prestazioni di un NEPCM macro-incapsulato e per dimensionare opportunamente sia una singola capsula che un ipotetico dispositivo costituito da un insieme di capsule, su cui effettuare prove sperimentali. In particolare, si è scelto di analizzare dei dispositivi costituiti da una o da tre file di capsule. Ogni fila è costituita da tre capsule impilate, ciascuna di lunghezza 500 mm e diametro 60 mm, quest'ultimo risultante da un'ottimizzazione. Il dispositivo a 3 linee è quello che approssima meglio un eventuale dispositivo ottimizzato, riducendo la quantità di acciaio impiegato ed il costo al kWh dell'energia accumulata. Di contro, il dispositivo ad 1 linea mostra un costo assoluto inferiore ed impiega una quantità minore di materiale. Da un punto di vista termico i due dispositivi sono equivalenti.

Quindi, per valutare le dinamiche (tempi) di carico e scarico dell'energia sono state effettuate delle analisi sia con il metodo degli elementi finiti (FEM) che tramite una analisi fluidodinamica (CFD). Dette analisi hanno evidenziato che per raggiungere lo stato stazionario della condizione iniziale di prova (200°C) sono necessarie circa 24 ore. Quindi, il successivo riscaldamento fino ai 300°C impiega circa 3-4 ore per raggiungere il 99% del carico massimo nominale. Il cambio di fase del NEPCM dovrebbe avvenire entro la prima ora di salita della temperatura.

Le indicazioni delle precedenti analisi hanno consentito di scegliere il tipo dispositivo da testare (quello ad una fila di capsule) e di formulare le specifiche per la sua realizzazione. Successivamente, tramite un contratto alla ditta Nuova STEIM di Narni (TR), si è proceduto alla sua progettazione e realizzazione.

Il prototipo realizzato potrà essere quindi completato riempiendo le capsule con il NEPCM prodotto dall'Università di Perugia (linea LA1.13), installandolo sull'impianto sperimentale ATES presente presso il C.R. ENEA Casaccia e, quindi, eseguendo le prove sperimentali previste nella Linea di Attività LA1.16 del PAR 2021.

4 Riferimenti bibliografici

1. A.G. Fernandez, J. Gomez-Vidal, E. Oro, A. Kruiženga, A. Solè, L.F. Cabeza, Mainstreaming commercial CSP systems: A technology review, *Renewable Energy*, 140 (2019), 152-176
2. H. Riazi, T. Murphy, G.B. Webber, R. Atkin, S.S. Mostafavi Tehrani, R.A. Taylor, Specific heat control of nanofluids: A critical review, *Int. Jnl of Thermal Sciences*, 107 (2016), 25-38
3. A. Miliozzi, R. Liberatore, D. Mazzei, D. Nicolini, Caratterizzazione termica di un prototipo LHTES modulare con l'utilizzo dell'impianto sperimentale Solteca3. Analisi ed interpretazione dei dati sperimentali, Report RdS/PTR2019/122
4. M. Chieruzzi, G.F. Cerritelli, A. Miliozzi, J.M. Kenny, Effect of nanoparticles on heat capacity of nanofluids based on molten salts as PCM for thermal energy storage, *Nanoscale Research Letters* 2013, 8:448
5. M. Chieruzzi, G.F. Cerritelli, A. Miliozzi, J.M. Kenny, L. Torre, Heat capacity of nanofluids for solar energy storage produced by dispersing oxide nanoparticles in nitrate salt mixture directly at high temperature, *Solar Energy Materials and Solar Cells* 167 (2017) 60–69
6. M. Chieruzzi, A. Miliozzi, T. Crescenzi, J.M. Kenny, L. Torre, Synthesis and Characterization of Nanofluids Useful in Concentrated Solar Power Plants Produced by New Mixing Methodologies for Large-Scale Production, *Journal of Heat Transfer* 2017
7. A. Miliozzi, A. Spadoni, E. Veca, S. Sau, R. Liberatore, M. Lanchi, Selezione e caratterizzazione di sali e nanoparticelle per lo sviluppo di sistemi innovativi a proprietà termiche incrementate e identificazione dei metodi di sintesi, Report RdS/PTR(2019)/083
8. <https://www.therminol.com/product/71093438>
9. Zavoico AB. Solar power tower design basis document. New Mexico and Livermore, California: Sandia National Laboratories Albuquerque; 2001.
10. SQM – Thermo Solar-Salt. SQM International N.V. (<http://www.sqm.com>)
11. Bauer T, Breidenbach N., Overview of molten salt storage systems and material development for solar thermal power plants, Available on: <https://pdfs.semanticscholar.org/dce2/d6565cb54496ac63b97ed91922df75a993c1.pdf>; 2012.
12. Bayon R, Rojas E, Valenzuela L, Zarza E, León J. Analysis of the experimental behaviour of a 100 kWth latent heat storage system for direct steam generation in solar thermal power plants. *Applied Thermal Engineering* 2010: 2643-51.
13. B. Seubert, R. Müller, D. Willert, T. Fluri, Experimental results from a laboratory-scale molten salt thermozone storage, *AIP Conf. Proc.* 1850 (2017).
14. A. C. Kheirabadi, D. Groulx, Simulating phase change heat transfer using Comsol and Fluent: effects of the mushy-zone constant, *Computational Thermal Science*, 7 (2015), (5-6): 427-440
15. Sebastiani E. *Impianti Chimici I*. Siderea, editor. Rome (Italy); 1993

5 Abbreviazioni ed acronimi

PAR	Piano Annuale di Ricerca
LHTES	Latent Heat Thermal Energy Storage
PCM	Phase Change Material
HTF	Heat Transfer Fluid
HSM	Heat Storage Medium
NEPCM	Nano Enhanced PCM
FEM	Finite Element Method

Appendice 1 – Schede tubi AST

Tipi di acciaio

	FERRITIC						AUSTENITIC						
	FERRO CHROME	FERRO CHROME STABILIZED			FERRO CHROME STABILIZED SUPER FERRITIC	FERRO CHROME MOLYBDENUM	FERRO CHROME NICKEL			FERRO CHROME NICKEL MOLYBDENUM			HEAT RESISTANT
ACCIAI SPECIALI TERNI	STR 12	409 LI	439 M	441 LI	470 LI	4513	304	304 DL	321	316	316 L	316 TI	4828
EN 10088-2	1.4003	1.4512	1.4510	1.4509	1.4613	1.4513	1.4301	1.4307	1.4541	1.4401	1.4404	1.4571	1.4828
TYPICAL COMPOSITION	C	0.02	0.01	0.02	0.02	0.01	0.04	0.025	0.05	0.06	0.03	0.05	0.05
	Cr	11.3	11.5	17.7	18.2	24.0	18.2	18.2	17.3	16.7	16.7	16.7	19.3
	Ni	0.5	-	-	-	-	8.1	8.1	9.1	10.6	10.3	10.6	11.1
	Mo	-	-	-	-	-	-	-	-	2.1	2.1	2.1	-
	Others	-	Ti	Ti, Nb	Ti, Nb	Ti, Nb	Ti	-	-	Ti	-	-	Ti
MECHANICAL PROPERTIES AT 20 °C - TYPICAL VALUES	0.2% Yield Strength Mpa	320	250	280	300	330	270	250	250	300	270	270	290
	Rm tensile Strength MPa	500	420	450	470	490	650	630	590	610	580	580	640
	Elongation A% A ₅₀ (thickness <3mm) A ₂ (thickness ≥3mm)	23	32	28	30	30	54	54	57	50	52	55	55
CORROSION RESISTANCE	General	o	o	+	+	+++	++	++	+++	+++	+++	+++	+++
	Pitting	o	+	+	++	+++	++	++	+++	+++	+++	+++	++
	SCC	+	+	++	++	+++	o	o	o	o	o	o	o
	Heat resistance	o	++	++	+++	+++	++	++	+++	++	++	++	+++
COLD FORMABILITY	+	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	++	+
WELDABILITY	++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++	+++

Tubi a sezione tonda

ROUND TUBES *								
DIAMETER FROM 8 TO 34 mm	THICKNESS (mm)							
	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0
	THEORETICAL WEIGHTS kg/m							
8	0.094	0.111	0.128	0.144	0.175	0.204	0.244	
10	0.119	0.141	0.163	0.184	0.225	0.264	0.319	
12	0.144	0.171	0.198	0.224	0.275	0.324	0.394	
13	0.156	0.186	0.216	0.244	0.300	0.355	0.432	
14	0.169	0.201	0.233	0.264	0.326	0.385	0.469	
15	0.182	0.214	0.251	0.284	0.351	0.415	0.507	
15.88	0.193	0.230	0.266	0.302	0.373	0.441	0.540	
16	0.194	0.231	0.268	0.304	0.376	0.445	0.545	
17.4	0.212	0.252	0.293	0.333	0.411	0.487	0.597	
18	0.219	0.261	0.303	0.345	0.426	0.505	0.620	
19	0.232	0.276	0.321	0.365	0.451	0.535	0.657	0.851
19.05	0.232	0.277	0.322	0.366	0.452	0.536	0.659	0.854
20	0.244	0.291	0.338	0.385	0.476	0.565	0.695	0.901
21.3	0.260	0.311	0.361	0.411	0.508	0.604	0.744	0.966
21.8	0.267	0.318	0.370	0.421	0.521	0.619	0.762	0.992
22	0.269	0.321	0.373	0.425	0.526	0.625	0.770	1.002
22.22	0.272	0.325	0.377	0.429	0.531	0.632	0.778	1.013
23	0.282	0.337	0.391	0.445	0.551	0.655	0.807	1.052
24	0.294	0.352	0.408	0.465	0.576	0.685	0.845	1.102
25	0.307	0.367	0.426	0.485	0.601	0.715	0.883	1.152
25.4	0.312	0.373	0.433	0.493	0.611	0.727	0.898	1.172
26.9	0.331	0.395	0.459	0.523	0.648	0.772	0.954	1.247
27	0.332	0.397	0.461	0.525	0.651	0.775	0.958	1.252
28	0.344	0.412	0.478	0.545	0.676	0.805	0.995	1.302
28.7	0.353	0.422	0.491	0.559	0.694	0.826	1.022	1.337
29	0.357	0.427	0.496	0.565	0.701	0.835	1.033	1.352
30	0.369	0.442	0.514	0.585	0.726	0.865	1.070	1.402
31.75	0.391	0.468	0.544	0.620	0.770	0.918	1.136	1.490
32	0.394	0.472	0.549	0.625	0.776	0.925	1.144	1.502
33	0.407	0.487	0.566	0.645	0.801	0.955	1.183	1.552
34	0.419	0.502	0.584	0.665	0.826	0.986	1.221	1.602

* Austenitic grades

ROUND TUBES *								
DIAMETER FROM 35 TO 127 mm	THICKNESS (mm)							
	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0
	THEORETICAL WEIGHTS kg/m							
35	0.432	0.517	0.601	0.685	0.851	1.016	1.298	1.653
38	0.469	0.562	0.654	0.745	0.926	1.106	1.371	1.803
38.1	0.471	0.563	0.656	0.747	0.929	1.109	1.375	1.808
39	0.482	0.577	0.671	0.765	0.951	1.136	1.408	1.853
40	0.495	0.592	0.689	0.785	0.977	1.166	1.446	1.903
42.4	0.525	0.628	0.731	0.833	1.037	1.238	1.536	2.023
43	0.532	0.637	0.741	0.845	1.052	1.256	1.559	2.053
44.4	0.550	0.658	0.766	0.873	1.087	1.298	1.611	2.123
44.45	0.550	0.659	0.767	0.874	1.088	1.300	1.613	2.126
45	0.557	0.667	0.776	0.885	1.102	1.316	1.634	2.153
48.3	0.598	0.717	0.834	0.951	1.184	1.415	1.798	2.319
50	0.620	0.742	0.864	0.986	1.227	1.466	1.822	2.404
50.8	0.630	0.754	0.878	1.002	1.247	1.490	1.852	2.444
51				1.004	1.252	1.496	1.859	2.454
52				1.026	1.277	1.526	1.897	2.504
53				1.046	1.302	1.556	1.934	2.554
54				1.066	1.327	1.586	1.972	2.604
55				1.086	1.352	1.616	2.009	2.654
60				1.186	1.477	1.767	2.197	2.904
60.3					1.485	1.776	2.208	2.919
63.5					1.565	1.872	2.329	3.080
65					1.602	1.917	2.385	3.155
70					1.728	2.067	2.573	3.405
75					1.853	2.217	2.761	3.656
76.1					1.880	2.250	2.802	3.711
80						2.368	2.948	3.906
88.9						2.635	3.283	4.352
101.6						3.017	3.760	4.988
114.3						3.398	4.237	5.624
120						3.569	4.451	5.909
127						3.780	4.714	6.260

Thickness of 2.5 mm are also available upon request

SURFACE FINISH: mill finish

Prestazioni acciai

Ferritic grades

MECHANICAL PROPERTIES OF THE TUBES				
		REFERENCE NORMS	GUARANTEED	TYPICAL
AISI 409 LI W 1.4512	Rp02 (MPa)	> 210	> 205	330
	Rm (MPa)	> 380	400÷500	420
	A5 (%)	> 25	> 30	36÷38
AISI 441 W 1.4509 AISI 439 W 1.4510 et al.	Rp02 (MPa)	> 230	> 300	380
	Rm (MPa)	> 420	> 450	490
	A5 (%)	> 20	> 28	32÷34
W 1.4003	Rp02 (MPa)	> 280	> 300	350
	Rm (MPa)	> 450	> 450	480
	A5 (%)	> 20	> 20	22

TECHNOLOGICAL TEST ON THE EXHAUST SYSTEM TUBE AISI 409 LI / W 1.4512			
	REFERENCE NORMS	GUARANTEED	TYPICAL
Flattening test	2xT + 16 mm	2xT + 16 mm	2xT
Cone expansion	30%	30%	30%
Radial expansion	-	20%	30%

T = Thickness

Austenitic grades

MECHANICAL PROPERTIES OF THE ROUND TUBES			
	REFERENCE NORMS	GUARANTEED	TYPICAL
Rp02 (MPa)	> 200	> 300	400
Rm (MPa)	> 500	> 550	600
A5 (%)	> 40	> 40	50÷55
Hv 5	< 220	< 220	< 220

TECHNOLOGICAL TEST ON THE TUBES			
	REFERENCE NORMS	GUARANTEED	TYPICAL
Flattening test	2xT + 16 mm	2xT	2xT
Cone expansion	40%	40%	50%
Radial expansion	-	30%	33 - 35%

T = Thickness

Appendice 2 – Calcolo del coefficiente di scambio termico

Qui di seguito è illustrato il metodo adottato per il calcolo del coefficiente h di scambio termico.

All'interno del tubo di scambio termico scorre un fluido termovettore (HTF) di cui sono note le seguenti caratteristiche

- Densità ρ_f
- Calore specifico c_{pf}
- Conducibilità termica k_f
- Viscosità dinamica μ_f

Da queste è possibile ricavare in numero di Prandtl associato al fluido:

$$Pr_f = \frac{\mu_f c_{pf}}{k_f}$$

L'HTF transita nel tubo con una portata in massa w , operando tra la temperatura massima T_H e quella minima T_L . Nota la portata ed il diametro interno d_i del tubo è possibile valutare il tipo di flusso del HTF calcolando il numero di Reynolds:

$$\Re_f = \frac{4w}{\mu_f \pi d_i}$$

E, da questo, il corrispondente numero di Nusselt:

$$Nu_f = \begin{cases} 1.86 \Re_f^{0.33} Pr_f^{0.33} & \Re_f < 2300 (\text{regime laminare}) \\ 0.0033 \Re_f Pr_f^{0.37} & 2300 < \Re_f < 10000 (\text{transizione}) \\ 0.023 \Re_f^{0.8} Pr_f^n & \Re_f > 10000 (\text{regime turbolento}) \end{cases}$$

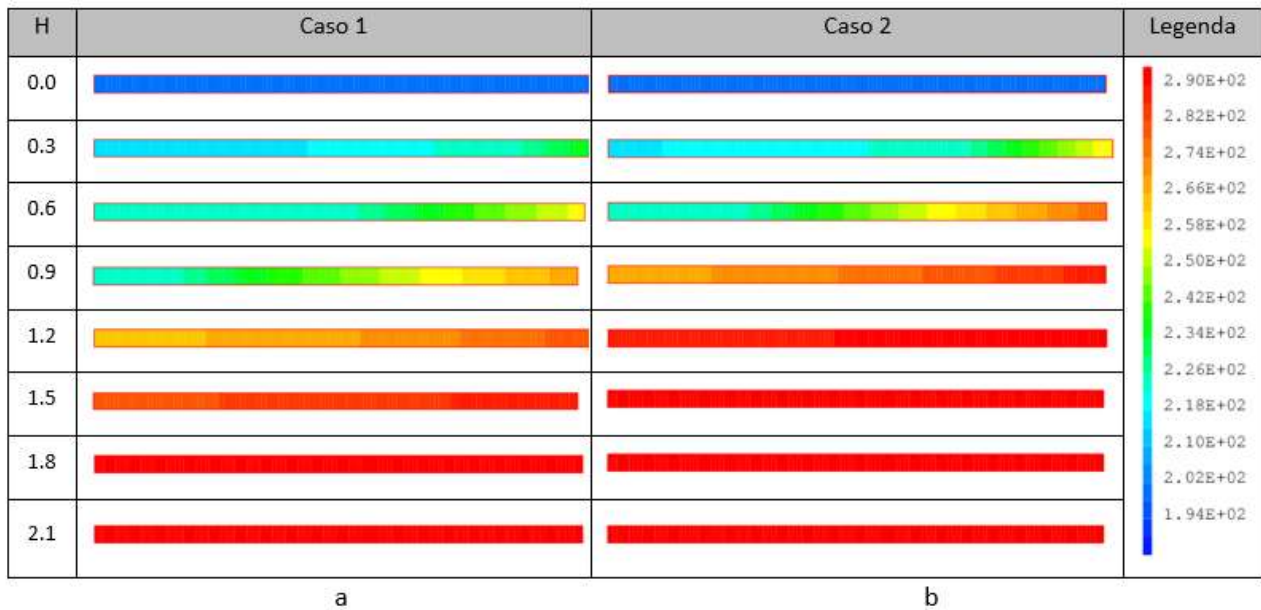
Con n pari a 0.3 in carico o 0.4 in scarico.

Da qui è facile valutare il coefficiente di scambio termico HTF-tubo:

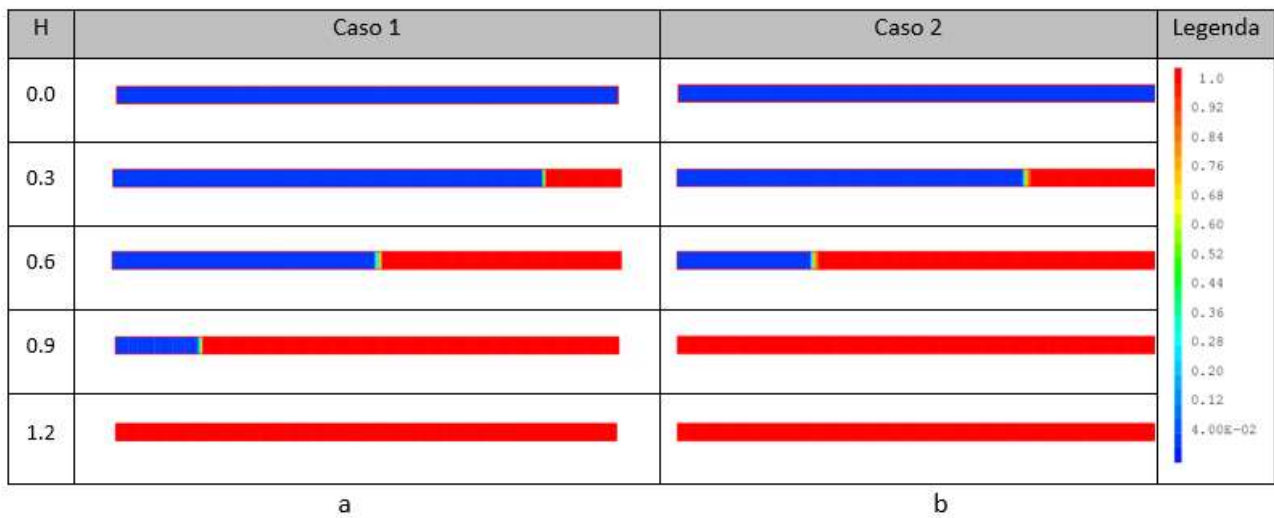
$$h = Nu_f \frac{k_f}{d_i}$$

Appendice 3 – Alcuni risultati dell’analisi FEM della capsula

Analisi monodimensionale

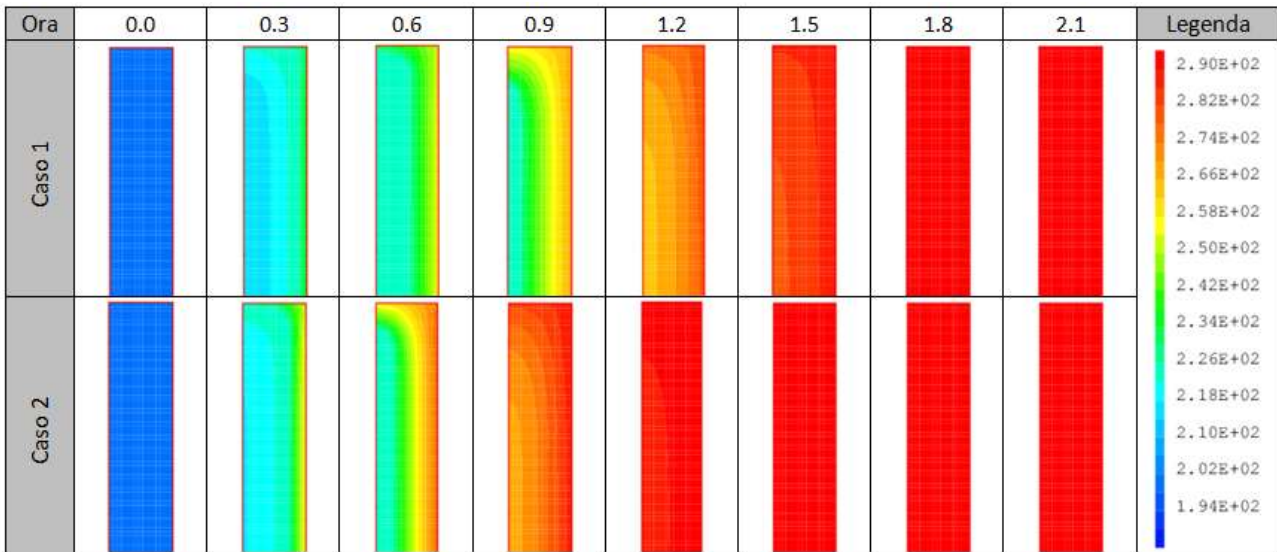


Caso 1D: Distribuzione delle temperature in vari istanti. a) caso 3 file; b) caso 1 fila

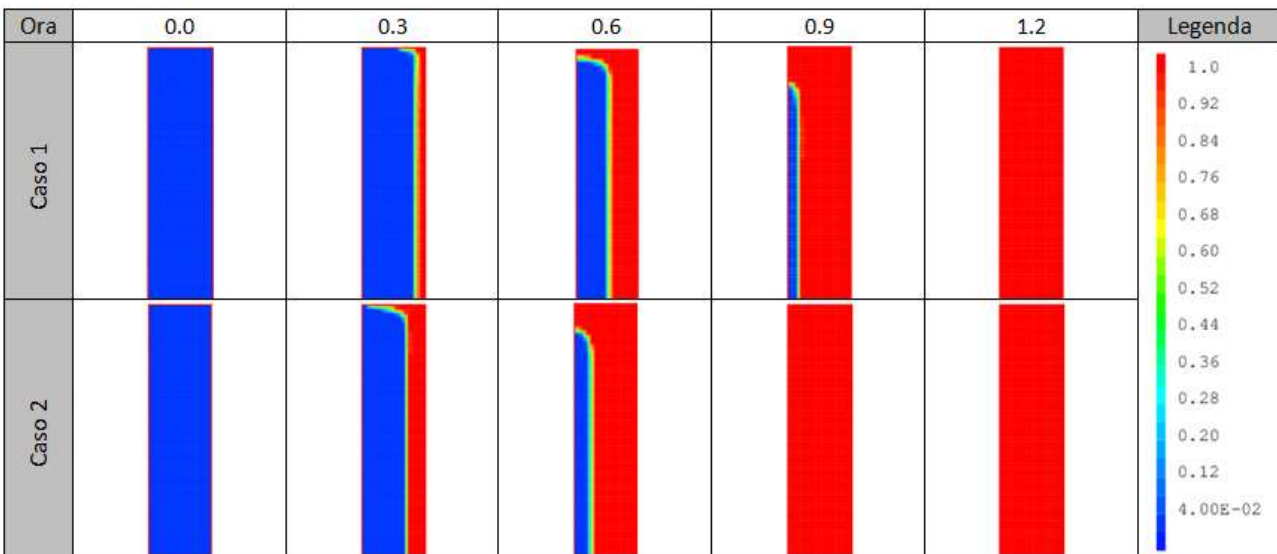


Caso 1D: Distribuzione del rateo di massa fusa in vari istanti. a) caso 3 file; b) caso 1 fila

Analisi bidimensionale



Caso 2D: Distribuzione delle temperature in vari istanti.



Caso 2D: Distribuzione del rateo di massa fusa in vari istanti