



UNIMORE

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI
MODENA E REGGIO EMILIA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI MODENA E REGGIO EMILIA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA “ENZO FERRARI”

LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA DEL VEICOLO

A.A. 2025-2026

PROGETTAZIONE E ANALISI DI UN SISTEMA TES PER LA GESTIONE TERMICA NEL SETTORE AUTOMOTIVE

Relatore:
Prof. Ing. Alberto Muscio

Candidato:
Ciro De Maio

Indice

Capitolo 1: Introduzione e inquadramento del problema	1
1.1 Il fenomeno dell'avviamento a freddo (Cold-Start) nei motori a combustione interna	1
1.1.1 Meccanismi fisici e chimici della combustione transitoria	1
1.1.2 Temperature chiave del sistema propulsivo e la finestra temporale.....	2
1.2 Quadro normativo ed evoluzione dei requisiti d'omologazione.....	4
1.2.1 Dai cicli di laboratorio alla guida reale, il contesto Euro 7 e le nuove sfide tecnologiche	4
1.2.2 La gestione termica avanzata (Thermal Management): soluzioni attive e passive a confronto	6
1.3 Obiettivi del lavoro di tesi.....	7
1.3.1 Inserimento della tecnologia TES e guida alla lettura dell'elaborato	7
Capitolo 2: Stato dell'arte sui sistemi di accumulo termico (TES).....	9
2.1 Campi di applicazione e tipologie dei serbatoi per accumulo termico	9
2.1.1 Accumulo a calore sensibile.....	11
2.1.2 Accumulo a calore latente (Materiali con cambiamento di Fase – PCM)	14
2.1.3 Accumulo a calore sensibile con setto separatore	17
2.2 Casi di applicazione di TES su autoveicoli stradali	20
2.2.1 Il sistema di accumulo latente BMW (Latentwärmerspeicher).....	20
2.2.2 Il sistema ad accumulo sensibile Toyota Prius II Gen (Coolant Heat Storage System)....	24
Capitolo 3: architettura, dimensionamento e caratterizzazione dei materiali del TES.....	33
3.1 Architettura costruttiva e principio di funzionamento del TES con setto	33
3.1.1 Geometria del mantello cilindrico e del tubo guida assiale in PP-RCT e motivazione dei parametri di progetto.....	34
3.1.2 Morfologia, cinematica e tolleranze del setto mobile in PP-H	35
3.1.3 Coperchi bombati, tenute idrauliche e gestione dei ponti termici.....	36
3.1.4 Pacchetto isolante in Aerogel e rivestimento protettivo in alluminio	37
3.2 Caratterizzazione geometrica, volumetrica e dimensionamento	38
3.2.1 Dimensionamento geometrico del cilindro e volume lordo	38
3.2.2 Calcolo analitico del volume netto di fluido e sottrazione degli ingombri interni	39
3.2.3 Bilancio di massa e capacità termica complessiva.....	40
3.2.4 Energia termica immagazzinata	41
3.3 Selezione dei materiali e compatibilità chimico-termica	42

3.3.1 Proprietà termo-meccaniche: confronto tra PP-H e PP-RCT.....	42
3.3.2 Resilienza all'idrolisi e compatibilità con miscela acqua-glicole calda	45
3.4 Componenti ausiliari di integrazione e regolazione idraulica.....	46
3.5 Fasi operative e logiche di commutazione del sistema TES	49
3.5.1 Fase 1: carica termica in marcia.....	49
3.5.2 Fase 2: travaso a caldo e risalita del setto	50
3.5.3 Fase 3: scarica e preriscaldamento motore	51
3.5.4 Fase 4: travaso a freddo e ripristino	51
Capitolo 4: Modellazione numerica 0D/1D ed analisi dei risultati.....	53
4.1 Modellazione 0D: Formulazione analitica, implementazione e sensitività parametrica (Appendice A)	53
4.1.1 Fondamenti teorici del modello a parametri concentrati ed ipotesi semplificative	53
4.1.2 Formulazione analitica della rete di resistenze termiche	55
4.1.3 Determinazione della capacità termica globale (C_{tot}) e della costante di tempo (τ)	60
4.1.4 Architettura dell'algoritmo numerico matriciale in MatLab	62
4.1.5 Analisi e discussione dei risultati numerici.....	64
4.2 Modellazione 1D: Analisi del profilo di temperatura verticale (Top-to-Bottom) nel tempo (Appendice B)	71
4.2.1 Fondamenti del modello 1D multinodo e discretizzazione spaziale.....	71
4.2.2 Formulazione dei bilanci termici ai nodi interni e modellazione della convezione naturale	74
4.2.3 Condizioni al contorno di estremità e resistenze parietali	76
4.2.4 Risoluzione numerica con solutore ODE15s ed architettura di visualizzazione	79
4.2.5 Analisi e discussione dei risultati del transitorio 1D.....	82
4.3 Discussione sulla ridondanza della modellazione 3D per la geometria in esame	85
4.4 Benchmark prestazionale e confronto diretto con il TES Toyota Prius Gen II.....	87
4.4.1 Allineamento geometrico e condizioni di contorno di prova	87
4.4.2 Analisi comparativa dei risultati e considerazioni tecnologiche	88
Capitolo 5: Effetti utili e benefici ambientali attesi	91
5.1 Valutazione dell'innalzamento termico del blocco motore preavviamento	91
5.1.1 Parametrizzazione termofisica del sistema motore e della carica termica.....	91
5.1.2 Modello analitico di trasferimento termico, dinamica di flussaggio e determinazione della temperatura di equilibrio.....	96
5.2 Stima della riduzione delle emissioni inquinanti e benefici ambientali attesi	100
Capitolo 6: Estensioni tecnologiche e sviluppi futuri.....	103

6.1 Integrazione su propulsori endotermici avanzati: il caso del motore BMW B58	103
6.2 Applicazione del TES nel settore del trasporto pesante (Heavy Duty).....	105
6.3 Applicazione del TES ai veicoli elettrici ed ibridi	108
6.4 Applicazioni a fluidi ausiliari: gestione termica dell'olio motore e del fluido della trasmissione	111
Capitolo 7: Conclusioni	114
Appendice A: Codice MatLab del modello 0D a parametri concentrati	118
Appendice B: Codice MATLAB del modello 1D multinodo (<i>ode15s</i>)	123
Bibliografia	128
<i>Ringraziamenti</i>	136

Premessa

Negli ultimi decenni il settore dei trasporti è stato al centro di una profonda trasformazione guidata dalla forte necessità di ridurre l'impatto ambientale e contrastare il cambiamento climatico globale. La spinta verso una mobilità sempre più sostenibile ha imposto ai costruttori automobilistici e al mondo della ricerca scientifica sfide ingegneristiche senza precedenti, focalizzate non solo sulla transizione verso vetture a zero emissioni, ma anche sull'ottimizzazione decisa dell'efficienza energetica di tutte le architetture propulsive già esistenti.

In questo contesto le normative internazionali, con l'introduzione di standard di omologazione sempre più restrittive come i regolamenti europei Euro 6d e le prospettive delineate dalla normativa Euro 7, ha spostato l'attenzione sulla riduzione marcata delle emissioni inquinanti reali (Real Driving Emissions, RDE). In particolare, l'analisi dei cicli di prova e delle condizioni operative reali ha evidenziato come gran parte delle emissioni nocive (quali monossido di carbonio, idrocarburi incombusti e ossidi di azoto) si concentri nelle fasi transitorie di funzionamento, prima fra tutte l'avviamento a freddo (cold-start).

Se da un lato l'elettrificazione e lo sviluppo di motorizzazioni ibride rappresentano una via importante per la riduzione delle emissioni medie, dall'altro la gestione termica dei fluidi di raffreddamento si prospetta come una soluzione strategica ed ad altissimo potenziale.

In senso generale, sistemi di accumulo del calore (Thermal Energy Storage, TES) nascono con l'obiettivo di stoccare energia termica mantenendo un fluido ad alta temperatura all'interno di un serbatoio opportunamente isolato. In ambito automotive, questo principio consiste nel prelevare e conservare una quota del fluido di raffreddamento (miscela acqua-glicole) scaldato dal motore durante il suo normale funzionamento per poi reimmetterlo nel sistema di raffreddamento prima di un successivo avviamento a freddo. Sebbene si tratti di un concetto dalle elevate potenzialità, l'adozione su vetture di serie è stata finora estremamente limitata. L'obiettivo ingegneristico attuale è quindi quello di sviluppare dispositivi TES che, oltre a garantire un'elevata efficienza di mantenimento della temperatura nel tempo, risultino leggeri, compatti ed economicamente sostenibili per una potenziale adozione su vasta scala.

Il presente lavoro di tesi si inserisce esattamente in questo filone di ricerca e sviluppo.

L'obiettivo dell'elaborato è lo studio, la progettazione e la modellazione numerica di un'innovativa architettura di sistema TES a calore sensibile dotata di setto separatore mobile, concepita per massimizzare l'efficienza di accumulo riducendo i fenomeni di mescolamento del fluido vettore. Attraverso un approccio metodologico che spazia dall'analisi dei materiali polimerici di ultima

generazione (con un confronto di durabilità tra Polipropilene Omopolimero PP-H e Polipropilene Copolimero Random a cristallinità termica modificata con Multistrato Rinforzato PP-RCT MF) fino allo sviluppo di modelli numerici di simulazione 0d e 1D, la tesi vuole fornire uno strumento quantitativo per la valutazione dei vantaggi termici ed ambientali derivanti dell'adozione di tale tecnologia.

Capitolo 1: Introduzione e inquadramento del problema

1.1 Il fenomeno dell'avviamento a freddo (Cold-Start) nei motori a combustione interna

1.1.1 Meccanismi fisici e chimici della combustione transitoria

Il funzionamento di un motore a combustione interna negli istanti successivi all'avviamento a freddo (cold-start) cambia in modo fondamentale dalle condizioni di regime stazionario a caldo. In questa fase transitoria, la dinamica della combustione è fortemente penalizzata dalla combinazione di tre fattori critici: la ridotta temperatura delle pareti della camera di combustione, la scarsa atomizzazione ed evaporazione del combustibile e l'elevata viscosità dell'olio lubrificante [1], [2], [3].

Nelle fasi iniziali di avviamento, la temperatura dell'aria aspirata e delle pareti metalliche dei condotti e dei cilindri risulta prossima alla temperatura ambiente. Sia nei sistemi ad iniezione indiretta (PFI) sia nei sistemi ad iniezione diretta di benzina (GDI), il getto di combustibile polverizzato dall'iniettore impatta contro pareti fredde [3].

Questa ridotta energia termica disponibile impedisce la rapida evaporazione delle frazioni di carburante, innescando il fenomeno del bagnamento delle pareti (wall-wetting). Questo processo porta alla formazione di un film liquido depositato sulle pareti interne del cilindro [3]. La massa di combustibile intrappolata nel film liquido viene sottratta alla fase vapore, riducendo la quantità di carburante che effettivamente si miscela con l'aria nella carica gassosa.

Per compensare la quota di combustibile persa nel film di parete e garantire l'accensione della miscela in prossimità della candela, la centralina di controllo motore (ECU) è costretta ad arricchire forzatamente la miscela aria-combustibile. Quindi, l'iniezione viene sovradimensionata imponendo un rapporto ricco, portando i valori del fattore dell'aria $\lambda < 1$, cioè ad un difetto di ossigeno.

Se da un lato tale arricchimento di carburante garantisce l'innescio della fiamma, dall'altro porta ad avere una frazione di idrocarburi che non ossida, generando un'alta concentrazione di monossido di carbonio (CO) e la formazione di abbondanti prodotti di combustione parziale (HC) [2], [3].

Oltre al difetto di ossigeno, l'incombustione a freddo è dominata da altri due fenomeni principali [2], [3]:

1. Formazione del film di combustibile sulle pareti e rallentamento della fiamma: la bassa temperatura delle pareti della camera nei primi istanti di funzionamento favorisce la condensazione del carburante e la formazione di un film liquido (fuel film) sulle pareti. Questo fenomeno causa un rallentamento nella propagazione della fiamma e rende la

combustione meno stabile e incompleta, generando un marcato incremento delle emissioni di idrocarburi (HC) [3].

2. Degrado dell'efficienza di combustione: a causa dell'arricchimento della miscela e della combustione a freddo, l'impossibilità di bruciare in modo efficiente questo eccesso di combustibile ha come conseguenza una bassa efficienza di combustione e l'aumento di idrocarburi incombusti e del monossido di carbonio inviati allo scarico [2].

1.1.2 Temperature chiave del sistema propulsivo e la finestra temporale

L'elemento fondamentale che governa la generazione degli inquinanti e la stabilità dei processi termodinamici e fluidodinamici nelle fasi transitorie è lo stato termico strutturale del propulsore, monitorato e condizionato direttamente attraverso la temperatura del fluido del circuito di raffreddamento [1], [2], [4]. È infatti il livello termico delle pareti metalliche a contatto con il refrigerante a determinare la quota di combustibile evaporato, i fenomeni di scambio termico in camera di combustione e la velocità con cui l'intero sistema raggiunge le condizioni di regime stazionario.

Riguardo le strategie di gestione termica e dell'impatto ambientale, la temperatura del refrigerante rappresenta il parametro di controllo fondamentale per definire lo stato operativo del motore e le relative soglie di emissione:

1. La soglia di attivazione termica (70°C): negli studi condotti su propulsori commerciali di ultima generazione (omologati Euro 6d), la temperatura del fluido refrigerante pari a 70°C individua il confine tra la fase fredda (Cold phase) e il funzionamento a regime. Al di sotto dei 70°C, le basse temperature delle pareti a contatto con il circuito di raffreddamento penalizzano in modo deciso il processo di combustione e l'efficienza dei sistemi di abbattimento. In questa condizione fredda, i dati sperimentali certificano che le emissioni mediane di NOx risultano superiori rispetto a quelle registrate nella successiva fase di marcia calda a bassa velocità (3,4 mg/s contro 1,8 mg/s) [4].
2. La soglia di avviamento a caldo (140°F – 60°C): in letteratura, un avviamento viene definito a caldo (hot start), ovvero caratterizzato da emissioni e consumi minimi stabilizzati, solo quando la temperatura del liquido di raffreddamento del motore ha raggiunto e superato i 60°C [1].

Dal punto di vista temporale, la fase di riscaldamento del refrigerante ha una finestra critica e determinante per il bilancio emissivo complessivo. I primi 4 minuti di funzionamento rappresentano l'intervallo di tempo tipico necessario affinché il calore ceduto dalla combustione porti il fluido refrigerante al di sopra dei 60°C e porti alla stabilizzazione termica dei componenti [1].

Un'analisi dettagliata condotta sull'intensità emissiva istantanea (mg/s) mostra come per il monossido di carbonio (CO) e idrocarburi incombusti (HC) la quasi totalità dell'inquinamento si concentri in modo critico nei primi 200 secondi dall'avviamento. In questo intervallo di tempo di poco superiore ai tre minuti, i tassi di emissione di CO e HC risultano decine di volte superiori rispetto ai valori di regime. Una volta che il fluido di raffreddamento e la struttura del motore raggiungono la temperatura d'esercizio, le curve emissive si appiattiscono, diventando sovrapponibili a quelle di un motore avviato a caldo [2].

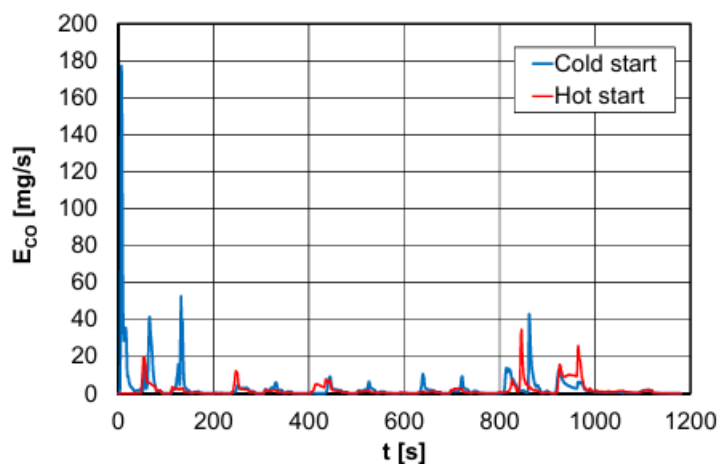


Figura 1.1: Emissioni allo scarico di monossido di carbonio (CO) con avviamento a freddo e con avviamento a caldo [2]

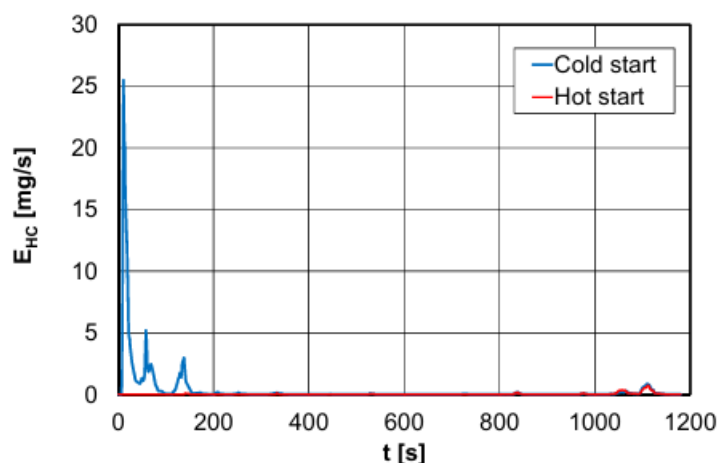


Figura 1.2: Emissioni allo scarico di idrocarburi incombusti (HC) con avviamento a freddo e con avviamento a caldo [2]

Sebbene la fase di riscaldamento del circuito rappresenti una quota temporale ridotta, circa il 6,4%

dei dati di guida rilevati in prove su strada, essa contribuisce in modo sproporzionato ai picchi emissivi totali, arrivando a costituire fino all'80% delle emissioni complessive dell'intero tragitto per alcune specie chimiche [1], [4].

La durata necessaria al fluido di raffreddamento per raggiungere le temperature a regime dipende fortemente dalla temperatura ambiente iniziale [3]. Sperimentalmente, in cicli di prova WLTC:

- 1) Partendo da una condizione estiva (28°C), il refrigerante impiega 9 minuti e 31 secondi per raggiungere la temperatura target di 90°C [3].
- 2) Partendo da una condizione invernale (6°C), il tempo di riscaldamento sale a 10 minuti e 56 secondi [3].

Accanto allo stato termico primario del blocco motore condizionato dal fluido di raffreddamento, la temperatura dei dispositivi di post-trattamento posti lungo la linea di scarico costituisce un ulteriore fattore che incide sul bilancio emissivo finale [1], [5]. Affinché le reazioni di abbattimento si attivino, il convertitore catalitico deve raggiungere la propria temperatura di light-off, stimata intorno ai 204 °C (400°F) [1]. Al di sotto di questa soglia, i gas incombusti provenienti da una camera di combustione ancora fredda attraversano il catalizzatore senza essere convertiti. Inoltre, nelle architetture ibride (HEV, PHEV), le frequenti fasi di spegnimento del motore termico provocano il raffreddamento progressivo sia del circuito del refrigerante che del catalizzatore, traducendosi in avviamenti a freddo o tiepidi multipli che ripetono la condizione di inefficienza nel corso dello stesso spostamento [5].

1.2 Quadro normativo ed evoluzione dei requisiti d'omologazione

1.2.1 Dai cicli di laboratorio alla guida reale, il contesto Euro 7 e le nuove sfide tecnologiche

Le politiche ambientali sul trasporto su strada hanno subito una profonda evoluzione nell'ultimo decennio, spinte dalla necessità di colmare il divario tra i consumi e le emissioni misurati nelle prove di tipo omologativi e quelli effettivamente riscontrati nella guida reale [2], [4].

Fino all'Euro 6b la conformità dei veicoli leggeri alle normative antinquinamento europee veniva valutata su banco dinamometrico mediante il ciclo NEDC (New European Driving Cycle). Tuttavia, essendo caratterizzato da profili di velocità altamente stilizzati, accelerazioni modeste e lunghi tempi di stazionamento al minimo, il ciclo NEDC si è rilevato inadeguato a rappresentare le reali sollecitazioni termiche e cinematiche del motore [2].

La necessità di una valutazione più severa e simile alla realtà ha portato all'introduzione del ciclo

globale armonizzato WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedures) ed anche delle procedure di misurazione delle emissioni su strada RDE (Real Driving Emissions) [2], [3], [4].

L'impiego dei sistemi portatili di misurazione delle emissioni PEMS (Portable Emissions Measurement Systems) durante i test RDE ha costretto i costruttori a garantire il rispetto dei limiti antinquinamento in un intervallo di condizioni operative molto più ampio, comprendente variazioni altimetriche, stili di guida aggressivi e l'inclusione dell'avviamento a freddo nell'impatto emissivo globale del tragitto [2], [4].

Il regolamento Euro 7 rappresenta la trasformazione più radicale nel processo di omologazione dei veicoli a combustione interna ed elettrificati. La normativa supera il concetto di conformità limitata a singole prove di laboratorio o a campagne RDE campionarie, imponendo l'adozione sistematica dei sistemi di monitoraggio continuo a bordo (On-Board Monitoring – OBM) [4].

La normativa Euro 7 inasprisce i requisiti omologativi su più punti:

1. Dimezzamento dei limiti emissivi: per i motori Diesel i limiti ammissibili per gli ossidi di azoto (NO_x) subiscono una riduzione del 50% rispetto allo standard Euro 6d [4].
2. Estensione della durabilità legale: i requisiti di conformità ambientale non sono più limitati a 5 anni o 100.000 km, ma vengono estesi a 10 anni o 200.000 km di percorrenza reale [4].
3. Controllo degli inquinanti secondari e non da combustione: l'interesse si concentra anche sugli inquinanti secondari che si formano lungo la linea di scarico, come il protossido di azoto (N₂O) e l'ammoniaca (NH₃) derivanti da reazioni parziali nel catalizzatore, sia alle emissioni non derivanti dal tubo di scarico, quali il particolato PM₁₀ generato dall'usura dei freni e il rilascio di microplastiche dagli pneumatici [4], [5].

In questo nuovo scenario ulteriormente restrittivo, la fase di avviamento a freddo (cold-start) risulta come il vero e proprio problema tecnologico su cui concentrarsi.

Poiché il monitoraggio OBM registra le emissioni istantanee fin dal primo secondo di rotazione del motore, i picchi emissivi generati nei primi minuti di funzionamento legati all'inattivazione termica del catalizzatore e all'arricchimento della miscela non possono più essere mediati su lunghe percorrenze [2], [4].

Di conseguenza, eliminare o ridurre la durata del transitorio freddo non è più soltanto un obiettivo di ottimizzazione dell'efficienza, ma una necessità per evitare che il veicolo venga classificato come non conforme dalle unità OBM di bordo durante l'uso quotidiano.

1.2.2 La gestione termica avanzata (Thermal Management): soluzioni attive e passive a confronto

Per rispondere ai requisiti stringenti Euro 7 e superare le criticità legate al monitoraggio continuo OBM senza compromettere l'efficienza energetica complessiva del veicolo, è conveniente focalizzarsi sull'implementazione di tecnologie avanzate di gestione termica (Thermal Management). L'obiettivo primario di tali sistemi è accelerare il condizionamento termico del propulsore e della linea di scarico, minimizzando la durata del transitorio freddo [2], [4], [5]. Le tecniche attive agiscono alterando i parametri di controllo del motore o introducendo componenti ausiliari alimentati dall'energia:

- 1) Strategie motoristiche sul processo di combustione: tra le soluzioni adottate figurano il ritardo della fasatura d'accensione, l'arricchimento mirato della miscela e la disattivazione dei cilindri (CDA – Cylinder Deactivation). In particolare, l'uso della strategia CDA consente di incrementare la temperatura dei gas esausti inviati allo scarico fino a $+300^{\circ}\text{C}$, ma comporta un peggioramento dei consumi di combustibile compresi tra lo 0.5% e il 2% nell'arco temporale del ciclo [5].
- 2) Sistemi ausiliari alimentati ad energia elettrica: rientrano in questa categoria l'iniezione di aria secondaria nei condotti di scarico e l'impiego di catalizzatori riscaldati elettricamente (EHC – Electrically Heated Catalyst) alimentati a 48V. Sebbene l'EHC permetta il rapido raggiungimento della temperatura di innesco chimico del post-trattamento, esso richiede un significativo assorbimento di potenza elettrica dall'accumulatore, riducendo l'autonomia nei veicoli ad architettura ibrida [2], [5].

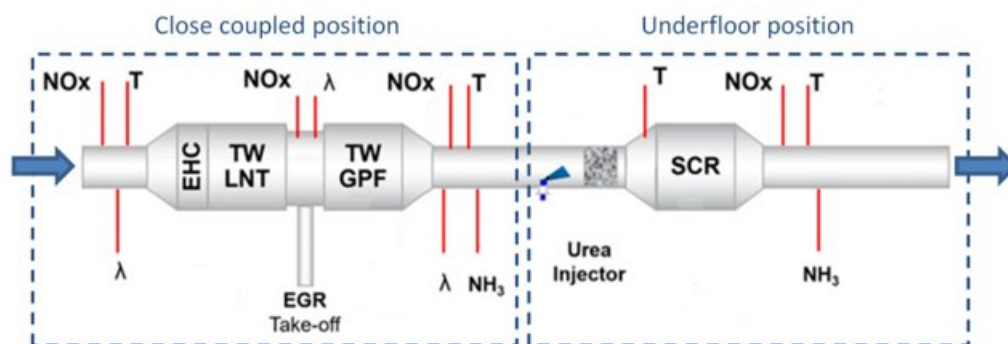


Figura 1.3 - Schema sistema di scarico Euro 7 con integrazione dell'EHC [2]

In alternativa all'integrazione delle tecnologie attive, le strategie passive e di accumulo termico puntano a preservare ed ottimizzare l'energia calorifica generata dalla combustione durante il funzionamento a regime:

- 1) Recupero ed isolamento termico: l'impiego di scambiatori di calore sui gas di scarico per il riscaldamento rapido dell'olio o del fluido refrigerante, insieme all'applicazione di materiali isolanti attorno ai componenti dell'impianto di scarico, permette di ridurre la dispersione termica verso l'ambiente esterno [2].
- 2) Sistemi di accumulo termico (TES – Thermal Energy Storage): i dispositivi TES rappresentano una soluzione ad alto potenziale per la gestione termica preventiva. A differenza dei sistemi attivi, il TES immagazzina una quota del fluido refrigerante ad alta temperatura all'interno di un serbatoio isolato durante la marcia del veicolo. Tale energia viene conservata durante la sosta (soak time) e reimpressa nel circuito di raffreddamento prima di un successivo avviamento o nei primissimi secondi di rotazione dell'albero motore. Ciò consente di innalzare immediatamente lo stato termico delle pareti metalliche direttamente bagnate dal refrigerante, attenuando le problematiche del transitorio freddo senza comportare alcun consumo aggiuntivo di carburante [1], [2].

1.3 Obiettivi del lavoro di tesi

1.3.1 Inserimento della tecnologia TES e guida alla lettura dell'elaborato

All'interno del contesto normativo ed ingegneristico delineato, il presente lavoro di tesi si propone di progettare, modellare e valutare una soluzione tecnologica passiva ad alta efficienza per ridurre le criticità del transitorio freddo: l'integrazione di un sistema di accumulo termico TES a calore sensibile con setto mobile accoppiato ad un circuito di raffreddamento.

Come riportato precedentemente da documentazione in letteratura, la criticità e l'instabilità della combustione sono presenti nel motore quando la temperatura del refrigerante è al di sotto dei 60°C ($T_{coolant}$). L'elaborato si concentra nel dimostrare quantitativamente come l'impiego

dell'accumulatore TES consenta di reimmettere il fluido caldo stoccato durante il tragitto precedente verso il motore prima dell'avvio o nei primissimi secondi di rotazione dell'albero.

Questo apporto termico mira ad innalzare la temperatura della frazione di massa metallica bagnata e termicamente attiva del propulsore (pareti delle canne cilindro e parte inferiore della testata) verso un intervallo compreso tra 40°C e 60°C prima dell'innescio della combustione. Questo salto termico preventivo crea le condizioni fisiche per ridurre drasticamente l'intervallo critico dei primi 200 secondi e accelera il raggiungimento dei 70°C a regime, delineando il potenziale per una riduzione delle emissioni inquinanti a freddo senza comportare alcuna penalità sui consumi di combustibili o sull'assorbimento elettrico di bordo.

Nel corso dell'elaborato verranno analizzati nel dettaglio i criteri di selezione dei materiali polimerici e isolanti, i vincoli costruttivi e l'architettura idraulica del dispositivo.

All'interno del lavoro, tra le diverse applicazioni proposte (come nei casi di veicoli ibridi o elettrici e mezzi pesanti), verrà poi anche valutato l'accoppiamento del TES con l'architettura avanzata di raffreddamento di tipo Split-Cooling della BMW. Poiché tali sistemi gestiscono in modo indipendente la circolazione del refrigerante tra testata e basamento, si valuterà come l'integrazione del TES possa essere ottimizzata indirizzando preferenzialmente la carica termica accumulata verso una delle due linee.

Capitolo 2: Stato dell'arte sui sistemi di accumulo termico (TES)

2.1 Campi di applicazione e tipologie dei serbatoi per accumulo termico

I sistemi di accumulo del calore, noti nella letteratura tecnico con l'acronimo TES (Thermal Energy Storage), rappresentano una tecnologia fondamentale per l'ottimizzazione dell'efficienza energetica, la riduzione dei costi operativi e l'abbattimento delle emissioni climalteranti. Il principio fisico alla base di un dispositivo TES risiede nella capacità di stoccare energia sotto forma termica durante le fasi in cui essa è disponibile in fase di carica, per poi cederla al sistema al momento opportuno nella fase di scarica. Tale meccanismo consente di incrementare la flessibilità d'impianto e recuperare flussi termici di scarto altrimenti dissipati nell'ambiente [6].

La tecnologia di accumulo termico ha portato ad una vasta diffusione dei sistemi TES in molti settori ingegneristici, riconducibili principalmente a tre macro-ambiti:

- 1) Settore civile e edilizio: in ambito civile, i sistemi TES vengono impiegati per la gestione dell'ambiente interno (riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua sanitaria); l'integrazione di serbatoi di accumulo consente di:
 - I. Sfruttare fonti rinnovabili ad intermittenza discontinua, come l'energia solare termica [6].
 - II. Ottimizzare l'uso dell'energia elettrica prelevata dalla rete per ricaricare termicamente il sistema nelle ore di minor richiesta energetica.
 - III. Ridurre la potenza di picco richiesta agli impianti di climatizzazione, migliorando l'efficienza stagionale e stabilizzando la rete.
- 2) Settore industriale ed energetico: negli impianti industriali e nelle centrali di generazione di potenza, i sistemi TES svolgono un ruolo importante per la gestione delle conversioni ad alta entalpia e per la produzione di elettricità o calore di processo [6]:
 - I. Centrali di generazione e solare di concentrazione: permettono di stoccare l'energia termica ad alta temperatura per garantire la continuità della produzione elettrica anche in assenza di irraggiamento solare [6].
 - II. Recupero di calore industriale (Waste heat recovery): consentono di catturare l'energia termica di scarto generata dai processi produttivi per reimpiegarla in altre fasi [6].

- 3) Settore automotive e dei trasporti: applicato alla mobilità, l'accumulo termico costituisce un ambito applicativo in forte espansione, supportato da un numero crescente di studi e sperimentazioni volte a razionalizzare i flussi energetici di bordo e migliorare la sostenibilità dei veicoli [6], [7], [8], [9], [10], [11]. Le principali linee di ricerca e sviluppo riguardano:
- I. Propulsori a combustione interna ed ibridi (ICE/HEV): le sorgenti primarie di calore sono rappresentate dai gas di scarico e dal circuito del fluido refrigerante [6], [7].
 - II. Veicoli elettrici (BEV) e sistemi di gestione termica delle batterie (BTMS): nei veicoli completamente elettrici e commerciali pesanti (Heavy-Duty Vehicles – HDV), le batterie agli ioni di litio richiedono un controllo termico rigoroso per operare nella finestra ottimale di temperatura (20-40°C) ed evitare fenomeni critici come il thermal runaway [8], [9], [10]; l'integrazione di accumulatori TES (sia a calore latente con PCM, sia collegati a cicli termodinamici dedicati) permette di regolare la temperatura delle celle e soddisfare le richieste di climatizzazione dell'abitacolo (HVAC) in tutte le stagioni [8], [9], [11]. Questo evita di prelevare energia elettrica dalla batteria di trazione per il riscaldamento o il raffrescamento, preservando l'autonomia del veicolo con incrementi fino al 20-30% [8], [11].

Un sistema di accumulo termico per applicazioni automotive deve soddisfare requisiti costruttivi e prestazionali primari come l'ingombro e massa contenuti, elevata capacità di accumulo e ridotti tempi di carica e scarica [6].

La valutazione complessiva di un dispositivo TES si basa su parametri come:

1. Volume netto del fluido caldo stoccato all'interno del serbatoio che verrà poi reimpresso nel sistema di raffreddamento prima dell'accensione;
2. Intervallo di tempo dello stoccaggio del fluido prima che quest'ultimo abbia una temperatura troppo bassa una volta che si avvia il veicolo;
3. Massa dell'intero sistema che viene implementato sul veicolo;
4. Volume del serbatoio del sistema che viene implementato sul veicolo;
5. Materiali utilizzati per la costruzione del serbatoio e del sistema del TES;
6. Componenti ausiliari utilizzati per realizzare il sistema del TES;
7. Temperatura iniziale del fluido caldo che viene stoccato nel serbatoio;
8. Costi dei componenti che formano il sistema implementato sul veicolo;
9. Compatibilità tra i materiali e le condizioni di utilizzo, come temperatura iniziale del fluido e tipo di fluido del sistema di raffreddamento, ovvero una miscela acqua-glicole 50/50;

10. Durata del ciclo di vita del TES.

11. Efficienza del fluido caldo nel riscaldare il blocco motore fino alla temperatura target prefissata.

I metodi di accumulo dell'energia termica si articolano in tre categorie principali, distinte in base al meccanismo fisico o chimico fondamentale impiegato per lo stoccaggio del calore [6]:

- 1) Calore sensibile (Sensible TES): l'energia viene immagazzinata aumentando la temperatura di un mezzo solido o liquido senza che intervengano transizioni di fase; è diviso a sua volta in:
 - I. Mono-fluido (convenzionale);
 - II. Con setto separatore, dove viene integrata una barriera mobile all'interno del serbatoio che separa fisicamente il fluido caldo da quello freddo, minimizzando il mescolamento convettivo e diffusivo diretto.
- 2) Calore latente (PCM TES): l'energia viene stoccata e rilasciata durante il cambiamento di fase (PCM – Phase Change Material), che assorbe o cede elevate quantità di calore a temperatura costante.
- 3) Reazioni reversibili: sfrutta le reazioni chimiche reversibili; durante la fase di carica, il calore fornito rompe i legami chimici separando i reagenti; durante la scarica, i prodotti si ricombinano rilasciando l'energia accumulata [7]; è un tipo di TES che non verrà approfondito in questo elaborato.

2.1.1 Accumulo a calore sensibile

L'accumulo di energia termica a calore sensibile (Sensible Heat Storage – SHS) si basa sulla variazione dell'energia interna di un materiale d'accumulo attraverso un incremento o decremento della sua temperatura, senza che si verifichi alcuna transizione di fase all'interno dell'intervallo operativo scelto [12], [13], [14].

Dal punto di vista termodinamico, la quantità di calore Q accumulata o rilasciata è direttamente proporzionale alla massa del materiale, alla sua capacità termica specifica e al salto termico subito.

L'equazione del bilancio energetico si esprime come:

$$Q = m \cdot \int_{T_{in}}^{T_{fin}} c_p(T) dT = \rho \cdot V \cdot \bar{c}_p \cdot (T_{fin} - T_{in}) = \rho \cdot V \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T$$

I parametri fisici fondamentali che governano il processo e le relative unità di misura nel Sistema Internazionale (SI) sono definiti come segue [6], [7], [11], [13], [14]:

- I. Energia termica accumulata o scambiata (Q), espressa in Joule [J].
- II. Massa del mezzo d'accumulo (m), espressa in chilogrammi [kg].
- III. Volume del serbatoio (V), espresso in metri cubi [m^3] o in litri [L] ($1\ m^3 = 1000\ L$).
- IV. Densità del fluido (ρ), espressa in chilogrammi al metro cubo [kg/m^3].
- V. Capacità termica specifica a pressione costante (c_p), espressa in Joule su chilogrammo Kelvin [$J/(kg \cdot K)$] o chilojoule su chilogrammo Kelvin [$kJ/(kg \cdot K)$].
- VI. Variazione di temperatura ($\Delta T = T_{fin} - T_{in}$), espressa in Kelvin [K] o gradi Celsius [$^{\circ}C$].
- VII. Conducibilità termica del fluido (λ), espressa in Watt su metro Kelvin [$W/(m \cdot K)$].
- VIII. Coefficiente di scambio termico convettivo (h), espresso in Watt su metro quadro Kelvin [$W/(m^2 \cdot K)$].
- IX. Densità energetica volumetrica (q_v), espressa in Megajoule al metro cubo [MJ/m^3] o chilowattora al metro cubo [kWh/m^3], definita come $q_v = \rho \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T$ [6], [11], [14].

Negli impianti di gestione termica dei motori a combustione interna e dei veicoli elettrificati, il fluido utilizzato per l'accumulo sensibile a liquido è la miscela di acqua ed etilene glicole (50/50 in volume) [6], [7], [11].

L'acqua pura possiede un'elevatissima capacità termica specifica ($c_p \approx 4186\ J/(kg \cdot K)$) e una conducibilità termica di circa $0.6\ W/(m \cdot K)$, ma presenta il limite del punto di congelamento a $0^{\circ}C$ e la tendenza all'ebollizione a pressione atmosferica a $100^{\circ}C$ [6], [11], [14]. La miscela con il glicole etilenico riduce il punto di congelamento fino a circa $-37^{\circ}C$ ed innalza la temperatura di ebollizione sopra i $108^{\circ}C$, garantendo la sicurezza operativa invernale ed estiva [6], [7], [11]. La miscela acqua-glicole 50/50 ha una densità $\rho \approx 1060\text{-}1080\ kg/m^3$ e una capacità termica specifica $c_p \approx 3600\ J/(kg \cdot K)$.

I sistemi ad accumulo sensibile a fluido liquido presentano punti di forza nella gestione termica automobilistica:

1. Elevato coefficiente di scambio convettivo (h): il fluido liquido garantisce un'eccellente bagnabilità delle pareti metalliche e polimeriche dello scambiatore, consentendo un rapido trasferimento del calore senza la resistenza termica aggiuntiva legata ai processi di transizione di fase [11], [13], [14].
2. Integrazione diretta nel circuito primario: l'impiego dello stesso fluido del circuito di raffreddamento del motore elimina il bisogno di altri sistemi complessi o circuiti secondari separati [6], [7], [11].

3. Reversibilità e stabilità sui cicli: a differenza dei sistemi a cambio di fase o termochimici, l'accumulo sensibile a liquido non soffre di degrado delle prestazioni nel tempo, isteresi termica o segregazione della massa dopo ripetuti cicli di carica e scarica [13], [14].

Tuttavia, l'accumulo a calore sensibile presenta due rilevanti svantaggi termodinamici:

1. Ridotta densità energetica volumetrica (q_v): rispetto ai materiali a cambio di fase (PCM), l'accumulo sensibile richiede volumi e masse superiori di serbatoio per immagazzinare la medesima energia termica [6], [11], [14].
2. Il fenomeno del mescolamento termico (Thermal Mixing): in un serbatoio mono-fluido ad accumulo sensibile, l'immissione di fluido ad alta temperatura T_{hot} sopra il fluido freddo stazionario T_{cold} crea una zona d'interfaccia a gradiente termico continuo detta termoclino (thermocline) che separa la massa d'acqua calda da quella fredda [12], [13]. Durante le fasi transitorie di carica e scarica, l'azione delle forze d'inerzia del getto d'ingresso e i moti di ricircolo distruggono la stratificazione termica naturale legata alla differenza di densità [13].

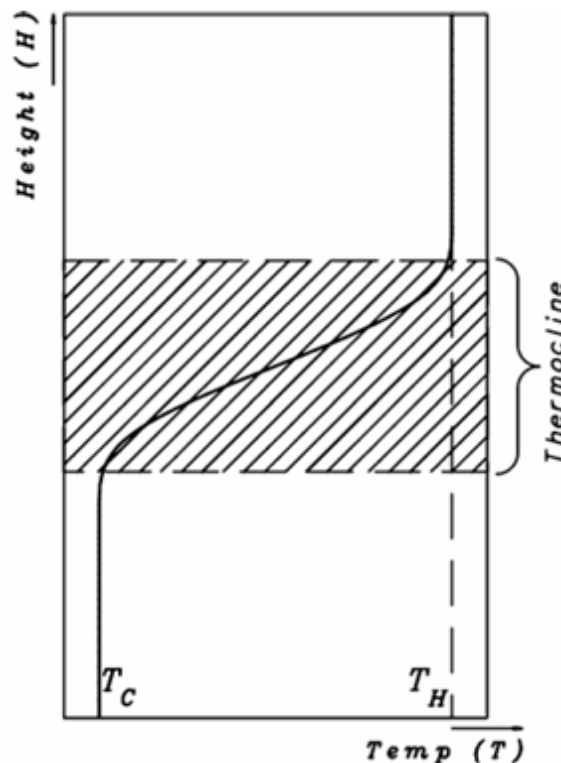


Figura 2.1: Profilo di temperatura tipico in un TES a calore sensibile [13]

Questo mescolamento convettivo e diffusivo conduce all'appiattimento progressivo del gradiente di temperatura, fenomeno noto come degradazione del termoclino (thermocline degradation) [12],

[13]. La conseguenza diretta della degradazione del termoclino è il calo deciso della temperatura di uscita del fluido (T_{out}) ben prima che l'accumulatore sia stato completamente svuotato [12], [13]. Tale fenomeno penalizza l'efficienza del sistema, compromettendo la capacità di preriscaldare efficacemente la testata del motore a temperatura costante fino al termine della scarica [12], [13].

2.1.2 Accumulo a calore latente (Materiali con cambiamento di Fase – PCM)

L'accumulo di energia termica a calore latente (Latent Heat Thermal Storage – LHTS) sfrutta l'assorbimento o il rilascio di energia associato alla transizione di fase di un materiale, tipicamente la fusione e la solidificazione liquido-solido, a una temperatura costante [8], [9], [10], [14]. A differenza dell'accumulo sensibile, l'energia fornita al sistema durante la carica viene impiegata per rompere i legami molecolari della matrice solida anziché per innalzare la temperatura del materiale [9], [14].

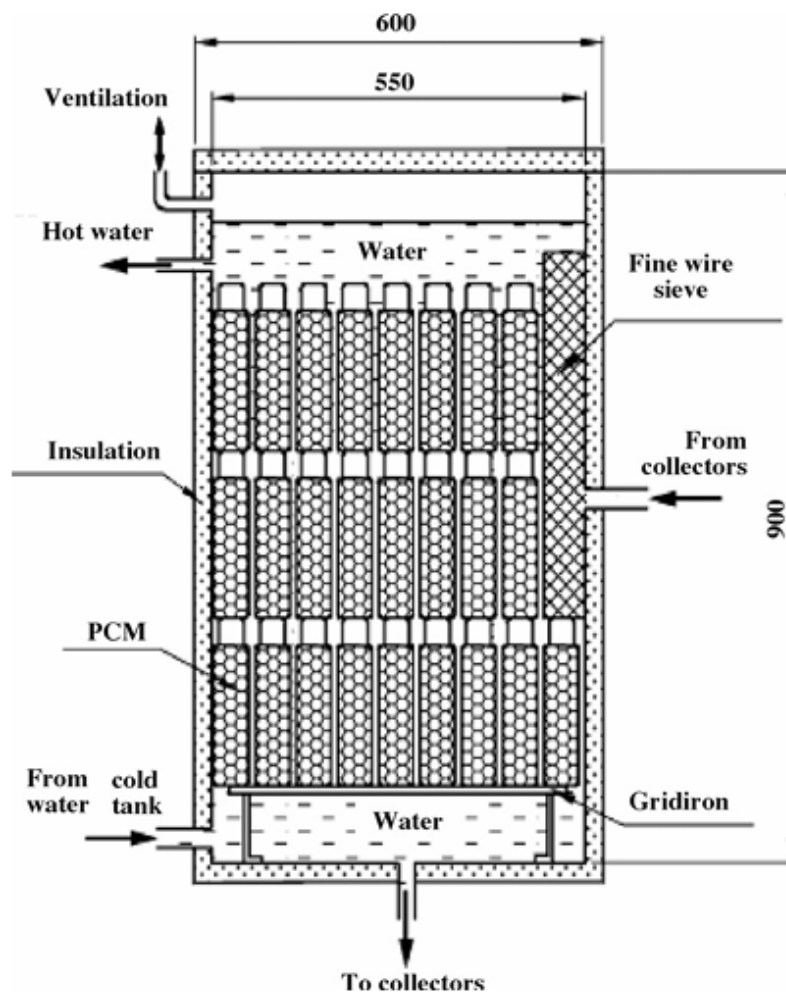


Figura 2.2: Vista in sezione di un serbatoio TES con PCM [15]

Dal punto di vista termodinamico, la quantità di calore latente Q_{lat} scambiata durante il processo di fusione o solidificazione è descritta dalla relazione:

$$Q_{lat} = m \cdot \Delta h_{lat}$$

Considerando un'operazione che opera un intervallo di temperatura che include il punto di fusione T_m , il bilancio energetico globale dell'accumulatore comprende sia la quota sensibile della fase solida, sia la quota latente di cambio fase, sia la quota sensibile della fase liquida [9], [14]:

$$Q = m \cdot \left(\int_{T_{in}}^{T_m} c_{p,s}(T) dT + \Delta h_{lat} + \int_{T_m}^{T_{fin}} c_{p,l}(T) dT \right)$$

I parametri fisici caratteristici e le relative unità di misura nel Sistema Internazionale (SI) sono definiti come segue [8], [9], [10], [14]:

- I. Energia termica latente stoccata (Q_{lat}), espressa in Joule [J].
- II. Massa del PCM (m), espressa in chilogrammi [kg].
- III. Entalpia di fusione o solidificazione (Δh_{lat} o H_m/H_s), espressa in chilojoule su chilogrammo [kJ/kg] o Joule su grammo [J/g].
- IV. Temperatura di fusione e solidificazione (T_m, T_s), espressa in gradi Celsius [°C] o Kelvin [K].
- V. Frazione liquida del PCM (f_l), parametro adimensionale compreso tra 0 (fase solida) e 1 (fase liquida).
- VI. Conducibilità termica del PCM (λ_{PCM}), espressa in Watt su metro Kelvin [W/(m · K)].
- VII. Capacità termica specifica solida ($c_{p,s}$) e liquida ($c_{p,l}$), espressa in Joule su grammo Kelvin [J/(g · K)] o [kJ/(kg · K)].

I materiali a cambio di fase si suddividono in tre macrocategorie principali:

- 1) PCM Organici: rientrano in questa classe le paraffine (idrocarburi saturi C_nH_{2n+2} , come l'n-ottadecane $C_{18}H_{38}$ con punto di fusione $T_m \approx 23-32^\circ\text{C}$ ed entalpia $\Delta h_{lat} \approx 222\text{J/g}$) e i composti non paraffinici (acidi grassi come l'acido laurico e l'acido stearico); i PCM organici garantiscono un congelamento congruente, un'elevata stabilità chimica dopo numerosi cicli d'uso ed assenza di sotto-raffreddamento pronunciato, ma presentano come limite una ridotta conducibilità termica ($\lambda \approx 0.15-0.3\text{ W/(m · K)}$) ed un elevato grado di infiammabilità [8], [9], [14].
- 2) PCM Inorganici: comprendono i Sali idrati (come l'aceto di sodio triidrato $\text{CH}_3\text{COONa} \cdot 3\text{H}_2\text{O}$ con $T_m \approx 58^\circ\text{C}$ e $\Delta h_{lat} \approx 164-250\text{ kJ/kg}$ o il cloruro di calcio esaidrato) e i metalli a basso punto di fusione [7], [8], [9], [14]. Offrono un'elevata densità energetica

volumetrica, latenze di fusione alte e una conducibilità termica leggermente superiore agli organici ($\lambda \approx 0.5-1.2 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$) [7], [8], [9]; tuttavia, soffrono di fusione incongruente con segregazione di fase, possono indurre corrosione aggressiva delle pareti metalliche e fenomeni di sotto-raffreddamento (supercooling) [7], [9], [10].

- 3) Miscele Eutettiche: sono soluzioni composte da due o più componenti (organici-organici, inorganici-inorganici o misti) combinati in proporzioni stechiometriche tali da fondere e solidificare in modo isoterma ad una temperatura eutettica ben definita, inferiore a quella dei singoli costituenti; tali miscele evitano la separazione di fase durante la transizione, offrendo una temperatura d'esercizio personalizzabile [8], [9], [14].

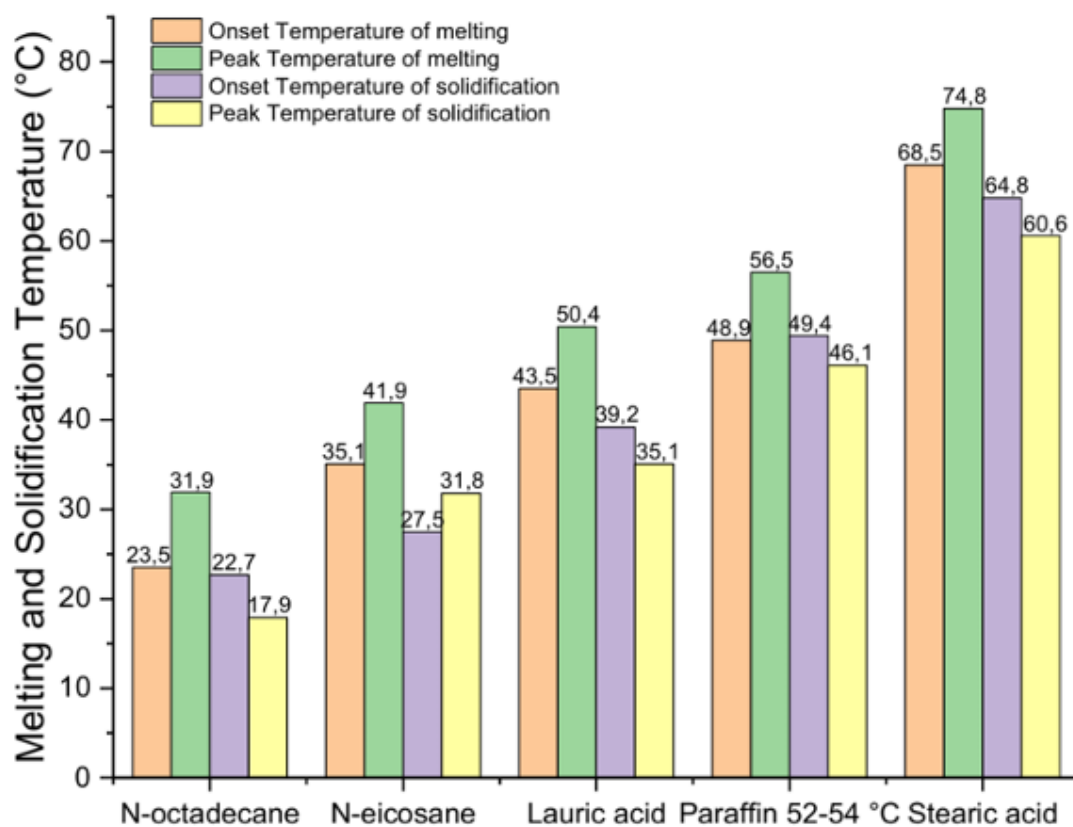


Figura 2.3: Temperature di fusione e di solidificazione di alcuni PCM organici selezionati [8]

L'impiego dei PCM offre rilevanti vantaggi di gestione termica automobilistica e industriale:

- I. Elevatissima densità energetica volumetrica (q_V): i PCM permettono di immagazzinare tra i 300 e i 500 MJ/m³, a fronte di circa 100 MJ/m³ tipici dell'accumulo ad acqua o glicole sensibile; ciò ha come conseguenza un risparmio di volume del serbatoio stimabile tra il 50% e il 70% a parità di energia stoccata [14].

- II. Isotermità del processo: la capacità di assorbire e cedere calore a temperatura costante garantisce una fonte termica stabilizzata per il preriscaldamento del motore o la regolazione termica stabilizzata per il preriscaldamento del motore o la regolazione termica delle batterie [8], [9], [10].

A tali vantaggi si presentano anche limiti applicativi importanti:

- I. Bassa conducibilità termica intrinseca (λ): specie nella fase solida, la conducibilità limitata genera un'elevata resistenza termica conduttiva, rallentando i tempi di carica e scarica del sistema; per superare questo problema, è necessario l'accoppiamento con architetture d'intensificazione dello scambio, come alettature metalliche estese, schiume ad alta porosità (rame, alluminio o nickel) o matrici in grafite espansa (EG) [8], [9], [10].
- II. Isteresi termica e sotto-raffreddamento (supercooling): la necessità di scendere a temperature inferiori a T_m per innescare la solidificazione ritarda la resa termica e riduce l'efficienza complessiva [9], [10].
- III. Rischi di perdita (leakage) ed espansione volumetrica: durante la fase liquida è necessario garantire il perfetto contenimento o la microincapsulazione della sostanza per prevenire la contaminazione del circuito o la perdita di massa [9], [10].

2.1.3 Accumulo a calore sensibile con setto separatore

Come presentato precedentemente, negli accumulatori ad accumulo sensibile mono-fluido, il degrado della stratificazione termica rappresenta la principale fonte di inefficienza. Durante le fasi di carica e scarica, l'interazione tra la corrente fluida in ingresso e la massa liquida già presente nel serbatoio genera fenomeni di miscelazione convettiva e diffusione termica. Tale condizione porta alla progressiva erosione del termoclino e di conseguenza alla prematura variazione della temperatura di uscita del fluido (T_{out}) e penalizzando la resa del serbatoio [6], [12], [13], [16].

Per contrastare la destratificazione senza ricorrere a complessi sistemi attivi di controllo dei flussi, le ricerche hanno individuato l'inserimento di partizioni fisiche o setti separatori mobili (floating barriers, divider plates, diaphragms) tra le soluzioni passive più efficaci.

La presenza di un setto separatore mobile riconfigura la termofluidodinamica interna al serbatoio, agendo direttamente sulle quattro cause primarie di perdita della stratificazione:

- I. Annullamento del mescolamento diretto (Direct Mixing): in un serbatoio classico, le forze d'inerzia del getto d'ingresso (condizionate dal numero di Reynolds) tendono a sopraffare le forze di galleggiamento termico (descritte dal numero di Richardson), trascinando e miscelando il fluido stazionario; il setto interpone una barriera impermeabile che impedisce

fisicamente il contatto tra la massa di fluido ad alta temperatura e la massa di fluido a bassa temperatura [12], [13], [16].

- II. Abbattimento della conduzione termica assiale nel fluido: nei serbatoi a liquido libero, il trasferimento di calore per conduzione lungo l'asse verticale del fluido contribuisce all'appiattimento continuo del gradiente termico; il materiale isolante o polimerico del setto introduce un'elevata resistenza termica assiale, bloccando il flusso di calore conduttivo e radiativo attraverso la zona d'interfaccia [12], [13].
- III. Contenimento della conduzione a parete (Wall Conduction): il calore condotto lungo il mantello metallico o composito del serbatoio crea ricircoli convettivi locali a parete che degradano la stratificazione; la presenza della barriera ferma il ricircolo fluido lungo il mantello, isolando gli effetti di parete alle singole sottocamere [13].
- IV. Isolamento dei moti vorticosi: l'energia cinetica residua dei ricircoli vorticosi viene dissipata sulle superfici del setto anziché trasferirsi all'intera massa liquida [12], [13].

Dal punto di vista dell'analisi termodinamica, l'impiego del setto separatore eleva le prestazioni del serbatoio verso il limite teorico del serbatoio perfettamente stratificato.

I benefici principali si riflettono direttamente sui seguenti indicatori di prestazione:

- 1) Costanza della temperatura di erogazione (T_{out}): impedendo la diluizione della carica termica, il fluido in uscita viene mantenuto alla massima temperatura possibile durante l'intera fase di scarica, fino al completo svuotamento del serbatoio [12], [13].
- 2) Massimizzazione del fattore di utilizzazione: il fattore di utilizzazione, definito dalla letteratura come il rapporto tra la capacità di accumulo effettivamente sfruttata e la capacità teorica massima, aumenta notevolmente; nei serbatoi tradizionali soggetti a degradazione del termoclino, il fattore di utilizzazione decade rapidamente se si impongono limiti stringenti sulla variazione di T_{out} ; il setto separatore consente di raggiungere valori di fattore di utilizzazione prossimo all'unità, riducendo così il costo specifico dell'impianto riferito all'energia reale erogata [12].
- 3) Minimizzazione della generazione di entropia: poiché la miscelazione di due masse di fluido a temperatura differente è un processo irreversibile che rovina l'energia, l'eliminazione fisica del contatto diretto azzerla la quota di energia generata da mescolamento intermedio, preservando la disponibilità del calore accumulato [13].

La ricerca sulle partizioni interne nei serbatoi ad accumulo sensibile ha sviluppato diverse configurazioni costruttive:

- 1) Setti galleggianti ad assetto variabile (Floating Barriers): dispositivi aventi una densità media calibrata per galleggiare tra il fluido caldo e il fluido freddo, capaci di traslare verticalmente in risposta alle variazioni di volume delle due fasi durante i cicli di carica e scarica [12].
- 2) Partizioni rigide o diaframmi divisorii (Divider Plates/Baffles): strutture meccaniche guidate che separano fisicamente il serbatoio in sottovolumi isolati, incanalando il fluido attraverso sezioni a geometria controllata [12], [13].
- 3) Sistemi sezionali e serbatoi compartimentali (Segmented Tanks): architetture in cui il serbatoio è suddiviso in celle fisiche interconnesse mediante valvole o porte di commutazione, con lo scopo di confinare il termoclino all'interno di una singola sezione delimitata [12], [13].

Nonostante la netta superiorità termodinamica riscontrata nei modelli teorici, l'implementazione industriale delle barriere fisiche mobili presenta sfide ingegneristiche complesse:

- 1) Tenuta meccanica perimetrale (Sealing): garantire una tenuta idraulica ed energetica ottimale tra il bordo del setto mobile e la parete interna del serbatoio rappresenta il principale problema costruttivo; eventuali trafilamenti troppo ampi, quindi la formazione di flussi di by-pass, vanificano la separazione [12]; è ammesso un piccolo trafilamento in modo da evitare lo strisciamento del setto sulla parete interna del serbatoio, prevenendone l'usura.
- 2) Incompatibilità con riempimenti di solido liquido (Packed-Bed): la barriera mobile richiede un volume interno completamente libero da ostacoli fissi per poter traslare; essa risulta pertanto strutturalmente incompatibile con i serbatoi contenenti matrici solide di riempimento, come letti di roccia, sfere o materiali ad accumulo combinato sensibile/latente [12].
- 3) Centraggio e noduli perimetrali (Centering Nodules): per prevenire disallineamenti, ribaltamenti o impuntamenti contro la parete del serbatoio durante la traslazione, la superficie perimetrale del setto può essere dotata di distanziatori o noduli a basso attrito; questo accorgimento mantiene la barriera centrata garantendo un meato perimetrale controllato che riduce al minimo il fattore di volume inutilizzabile [16]
- 4) Tolleranze di dilatazione e stabilità dinamica: il materiale costitutivo del setto deve garantire un coefficiente di dilatazione termica compatibile con quello del mantello esterno, onde evitare inceppamenti dovuti a dilatazioni differenziali nel campo di temperature d'esercizio [11], [13].

L'impiego del setto consente all'accumulatore di operare vicino alla condizione ideale di stratificazione perfetta. La temperatura di erogazione verso l'utenza si mantiene costante al valore massimo per l'intero transitorio di scarica, portando il fattore di utilizzazione dell'accumulatore a valori prossimi all'unità ed azzerando la generazione di entropia da mescolamento.

L'unico limite strutturale di rilievo risiede nella necessità di un volume interno interamente libero da ingombri fissi: la barriera mobile è quindi incompatibile con sistemi contenenti matrici solide di riempimento (packed bed), configurandosi come soluzione ottimale per serbatoi a solo fluido liquido [12], [13], [16].

2.2 Casi di applicazione di TES su autoveicoli stradali

2.2.1 Il sistema di accumulo latente BMW (Latentwärmerspeicher)

Nel panorama delle applicazioni commerciali di sistemi ad accumulo termico a bordo veicolo, la prima integrazione su scala industriale di un sistema a calore latente per motori a combustione interna è rappresentata dal Latentwärmerspeicher (LWS). Sviluppato dai brevetti dell'ingegnere Oskar Schatz e implementato da BMW alla fine degli anni '90 come accessorio opzionale sui modelli Serie 5 (E39) e Serie 7 (E38), il dispositivo è stato concepito con una duplice finalità: l'abbattimento delle emissioni inquinanti nella fase di cold-start ed il riscaldamento immediato dell'abitacolo senza dover attendere il riscaldamento del propulsore [17], [18], [19], [20].

Il sistema LWS adotta la tecnologia dell'accumulo a calore latente (Latent Heat Thermal Energy Storage – LHES), sfruttando l'entalpia di transizione di fase solido-liquido (Δh_{lat}) di un sale inorganico idrato. Rispetto ai sistemi ad accumulo sensibile ad acqua o glicole, che richiedono volumi maggiori per immagazzinare una carica termica utile a causa del vincolo sul salto termico ΔT , il sistema a calore latente consente di stoccare elevate densità energetiche all'interno di un intervallo di temperatura circa isoterma compreso tra circa 60°C e 80°C. Questo intervallo è perfettamente compatibile con la temperatura di regime del liquido di raffreddamento del motore, ovvero 85-95 °C, permettendo la completa fusione del sale durante la normale marcia del veicolo [17], [20].

Come presentato precedentemente, l'integrazione di un mezzo d'accumulo a cambio fase in ambiente automobilistico presentava limitazione legata alla bassa conducibilità termica dei sali ($\lambda \approx 0.4-0.6 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$), ai tempi lunghi di carica e scarica, alle variazioni volumetriche di fase e alle restrizioni di alloggiamento a bordo vettura. L'architettura costruttiva brevettata da Schatz risolve

queste problematiche attraverso specifici accorgimenti di microstruttura e termoisolamento [17], [20]:

- 1) Massimizzazione del rapporto superficie/volume (A/V): la massa di sale non è concentrata in un unico volume massivo, bensì suddivisa in più camere lamellari piatte o sottili canali estrusi paralleli, caratterizzati da rapporti dimensionali spessore/lunghezza compresi tra 1:100 e 1:200; tale configurazione riduce drasticamente il cammino diffusivo conduttivo all'interno del sale solido, con conseguente scambio termico elevato con tempi di risposta di carica e scarica nell'ordine dei minuti [20].
- 2) Compensazione delle dilatazioni volumetriche di fase: la transizione solido-liquido comporta sensibili variazioni volumetriche e rischi di sovrappressione; i contenitori del PCM sono realizzati con pareti sottili e sagomature deformabili in grado di piegarsi in modo dinamico, espellendo o richiamando il fluido termovettore presente nel carter senza indurre tensioni meccaniche [20].
- 3) Coibentazione ad altissimo vuoto (Dewar-Prinzip): l'intero sistema di scambio termico è racchiuso all'interno di un involucro a doppio guscio in acciaio inossidabile sottovuoto, schermato contro l'irraggiamento termico; questa coibentazione consente di conservare il calore accumulato per 48-72 ore a temperature ambiente sub-zero (fino a -10°C o più basse), garantendo una temperatura del sale ancora sufficiente ad innescare il rilascio termico utile [17], [18], [20].
- 4) Flessibilità di montaggio e layout orizzontale: diversamente dagli accumulatori stazionari verticali basati sulla stratificazione per gravità, la compartimentazione a canali chiusi rende il dispositivo insensibile all'orientamento spaziale, consentendone l'installazione in posizione orizzontale all'interno dei ristretti spazi del passaruota anteriore o del sottoscocca del veicolo [20].

Il sistema è collegato idraulicamente in parallelo al circuito di riscaldamento abitacolo e di raffreddamento motore mediante valvole termostatiche/elettrovalvole e una pompa ausiliare elettrica [21]:

- 1) Fase di carica (Accumulo: durante la marcia a regime termico stabilizzato, il refrigerante motore caldo attraversa i canali dell'accumulatore, cedendo calore al sale inorganico che fonde completamente, immagazzinando l'energia termica di scarto [20].
- 2) Fase di scarica (Avviamento a freddo): all'avviamento del motore o su comando preventivo,

la pompa elettrica dedicata forza la circolazione del fluido freddo attraverso il LWS [17], [19].

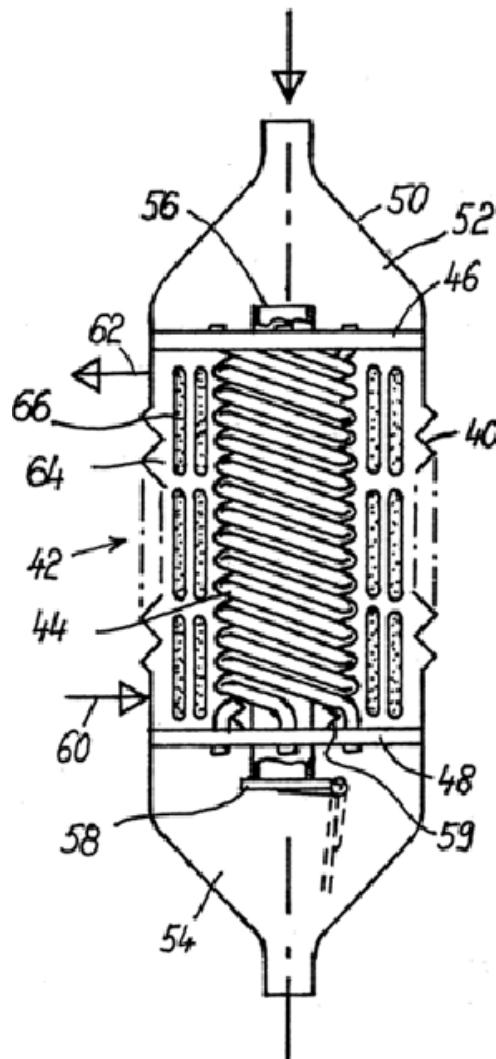


Figura 2.4: Schema TES BMW (LWS) [20]

- 3) Riscaldamento abitacolo e sbrinamento: il fluido caldo viene inviato prioritariamente allo scambiatore di calore dell'impianto di climatizzazione, consentendo l'immissione di aria a 40-50 °C dai diffusori già dopo meno di un minuto dall'avviamento, garantendo l'immediato disappannamento del parabrezza ed evitando l'utilizzo inefficiente del motore al minimo [18], [19].
- 4) Pre-riscaldamento del motore: il fluido ad alta temperatura prosegue verso la testata ed il basamento del motore termico, innalzando la temperatura delle pareti metalliche e della camera di combustione [17], [18], [20].
- 5) Funzionalità di bordo e interfaccia utente: il manuale di bordo BMW Serie 5 (E39) documenta come il calore accumulato possa essere attivato a motore spento mediante la

funzione di calore residuo (tasto “REST”), oppure pre-programmato tramite il computer di bordo/modulo multifunzione (MID) per preriscaldare l’abitacolo e il motore prima che il conducente entri in auto [19].

I riscontri sperimentali ed ecologici del sistema LWS hanno evidenziato notevoli benefici prestazionali nella fase di warm-up del motore a combustione interna:

- 1) Abbattimento delle emissioni a freddo: il preriscaldamento rapido della testata e del fluido limita la condensazione del combustibile sulle pareti fredde del cilindro (wall-wetting) e accelera l’innalzamento termico dei gas di scarico, riducendo drasticamente il tempo necessario al convertitore catalitico per raggiungere la temperatura di innesco (light-off); ciò comporta una riduzione fino all’80% delle emissioni degli inquinanti, come affermato da Schatz [22].
- 2) Consumi: il raggiungimento veloce della temperatura di esercizio del motore consente di ridurre il consumo di carburante e le emissioni inquinanti, con un vantaggio significativo durante i percorsi brevi; per il sistema BMW viene indicato un risparmio di carburante tra l’1 e il 3% nei percorsi brevi [18].

Nonostante gli evidenti vantaggi termici associati al recupero ed alla successiva restituzione del calore immagazzinato, l’adozione del sistema LWS comportava alcune criticità di tipo costruttivo ed energetico. L’accumulatore progettato per l’applicazione automobilistica BMW era caratterizzato da una struttura a doppia parete con isolamento ad elevatissime prestazioni sottovuoto e con impiego di aerogel in silice, soluzione adottata per contenere le perdite termiche durante i periodi di inattività del veicolo. Con una capacità dichiarata di circa 600 Wh e di una potenza termica disponibile fino a circa 30 kW, il sistema raggiungeva una massa complessiva di circa 17 kg, evidenziando il compromesso esistente tra capacità di accumulo, prestazioni termiche e massa aggiuntiva del componente [18]. La presenza di un sistema di gestione del circuito dedicato, comprendente una pompa dell’acqua ausiliaria e specifiche valvole, contribuiva inoltre ad aumentare la complessità dell’integrazione del sistema nel veicolo [21].

A questi aspetti si aggiungeva il costo della tecnologia. Per la BMW Serie 5, il Latent Heat Storage System era proposto nel 1998 come equipaggiamento opzionale al prezzo di 1450 DM, corrispondenti a circa 740€ dell’epoca (1250€ circa attuali) [18]. Il costo risultava quindi significativo rispetto ai benefici ottenibili, particolarmente evidenti nei cicli caratterizzati da frequenti avviamenti e brevi percorrenze. Infatti, il sistema era concepito per ridurre il tempo necessario al raggiungimento delle condizioni termiche favorevoli del motore e per rendere rapidamente disponibile calore per l’abitacolo, con conseguenti benefici soprattutto durante il

funzionamento a freddo. Inoltre, la documentazione BMW relativa al sistema evidenzia come il LWS richiedesse componenti idraulici ed elettrici dedicati, confermando il livello di integrazione necessario per la sua implementazione nel sistema di gestione termica del veicolo [21]

La combinazione tra elevata complessità costruttiva, massa aggiuntiva, necessità di un isolamento particolarmente efficace e costi di produzione e integrazione portare BMW ad abbandonare l'idea di adottare questa sistema sui modelli successivi, anche se si può considerare il LWS della casa tedesca un importante precedente tecnologico per l'accumulo termico per aumentare l'efficienza energetica del veicolo.

2.2.2 Il sistema ad accumulo sensibile Toyota Prius II Gen (Coolant Heat Storage System)

Nel contesto dell'evoluzione dei sistemi di gestione termica per propulsori ibridi, l'applicazione industriale per l'accumulo di calore sensibile è rappresentata dal Coolant Heat Storage (CHS) System introdotto da Toyota sul mercato nordamericano (USA e Canada) a partire dall'anno 2004 sulla seconda generazione di Prius (piattaforma NHW20, motore 1NZ-FXE). Il sistema è stato progettato e sviluppato principalmente per soddisfare i rigorosi limiti di omologazione antinquinamento californiani AT-PZEV (Advanced Technology Partial Zero Emission Vehicle) che impongono vincoli stringenti sulle emissioni allo scarico nei primissimi secondi successivi all'avviamento a freddo (cold-start) [23], [24], [25], [27], [28].

Il sistema CHS fu sviluppato da Toyota nell'ambito della seconda generazione del Toyota Hybrid System. Il serbatoio sottovuoto destinato all'accumulo del refrigerante fu sviluppato da Tiger Corporation in collaborazione con DENSO, sfruttando la tecnologia della società giapponese nella realizzazione di recipienti isolati sottovuoto. La soluzione fu quindi industrializzata per la Prius di seconda generazione destinata al mercato nordamericano. [32], [33]

Nei veicoli dotati di architettura ibrida serie-parallelo (Toyota Hybrid System – THS II), le strategie di controllo mirano a spegnere il motore termico ogni volta che la richiesta di potenza sia bassa o il veicolo sia fermo. Tuttavia, a temperature ambientali rigide, il propulsore a combustione interna è costretto ad avviarsi e a funzionare in condizioni non ottimali per riscaldare il circuito di raffreddamento e consentire la climatizzazione dell'abitacolo [24], [26], [28].

Durante i primi 30 secondi circa di avviamento a freddo, la bassa temperatura delle pareti metalliche del condotto di aspirazione e della camera di combustione causa la condensazione del combustibile iniettato (wall-wetting), richiedendo un arricchimento della miscela aria-benzina. Questo fenomeno comporta un piccolo consistente di emissioni di idrocarburi incombusti (HC) e

monossido di carbonio (CO), come analizzato nel capitolo precedente, aggravato dal fatto che il convertitore catalitico trivalente non ha ancora raggiunto la propria temperatura di innesco (light-off, maggiore di 300°C). L'integrazione del sistema CHS consente di preriscaldare la testata dei cilindri ed i condotti di aspirazione prima dell'accensione del motore termico, abbattendo la frazione di combustibile condensato e riducendo le emissioni grezze di HC durante il cold start [25], [27], [31], [36], [37].

Il cuore del sistema CHS è costituito da un serbatoio cilindrico metallico ad accumulo di calore sensibile con una capacità utile di circa 3.0 litri di liquido di refrigerante, alloggiato anteriormente dietro il paraurti anteriore sinistro del veicolo [23], [24], [27], [34].



Figura 2.5: Foto del serbatoio CHS a vuoto della Toyota Prius Gen II NA [34]

Il serbatoio adotta la tecnologia del doppio involucro in acciaio inossidabile con intercapedine sotto vuoto spinto (vacuum isolated container o vaso di Dewar, come nel caso del TES della BMW), concettualmente derivata dalle bottiglie Thermos ad uso civile [27], [28]. Inoltre, il contenitore interno presenta una barriera superficiale riflettente rivolta verso l'intercapedine, con lo scopo di ridurre il trasferimento di calore per irraggiamento; il vuoto limita gli scambi convettivi, mentre l'isolamento dei punti di supporto riduce le perdite conduttive [31], [34]. Le proprietà e le caratteristiche più importanti del serbatoio sono:

- 1) Capacità e fluido termovettore: l'accumulatore utilizza direttamente il fluido del circuito primario, costituito dalla miscela del 50% di glicole etilenico e acqua distillata

(commercialmente denominata Toyota Super Long Life Coolant – SLLC) [24]; l'aggiunta del serbatoio e delle relative tubazioni ha incrementato la capacità complessiva del circuito di raffreddamento motore da 4.9 litri (della precedente Prius gen. 1) a 8.6 litri [24].

- 2) Isolamento termico e ritenzione del calore: l'intercapedine sottovuoto minimizza le perdite di calore conduttive e convettive verso l'ambiente esterno, consentendo di preservare, secondo gli obiettivi di progetto, una temperatura iniziale del refrigerante di circa 90°C, una temperatura di circa 70°C dopo 24 ore e di circa 50°C dopo 72 ore di stazionamento operative [25], [27], [28], [36]. Un'ulteriore soluzione adottata per migliorare la ritenzione termica consiste nell'inversione della configurazione del recipiente rispetto ad un normale thermos, cioè la zona di connessione viene disposta inferiormente, in corrispondenza della regione di refrigerante a temperatura più bassa; questa configurazione riduce le perdite termiche attraverso il collo del recipiente; viene mostrato che, a 24 ore, si ha un miglioramento della temperatura conservata di circa 10 °C rispetto alla configurazione convenzionale [34].

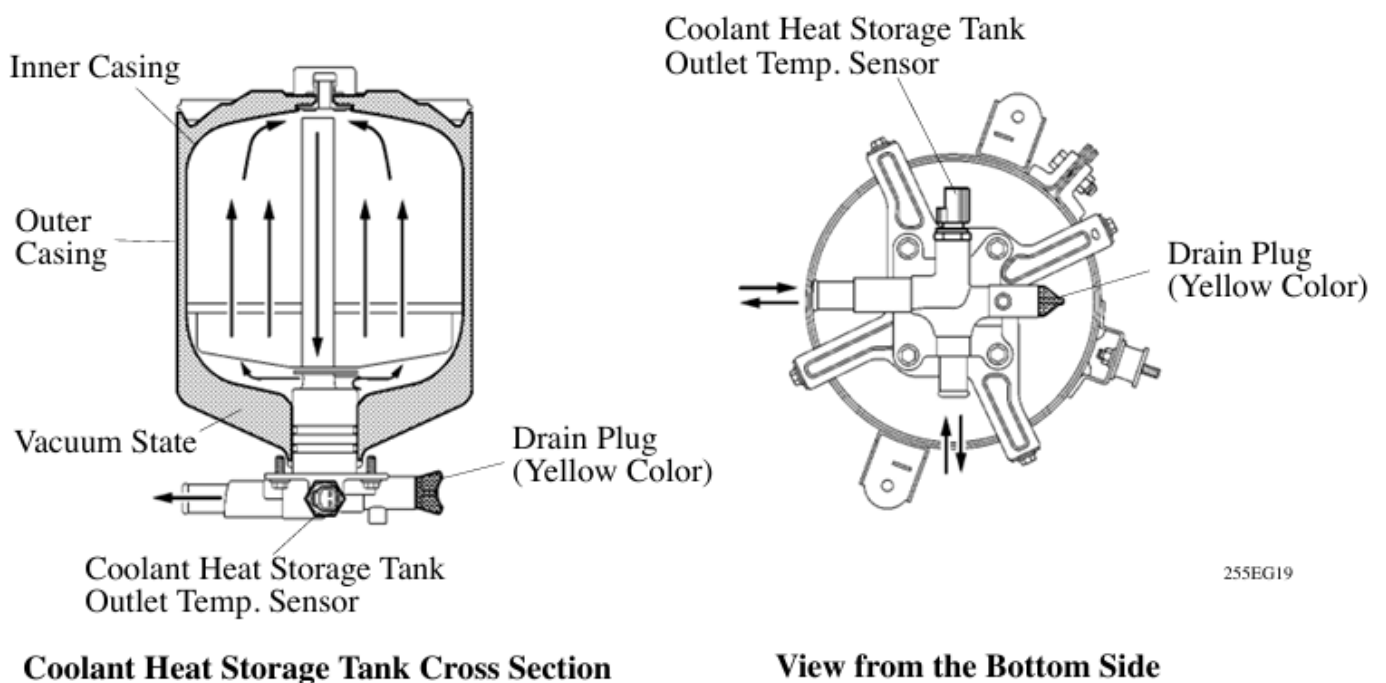


Figura 2.6: Vista in sezione e dal basso del sistema di accumulo termico della Toyota Prius Gen. II NA (CHS) [24]

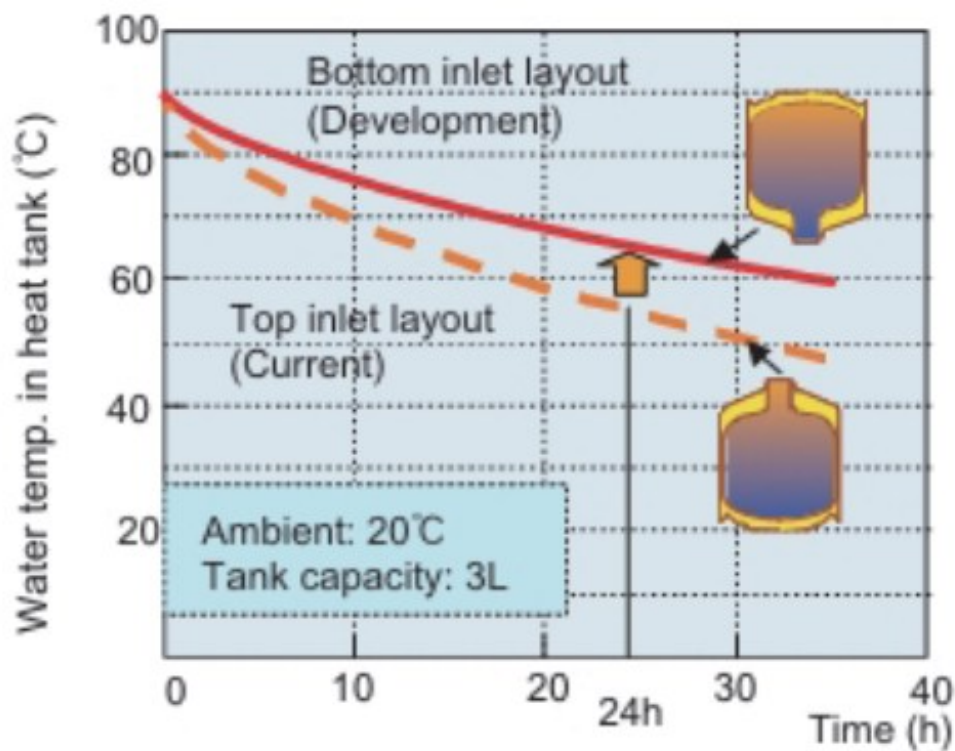


Figura 2.7: Andamenti della temperatura del fluido nel serbatoio nel caso di serbatoio con zona di connessione superiore e nel caso invertito in un range di 35 ore. [34]

- 3) Struttura interna: il serbatoio presenta sul fondo inferiore due condotti idraulici (mandata e ritorno), un sensore di temperatura dedicato e una valvola di spurgo rapido; un tubo di pescaggio interno verticale dirige il fluido sul fondo o alla sommità del serbatoio per agevolare il riempimento e limitare i disturbi idraulici [23], [27].
- 4) Resistenza meccanica e ponti termici: a differenza dei normali recipienti sottovuoto, il serbatoio del sistema CHS per impiego automobilistico deve resistere alle vibrazioni durante la marcia; perciò, la struttura è dotata di un perno di supporto posto sul fondo del contenitore interno e collegato al fondo dell'involucro esterno, ottenendo un supporto a due estremità che riduce le oscillazioni del contenitore interno e le sollecitazioni concentrate nella zona del collo; poiché questo collegamento costituisce un potenziale ponte termico, la giunzione viene posta all'interno della regione sottovuoto e ulteriormente schermata verso l'esterno, riducendo il trasferimento di calore [34].

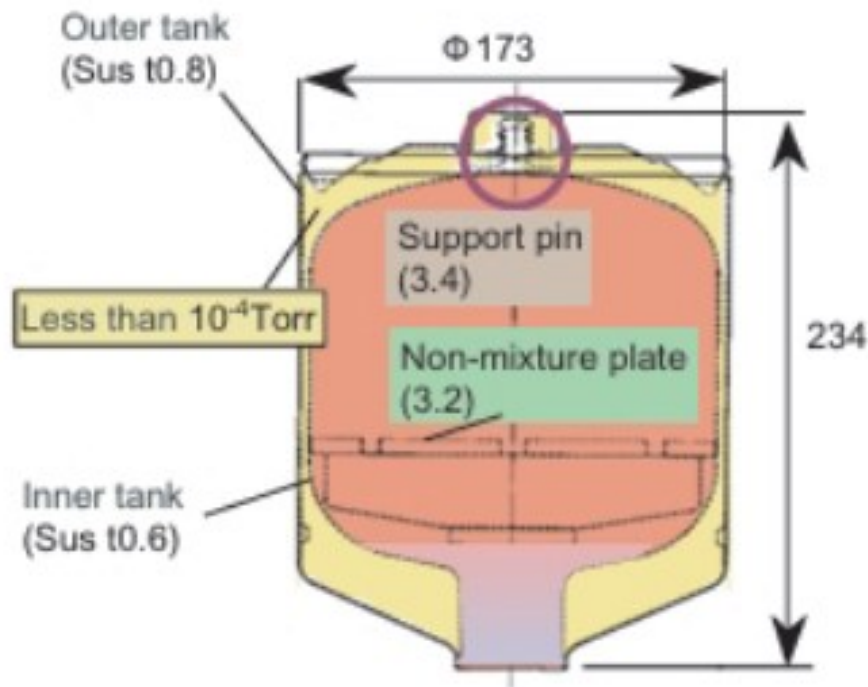


Figura 2.8: Dimensioni principali del serbatoio nella vista in sezione [34]

Il funzionamento del sistema CHS dipende da quattro modalità operative sequenziali controllate dall'algoritmo di gestione termica dell'ECM:

- 1) Fase di Pre-riscaldamento (Preheat Operation): quando il veicolo viene avviato tramite pressione del pulsante Power (stato Ready-on) e la ECM rileva una temperatura del liquido refrigerante motore inferiore alla soglia di regime, si attiva la modalità di preriscaldamento. La valvola a 3 vie si imposta nella posizione A (aprendo la linea tra serbatoio e motore ed escludendo temporaneamente il riscaldatore abitacolo) e la pompa elettrica CHS viene attivata per una durata compresa tra 3 e 15 secondi [25], [26], [27]; il fluido caldo immagazzinato nel serbatoio viene pompato in direzione inversa direttamente all'interno della testa del motore, lambendo i condotti di aspirazione e le valvole prima del trascinamento del motore termico da parte del motogeneratore MG1 [25], [27].

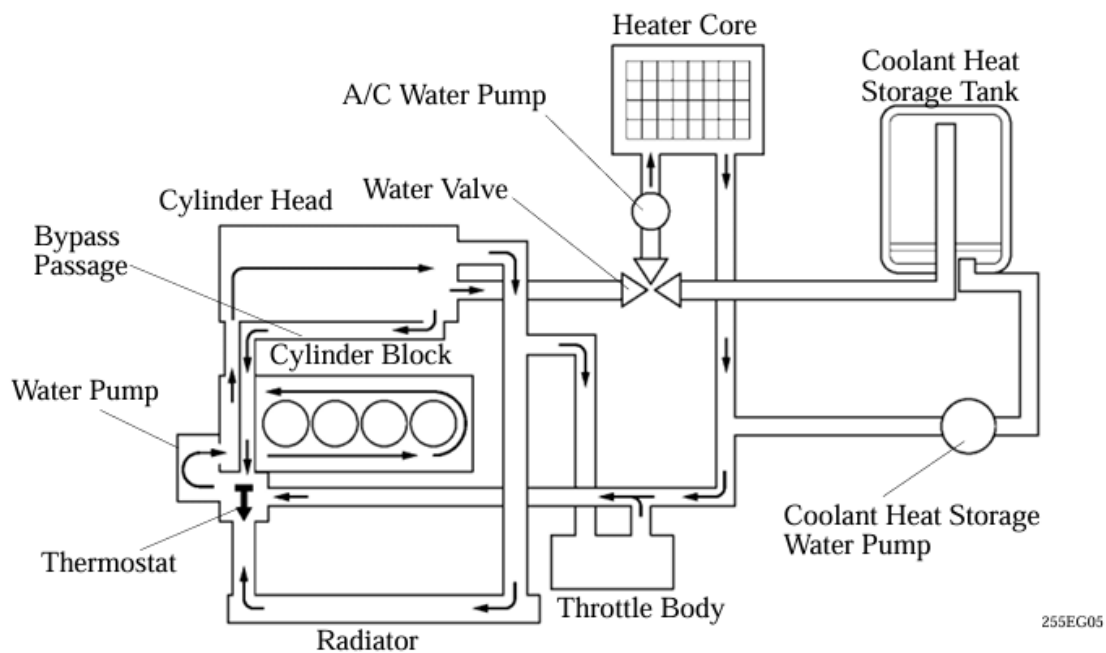


Figura 2.9: Schema del sistema di raffreddamento della Toyota Prius Gen II NA [24]

- 2) Fase di riscaldamento del motore (Engine warm-up operation): finito il trasferimento di fluido caldo, la pompa elettrica si disattiva e la valvola a 3 vie imposta la sua posizione in C; il motore a combustione interna viene avviato dalla centralina ibrida; la circolazione del refrigerante è garantita dalla pompa meccanica trascinata dalla cinghia, isolando il serbatoio per consentire al motore di completare rapidamente il warm-up [26], [27].
- 3) Fase di recupero termico in marcia (Storage operation during driving): una volta che il liquido refrigerante ha raggiunto la temperatura d'esercizio stabilizzata (maggiore di 80°C), l'ECM aziona la valvola rotativa posizionandola in configurazione intermedia B; in questa fase, una frazione del flusso di refrigerante caldo generato dal motore viene portata all'interno del serbatoio CHS, ricaricandolo termicamente e ripristinando la riserva energetica sensibile per i successivi avviamenti [25], [26], [27].
- 4) Fase di recupero a quadro spento (Storage Operation IG-OFF): qualora il veicolo venga spento prima che il serbatoio abbia completato la ricarica termica durante la marcia, l'ECM mantiene attiva per alcuni secondi la pompa elettrica CHS a quadro spento, completando il riempimento del serbatoio con il fluido caldo residuo presente nel sistema di raffreddamento [24], [25], [27].
- 5) Modalità di autodiagnosi sosta prolungata (Soak mode monitoring): la ECM include un circuito con un timer che, dopo 5 ore dallo spegnimento del veicolo, riattiva autonomamente

la pompa ausiliaria CHS per pochi secondi; misurandola temperatura del fluido all'uscita del serbatoio rispetto alla temperatura ambiente e a quella memorizzata allo spegnimento, la centralina verifica che non ci sia stato un anomalo decadimento termico (maggiore di 30°C), verificando che il calo della temperatura del refrigerante rimanga entro i limiti previsti per il corretto funzionamento del sistema [23], [25], [27].

Seguendo la normativa OBD-II californiana (CARB), l'ECM esegue un monitoraggio continuo su tutti i componenti del sistema CHS:

- 1) P1115/P1117/P1118: rilevano circuiti aperti, cortocircuiti o tensioni anomale sul cablaggio del sensore di temperatura di uscita del serbatoio [23], [25].
- 2) P1116: coolant temperature sensor circuit range/performance (Struck), generato quando il sensore di temperatura del serbatoio non registra una variazione termica di almeno 3°C durante la fase di recupero a caldo o se persiste una discrepanza superiore a 25°C rispetto al sensore ECT del motore [23], [25], [31].
- 3) P1120/P1121/P1122/P1123: codici associati al malfunzionamento della valvola di controllo del flusso refrigerante; P1121 segnala specificatamente il bloccaggio meccanico del corpo valvola rotativo o del relativo servomotore [23], [25], [31].
- 4) P1150: coolant path clog of CHS system, generato qualora la ECM riscontri un'ostruzione idraulica nel circuito, rilevata da una mancata variazione termica (minore di 2°C) durante la sequenza di preriscaldamento [23], [25].
- 5) P1151: coolant heat storage tank malfunction, indica il decadimento dell'isolamento termico dell'involucro a vuoto (temperatura di uscita minore di 50°C o crollo termico maggiore di 30°C nel monitoraggio a 5 ore) [23], [25].
- 6) P2601: coolant pump control circuit range/performance, identifica un assorbimento anomalo, un blocco meccanico o un guasto elettrico sul circuito di comando della pompa elettrica ausiliaria [23], [24], [28].

A seguito dell'implementazione del CHS sulla Prius di seconda generazione del mercato nordamericano, l'esperienza sul campo e i riscontri tecnici della rete assistenziale hanno evidenziato diverse complessità pratiche legate all'architettura:

- 1) Complessità delle operazioni di spurgo: la presenza del serbatoio thermos e della valvola a tre vie rende molto difficile la sostituzione del fluido di raffreddamento; la formazione di sacche d'aria intrappolate nel circuito porta a false attivazioni dei codici di guasto P1121 o P1151 ed anomalie di riscaldamento dell'abitacolo; la procedura di riempimento richiede

l'azionamento manuale o diagnostico forzato della pompa elettrica ausiliaria tramite scanner OBD [23], [24], [31].

- 2) Vulnerabilità della valvola a 3 vie (3-Way coolant valve): il codice P1121 costituisce una delle anomalie più frequenti sulle vetture ad alto chilometraggio; i depositi di particolato e l'invecchiamento dei sigilli interni portano a bloccare il rotore della valvola, impedendo la corretta commutazione tra preriscaldamento e riscaldamento dell'abitacolo [29], [31].
- 3) Usura della pompa ausiliaria e fragilità dei raccordi: il motore a spazzole della pompa ausiliaria è soggetto ad usura nel lungo periodo (codice P2601); inoltre, la collocazione del serbatoio nel passaruota anteriore inferiore sinistro espone i raccordi idraulici in plastica e le staffe di supporto a corrosione per agenti atmosferici ed a rotture da urti stradali [23], [30].

Nel complesso, tali criticità evidenziano come l'introduzione del TES abbia richiesto un sistema ausiliario articolato, composto non solo dal serbatoio, ma anche da pompa ausiliaria, valvola di controllo, sensori, tubazioni e relativi dispositivi di comando.

Dal punto di vista economico, l'integrazione del CHS introduce nel veicolo un insieme di componenti dedicati, costituito dal serbatoio di accumulo del fluido di raffreddamento, dalla pompa elettrica, dalla valvola di controllo e dai relativi supporti e collegamenti. Per il solo serbatoio CHS originale Toyota (codice 16660-21011) i cataloghi ricambi riportano attualmente un prezzo di listino di circa 2101\$; la pompa elettrica dedicata (codice 16290-21010) presenta un prezzo di listino di circa 335\$, mentre la valvola di controllo (codice 16670-21010) è quotata circa 243\$ [35]. Tuttavia, questi valori rappresentano i prezzi di ricambio e non il costo industriale sostenuto da Toyota durante la produzione della vettura.

In assenza di una fonte pubblicamente disponibile che riporti il costo di produzione del sistema CHS, si può solo proporre un range stimato ingegneristico considerando il serbatoio termicamente isolato, la pompa, la valvola, i sensori, le staffe, le tubazioni, i collegamenti elettrici e le operazioni di assemblaggio e controllo.

In conclusione, l'accumulatore CHS di Toyota Prius ha dimostrato la fattibilità tecnica e l'efficacia nell'accumulare calore sensibile su veicoli di grande serie. Tuttavia, il processo ad alta tecnologia legata all'involucro sottovuoto spinto, il peso ed il volume aggiunti complessivi nel vano motore, le criticità legate ai componenti ausiliari e i dispositivi di controllo dedicati hanno portato Toyota ad abbandonare il serbatoio thermos sulla successiva terza generazione di Prius. Nella serie successiva, il preriscaldamento rapido del liquido refrigerante viene svolto dal sistema EHR (Exhaust Heat Recirculation), basato su uno scambiatore compatto, avente gas di scarico da un lato e refrigerante dall'altro, integrato nel condotto di scarico primario. Nonostante questo, l'esperienza della Prius II NA rimane un riferimento per lo studio di accumulatori termici a liquido applicati al settore

automotive, dimostrando la possibilità di integrare in un veicolo di grande serie un accumulatore sensibile capace di recuperare e riutilizzare energia termica, evidenziando allo stesso tempo l'importanza di ottimizzare non solo la capacità di accumulo, ma anche isolamento, massa, packaging, circuito idraulico, attuazione e controllo, [24], [27], [28], [31].

Capitolo 3: architettura, dimensionamento e caratterizzazione dei materiali del TES

Questo capitolo è dedicato alla definizione dell'architettura costruttiva, al dimensionamento geometrico e volumetrico ed alla caratterizzazione termo-meccanica dei materiali del sistema di accumulo termico a calore sensibile con setto separatore mobile oggetto del lavoro di tesi.

Partendo dai vincoli di integrazione e dai requisiti funzionali imposti dalla gestione termica automobilistica, viene descritta la configurazione fisica del serbatoio cilindrico verticale.

L'architettura prevede un corpo principale estruso in polipropilene copolimero random a struttura cristallina modificata (PP-RCT) accoppiato ad un tubo guida coassiale interno di diametro ridotto, con lo scopo di assicurare il corretto movimento di traslazione verticale del setto separatore di polipropilene omopolimero (PP-H). La trattazione approfondisce anche la morfologia del setto mobile.

Viene poi trattato il sistema di chiusura e tenuta strutturale, costituito da coperchi bombati pieni in PP-H dotati di cave anulari per l'alloggiamento di anelli di tenuta elastomerici e di alette radiali di ancoraggio per tiranti filettati esterni. Si vede la configurazione del pacchetto isolante multistrato a base di aerogel ad altissima resistività termica, completato da una camicia protettiva esterna in alluminio.

Verranno introdotti i componenti ausiliari che permettono l'interfaccia del serbatoio con il sistema di raffreddamento del veicolo, nello specifico tubazioni, valvole e posizione nel circuito del sistema di raffreddamento.

Infine, attraverso il calcolo dei volumi verrà determinato il volume netto di fluido termovettore utile allo stoccaggio termico. Si concluderà il capitolo con una valutazione della compatibilità chimico-termica e della durabilità dei polimeri a contatto con la miscela acqua-glicole etilenico ad alta temperatura e con la descrizione analitica delle quattro fasi operative sequenziali che spiegano il funzionamento del circuito idraulico.

3.1 Architettura costruttiva e principio di funzionamento del TES con setto

L'architettura del sistema di accumulo termico a calore sensibile (Sensible Heat Thermal Energy Storage – SHTES) sviluppata nel presente lavoro di tesi nasce dall'esigenza di massimizzare

l'efficienza della carica termica e garantire l'erogazione a temperatura costante del fluido termovettore. Come visto nel capitolo precedente, nei sistemi tradizionali ad accumulo sensibile a singolo serbatoio privi di separazione meccanica, l'immissione del fluido ad alta temperatura genera inevitabilmente moti convettivi di ricircolo, turbolenze d'ingresso e diffusione termica assiale. Questi fenomeni provocano la progressiva degradazione del termoclino, con conseguente calo precoce della temperatura di mandata e marcata perdita della quantità del calore accumulato. Per risolvere a queste criticità il serbatoio oggetto di studio adotta una configurazione mono-fluido ad asse verticale dotata di una barriera fisica mobile (moving baffle o setto separatore). Il setto isola fisicamente la camera superiore da quella inferiore: in questo modo si consente l'utilizzo della massa di fluido che riscalderebbe il motore senza che venga contaminata dal fluido freddo in ingresso del serbatoio.

La miscela è acqua ed etilene glicole al 50% in volume, con densità media $\rho_{\text{fluido}} = 1020 \text{ kg/m}^3$ e capacità termica specifica $c_{p,\text{fluido}} = 3600 \text{ J/(kg} \cdot \text{K))}$ ad alte temperature.

3.1.1 Geometria del mantello cilindrico e del tubo guida assiale in PP-RCT e motivazione dei parametri di progetto

Il corpo primario di contenimento (mantello) è costituito da un elemento tubolare cilindrico commerciale estruso in Polipropilene Random Copolimero a Cristallinità Modificata (PP-RCT). La geometria del mantello è caratterizzata da un raggio interno $r_{\text{int}} = 65,4 \text{ mm}$ (diametro interno nominale $D_{\text{int}} = 130,8 \text{ mm}$), un raggio esterno $r_{\text{ext}} = 80,0 \text{ mm}$ (diametro esterno nominale $D_{\text{ext}} = 160,0 \text{ mm}$), uno spessore di parete strutturale $s_{\text{mantello}} = 14,6 \text{ mm}$ e una lunghezza assiale pari a $L_{\text{cil}} = 395,5 \text{ mm}$.

La selezione del PP-RCT ($\rho_{\text{PP-RCT}} = 902 \text{ kg/m}^3$, $c_{p,\text{PP-RCT}} = 2000 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$) risponde a precisi requisiti termo-meccanici. La sua bassa conducibilità termica ($\lambda_{\text{PP-RCT}} = 0,24 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$) limita le dispersioni parassite per conduzione assiale lungo la parete del cilindro. Allo stesso tempo, la struttura cristallina β rende il polimero molto resistente alla pressione idrostatica continua, con valori tipici di un sistema di raffreddamento di un veicolo (1,5 – 2 bar), ed allo scorrimento viscoso (creep) nel campo di temperatura tipico del liquido refrigerante a regime (85-95°C). Inoltre, il PP-RCT è un materiale immune all'idrolisi [38], [39], [40].

Lungo l'asse longitudinale centrale del mantello è alloggiato un condotto cavo coassiale, anch'esso in PP-RCT, avente raggio esterno $r_{\text{ext,guida}} = 10,0 \text{ mm}$ (diametro esterno 20,0 mm), spessore di parete $s_{\text{guida}} = 3,4 \text{ mm}$ ($r_{\text{int,guida}} = 6,6 \text{ mm}$) ed una lunghezza a quella del corpo principale del serbatoio, cioè $L_{\text{guida}} = 395,5 \text{ mm}$. Questo componente assicura il vincolo cinematico del setto mobile, guidandone

la traslazione verticale ed eliminando il rischio di ribaltamenti, inclinazioni o disallineamenti provocati da asimmetrie fluidodinamiche. Inoltre, agendo come puntone centrale solidale ai coperchi, contribuisce ad accrescere la rigidità flessionale dell'intero assieme sotto carico idraulico.

La scelta di tali dimensioni per i componenti in PP-RCT è stata determinata da due fattori fondamentali:

- 1) Disponibilità dai fornitori: molti fornitori hanno pezzi in range size dei componenti tubolari in PP-RCT. Tra questi spicca *Aquatherm* e dai cataloghi viene evidenziato che hanno dimensioni disponibili tra i 20 mm di diametro ed i 315 mm di diametro, anche con la tipologia MF, ovvero rinforzata con fibre di vetro e quindi ad altissime prestazioni, utile se si vuole far aumentare la durata del serbatoio; la lunghezza invece può essere richiesta al produttore secondo le esigenze di progetto [47].
- 2) Raggiungimento del volume netto necessario: il volume utile di progetto del TES è stato assunto pari a 5 litri sulla base di una preliminare valutazione del volume complessivo del circuito di raffreddamento del veicolo, considerando la capacità del circuito al netto del volume occupato dal radiatore. Dalle poche fonti reperibili, la capacità dei singoli radiatori è raramente dichiarata dalle case produttrici. Dalla ricerca è stato scelto il caso della Chery A Series, che con una capacità del sistema di raffreddamento pari a 8,0 l, la capacità del radiatore è riportata pari a 2,1 l [48]. Dalla differenza ne risulta un valore di 5,9 l. Tale valore è stato successivamente ridotto a 5 l per contenere gli ingombri del serbatoio e considerando la cilindrata contenuta del motore della Chery A Series, ovvero 1596 cc [48]. Perciò, il volume netto di 5 l è stato assunto come valore di progetto indicativo per vetture appartenenti al segmento B-Suv e per city-car, cioè quelle categorie di auto interessate maggiormente per l'applicazione del TES con l'obiettivo di ridurre la durata della fase di avviamento a freddo.

3.1.2 Morfologia, cinematica e tolleranze del setto mobile in PP-H

Il setto separatore mobile è realizzato in polipropilene Omopolimero (PP-H), caratterizzato da $\rho_{PP-H} = 910 \text{ kg/m}^3$, $c_{p,PP-H} = 1700 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$ e conducibilità termica $\lambda_{PP-H} = 0,20 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ con uno spessore nominale pari a $s_{setto} = 15,0 \text{ mm}$ [41].

Anche il PP-H è un materiale immune all'idrolisi e quindi buon materiale compatibile con la miscela acqua-glicole [41].

La progettazione del setto integra specifici accorgimenti con lo scopo di raggiungere la scorrevolezza meccanica, l'isolamento termico e la funzionalità fluidodinamica:

- 1) Tolleranze di accoppiamento e intercapedine radiale: il raggio esterno del setto è dimensionato a $r_{\text{setto,ext}} = r_{\text{int}} - 1,0 \text{ mm} = 64,4 \text{ mm}$, mentre il foro centrale presenta un raggio $r_{\text{setto,int}} = r_{\text{ext,guida}} + 1,0 \text{ mm} = 11,0 \text{ mm}$; si crea così un'intercapedine radiale costante di 1,0 mm sia verso la parete interna del mantello in PP-RCT sia verso la superficie esterna del tubo guida; tale gioco previene il bloccaggio o l'attrito radente derivante dalle dilatazioni termiche differenziali tra PP-H e PP-RCT, mantenendo nello stesso momento i trafilamenti di fluido tra le due camere entro livelli trascurabili.
- 2) Boccola di scorrimento centrale: nel foro interno del setto è alloggiata una boccola calibrata in PEEK, materiale compatibile con il fluido di raffreddamento, progettata per minimizzare la resistenza al moto lungo il tubo guida ed evitare fenomeni di usura o impuntamento.
- 3) Smussi periferici: gli spigoli perimetrali della corona circolar esterna sono smussati in modo tale da non avere spigoli vivi.
- 4) Canalizzazioni superficiali di distribuzione: sulle facce superiore ed inferiore del setto sono ricavate scanalature sagomate; la funzione di queste cave è quella di favorire il deflusso del fluido verso le bocche idrauliche anche quando il setto raggiunge le posizioni di battuta contro i coperchi, evitando l'occlusione delle luci di passaggio e distribuendo il liquido in mod uniforme sull'intera sezione.
- 5) Cavità interna di alleggerimento e controllo della spinta: all'interno della matrice del setto è ricavata una cavità a tenuta stagna; questa camera d'aria riduce la massa complessiva del componente e ne abbassa la densità volumetrica apparente rispetto a quella del fluido refrigerante; questo aiuta la risalita del setto durante la fase di travaso del fluido nel serbatoio.

3.1.3 Coperchi bombati, tenute idrauliche e gestione dei ponti termici

La chiusura ermetica delle due estremità del serbatoio è affidata a due coperchi a cupola bombata pieni, anch'essi realizzati in PP-H. Ciascun coperchio presenta un'altezza interna utile di bombatura $h_{\text{int,cupola}} = 22,25 \text{ mm}$ e uno spessore medio strutturale $s_{\text{medio,cupola}} = 15,0 \text{ mm}$ (da cui risulta un'altezza totale esterna della cupola $h_{\text{ext,cupola}} = 37,25 \text{ mm}$). La conformazione bombata assicura un'elevata rigidità meccanica nei confronti della flessione indotta dalla pressione interna del circuito idraulico, rispetto ad un coperchio con una geometria piana. Infatti, una cupola converte gran parte del carico di pressione in sforzi di membrana, che sono molto più efficienti [42].

L'accoppiamento strutturale e la tenuta idraulica sono garantiti dai seguenti elementi:

- 1) Cava anulare per guarnizione elastica: sulla faccia interna di riscontro di ciascun coperchio è ricavata una sede anulare avente larghezza minore allo spessore del tubo in PP-RCT, all'interno del quale viene alloggiato un anello di tenuta elastico (O-ring) in elastomero etilene-propilene-diene (EPDM); la cava garantisce il centraggio assiale del corpo cilindrico ed assicura l'ermeticità verso l'ambiente esterno anche sotto cicli termici e pressioni importanti; lo spessore dell'O-ring sarà minore della larghezza della cava, in modo tale che quando l'anello sarà schiacciato diventa ovale ed occupa lo spazio nella cava. Nello specifico l'O-ring avrà un diametro interno $d_{O-ring,int} = 140$ mm, un diametro esterno $d_{O-ring,ext} = 150$ mm e uno spessore $s_{O-ring} = 5$ mm. Produttore come 123cuscinetti vendono questo O-ring con queste dimensioni [42]. Lo spessore della cava sarà $s_{cava} = 7$ mm.
- 2) Alette radiali di serraggio: ciascun coperchio integra lungo il proprio perimetro 6 alette radiali disposte a 60° (per un volume complessivo delle 12 alette pari a $V_{alette} = 12 \cdot [22 \cdot 15 \cdot 24] \text{ mm}^3$). Le alette presentano fori passanti per l'alloggiamento di tiranti filettati longitudinali in acciaio, i quali collegano direttamente il coperchio superiore a quello inferiore.
- 3) Gestione dei ponti termici: i tiranti metallici longitudinali costituiscono vie di conduzione termica (ponti termici). Per ridurre l'effetto di questo flusso parassita, si utilizzano delle rondelle o in PEEK o in vetronite (fornitore Misumi, UK, sia in PEEK [44] sia in vetronite [45]). Da porre tra i dadi di serraggio e le superfici delle alette in PP-H. Nel bilancio termico globale dell'accumulatore, l'effetto dissipativo residuo delle connessioni metalliche è quantificato introducendo una resistenza termica equivalente di ponte pari a $R_{ponte} = 394$ K/W.

3.1.4 Pacchetto isolante in Aerogel e rivestimento protettivo in alluminio

Per garantire una prolungata conservazione dell'energia termica durante le soste prolungate del veicolo in condizioni climatiche rigide, il serbatoio è provvisto di un isolamento multistrato ad altissime prestazioni:

- 1) Strato isolante in Aerogel: il mantello cilindrico in PP-RCT ed i tiranti filettati esterni sono interamente avvolti da uno strato continuo di aerogel con spessore nominale $s_{iso} = 33.0$ mm e conducibilità termica molto bassa ($\lambda_{iso} = 0,015 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$) [46]. Il valore dello spessore è stato scelto arbitrariamente come valore iniziale di riferimento; nel capitolo dedicato all'analisi dei risultati si discuterà del valore di spessore ottimale dell'isolante.
- L'inglobamento completo dei tiranti all'interno dell'aerogel neutralizza lo scambio termico

convettivo e radiativo con l'aria del vano motore. Il raggio esterno raggiunto dall'isolante è pari a:

$$r_{iso} = r_{ext} + s_{iso} = 80,0 \text{ mm} + 33,0 \text{ mm} = 113,0 \text{ mm}$$

- 2) Involucro protettivo in alluminio: a protezione dell'aerogel da sollecitazioni meccaniche superficiali, abrasioni, infiltrazioni di umidità o vapori d'olio presenti nel vano motore, viene applicata una camicia esterna di chiusura in lamierino di alluminio con spessore $s_{al} = 0,8 \text{ mm}$ ($\rho_{al} = 2705 \text{ kg/m}^3$, $c_{p,al} = 900 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$, $\lambda_{al} = 229 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$). Il raggio esterno finale dell'intero accumulatore diventa perciò:

$$r_{al} = r_{iso} + s_{al} = 113,0 \text{ mm} + 0,8 \text{ mm} = 113,8 \text{ mm}$$

3.2 Caratterizzazione geometrica, volumetrica e dimensionamento

Come anticipato nel paragrafo precedente, il dimensionamento termo-geometrico del serbatoio proposto soddisfa il requisito di integrare un volume netto di liquido di raffreddamento pari a 5 litri, sufficiente a garantire il preriscaldamento del motore e della testata cilindri prima della fase di avviamento nel caso di motori di dimensione medio-grande. In questo paragrafo verranno svolti i calcoli per verificare il risultato del volume netto, calcolando prima il volume lordo da cui poi verranno detratti i volumi degli elementi interni al serbatoio, e verranno calcolati altri parametri geometrici e termodinamici dei componenti.

3.2.1 Dimensionamento geometrico del cilindro e volume lordo

La cavità interna utile del serbatoio è interamente delimitata dal mantello tubolare cilindrico in PP-RCT e dalle estremità dalle superfici interne dei due coperchi in PP-H che presentano un cielo interno piano. Le grandezze geometriche della camera cilindrica risultano:

- 1) Raggio interno del mantello: $r_{int} = 0,0654 \text{ m} = 65,4 \text{ mm}$ (diametro interno $D_{int} = 130,8 \text{ mm}$);
- 2) Lunghezza assiale del corpo cilindrico; $L_{cil} = 0,3955 \text{ m} = 395,5 \text{ mm}$,

L'area della sezione trasversale interna lorda A_{lorda} e il volume lordo interno $V_{lordo,cil}$ sono definiti come:

$$A_{lorda} = \pi \cdot r_{int}^2 = \pi \cdot (0,0654 \text{ m})^2 \approx 1,3437 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 = 134,37 \text{ cm}^2$$

$$V_{lordo,cil} = A_{lorda} \cdot L_{cil} = 1,3437 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot 0,3955 \text{ m} \approx 5,314 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 5,314 \text{ l}$$

Poiché la faccia interna di riscontro di ciascun coperchio è piana, il volume lordo complessivo del serbatoio a disposizione del sistema corrisponde esattamente al volume geometrico del cilindro interno (5,314 l).

3.2.2 Calcolo analitico del volume netto di fluido e sottrazione degli ingombri interni

Il volume effettivo di fluido stoccabile (V_{fluido}) nel TES si ottiene sottraendo al volume lordo gli ingombri fisici del tubo guida assiale e del setto separatore mobile.

1. Ingombro del tubo guida centrale: il tubo guida coassiale in PP-RCT presenta un raggio esterno $r_{\text{ext,guida}} = 0,0100 \text{ m} = 10,0 \text{ mm}$ ed uno spessore $s_{\text{guida}} = 0,0034 \text{ m} = 3,4 \text{ mm}$ ($r_{\text{int,guida}} = 0,0066 \text{ m} = 6,6 \text{ mm}$). L'area trasversale occupata dal condotto centrale vale:

$$A_{\text{guida}} = \pi \cdot r_{\text{ext,guida}}^2 = \pi \cdot (0,0100 \text{ m})^2 = 3,1416 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 = 3,1416 \text{ cm}^2$$

L'area netta a disposizione del liquido lungo la sezione trasversale ($A_{\text{netta,fluido}}$) risulta:

$$\begin{aligned} A_{\text{netta,fluido}} &= \pi \cdot (r_{\text{int}}^2 - r_{\text{ext,guida}}^2) = \pi \cdot (0,0654^2 - 0,0100^2) \text{ m}^2 \\ &\approx 1,3123 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Il volume utile del mantello cilindrico, al netto del solo tubo guida lungo l'estensione assiale L_{cil} è pari a:

$$\begin{aligned} V_{\text{cil,netto_guida}} &= A_{\text{netta,fluido}} \cdot L_{\text{cil}} = 1,3123 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \cdot 0,3955 \text{ m} \\ &\approx 5,190 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

2. Ingombro volumetrico del setto mobile: il setto separatore in PP-H, di spessore $s_{\text{setto}} = 0,0150 \text{ m} = 15,0 \text{ mm}$, è delimitato dal raggio esterno $r_{\text{setto,ext}} = r_{\text{int}} - 0,001 \text{ m} = 0,0644 \text{ m}$ e dal foro interno $r_{\text{setto,int}} = r_{\text{ext,guida}} + 0,001 \text{ m} = 0,0110 \text{ m}$. Il volume occupato dal setto V_{setto} vale:

$$\begin{aligned} V_{\text{setto}} &= \pi \cdot (r_{\text{setto,ext}}^2 - r_{\text{setto,int}}^2) \cdot s_{\text{setto}} = \pi \cdot (0,0644^2 - 0,0110^2) \text{ m}^2 \cdot 0,0150 \text{ m} \\ &\approx 1,897 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 0,1897 \text{ l} \end{aligned}$$

3. Volume netto effettivo di fluido: detraendo l'ingombro del setto dal volume utile del cilindro, il volume netto di miscela acqua-glicole stoccabile risulta:

$$\begin{aligned} V_{\text{fluido}} &= (A_{\text{netta,fluido}} \cdot L_{\text{cil}}) - V_{\text{setto}} = (5,18996 \cdot 10^{-3} - 0,18974 \cdot 10^{-3}) \text{ m}^3 \\ &\approx 5,000 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 5,00 \text{ l} \end{aligned}$$

Il dispositivo garantisce una riserva utile netta di refrigerante pari a 5,00 litri ($5,000 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$).

3.2.3 Bilancio di massa e capacità termica complessiva

La modellazione termica del sistema richiede la determinazione della massa del fluido stoccato e delle capacità termiche associate alle strutture solide del dispositivo:

- 1) Massa e capacità termica del fluido refrigerante: con riferimento alla miscela acqua-glicole etilene glicole 50/50 avente densità $\rho_{fluido} = 1020 \text{ kg/m}^3$ e capacità termica specifica $c_{p,fluido} = 3600 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$:

$$M_{fluido} = V_{fluido} \cdot \rho_{fluido} = 5,000 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot 1020 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 5,100 \text{ kg}$$

$$C_{fluido} = M_{fluido} \cdot c_{p,fluido} = 5,100 \text{ kg} \cdot 3600 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 18360 \frac{\text{J}}{\text{K}} = 18,36 \text{ kJ/K}$$

- 2) Massa e capacità termica dei componenti in PP-RCT: il volume solido del PP-RCT comprende il mantello cilindrico ($V_{mantello} = \pi[r_{ext}^2 - r_{int}^2]L_{cil} \approx 2,638 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$) e il tubo guida ($V_{tubo_guida} = \pi[r_{int,guida}^2 - r_{int,guida}^2]L_{cil} \approx 0,070 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$). Con $\rho_{PP-RCT} = 902 \text{ kg/m}^3$ e $c_{p,PP-RCT} = 2000 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$:

$$M_{PP-RCT} = (V_{mantello} + V_{tubo_guida}) \cdot \rho_{PP-RCT} \approx 2,708 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot 902 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ \approx 2,443 \text{ kg}$$

$$C_{PP-RCT} = M_{PP-RCT} \cdot c_{p,PP-RCT} = 2,443 \text{ kg} \cdot 2000 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \approx 4885 \frac{\text{J}}{\text{K}} = 4,89 \text{ kJ/K}$$

- 3) Massa e capacità termica dei componenti in PP-H: considerando le cupole esterne piene dei coperchi ($V_{base,coperchi} = 2 \cdot V_{cupola,ext} \approx 0,803 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, calcolato con altezza esterna $h_{ext,cupola} = 37,25 \text{ mm}$), le 12 alette radiali ($V_{alette} = 12 \cdot [0,022 \cdot 0,015 \cdot 0,024] \text{ m}^3 \approx 0,095 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, $\rho_{PP-H} = 910 \text{ kg/m}^3$ e $c_{p,PP-H} = 1700 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$):

$$M_{PP-H} = V_{PP-H} \cdot \rho_{PP-H} \approx 1,088 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot 910 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \approx 0,990 \text{ kg}$$

$$C_{PP-H} = M_{PP-H} \cdot c_{p,PP-H} = 0,990 \text{ kg} \cdot 1700 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \approx 1683 \frac{\text{J}}{\text{K}} = 1,68 \text{ kJ/K}$$

- 4) Massa e capacità termica dell'involucro in alluminio: con spessore $s_{al} = 0,0008 \text{ m} = 0,8 \text{ mm}$, raggio medio dell'isolante $r_{iso} = 0,1130 \text{ m}$, area $A_{al} = 2\pi r_{iso}L_{cil} + 2\pi r_{iso}^2 \approx 0,3610 \text{ m}^2$, $\rho_{al} = 2705 \text{ kg/m}^3$ e $c_{p,al} = 900 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$:

$$M_{al} = A_{al} \cdot s_{al} \cdot \rho_{al} \approx 0,3610 \text{ m}^2 \cdot 0,0008 \text{ m} \cdot 2705 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \approx 0,781 \text{ kg}$$

$$C_{al} = M_{al} \cdot c_{p,al} = 0,781 \text{ kg} \cdot 900 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \approx 703 \frac{\text{J}}{\text{K}} = 0,70 \text{ kJ/K}$$

- 5) Capacità termica totale del sistema (C_{tot}): sommando i contributi del fluido e delle strutture solide si ottiene:

$$C_{strutture} = C_{PP-RCT} + C_{PP-H} + C_{al} = 4,89 + 1,68 + 0,70 = 7,27 \text{ kJ/K}$$

$$C_{tot} = C_{fluido} + C_{strutture} = 18,36 + 7,27 = 25,63 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} = 25631 \text{ J/K}$$

3.2.4 Energia termica immagazzinata

L'energia termica immagazzinata viene valutata in base al salto termico disponibile nelle tipiche condizioni operative dell'applicazione automotive; viene calcolata nei casi con $T_{hot} = 95^\circ\text{C}$ e $T_{hot} = 90^\circ\text{C}$:

- 1) Energia termica totale stoccata rispetto alle condizioni invernale con $T_{hot} = 95^\circ\text{C} \rightarrow T_{target} = 0^\circ\text{C}$: assumendo la temperatura ambiente esterna di riferimento pari a 0°C ($\Delta T_{tot} = 95 \text{ K}$), l'energia termica associata alla massa di fluido ammonta a:

$$\begin{aligned} Q_{tot,fluido} &= M_{fluido} \cdot c_{p,fluido} \cdot \Delta T_{tot} = 5,100 \text{ kg} \cdot 3600 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 95 \text{ K} \\ &= 1,7422 \cdot 10^6 \text{ J} \approx 1,74 \text{ MJ} \approx 0,485 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Tenendo conto anche del calore rilasciato dalle strutture interne del serbatoio ($C_{tot} \cdot \Delta T_{tot}$), l'energia termica globale accumulata dall'intero sistema è pari a:

$$Q_{tot,sistema} = C_{tot} \cdot \Delta T_{tot} = 25,631 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \cdot 95 \text{ K} = 2435,0 \text{ kJ} \approx 2,435 \text{ MJ} \approx 0,676 \text{ kWh}$$

- 2) Energia termica totale stoccata rispetto alle condizioni invernale con $T_{hot} = 90^\circ\text{C} \rightarrow T_{target} = 0^\circ\text{C}$ ($\Delta T_{tot} = 90 \text{ K}$):

$$\begin{aligned} Q_{tot,fluido} &= M_{fluido} \cdot c_{p,fluido} \cdot \Delta T_{tot} = 5,100 \text{ kg} \cdot 3600 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 90 \text{ K} \\ &= 1,6524 \cdot 10^6 \text{ J} \approx 1,65 \text{ MJ} \approx 0,460 \text{ kWh} \end{aligned}$$

$$Q_{tot,sistema} = C_{tot} \cdot \Delta T_{tot} = 25,631 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \cdot 90 \text{ K} = 2306,8 \text{ kJ} \approx 2,307 \text{ MJ} \approx 0,640 \text{ kWh}$$

I risultati analitici confermano che il dimensionamento volumetrico netto (5,00 l) soddisfa i requisiti termici per il riscaldamento del blocco motore, mantenendo la massa a secco dell'accumulatore al di sotto di 4,3 kg e garantendo un ingombro radiale dell'intero serbatoio (che comprende l'isolamento in aerogel e l'involucro di alluminio) con diametro esterno pari a $D_{al} = 2 \cdot r_{al} = 227,6 \text{ mm}$.

3.3 Selezione dei materiali e compatibilità chimico-termica

La selezione dei materiali per i componenti strutturali e funzionali del serbatoio di accumulo termico a calore sensibile è guidata dalla necessità di soddisfare requisiti termo-meccanici stringenti, inerzia chimica prolungata (considerando che il fluido è una miscela al 50% di acqua ed etilene glicole a temperature comprese tra 85°C e 95°C e una pressione di esercizio compresa tra 1,5 bar e 2,0 bar) e leggerezza complessiva.

In queste condizioni operative, i materiali polimerici devono garantire stabilità dimensionale assoluta per preservare l'intercapedine radiale di 1,0 mm tra il setto e la superficie interna del serbatoio, immunità ai fenomeni di degradazione idrolitica, elevata resistenza allo scorrimento viscoso ed alla rottura lungo l'intero ciclo di vita del veicolo.

3.3.1 Proprietà termo-meccaniche: confronto tra PP-H e PP-RCT

Come già descritto, la struttura del serbatoio prevede l'impiego differenziato di due classi di polipropilene: il Polipropilene Omopolimero (PP-H) per i coperchi di chiusura ed il setto mobile, e il Polipropilene Random Copolimero a Cristallinità (PP-RCT) o a Cristallinità Modificata Rinforzato con Microfibre nel caso con maggiore prestazione (PP-RCT MF) per il mantello tubolare cilindrico ed il tubo guida coassiale.

1) Polipropilene Omopolimero (PP-H)

Il PP-H ($\rho_{PP-H} = 910 \text{ kg/m}^3$, $\lambda_{PP-H} = 0,20 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$, $c_{p,PP-H} = 1700 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$) è caratterizzato da un'elevata rigidità, durezza superficiale ed eccellente lavorabilità per asportazione di truciolo o stampaggio ad iniezione. Queste proprietà lo rendono adatto per la realizzazione del setto mobile e delle cupole bombate, dove è richiesta un'alta stabilità geometrica sotto carichi flessionali localizzati. Tuttavia, il PP-H presenta un limite legato alla transizione vetrosa, intorno a temperature sub-zero o prossime a 0°C, dove il materiale ha una riduzione drastica della resilienza agli urti. Inoltre, l'omopolimero convenzionale manifesta una sensibile perdita di resistenza a lungo termine sotto sollecitazione meccanica costante a temperature superiori agli 80°C. Per i coperchi e per il setto del TES proposto verrà utilizzato un PP-H di migliore produzione che ha una temperatura massima superiore ai 100°C, quindi adatto per l'applicazione prevista (fornitore *Orlen Unipetrol*, grado commerciale Monsten PP-H (MA 230)) [49], [50].

2) Polipropilene a Cristallinità Random copolimero (PP-RCT)

Per il mantello cilindrico ed il tubo coassiale, la scelta è ricaduta sul PP-RCT ($\rho_{PP-RCT} = 902 \text{ kg/m}^3$, $\lambda_{PP-RCT} = 0,24 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$, $c_{p,PP-RCT} = 2000 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$) perché differisce dai

polipropileni tradizionali (PP-R standard) per una specifica modificazione chimico-fisica della struttura cristallina:

1. Cristallizzazione β -nucleata: l'impiego di specifici agenti di nucleazione favorisce lo sviluppo di microstrutture a morfologia esagonale (β -cristalli) rispetto ad una microstruttura base monoclinica (α). Questa microstruttura conferisce una resistenza meccanica a lungo termine alla pressione idrostatica superiore di oltre il 50% rispetto al PP-R convenzionale a parità di temperatura operativa, ritardando la transizione verso il cedimento fragile da creep [51].
2. Controllo della dilatazione termica lineare tramite microfibre: il coefficiente di dilatazione termica lineare del polipropilene non rinforzato ($\alpha \approx 0,15 \text{ mm}/(\text{m} \cdot \text{K})$) comporterebbe sensibili variazioni dimensionali radiali ed assiali tra la condizione di sosta a freddo (intorno a 0°C) e la piena carica a caldo (85°C - 95°C). Nel caso più prestazionale in MF, l'inclusione della frazione di microfibre riduce il coefficiente di dilatazione a valori inferiori a $\alpha \approx 0,035$ - $0,040 \text{ mm}/(\text{m} \cdot \text{K})$ (riduzione di oltre il 70%). Questo previene fenomeni di dilatazione anche radiale, facendo in modo di avere uno spessore dell'intercapedine tra setto e parete, lungo l'intera corsa utile, pari a 1,0 mm costantemente [52].
3. Riduzione di massa: rispetto ad un serbatoio in acciaio inossidabile di pari capacità volumetrica ($\rho_{\text{inox}} \approx 7900 \text{ kg}/\text{m}^3$), la matrice in PP-RCT assicura una riduzione della massa strutturale di circa l'88% ($1 - \frac{\rho_{\text{inox}}}{\rho_{\text{PP-RCT}}} = 1 - \frac{902}{7900} \approx 88,6\%$), contribuendo al contenimento del peso a bordo veicolo.

Dai cataloghi della già citata *Aquatherm*, risulta che un tubo in PP-RCT da 5,8 metri (312710 BLUE PIPE SDR11 MF RP TUBO 160X14,6 5,8 MT) ha un costo di 150,10€. Eventualmente, quindi, un tubo con la lunghezza del TES proposto ($L_{\text{cil}} = 0,3955 \text{ m}$) su richiesta si può ipotizzare che abbia un costo nettamente inferiore [53]. Inoltre, non si hanno costi di lavorazione in quanto il pezzo è già pronto.

Nell'ottica di industrializzazione e ottimizzazione del componente, l'adozione del PP-RCT potrebbe essere estesa anche alla fabbricazione dei coperchi bombati al posto del PP-H, ottenendo più vantaggi. Tra questi ci sono la migliore scelta progettuale nell'utilizzare lo stesso materiale per la creazione del corpo principale del serbatoio e di utilizzare un materiale che ha un ciclo di vita maggiore rispetto al PP-H nelle condizioni operative da affrontare per il TES proposto. Infatti, il PP-H ha una durata di vita minore rispetto al PP-RCT e subisce di più le sollecitazioni meccaniche a lungo termine, per tale motivo è stata scelta una configurazione con bombatura per i coperchi. Nonostante ciò, il PP-H non viene impiegato per i tubi, bensì per componenti pieni o maggiormente

pieni (setto e coperchi bombati) dotati di una rigidezza strutturale che consente di allungare il loro ciclo di vita rispetto ad un componente tubolare.

I componenti utilizzati in PP-H possono essere ottenuti lavorando piastre con operazioni di tornitura e di fresatura. Quindi il costo dipende maggiormente dal tempo di lavorazione del PP-H sul macchinario.

La scelta di utilizzare il PP-H nel TES proposto è dovuto ad una scelta di disponibilità del materiale da lavorare. Infatti, le aziende vendono lastre in PP-H di diversi spessori con i relativi costi [55].

Le aziende non vendono pezzi sufficientemente grandi da poter essere lavorati ed ottenere i pezzi necessari. Si tratta quindi di una scelta ad oggi obbligata da dover fare, ma che può cambiare una volta che saranno disponibili pezzi in grado di fornire il setto e i coperchi bombati,

Se i fornitori e produttori di tubi in PP-RCT vendessero anche blocchi o piastre da cui poter ricavare il setto ed i coperchi bombati si può ottenere un serbatoio con materiali omogenei, con un ciclo di vita maggiore e migliore resilienza del sistema a temperature inferiori a 0°C.

Come mostrato, il PP-RCT con una pressione continua applicata tra i 4 e i 5 MPa a 95°C può resistere alcuni anni di vita. Considerando che le condizioni lavorative del TES prevedono una pressione compresa tra 1,5 e 2 bar (0,15-0,2 Mpa) e temperature che non sono sempre costanti a 95°C e che inoltre il liquido stoccato può avere una temperatura iniziale di 90°C circa, il ciclo di vita del PP-RCT aumenta. Inoltre, la tipologia con fibre di vetro aumenta ulteriormente la durata di vita del materiale, prospettando una durata di circa 15 anni.

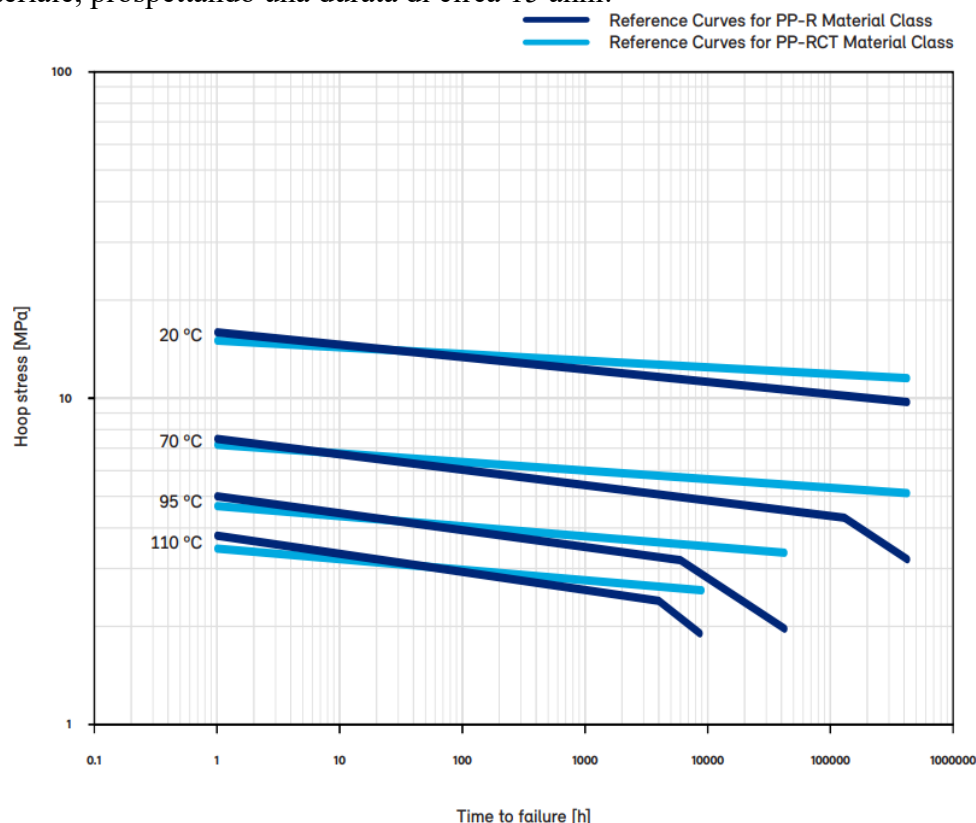


Figura 3.1 - Paragone tra le curve del PP-R e del PP-RCT [54]

3.3.2 Resilienza all'idrolisi e compatibilità con miscela acqua-glicole calda

La presenza continua di liquido refrigerante ad alta temperatura ed in pressione pone il problema della durabilità chimica dei polimeri impiegati, con particolare attenzione ai meccanismi di scissione idrolitica e di estrazione di stabilizzanti.

L'idrolisi è una reazione di degradazione chimica in cui la molecola d'acqua agisce come reagente nucleofilo, attaccando i legami polari presenti lungo la catena polimerica e provocandone la scissione irreversibile. Questo fenomeno determina una drastica caduta del grado di polimerizzazione e del peso molecolare medio, con conseguente infragilimento strutturale, perdita della capacità di tenuta idraulica e chiusura da stress. L'idrolisi interessa i polimeri caratterizzati da gruppi funzionali polari contenenti eteroatomi, quindi legami estere, ammidico, uretanico o anidridico. La polarizzazione di questi legami rende il carbonio suscettibile all'attacco nucleofilo dell'acqua, portando ad una progressiva riduzione del peso molecolare medio, con conseguente infragilimento strutturale e decadimento delle proprietà meccaniche e di tenuta idraulica [56].

Invece, il Polipropilene Random Copolimero a Cristallinità Modificata (PP-RCT) ed il Polipropilene Omopolimero (PP-H) appartengono alla famiglia delle poliolefine, la cui struttura macromolecolare è costituita esclusivamente da una catena omogenea di legami covalenti apolari carbonio-carbonio e carbonio-idrogeno. L'assenza di eteroatomi polari e di siti idrolizzabili lungo la catena principale conferisce al polipropilene l'immunità all'attacco idrolitico, azzerando l'assorbimento d'acqua nella matrice solida anche in condizione di immersione prolungata a temperature elevate, come quella del caso proposto fino a 95°C [38].

Di conseguenza, nel TES, il meccanismo primario di invecchiamento a lungo termine del PP-RCT non è attribuibile al fluido miscela acqua-glicole, bensì alla degradazione termo-ossidativa dell'ossigeno disciolto nel fluido ad alta temperatura. Come da letteratura [38], questo fenomeno viene neutralizzato alla radice con una specifica additivazione del polimero con stabilizzanti primari e secondari, preservando l'integrità del reticolo molecolare per decenni di funzionamento continuo. Considerando queste evidenze chimico-fisiche, la progettazione del serbatoio ha portato ad escludere altri materiali polimerici comunemente impiegati nel settore automobilistico:

- 1) Poliammide 66 rinforzata con 30% di fibra di vetro (PA66 GF30): nonostante sia molto impiegata per componenti del vano motore la PA66 presenta gruppi ammidici polari lungo la catena polimerica che la rendono vulnerabile all'assorbimento di umidità e all'idrolisi. Come dimostrato [57], l'esposizione di compositi PA66/GF30 a miscele calde di monoetilene glicole a 130°C provoca una reazione idrolitica accelerata in cui i gruppi ossidrilici (-OH) del glicole e dell'acqua interagiscono tramite forze dipolo-dipolo con i

gruppi funzionali del polimero. Mediante analisi gascromatografica con pirolisi e spettrometria di massa, gli autori hanno riscontrato la progressiva scissione delle catene di PA66 con la formazione di sottoprodotti a basso peso molecolare. L'effetto combinato della scissione di catena e dell'azione plastificante dell'acqua indebolisce i legami intermolecolari e l'adesione all'interfaccia con le fibre di vetro, provocando un decadimento delle proprietà meccaniche: la resistenza a trazione diminuisce del 42-45% (da valori iniziali di 167-185MPa a circa 94-102 Mpa dopo 1008 ore di immersione), il modulo elastico subisce una riduzione del 45-55% e l'allungamento a rottura aumenta del 23-63%, accompagnato da un rigonfiamento volumetrico anisotropo [57]. Tale instabilità dimensionale e la perdita di rigidità rendono la PA66 incompatibile con il mantenimento dell'intercapedine radiale calibrato di 1,0 mm tra setto e mantello.

- 2) Poliuretano (PU): inizialmente ipotizzato per la fabbricazione del setto mobile grazie alla sua ridotta densità, il poliuretano è stato scartato poiché la sua matrice polimerica è costituita da legami uretanici. Come indicato [56], i legami uretanici rientrano tra i gruppi soggetti ad idrolisi passiva in ambiente acquoso. Il contatto continuativo con il liquido di raffreddamento a 85-95°C comporterebbe la scissione delle catene macromolecolari, provocando infragilimento strutturale, sfaldamento superficiale, perdita di galleggiabilità e rilascio di particolato all'interno del circuito di raffreddamento [56].

L'adozione del PP-RCT per il mantello e del PP-H per il setto mobile e per i coperchi garantisce la totale inerzia nei confronti della miscela acqua-glicole a caldo. L'assenza di scissione idrolitica e di rigonfiamento assicura che il modulo elastico, la resistenza a snervamento e le quote geometriche interne rimangano inalterate nel tempo, garantendo lo scorrimento del setto lungo il tubo guida e la tenuta idrolitica del serbatoio per un ciclo di vita molto lungo.

3.4 Componenti ausiliari di integrazione e regolazione idraulica

L'integrazione del serbatoio di accumulo termico a calore sensibile all'interno del circuito di raffreddamento primario del veicolo richiede un'architettura fluidodinamica dedicata. Questo impianto ausiliario è progettato per garantire il controllo dei flussi nelle diverse fasi operative, minimizzare le perdite termiche e di carico distribuite e concentrate, e consentire lo smontaggio modulare del dispositivo durante la stagione calda.

Il collegamento idraulico tra blocco motore, il radiatore riscaldamento abitacolo ed il serbatoio TES è realizzato con tubazioni flessibili in elastomero EPDM rinforzato ad alta resistenza termica. I diametri interni di passaggio adottati sono pari a 25 mm (1") per i veicoli con motori con

dimensioni ridotte o 32 mm (1" ¼) per veicoli con motori con dimensioni maggiori, in conformità con gli standard dimensionali impiegati nei circuiti di raffreddamento dei moderni propulsori a combustione interna (ad esempio la BMW 318d 2.0 Diesel presenta un diametro interno da 32 mm [58], mentre modelli di Citroën, Peugeot e Fiat con motori 1.6 l presentano diametri interni da 25 mm [59]).

Per contenere le dispersioni termiche parassite conduttivo-convettive lungo le linee metalliche e polimeriche prossime al serbatoio, le tubazioni di mandata e di ritorno sono rivestite per una lunghezza compresa tra 20 cm e 50 cm a partire dai bocchelli del TES con guaine in schiuma elastomerica flessibile (*Armaflex/Armacell* [60]). Lo spessore di isolamento, selezionato nell'intervallo tra 19 mm e 25 mm, presenta una conducibilità termica molto bassa (0,033 W/(m · K) a 0°C e 0,038 W/(m · K) a 40°C [61]) ed un'ottima resistenza alla diffusione del vapore acqueo, prevenendo il decadimento termico del fluido durante i transitori di trasferimento e durante la fase di sosta prolungata azzerando il ponte termico.

La presenza di sacche d'aria o gas incondensabili all'interno del serbatoio compromette la corretta traslazione assiale del setto mobile ed altera il bilancio delle pressioni idrostatiche. Per eliminare queste criticità, sulla sommità del coperchio superiore è installata una valvola automatica di sfogo aria (degassatore) realizzata in ottone forgiato resistente alla dezincificazione (prodotto da *Caleffi S.p.A* e rivenduto da *Elettroclima Shop* al costo di 44,08€ [62]).

A monte e a valle dei punti di derivazione del TES sul circuito motore sono interposte due valvole di sezionamento manuali a sfera a passaggio totale con attacchi filettati da 25 mm o 32 mm (prodotto da *ITAP S.p.A.* e fornito da *Punto Luce* [63] al costo di 18,32€ ciascuno [64]).

L'integrazione di questi componenti risponde ad una duplice esigenza funzionale:

- 1) Modularità e rimozione stagionale: durante la stagione estiva o in climi caldi, in cui la temperatura ambiente è costantemente elevata ed i benefici del preriscaldamento in fase di cold-start risultano marginali, il conducente o l'operatore possono escludere e rimuovere fisicamente il serbatoio dal vano motore, riducendo la massa complessiva del veicolo a beneficio dei consumi;
- 2) Manutenibilità del circuito: le valvole consentono di isolare ermeticamente il gruppo TES senza dover procedere allo svuotamento completo del liquido di raffreddamento presente nel monoblocco e nel radiatore primario.

La gestione attiva dei flussi durante le diverse fasi operative è affidata a due attuatori meccatronici interfacciati direttamente con la centralina di controllo motore (ECM):

- 1) Valvola deviatrice a 3 vie ad azionamento elettromagnetico/motorizzato: posizionata sul ramo di mandata, permette due configurazioni idrauliche distinte:
 1. Fase di carica: deviazione della portata calda o fredda proveniente dalla testata motore verso l'ingresso superiore del TES;
 2. Modalità bypass: esclusione idraulica del serbatoio e transito diretto del fluido tra monoblocco e radiatore di raffreddamento/climatizzazione.
- 2) Valvola di sezionamento a 2 vie ad azionamento elettromagnetico (On/Off): elettrovalvola a comando diretto normalmente chiusa (NC) e normalmente aperta (NA) posta nel ramo idraulico che collega la bocca superiore e la bocca inferiore del TES. Questa valvola garantisce l'isolamento delle due camere durante la fase di sosta (soak), evitando moti convettivi naturali parassiti verso il motore spento, e viene aperta durante le sequenze di travaso.

La valvola a 3 vie per il TES proposto è stata scelta in ottone nichelato (prodotto dalla *De Pala Control Systems* e fornito da *Elettroclima Shop* al costo di 65,82€ per la versione di 1" e ¼ [65]; nella scheda tecnica sono disponibili anche i dettagli di funzionamento e le dimensioni per valutarne l'ingombro).

Anche per valvola a 2 vie viene scelta una versione compatibile con il sistema (fornito da *HP Control* [66], nella specifica da 1" e ¼ con guarnizione da EPDM il costo è 70,43€).

Tutti i componenti valvolari descritti presentano corpi metallici in ottone nichelato, bronzo o polimeri ad alta resistenza e sono disponibili commercialmente con diametri nominali di passaggio DN25 (1") e DN32 (1" ¼).

Per far durare di più il sistema, un vincolo progettuale fondamentale risiede nella natura degli elastomeri impiegati per le tenute statiche e dinamiche. Tutte le tenute sono realizzate in elastomero EPDM, tranne nel caso delle valvole manuali a due vie dove avviene l'aggancio e lo sgancio del sistema del TES, dove le guarnizioni sono in NBR ed in Viton, ma il fluido non entra in contatto con le guarnizioni del sistema e quindi non porta problematiche nell'adozione di questi materiali. Come certificato dai costruttori, tali formulazioni assicurano la totale compatibilità chimica e l'assenza di rigonfiamento o perdita di elasticità a contatto continuativo con miscele acqua-glicole etilenico al 50% fino a temperature di picco di 120°C e pressioni superiori a 3 bar [64], [65], [66]. A completamento del layout idraulico del sistema ausiliario, la linea esterna di ricircolo e travaso, preposta a connettere la sommità e la base del serbatoio per le sequenze di reset del setto, è configurabile per avvolgere perimetralmente il mantello coibentato dell'accumulatore. Lo sviluppo geometrico complessivo della condotta è suddiviso in tre segmenti lineari consecutivi:

- 1) Tratto superiore di raccordo: lunghezza assiale pari a 30,0 mm (0,03 m);

- 2) Tratto verticale laterale: sviluppo longitudinale lungo il mantello pari a 561,2 mm (0,5612 m);
- 3) Tratto trasversale inferiore: estensione alla base del serbatoio pari a 358,8 mm (0,3588 m).

La lunghezza totale sviluppata della linea ausiliaria risulta:

$$L_{tubo} = 30,0 \text{ mm} + 561,2 \text{ mm} + 358,8 \text{ mm} = 950,0 \text{ mm} = 0,950 \text{ m}$$

In funzione del diametro interno nominale selezionato per le tubazioni di collegamento (D_{int}), il volume di refrigerante contenuto all'interno del circuito ausiliario ($V_{tubo} = L_{tubo} \cdot \pi \frac{D_{int}^2}{4}$) assume i seguenti valori:

- 1) Configurazione con diametro interno da 32 mm (1" 1/4): con un'area di passaggio $A_{int} \approx 8,042 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, il volume interno del condotto è pari a:

$$V_{tubo,32} = 0,950 \text{ m} \cdot 8,042 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \approx 7,64 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 0,764 \text{ l} \approx 0,76 \text{ l}$$

- 2) Configurazione con diametro interno da 25 mm (1"): con un'area di passaggio $A_{int} \approx 4,909 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, il volume interno ammonta a:

$$V_{tubo,25} = 0,950 \text{ m} \cdot 4,909 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \approx 4,66 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 = 0,466 \text{ l}$$

La quantificazione di questo volume supplementare (0,466 l o 0,764 l) risulta fondamentale sia per il bilancio complessivo della quantità di fluido refrigerante a bordo vettura, sia per la corretta determinazione dei tempi di azionamento e delle portate durante le fasi di travaso a caldo ed a freddo del sistema.

3.5 Fasi operative e logiche di commutazione del sistema TES

Il funzionamento del sistema di accumulo a calore sensibile con setto mobile si articola su un ciclo sequenziale a quattro fasi operative distinte. La peculiarità di questa architettura risiede nell'integrazione di due fasi di travaso iso-termico (travaso caldo e travaso freddo) interposte tra i processi di carica e scarica: tale approccio consente di riposizionare in modo cinematico il setto mobile senza mai generare miscelazione turbolenta tra masse di fluido a temperature differenti, azzerando le perdite per degradazione del termoclino.

3.5.1 Fase 1: carica termica in marcia

La fase di carica è abilitata dalla centralina di controllo quando il motore a combustione interna ha completato il transitorio di riscaldamento ed il refrigerante ha raggiunto la temperatura di regime stazionario ($T_{hot} \approx 95^\circ\text{C}$).

- 1) Stato del circuito ed attuatori: la valvola deviatrice a 3 vie commuta aprendo la via di mandata verso l'entrata superiore del TES, mentre la valvola di sezionamento a 2 vie sul ramo inferiore di travaso rimane chiusa.
- 2) Cinematica e termofluidodinamica: il fluido caldo a 95°C entra dalla sommità e si dispone al di sopra del setto mobile in PP-H. La spinta dinamica impressa dalla portata circolante vince la forza di galleggiamento del componente, inducendo una traslazione discendente fluida e progressiva del setto lungo il tubo guida centrale.
- 3) Espulsione del fluido a bassa temperatura: la discesa del setto forza l'espulsione volumetrica del fluido freddo contenuto nella camera sottostante, il quale viene reimmesso nel circuito primario verso il radiatore.
- 4) Completamento della fase: il setto funge da barriera fisica impermeabile che impedisce qualsiasi rimescolamento convettivo o diffusivo all'interfaccia. Quando il setto raggiunge il fine corsa inferiore ed il volume utile del serbatoio è interamente occupato dal refrigerante a 95°C, la valvola a 3 vie si chiude, isolando temporaneamente il dispositivo.

3.5.2 Fase 2: travaso a caldo e risalita del setto

Completata la carica, il fluido caldo risiede interamente al di sopra del setto. Per predisporre il sistema alla successiva fase di scarica (in cui il calore dovrà essere erogato dal basso verso l'alto), è necessario invertire la posizione relativa del setto portandolo alla sommità del serbatoio.

- 1) Stato del circuito ed attuatori: la valvola a 3 vie rimane chiusa verso il circuito motore, mentre l'elettrovalvola di sezionamento a 2 vie sul ramo di travaso si apre, mettendo in comunicazione la camera superiore con quella inferiore attraverso un condotto ausiliario.
- 2) Cinematica e galleggiamento naturale: il fluido caldo viene espulso dalla sommità del serbatoio e trasferito al di sotto del setto. Essendo la matrice in PP-H e la cavità interna del setto caratterizzate da una densità volumica inferiore a quella del fluido a 95°C ($\rho_{\text{fluido}} \approx 1020 \text{ kg/m}^3$), il setto mobile risale spontaneamente grazie alla spinta positiva di galleggiamento. Questa traslazione guida il trasferimento del fluido caldo dalla camera superiore alla camera inferiore attraverso la linea ausiliaria, completando il riempimento del volume sottostante senza richiedere l'intervento di pompe ausiliarie dedicate.
- 3) Vantaggio termodinamico dell'isotermia: l'intero volume interno del TES è occupato da refrigerante alla medesima temperatura uniforme (95°C). Di conseguenza, le turbolenze e l'energia cinetica generate dal flusso di travaso non provocano alcuno shock termico né degradazione del termoclino.

- 4) Completamento della fase: al termine del trasferimento, il volume sopra il setto si azzerà ed il setto si attesta a battuta contro il coperchio superiore. L'elettrovalvola si chiude ed il serbatoio entra nella fase di conservazione termica, con la carica ad alta temperatura confinata al di sotto del setto e protetta dall'isolamento in aerogel.

3.5.3 Fase 3: scarica e preriscaldamento motore

In previsione di un avviamento a freddo, la logica di controllo attiva la sequenza di preriscaldamento rapido per riscaldare la frazione metallica attiva della testata e delle canne cilindro prima del trascinamento meccanico.

- 1) Stato del circuito ed attuatori: la valvola deviatrice a 3 vie commuta per connettere il TES alla linea di mandata della testa del motore e viene comandata l'attivazione della pompa del circuito.
- 2) Cinematica e dinamica di erogazione: il liquido di raffreddamento a bassa temperatura proveniente dal blocco motore freddo ($T_{\text{cold}} \approx 0^{\circ}\text{C}$) viene immesso dall'alto attraverso il bocchello del coperchio superiore. Il fluido freddo spinge il setto verso il basso, il quale a sua volta comprime ed espelle la carica di refrigerante caldo accumulata al di sotto di esso verso il propulsore.
- 3) Requisiti della pompa: la pompa del sistema di raffreddamento è calibrata per erogare la sovrappressione necessaria a vincere la naturale spinta di galleggiamento del setto, le perdite di carico delle condutture e dei passaggi interni e la differenza di densità del fluido a 95°C .
- 4) Completamento della fase: il fluido caldo fuoriesce a temperatura costante T_{hot} per l'intera durata del transitorio, cedendo la propria entalpia alle masse metalliche del motore. La fase termina quando il setto raggiunge il fine corsa inferiore: a questo punto la camera superiore è interamente riempita di fluido freddo e la valvola a 3 vie viene chiusa.

3.5.4 Fase 4: travaso a freddo e ripristino

A preriscaldamento ultimato, l'accumulatore contiene unicamente fluido a bassa temperatura al di sopra del setto. Per ripristinare le condizioni iniziali in vista di un nuovo ciclo di carica in marcia, viene eseguito il reset a freddo.

- 1) Stato del circuito ed attuatori: la valvola a 3 vie rimane chiusa, mentre si riapre l'elettrovalvola a 2 vie della linea di travaso.
- 2) Cinematica di risalita: il fluido freddo viene prelevato dalla sommità e reindirizzato alla base del cilindro attraverso la linea ausiliaria esterna; spinto dalla risalita idrostatica del setto

mobile, il componente scorre lungo il tubo guida centrale fino a portarsi a battuta contro il cielo interno del coperchio superiore, confinando l'intera massa liquida fredda nella camera inferiore.

- 3) Assenza di disturbi termici: trattandosi di un volume a temperatura uniformemente bassa (T_{cold}), il ricircolo non induce salti termici o shock meccanici sui materiali polimerici.
- 4) Chiusura del ciclo: con il setto stabilizzato a battuta superiore e la camera inferiore riempita di fluido freddo pronto ad essere espulso durante la successiva carica, l'elettrovalvola si richiude. Il sistema si trova nello stato di riposo iniziale, pronto a ripetere la sequenza dalla Fase 1 non appena il propulsore tornerà in temperatura di regime.

Capitolo 4: Modellazione numerica 0D/1D ed analisi dei risultati

Il presente capitolo è dedicato allo sviluppo, all'implementazione in ambiente MATLAB ed alla validazione numerica dei modelli termici preposti alla simulazione del comportamento transitorio del serbatoio di accumulo (Thermal Energy Storage – TES) durante la fase di sosta prolungata del veicolo (thermal soak fino a 30 ore).

L'analisi numerica adotta un approccio gerarchico strutturato su due livelli di discretizzazione:

- 1) Modellazione a parametri concentrati (0D): formulata mediante una rete equivalente di resistenze e capacità termiche, finalizzata alla conduzione di analisi di sensibilità parametrica su vasta scala per valutare l'impatto combinato dello spessore dell'isolante (s_{iso}), della conducibilità termica dell'isolante (λ_{iso}) e della resistenza associata ai ponti termici strutturali (R_{ponte}) sul tempo caratteristico di scarica termica;
- 2) Modellazione a parametri distribuiti (1D): sviluppata discretizzando il serbatoio lungo lo sviluppo assiale verticale (z) in diversi nodi, al fine di misurare i gradienti termici longitudinali (*Top-to-Bottom*).

Attraverso l'elaborazione dei bilanci energetici e la risoluzione dei relativi sistemi di equazioni differenziali, vengono esaminati i profili di temperatura restituiti dai simulatori, delineando le scelte ottimali di coibentazione in aerogel e motivando l'adequatezza e la completezza delle formulazioni 0D/1D rispetto all'impiego computazionale ridondante di simulazioni tridimensionali complete per la geometria in esame.

4.1 Modellazione 0D: Formulazione analitica, implementazione e sensitività parametrica (Appendice A)

4.1.1 Fondamenti teorici del modello a parametri concentrati ed ipotesi semplificative

La modellazione a parametri concentrati (0D) è formulata per descrivere il comportamento termico transitorio del serbatoio di accumulo durante la fase di sosta prolungata del veicolo a motore spento, in un intervallo di tempo esteso fino a 30 ore. In questo scenario operativo, il propulsore a combustione interna è inattivo, la pompa non è alimentata ed il gruppo valvole deviatrici e di intercettazione è commutato in posizione di chiusura. Dunque, il sistema opera come un sistema

termodinamico chiuso a massa costante, in cui l'energia termica accumulata durante la precedente marcia viene progressivamente dissipata verso l'ambiente esterno ($T_{amb} = 0^{\circ}\text{C}$) per scambio termico passivo attraverso i confini fisici del serbatoio.

L'approccio a parametri concentrati (Lumped Capacitance Method) assume che la temperatura del nucleo fluido sia spazialmente uniforme in ogni istante di tempo t , dipendendo unicamente dalla coordinata temporale:

$$T(r, \theta, z, t) \approx T(t)$$

La validità fisico-matematica di questa assunzione è provata dalla teoria dello scambio termico conduttivo e convettivo attraverso il numero adimensionale di Biot (Bi), definito come il rapporto tra la resistenza conduttiva interna del corpo e la resistenza termica globale verso l'ambiente circostante:

$$Bi = U \cdot \frac{L_c}{k_m} = \frac{\frac{L_c}{k_m \cdot A}}{\frac{1}{R_{ext}}} = \frac{R_{cond,int}}{R_{ext}}$$

dove L_c è la lunghezza caratteristica del serbatoio (pari a circa $r_{int}/2$), data dal rapporto V/A (dove A è l'area di contatto dello scambio termico e V il volume dell'intero serbatoio), k_m è λ_{fluido} la conducibilità termica della miscela refrigerante e $U = 1/(R_{eq} \cdot A)$ è il coefficiente globale di scambio termico dell'accumulatore. In questo caso, la presenza dello spessore di aerogel ad altissima resistenza termica ($\lambda_{iso} = 0,015 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ per uno spessore di 33,0 mm) costituisce la resistenza dominante dell'intero sistema ($R_{ext} \gg R_{cond,int}$). Ne deriva che il coefficiente globale U assume valori ridotti, verificando ampiamente il criterio:

$$Bi \ll 0,1$$

Con questa condizione, i gradienti termici locali all'interno del volume liquido risultano trascurabili rispetto al salto termico complessivo ($\Delta T \approx 95\text{K}$) concentrato attraverso lo spessore dell'isolamento in aerogel. L'intera massa di refrigerante e le strutture solide ad essa direttamente a contatto possono perciò essere descritte mediante un unico nodo termico a temperatura omogenea $T(t)$. L'evoluzione termica del sistema, in assenza di apporti termici esterni e di lavoro meccanico, può essere espressa come:

$$C_{tot} \cdot \frac{dT(t)}{dt} = -\dot{Q}_{loss}(t)$$

dove C_{tot} è la capacità termica complessiva dell'accumulatore.

La capacità termica globale è ottenuta sommando i contributi del fluido termovettore e dei principali componenti solidi (tubazione PP-RCT, coperchi in PP-H, strato di aerogel, involucro esterno in alluminio, setto in PP-H):

$$C_{tot} = M_{fluido} \cdot c_{p,fluido} + \sum(M_i \cdot c_{p,i})$$

La potenza termica dispersa verso l'ambiente è modellata mediante una resistenza termica equivalente R_{eq} , che tiene conto complessivamente delle diverse vie di dispersione del calore attraverso le pareti del serbatoio, i coperchi ed i ponti termici associati ai componenti metallici:

$$\dot{Q}_{loss}(t) = [T(t) - T_{amb}]/R_{eq}$$

Introducendo la costante di tempo termica caratteristica del sistema:

$$\tau = R_{eq} \cdot C_{tot}$$

L'equazione può essere riscritta in forma canonica:

$$\frac{dT(t)}{dt} + \frac{[T(t) - T_{amb}]}{\tau} = 0$$

Assumendo una temperatura iniziale del TES pari a T_{in} ed una temperatura ambiente costante T_{amb} , la soluzione analitica del modello è:

$$T(t) = T_{amb} + (T_{in} - T_{amb}) \cdot \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right)$$

Come già detto, la temperatura iniziale è assunta pari a $T_{in} = 95^\circ\text{C}$, mentre la temperatura ambiente viene definita in funzione dello scenario operativo analizzato. La costante di tempo τ , espressa in secondi, costituisce il parametro caratteristico del comportamento termico del TES: valori elevati di τ corrispondono ad una maggiore inerzia termica e, quindi, ad un più lento raffreddamento dell'accumulatore.

La formulazione analitica così ottenuta costituisce il modello di riferimento implementato in MatLab per la simulazione del decadimento termico del TES e per la successiva analisi delle prestazioni del sistema.

4.1.2 Formulazione analitica della rete di resistenze termiche

La determinazione del flusso termico dissipato verso l'ambiente esterno durante la fase di sosta prolungata si basa sull'analogia termo-elettrica. Il sistema di accumulo viene schematizzato mediante una rete di resistenze termiche equivalenti collegate in serie ed in parallelo, dove la differenza di temperatura tra il fluido e l'ambiente esterno $\Delta T(t) = T(t) - T_{amb}$ rappresenta il potenziale termico e la potenza dispersa $\dot{Q}_{loss}(t)$ costituisce il flusso di calore uscente.

Dall'analisi della geometria del serbatoio emergono quattro percorsi dissipativi distinti e fisicamente indipendenti che operano in parallelo tra il fluido stazionario e l'ambiente circostante:

- 1) La dispersione termica radiale attraverso il mantello cilindrico multistrato ($R_{mantello}$);

- 2) La dispersione assiale attraverso la chiusura superiore del serbatoio (R_{top});
- 3) La dispersione assiale attraverso la chiusura inferiore del serbatoio (R_{bot});
- 4) La dispersione termica conduttiva parassita concentrata lungo gli organi meccanici di serraggio strutturale (R_{ponte}).

La resistenza termica equivalente complessiva del dispositivo (R_{eq}) è determinata dalla combinazione in parallelo delle singole conduttanze termiche:

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_{mantello}} + \frac{1}{R_{top}} + \frac{1}{R_{bot}} + \frac{1}{R_{ponte}}$$

Il flusso termico radiale attraversa in successione cinque strati resistivi disposti in serie: la resistenza convettiva all'interfaccia interna fluido-parete, la resistenza conduttiva della parete tubolare in PP-RCT, la resistenza conduttiva dello strato di aerogel, la resistenza conduttiva della camicia protettiva in alluminio e la resistenza convettiva esterna verso l'aria del vano propulsore. La resistenza termica complessiva del mantello cilindrico assume la seguente espressione analitica:

$$R_{mantello} = R_{cv,int} + R_{cd,PP-RCT} + R_{cd,iso} + R_{cd,al} + R_{cv,ext}$$

I singoli contributi sono calcolati mediante le relazioni per geometrie cilindriche coassiali di lunghezza $L_{cil} = 0,3955$ m:

- 1) Resistenza convettiva interna:

$$R_{cv,int} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int,lat}} = \frac{1}{h_{int} \cdot 2\pi r_{int} L_{cil}}$$

dove $r_{int} = 0,0654$ m, il coefficiente di convezione naturale interna per il liquido stazionario è posto pari a $h_{int} = 100$ W/(m² · K) e $A_{int,lat}$ è l'area dove avviene lo scambio termico convettivo interno.

- 2) Resistenza conduttiva del mantello in PP-RCT:

$$R_{cd,PP-RCT} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi\lambda_{PP-RCT}L_{cil}}$$

dove $r_{ext} = 0,0800$ m e la conducibilità termica del materiale vale $\lambda_{PP-RCT} = 0,24$ W/(m · K).

- 3) Resistenza conduttiva dell'isolante in Aerogel:

$$R_{cd,iso} = \frac{\ln\left(\frac{r_{iso}}{r_{ext}}\right)}{2\pi\lambda_{iso}L_{cil}}$$

dove $r_{iso} = r_{ext} + s_{iso} = 0,1130$ m (per lo spessore nominale $s_{iso} = 0,033$ m) e la conducibilità termica è pari a $\lambda_{iso} = 0,015$ W/(m · K).

- 4) Resistenza conduttiva della camicia protettiva in alluminio:

$$R_{cd,al} = \frac{\ln(\frac{r_{al}}{r_{iso}})}{2\pi\lambda_{al}L_{cil}}$$

dove $r_{al} = r_{iso} + s_{al} = 0,1138$ m e $\lambda_{al} = 229$ W/(m · K). A causa dell'elevata conducibilità del metallo ed il ridotto spessore ($s_{al} = 0,8$ mm), questo termine risulta quantitativamente trascurabile ($R_{cd,al} \approx 10^{-5}$ K/W).

- 5) Resistenza convettiva esterna verso l'ambiente:

$$R_{cv,ext} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext,lat}} = \frac{1}{h_{ext} \cdot 2\pi r_{al}L_{cil}}$$

dove $A_{ext,lat}$ è l'area dove avviene lo scambio termico convettivo esterno ed il coefficiente di scambio termico convettivo naturale esterno in aria calma è assunto pari a $h_{ext} = 5$ W/(m² · K), considerando che il serbatoio è posto all'interno del vano motore, coperto dal cofano e dagli altri apparati presenti.

La resistenza termica radiale risulta dominata dal termine conduttivo dell'aerogel ($R_{cd,iso} \approx 9,27$ K/W), che costituisce circa l'89% dell'intera resistenza del mantello ($R_{mantello} \approx 10,38$ K/W).

Le estremità del serbatoio scambiano calore lungo la direttrice assiale verticale. Le chiusure sono modellate assimilando le superfici piane interne e l'involucro esterno a dischi circolari equivalenti:

- 1) Resistenza assiale inferiore (R_{bot}): il percorso termico attraverso il fondo del serbatoio comprende la convezione interna sulla base del coperchio, la conduzione attraverso lo spessore della cupola bombata piena in PP-H, la conduzione nello strato di aerogel frontale e la convezione esterna:

$$R_{bot} = R_{cv,int,bot} + R_{cd,PP-H,bot} + R_{cd,iso,bot} + R_{cv,ext,bot}$$

espressa mediante la formulazione per pareti piane:

$$R_{bot} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{base}} + \frac{s_{medio,cupola}}{\lambda_{PP-H} \cdot A_{base}} + \frac{s_{iso}}{\lambda_{iso} \cdot A_{iso,base}} + \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{al,base}}$$

dove l'area interna di base vale $A_{base} = \pi r_{int}^2 \approx 0,01344$ m², lo spessore medio della cupola in PP-H è $s_{medio,cupola} = 0,015$ m ($\lambda_{PP-H} = 0,20$ W/(m · K)) e l'area esterna coibentata di scambio convettivo è $A_{al,base} = \pi r_{al}^2 \approx 0,0407$ m².

- 2) Resistenza assiale superiore (R_{top}): al termine della Fase 2 di travaso a caldo, l'intero volume di fluido ad alta temperatura è confinato nella parte inferiore del serbatoio ed il setto separatore mobile in PP-H si trova stabilizzato a battuta contro il cielo piano del coperchio superiore. Di conseguenza, il flusso termico diretto verso l'alto incontra una barriera conduttiva addizionale rappresentata dal corpo del setto stesso:

$$R_{top} = R_{cd,setto} + R_{cv,int,top} + R_{cd,PP-H,top} + R_{cd,iso,top} + R_{cv,ext,top}$$

Il contributo conduttivo del setto mobile vale:

$$R_{cd,setto} = \frac{s_{setto}}{\lambda_{PP-H} \cdot A_{setto}} = \frac{0,015 \text{ m}}{0,20 \frac{W}{m \cdot K} \cdot \pi (r_{setto,ext}^2 - r_{setto,int}^2)} \approx 5,92 \text{ K/W}$$

La presenza fisica del setto a battuta incrementa la resistenza termica superiore, riducendo le dispersioni convettive dirette verso la cupola superiore e minimizzando le asimmetrie termiche assiali.

Il serraggio ermetico del serbatoio è affidato a 6 tiranti filettati in acciaio disposti longitudinalmente lungo le 12 alette esterne dei due coperchi in PP-H. Questi elementi metallici collegano le due estremità dell'accumulatore e rappresentano percorsi a resistenza conduttiva molto bassa che possono trasferire calore verso l'ambiente o cortocircuitare termicamente la sommità con la base. L'inserimento dei tiranti all'interno dello spessore del mantello in aerogel elimina lo scambio convettivo diretto tra il metallo e l'aria circostante, mentre la presenza di rondelle a bassa conducibilità all'interfaccia con le alette polimeriche limita il flusso conduttivo parassita. L'impatto termico di questa strada di dissipazione è integrato a livello globale nel circuito equivalente introducendo una resistenza termica concentrata in parallelo:

$$R_{ponte} = 394 \text{ K/W}$$

Questo valore si ricava da un'analisi termo-meccanica del gruppo di serraggio longitudinale. Considerando una disposizione in parallelo dei 6 tiranti lungo il serraggio longitudinale, colleganti le alette esterne dei coperchi superiore ed inferiore per una lunghezza assiale $L=0,3955 \text{ m}$. Affinché la composizione in parallelo dei 6 percorsi conduttivi restituisca la resistenza globale di 394 K/W , la resistenza termica del singolo ramo ($R_{singolo}$) deve soddisfare la relazione:

$$R_{singolo} = 6 \cdot R_{ponte} = 6 \cdot 394 \frac{K}{W} = 2364 \text{ K/W}$$

Lungo ciascun tirante, il flusso termico attraversa in serie la barra metallica filettata e gli elementi di disaccoppiamento termico interposti all'interfaccia con le alette in PP-H:

$$R_{singolo} = R_{tirante} + R_{rondelle}$$

Il disaccoppiamento termico è realizzato mediante rondelle isolanti in PEEK (o Vetronite G10/FR4) con conducibilità termica $\lambda_{iso} = 0,25 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$. Per garantire la compatibilità geometrica con tiranti filettati M4, si adottano rondelle normalizzate (ISO 7089 / DIN 125) aventi diametro interno $D_i = 4,3 \text{ mm}$, diametro esterno $D_e = 9,0 \text{ mm}$ e spessore unitario $s = 0,8 \text{ mm}$. Un fornitore è *Misumi* [68].

Lo schema di montaggio prevede un pacchetto di 3 rondelle sovrapposte per ciascuna aletta (3 all'estremità superiore e 3 all'estremità inferiore di ogni tirante), per uno spessore isolante locale pari a 2,4 mm sotto ciascun dado di serraggio. Complessivamente, il sistema alloggia 6 rondelle per percorso e 36 rondelle totali ripartite sulle 12 alette dei coperchi. Lo spessore isolante totale attraversato in serie dal flusso lungo il singolo tirante risulta pari a:

$$s_{tot} = 6 \cdot 0,8 \text{ mm} = 4,8 \text{ mm} = 0,0048 \text{ m}$$

L'area della superficie anulare resistente di ciascuna rondella vale:

$$A_{rondella} = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2) = \frac{\pi}{4}(0,0090^2 - 0,0043^2)m^2 \approx 4,91 \cdot 10^{-5}m^2$$

La resistenza termica complessiva introdotta dalle 6 rondelle sul singolo percorso è quindi di:

$$R_{rondelle} = \frac{s_{tot}}{\lambda_{iso} \cdot A_{rondella}} = \frac{0,0048 \text{ m}}{0,25 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 4,91 \cdot 10^{-5}m^2} \approx 391,1 \text{ K/W}$$

La quota di resistenza termica che deve essere garantita dallo stelo conduttivo in acciaio inossidabile ($\lambda_{acciaio} = 16 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$) risulta pertanto:

$$R_{tirante} = R_{singolo} - R_{rondelle} = 2364 \frac{K}{W} - 391,1 \frac{K}{W} \approx K/W$$

Applicando la legge di Fourier per la conduzione monodimensionale lungo la barra metallica:

$$R_{tirante} = \frac{L}{\lambda_{acciaio} \cdot A_{tirante}} \rightarrow A_{tirante} = \frac{L}{\lambda_{acciaio} \cdot R_{tirante}}$$

$$A_{tirante} = \frac{0,3955 \text{ m}}{16 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 1972,9 \text{ K/W}} \approx 1,253 \cdot 10^{-5}m^2 = 12,53 \text{ mm}^2$$

L'area della sezione trasversale richiesta corrisponde ad un diametro teorico equivalente:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{tirante}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,53 \text{ mm}^2}{\pi}} \approx 4,00 \text{ mm}$$

Il diametro calcolato ($d \approx 4,00 \text{ mm}$) coincide in modo esatto con la sezione nominale di barre filettate commerciali M4 ($A_{nominale} = 12,57 \text{ mm}^2$), confermando la perfetta coerenza dimensionale tra i componenti fisici adottati ed i parametri inseriti a modello.

Sotto il profilo strutturale, la spinta coassiale complessiva indotta dalla massima pressione operativa del fluido ($p = 2,0 \text{ bar} = 0,20 \text{ MPa}$) sulla superficie interna dei coperchi vale:

$$F_{tot} = p \cdot \pi r_{int}^2 = 0,20 \cdot 10^6 Pa \cdot \pi (0,0654 m)^2 \approx 2687 N$$

Ripartendo la spinta sui 6 tiranti in parallelo, il carico di trazione per una singola barra è $F_{singolo} \approx 448 N$. Considerando tiranti M4 in acciaio inossidabile classe A2-70 (snervamento $R_{p0,2} = 450 MPa$) e considerando per un calcolo sulla sicurezza la sezione resistente di nocciolo al fondo del filetto ($A_s \approx 8,78 mm^2$), la sollecitazione a trazione vale:

$$\sigma = \frac{F_{singolo}}{A_s} = \frac{448 N}{8,78 mm^2} \approx 51,0 MPa \ll 450 MPa$$

Il coefficiente di sicurezza strutturale a trazione ($SF \approx 8,8$) attesta l'assoluta affidabilità meccanica della chiusura, fornendo una giustificazione costruttiva ed analitica al valore di $R_{ponte} = 394 K/W$.

Combinando i singoli rami termici in parallelo, la resistenza termica equivalente globale del serbatoio nelle condizioni nominali di progetto ($s_{iso} = 33,0 mm$, $\lambda_{iso} = 0,015 W/(m \cdot K)$), assume il valore:

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{10,38} + \frac{1}{61,45} + \frac{1}{55,53} + \frac{1}{394} \approx 0,0963 + 0,0163 + 0,0180 + 0,0025 = 0,1331 W/K$$

$$R_{eq} \approx 7,51 K/W$$

Il calcolo analitico dimostra che il mantello cilindrico laterale è responsabile di circa il 72% del flusso termico complessivo uscente, mentre le chiusure assiali superiore ed inferiore incidono complessivamente per il 26%, la quota residua (circa il 2%) è data dal ponte termico dei tiranti di serraggio.

4.1.3 Determinazione della capacità termica globale (C_{tot}) e della costante di tempo (τ)

Nel transitorio termico a parametri concentrati, la dinamica temporale di raffreddamento è governata dall'accoppiamento tra la resistenza termica globale verso l'esterno e l'inerzia termica complessiva del sistema. Durante una fase di sosta prolungata a motore spento caratterizzata da un numero di $Bi < 0,1$, il rilascio termico verso l'ambiente non coinvolge unicamente il fluido stazionario: le pareti polimeriche interne in PP-RCT e PP-H, trovandosi a diretto contatto con la carica liquida, raffreddano in condizioni di equilibrio quasi-stazionario con essa, contribuendo attivamente all'accumulo capacitivo.

In accordo con la caratterizzazione termo-fisica e massica definita nel Paragrafo 3.2, la capacità

termica concentrata totale C_{tot} è ottenuta sommando il contributo del liquido di raffreddamento e quello delle matrici solide costituenti l'accumulatore:

$$C_{tot} = C_{fluido} + C_{strutture} = M_{fluido}c_{p,fluido} + \sum_i M_i c_{p,i}$$

Sostituendo i singoli apporti precedentemente quantificati:

- 1) Fluido termovettore (miscela acqua-glicole 50/50):

$$C_{fluido} = 5,100 \text{ kg} \cdot 3600 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 18360 \frac{\text{J}}{\text{K}} = 18,36 \text{ kJ/K}$$

- 2) Strutture in PP-RCT (mantello e tubo in guida centrale):

$$C_{PP-RCT} = 2,443 \text{ kg} \cdot 2000 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 4886 \frac{\text{J}}{\text{K}} \approx 4,89 \text{ kJ/K}$$

- 3) Componenti in PP-H (coperchi bombati pieni, alette e setto mobile)

$$C_{PP-H} = 0,990 \text{ kg} \cdot 1700 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 1683 \frac{\text{J}}{\text{K}} \approx 1,68 \text{ kJ/K}$$

- 4) Guscio protettivo esterno in alluminio:

$$C_{al} = 0,781 \text{ kg} \cdot 900 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 703 \frac{\text{J}}{\text{K}} \approx 0,70 \text{ kJ/K}$$

La capacità termica complessiva del sistema risulta:

$$C_{strutture} = C_{PP-RCT} + C_{PP-H} + C_{al} = 4,89 + 1,68 + 0,70 = 7,27 \text{ kJ/K}$$

$$C_{tot} = 18,36 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} + 7,27 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} = 25,63 \frac{\text{kJ}}{\text{K}} = 25632 \text{ J/K}$$

La carica liquida costituisce circa il 71,6% dell'inerzia termica complessiva, mentre il restante 28,4% è garantito dai componenti polimerici e metallici dell'involucro. La considerazione esplicita delle strutture solide evita una sottostima della capacità termica pari ad oltre un quarto del totale, che porterebbe a conclusioni numeriche decisamente errate sulla velocità di decadimento della temperatura.

La costante di tempo termica τ rappresenta il parametro adimensionale caratteristico che scala la velocità di risposta del sistema del primo ordine. Accoppiando la resistenza termica globale equivalente calcolata precedentemente ($R_{eq} \approx 7,51 \text{ K/W}$) con la capacità termica globale concentrata C_{tot} , si ottiene:

$$\tau = R_{eq} \cdot C_{tot} = 7,51 \frac{\text{K}}{\text{W}} \cdot 25632 \frac{\text{J}}{\text{K}} \approx 1,925 \cdot 10^5 \text{ s} = \frac{192500}{3600} \text{ h} \approx 53,5 \text{ h}$$

Fisicamente, τ identifica l'intervallo temporale necessario affinché il gradiente termico utile tra il sistema e l'ambiente esterno $\Delta T(t) = T(t) - T_{\text{amb}}$ si riduca al fattore asintotico $1/e \approx 36,8\%$ rispetto al salto termico iniziale $\Delta T_0 = T_{\text{in}} - T_{\text{amb}} = 95\text{K}$. Un valore di costante di tempo pari a circa 53,5 ore, ampiamente superiore all'intervallo di tempo utilizzato nella simulazione di 30 ore, dimostra l'efficacia dell'isolamento in aerogel nel limitare le dispersioni passive. Inserendo i parametri nominali di progetto all'interno della soluzione esponenziale dell'equazione differenziale del bilancio energetico, l'evoluzione della temperatura media del fluido assume la forma esplicita:

$$T(t) = 0 + (95 - 0) \exp\left(-\frac{t}{53,5}\right) = 95 \exp\left(-\frac{t}{53,5}\right) [^{\circ}\text{C}]$$

con t espresso in ore.

La valutazione puntuale della funzione lungo il dominio di sosta fornisce i valori di temperatura attesi in corrispondenza dei principali istanti di tempo di riferimento:

- 1) Sosta notturna ($t = 12\text{h}$):

$$T(12) = 95 \exp\left(-\frac{12}{53,5}\right) \approx 95 \cdot 0,800 \approx 76,0 ^{\circ}\text{C}$$

- 2) Sosta giornaliera standard ($t = 24\text{h}$):

$$T(24) = 95 \exp\left(-\frac{24}{53,5}\right) \approx 95 \cdot 0,639 \approx 60,7 ^{\circ}\text{C}$$

- 3) Limite di progetto ($t = 30\text{h}$):

$$T(30) = 95 \exp\left(-\frac{30}{53,5}\right) \approx 95 \cdot 0,571 \approx 54,2 ^{\circ}\text{C}$$

A 30 ore dallo spegnimento del motore, la temperatura stimata analiticamente del nucleo fluido si attesta a circa 54,2 °C, garantendo un margine di sicurezza di oltre 14°C rispetto alla soglia target minima per il preriscaldamento rapido del monoblocco ($T_{\text{target}} = 40^{\circ}\text{C}$), discusso nel paragrafo 1.3.

4.1.4 Architettura dell'algoritmo numerico matriciale in MatLab

L'architettura dello script è strutturata per sfruttare la computazione vettorizzata e matriciale nativa dell'ambiente di calcolo. Questo approccio consente di valutare istantaneamente decine di migliaia di combinazioni termo-geometriche lungo l'intero transitorio di raffreddamento, garantendo la stabilità e la riproducibilità delle superfici di risposta tridimensionali.

L'algoritmo definisce preliminarmente i vettori contenenti le grandezze fisiche fisse (proprietà

termofisiche dei polimeri, del fluido e dimensioni radiali del mantello interno in PP-RCT) e discretizza le variabili indipendenti del dominio:

- 1) Spessore dell'isolamento termico: intervallo $s_{iso} \in [1; 51] mm$ campionato con passo incrementale $\Delta s = 1,0 mm$;
- 2) Conducibilità termica dell'isolante: intervallo $\lambda_{iso} \in [0,010; 0,050] W/(m \cdot K)$ discretizzato con passo $\Delta \lambda = 0,001 W/(m \cdot K)$, esteso dall'aerogel nanostrutturato fino agli isolanti polimerici ed elastomerici convenzionali;
- 3) Intervallo temporale di sosta: intervallo $t \in [0; 30] h$ campionato a frequenza oraria con passo $\Delta t = 1,0 h$.

Per rendere lo strumento flessibile e di immediato utilizzo, lo script è integrato con un'interfaccia grafica dedicata realizzata mediante i componenti nativi di MatLab. All'avvio della simulazione, l'istruzione *uifigure* inizializza la finestra principale di controllo, all'interno della quale una serie di caselle numeriche di inserimento (*uieditfield('numeric')*) e cursori interattivi (*uislider*) sono preimpostati i valori nominali di progetto:

- 1) Spessore nominale dell'aerogel: $s_{iso} = 33,0 mm$;
- 2) Conducibilità termica nominale: $\lambda_{iso} = 0,015 W/(m \cdot K)$;
- 3) Temperatura iniziale del fluido: $T_{in} = 95^{\circ}C$;
- 4) Temperatura ambiente: $T_{amb} = 0^{\circ}C$;
- 5) Resistenza equivalente del ponte termico: $R_{ponte} = 394 K/W$.

I campi dell'interfaccia consentono di modificare interattivamente ciascun parametro di input. La gestione dinamica è data alle funzioni di richiamo associate alla proprietà *ValueChangedFcn*: ogni modifica apportata dall'utente ad un valore numerico invoca all'istante la funzione interna di aggiornamento, la quale ripete il calcolo della rete di resistenze, ricalcola la costante di tempo τ e rimappa in tempo reale le risposte del sistema, consentendo di visualizzare immediatamente l'impatto di modifiche geometriche o di condizioni operative severe (come temperature ambiente sub-zero).

L'elaborazione dei bilanci termici converge nella generazione automatica di due grafici distinti, inseriti in appositi riquadri assi (*uiaxes* o istruzione *figure*), pensati per analizzare le prestazioni dell'accumulatore sia in ottica globale parametrica sia sul singolo transitorio temporale:

- 1) Grafico 1, Superficie 3D Tempo vs Spessore isolante [$T(t, s_{iso})$]: rappresenta l'evoluzione temporale della temperatura del fluido lungo il transitorio di 30 ore al variare dello spessore di isolante ($s_{iso} \in [1,51] mm$), mantenendo la conducibilità termica vincolata al valore

nominale di progetto dell'aerogel ($\lambda_{iso} = 0,015 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$). Il reticolo di calcolo bidimensionale è generato combinando i vettori temporale e geometrico mediante il comando *meshgrid*. La superficie tridimensionale viene renderizzata attraverso l'istruzione *surf(Tempo, Spessore, T_res)*, completata da *shading interp* per far visualizzare una superficie con gradiente cromatico continuo, invece che restituire una superficie poligonale, e dal comando *colorbar* per quantificare visivamente la scala termica. L'orientamento spaziale della vista assonometrica è impostato tramite *view(3)* (o regolando azimuth ed elevazione con *view([-37.5, 30])*), mentre i comandi *xlabel('Tempo [h]')*, *ylabel('Spessore isolante [mm]')* e *zlabel('Temperatura [°C]')* definiscono la terna degli assi cartesiani. Lungo la superficie, la traiettoria di raffreddamento corrispondente allo spessore nominale di 33 mm viene evidenziata tramite *plot3*, impiegando un tratto marcato a contrasto. Questo grafico mostra visivamente l'effetto dei rendimenti decrescenti: per spessori ridotti (< 15-20 mm) il gradiente di temperatura nel tempo è più ripido, mentre oltre i 30-35 mm la superficie tende asintoticamente ad un piano orizzontale.

- 2) Grafico 2, Superficie 3D Tempo vs Conducibilità termica [$T(t, \lambda_{iso})$]: visualizza la dinamica di decadimento termico del refrigerante in funzione del tempo di sosta e della conducibilità del materiale isolante ($\lambda_{iso} \in [0,010, 0,050] \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$), fissando lo spessore dell'involucro al valore nominale di 33,0 mm. Analogamente alla prima vista, la griglia dei parametri è costruita vettorialmente con *meshgrid* ed elaborata dall'istruzione *surf(Tempo, Lambda, T_res)*. La superficie di risposta mette a confronto diretto le prestazioni dell'aerogel nanostrutturato con quelle ottenibili impiegando isolanti industriali ed elastomerici convenzionali (aventi tipicamente $\lambda \approx 0,035\text{-}0,040 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$). Attraverso il comando *plot3*, viene tracciata la curva isoresistiva relativa a $\lambda = 0,015 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$, mentre un piano orizzontale semitrasparente o una serie di curve di livello a quota costante, tracciate con *contour3* o proiettando una linea limite con *yline/zline* a $T = 40^\circ\text{C}$, identifica la soglia termica utile per il preriscaldamento. Questa rappresentazione dimostra come all'aumentare della conducibilità termica la superficie collassi verso la temperatura ambiente T_{amb} , evidenziando la drastica riduzione dell'autonomia utile del serbatoio quando non vengono adottati materiali a bassissima conducibilità.

4.1.5 Analisi e discussione dei risultati numerici

L'elaborazione delle superfici di risposta generale dal modello 0D consente di quantificare l'efficacia del serbatoio di accumulo termico lungo l'intero transitorio di sosta e di valutare la

sensibilità del sistema alle variazioni geometriche e termofisiche dell'involucro isolante.

Per contestualizzare i risultati numerici all'interno di scenari operativi reali, l'analisi si focalizza su due intervalli temporali cardine:

- 1) Transitorio di 14 ore ($t = 14h$), rappresenta il tipico ciclo di sosta notturna feriale, corrispondente all'intervallo tra il rientro serale e la successiva riaccensione mattutina del veicolo (indicativamente dalle 18:00 alle 8:00 del giorno seguente);
- 2) Transitorio di 24 ore ($t = 24h$), identifica la sosta giornaliera standard, assunta come riferimento per il confronto prestazionale diretto con i dati di lettura relativi al sistema TES CHS impiegato sulla Toyota Prius Gen. II NA;
- 3) Limite di 30 ore ($t = 30h$), costituisce il target estremo di progetto per la verifica del mantenimento della temperatura del fluido al di sopra della soglia utile per il preriscaldamento rapido del monoblocco ($T_{target} = 40^{\circ}C$).

Mantenendo la conducibilità termica dell'isolante fissa al valore nominale di progetto dell'aerogel ($\lambda_{iso} = 0,015 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$), la risposta termica del nucleo del fluido è stata simulata campionando lo spessore nell'intervallo compreso tra 29 mm e 33 mm.

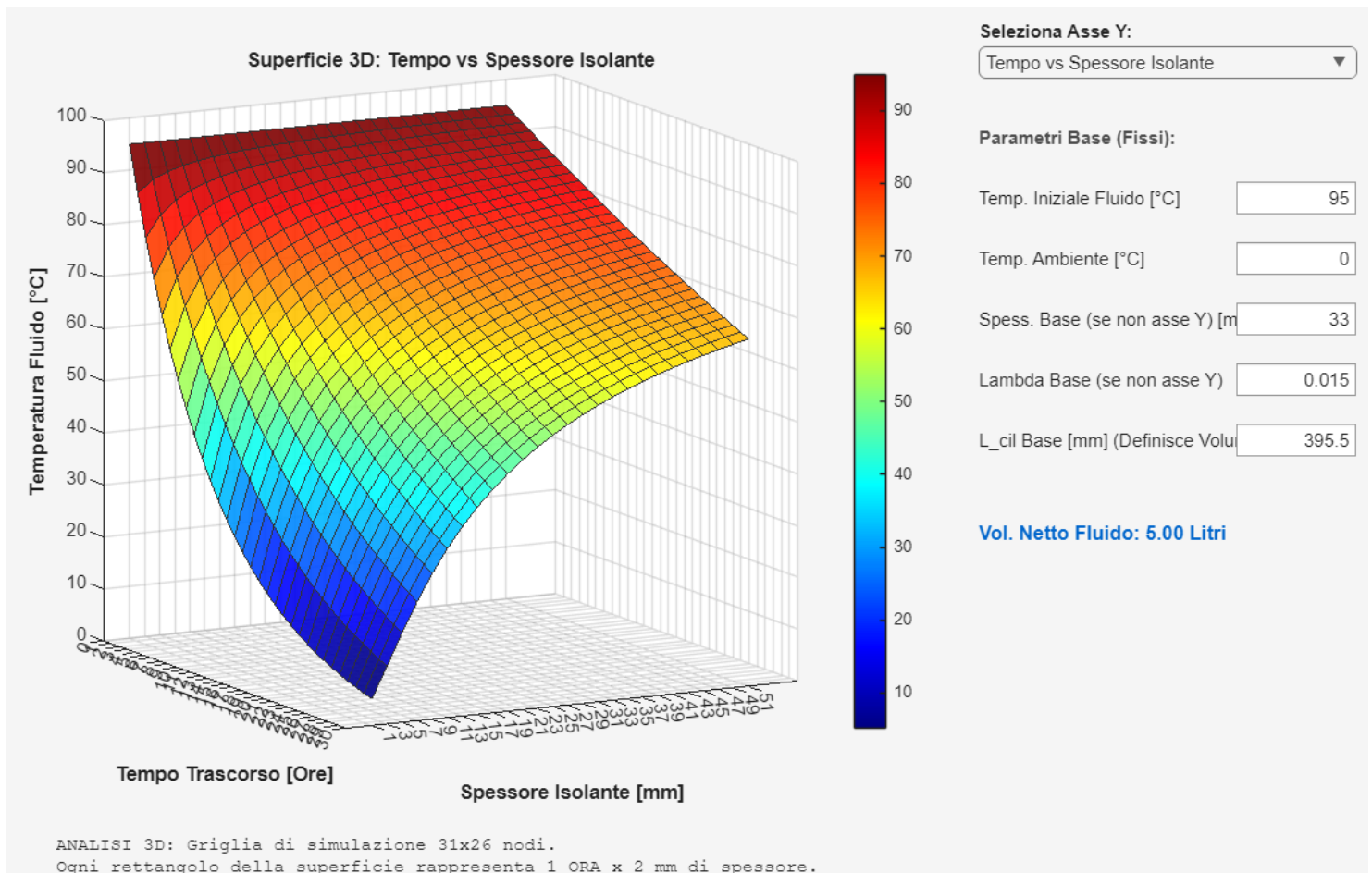


Figura 4.1 - Superficie 3D Tempo vs Spessore Isolante $T(t, s_{iso})$

Dall'estrazione puntuale dei valori numerici lungo la superficie di raffreddamento emergono i seguenti riscontri:

1) Valutazione alla quattordicesima ora ($t = 14\text{h}$):

- I. Per uno spessore $s_{\text{iso}} = 29\text{ mm}$, la temperatura finale del fluido si attesta a $73,9874^\circ\text{C}$;
- II. Incrementando lo spessore a $s_{\text{iso}} = 31\text{ mm}$, la temperatura sale a $74,8936^\circ\text{C}$, con un guadagno termico a $+0,9062^\circ\text{C}$;
- III. Portando lo spessore al valore nominale $s_{\text{iso}} = 33\text{ mm}$, la temperatura raggiunge $75,7132^\circ\text{C}$, registrando un ulteriore incremento di $+0,8196^\circ\text{C}$.

L'analisi evidenzia come alla quattordicesima ora ogni incremento discreto di 2 mm apporti un beneficio marginale inferiore a 1°C . Il serbatoio conserva comunque oltre il 79% del gradiente termico iniziale ($\Delta T_0 = 95\text{K}$ rispetto a $T_{\text{amb}} = 0^\circ\text{C}$), confermando un'elevata efficienza nel trattenere calore durante la sosta notturna.

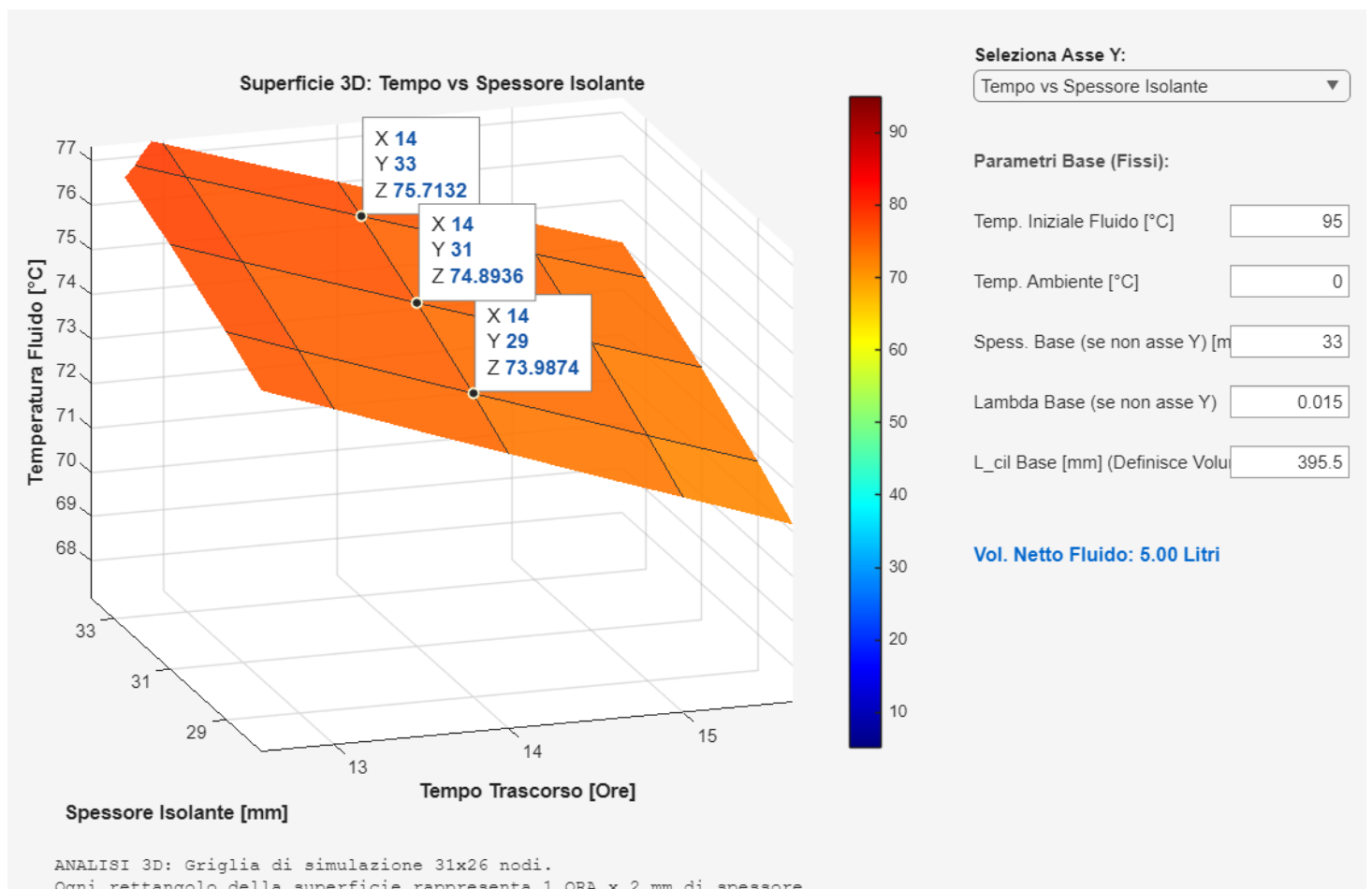


Figura 4.2 – Dettaglio della superficie di modellazione ‘Tempo vs Spessore isolante’ con evidenza dei valori puntuali ai nodi della quattordicesima ora (asse X) di stoccaggio del calore dove sono evidenziate le temperature del fluido (asse Z) nei casi in cui lo spessore dell’isolante (asse Y) è 29 mm, 31 mm e 33 mm.

2) Valutazione alla ventiquattresima ora ($t = 24h$):

- I. Per $s_{iso} = 29$ mm, la temperatura del fluido decade a $61,8886^{\circ}\text{C}$;
- II. Per $s_{iso} = 31$ mm, la temperatura residua risulta pari a $63,1938^{\circ}\text{C}$, corrispondente ad un incremento di $1,3052^{\circ}\text{C}$;
- III. Per $s_{iso} = 33$ mm, la temperatura raggiunge $64,3838^{\circ}\text{C}$, con un incremento aggiuntivo di $+1,1900^{\circ}\text{C}$.

Su un transitorio di 24 ore l'effetto dello spessore diventa più evidente, con un recupero termico superiore a $1,2\text{-}1,3^{\circ}\text{C}$ ogni 2 mm aggiunti. Tuttavia, l'andamento conferma l'insorgere della dinamica a rendimenti marginali decrescenti, tipica delle geometrie cilindriche coassiali: la resistenza conduttiva cresce con legge logaritmica $\ln(r_{iso}/r_{ext})$, mentre la superficie laterale esterna $A_{ext} = 2\pi r_{al} L_{cil}$ dove si disperde calore e la massa del rivestimento metallico crescono linearmente con il raggio.

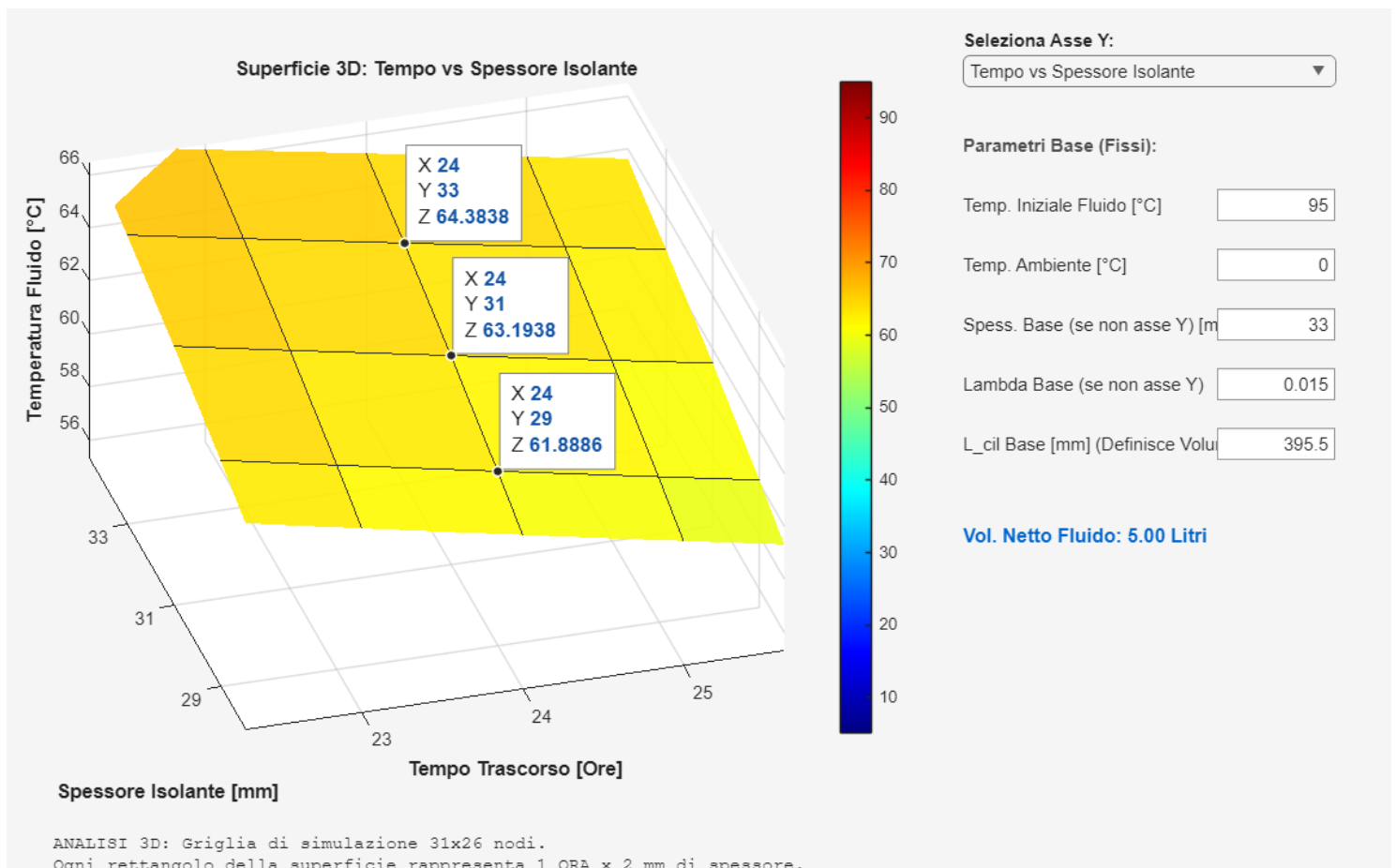


Figura 4.3 - Dettaglio della superficie di modellazione 'Tempo vs Spessore isolante' con evidenza dei valori puntuali ai nodi della ventiquattresima ora (asse X) di stoccaggio del calore dove sono evidenziate le temperature del fluido (asse Z) nei casi in cui lo spessore dell'isolante (asse Y) è 29 mm, 31 mm e 33 mm.

Uno spessore di isolante attorno ai 30-33 mm si configura pertanto come la scelta geometrica ottimale: garantisce temperature del refrigerante ben superiori ai 60°C dopo un'intera giornata di sosta a 0°C, mantenendo allo stesso tempo gli ingombri trasversali compatti.

Fissando lo spessore dell'involucro isolante al valore nominale di progetto ($s_{iso} = 33,0$ mm), è stata analizzata la sensibilità del decadimento termico rispetto a lievi variazioni della conducibilità termica intrinseca del materiale, campionando i nodi discreti $\lambda_1 = 0,0151282$ W/(m · K) e $\lambda_2 = 0,0141026$ W/(m · K).

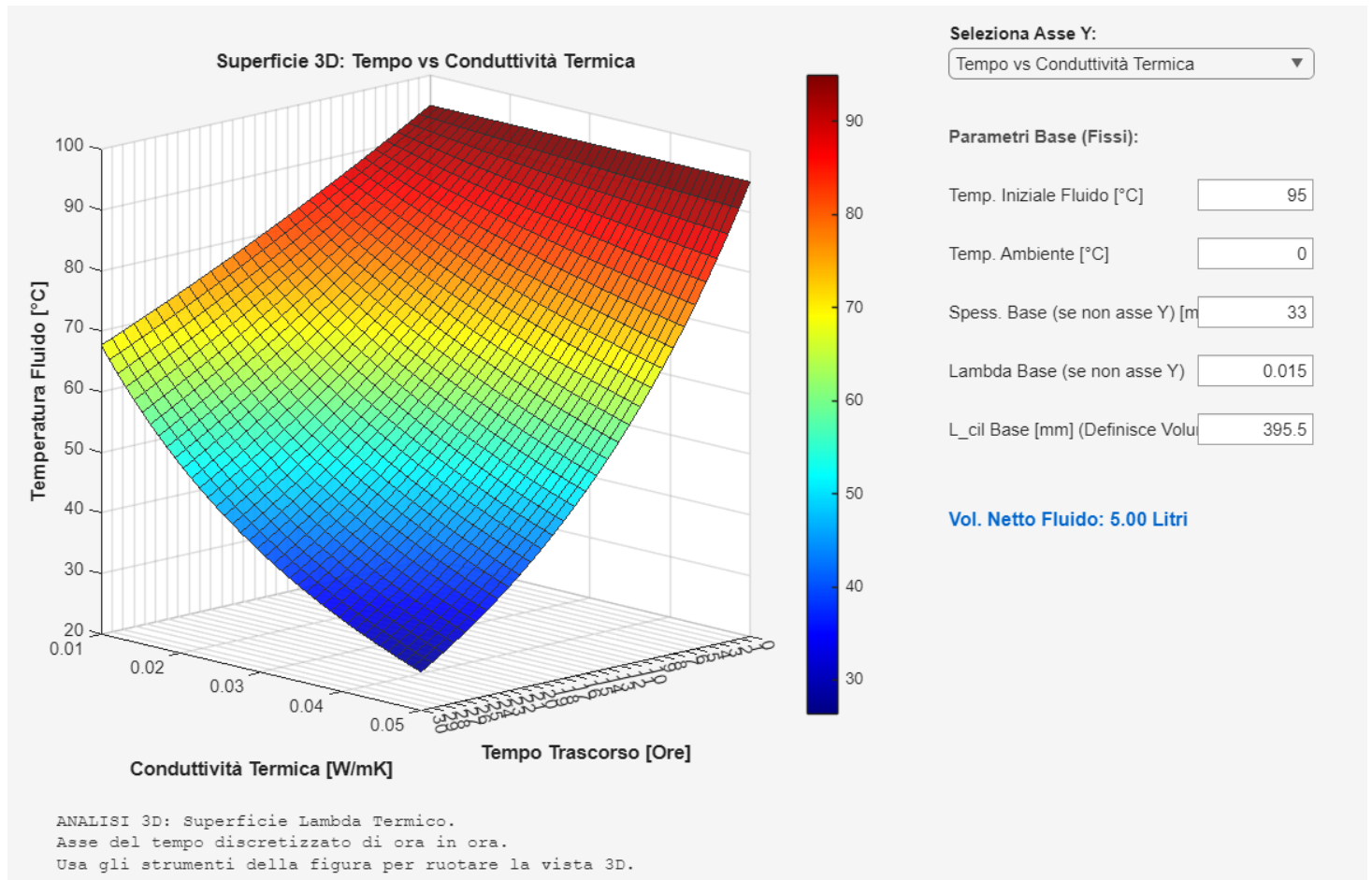


Figura 4.4 - Superficie 3D Tempo vs Conducibilità termica $T(t, \lambda_{iso})$

I risultati estratti evidenziano l'elevata reattività del sistema termico al parametro λ :

1) Alla quattordicesima ora ($t = 14$ h):

- I. Con $\lambda = 0,0151282$ W/(m · K), la temperatura finale del fluido è pari a 75,5849°C;
- II. Riducendo la conducibilità a $\lambda = 0,0141026$ W/(m · K), la temperatura sale a 76,6235°C.
- III. Una riduzione di λ di appena 0,0010256 W/(m · K) (circa il 6,8%) produce un guadagno termico immediato di +1,0386 °C, superiore all'effetto indotto dall'aggiunta di 2 mm di spessore.

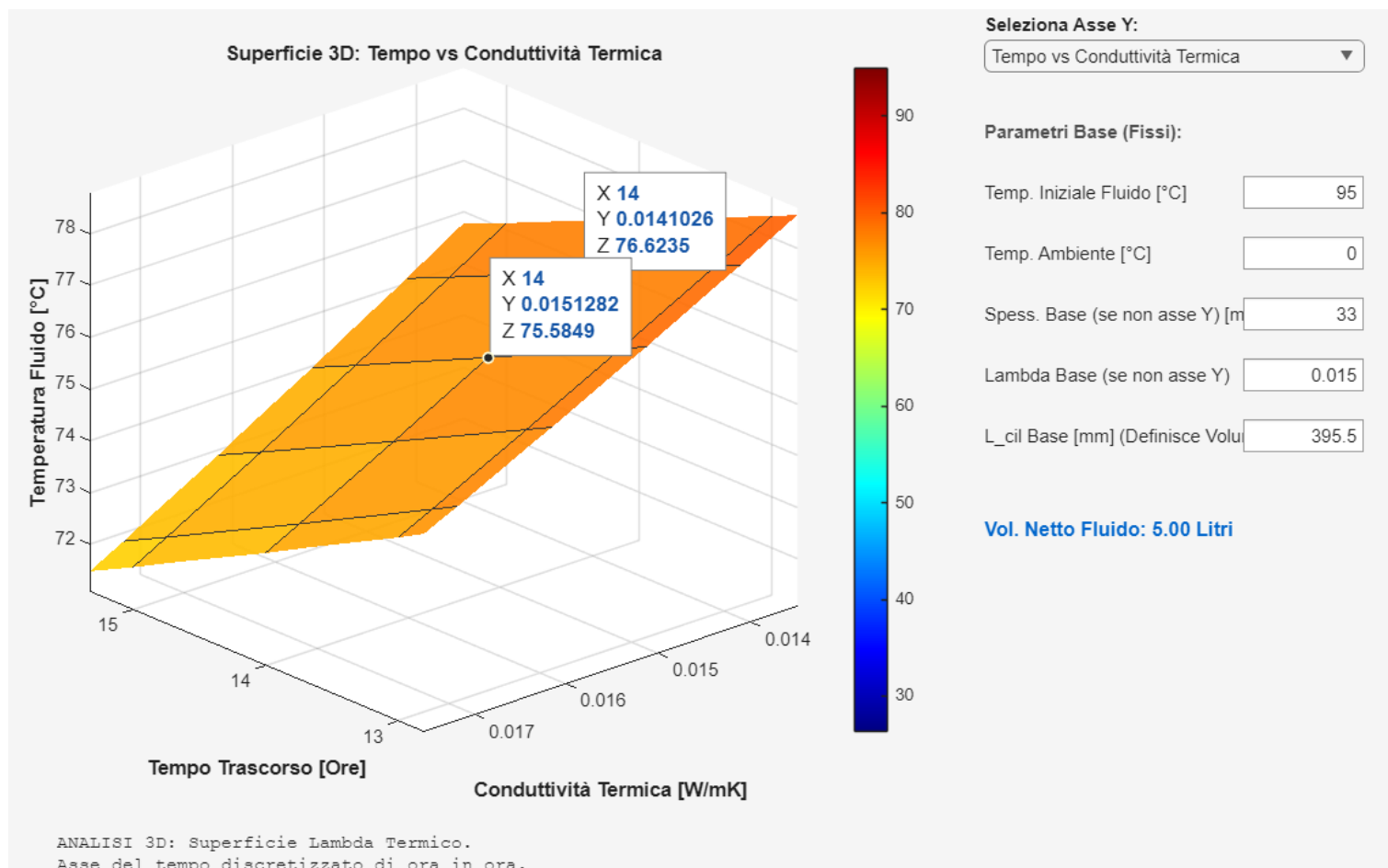


Figura 4.5 - Dettaglio della superficie di modellazione ‘Tempo vs Conduttività Termica’ con evidenza dei valori puntuali ai nodi della quattordicesima ora (asse X) di stoccaggio del calore dove sono evidenziate le temperature del fluido (asse Z) nei casi in cui la conduttività termica dell’isolante (asse Y) è 0,0151282 W/(m · K) e 0,0141026 W/(m · K).

2) Alla ventiquattresima ora ($t = 24\text{h}$):

- I. Con $\lambda = 0,0151282 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, la temperatura si attesta a $64,1970^\circ\text{C}$;
- II. Con $\lambda = 0,0141026 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, la temperatura raggiunge $65,7165^\circ\text{C}$, con un beneficio termico netto di $+1,5195^\circ\text{C}$.

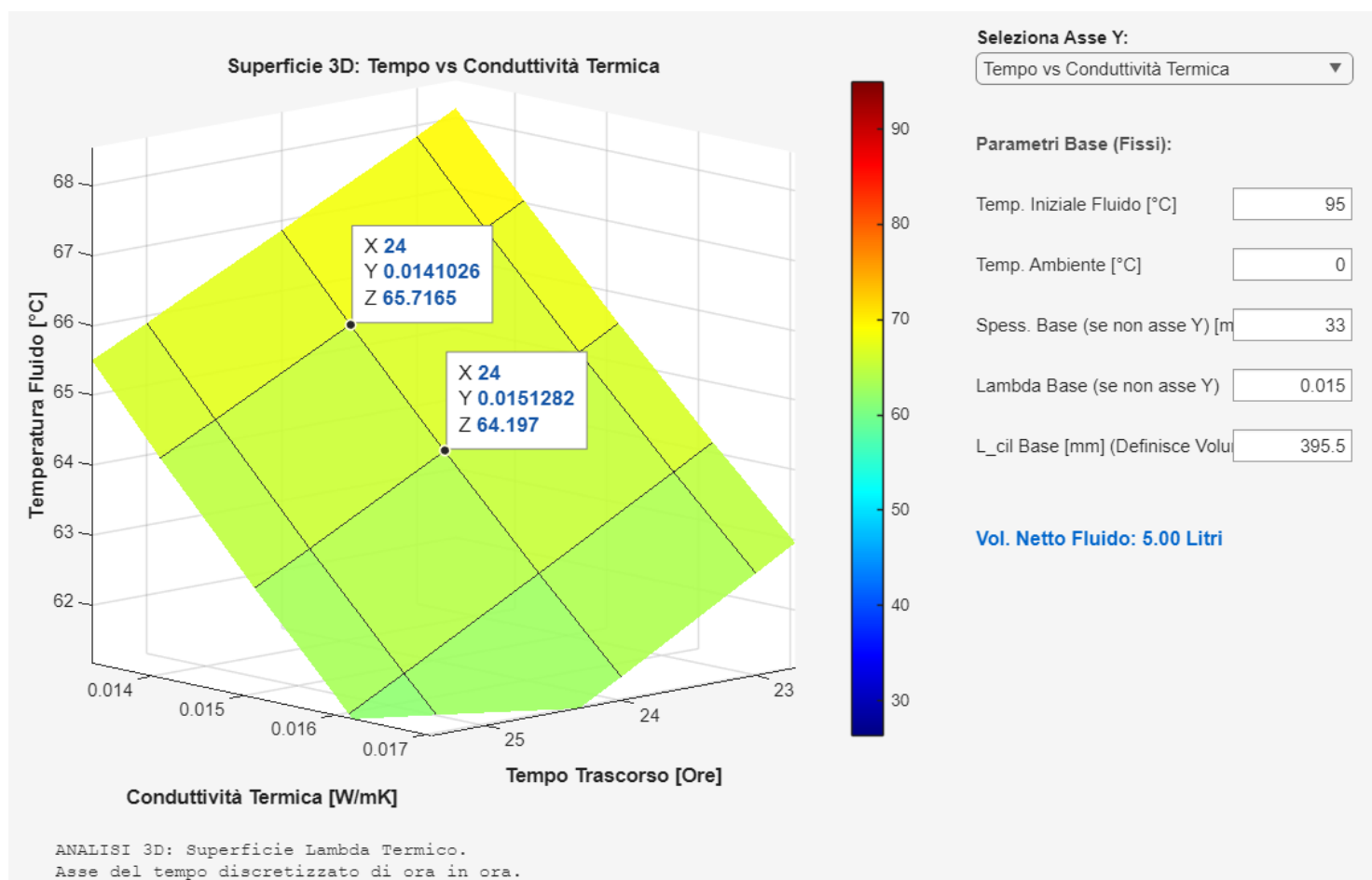


Figura 4.6 - Dettaglio della superficie di modellazione ‘Tempo vs Conduttività Termica’ con evidenza dei valori puntuali ai nodi della ventiquattresima ora (asse X) di stoccaggio del calore dove sono evidenziate le temperature del fluido (asse Z) nei casi in cui la conduttività termica dell'isolante (asse Y) è 0,0151282 W/(m · K) e 0,0141026 W/(m · K).

La comparazione diretta tra i due casi evidenzia che la pendenza della superficie termica è molto più marcata lungo la coordinata della conducibilità rispetto alla coordinata dello spessore. La resistenza termica conduttiva varia in modo inversamente proporzionale alla conducibilità ($R_{cd} \propto 1/\lambda$), rendendo la riduzione termofisica di λ un parametro prestazionale nettamente più incisivo rispetto all'aumento quantitativo del materiale isolante.

I risultati quantitativi ottenuti consentono di ricavare una serie di considerazioni progettuali critiche per l'integrazione del dispositivo a bordo vettura:

- 1) Vincoli di layout e packaging nel vano motore: in ambito automobilistico, il volume libero sotto al cofano è molto limitato dalla presenza dei componenti ausiliari di trazione, dell'impianto frenante, dei cablaggi e dei requisiti di sicurezza passiva (come assorbitori d'urto). L'incremento dello spessore dell'isolante oltre i 33 mm comporterebbe un incremento diametrico del serbatoio pari al doppio dell'estensione radiale ($\Delta D_{ext} = 2 \cdot \Delta s_{iso}$).

Poiché l'ingombro volumetrico complessivo scala proporzionalmente al quadrato del raggio esterno ($V_{\text{tot}} \propto r_{\text{al}}^2$), un aumento anche modesto dello spessore causerebbe interferenze meccaniche con i componenti circostanti e richiederebbe un aumento di massa strutturale per il guscio protettivo in alluminio e per il supporto.

- 2) Strategia di miglioramento a parità di ingombro: nel caso in cui in fase di ottimizzazione o per specifici obiettivi termici estremi (per esempio, climi artici con $T_{\text{amb}} \leq -20^\circ\text{C}$) si rendesse necessario incrementare lo stoccaggio di calore, la scelta ingegneristica più efficiente non risiede nell'ispessimento del mantello, ma nell'impiego di aerogel di silice a formulazione avanzata. Soluzioni commerciali d'avanguardia, prodotte nel panorama industriale specialistico permettono di raggiungere valori di conducibilità pari a $\lambda = 0,013\text{-}0,014 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ (un fornitore è *Aeropan* di San Martino in Rio, a Reggio Emilia, che produce l'*Amagel Ultra* con una conducibilità di $0,013 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, in diversi spessori, tra cui 30 mm [67]).

L'uso di un aerogel con queste specifiche consente di guadagnare fino a $1,5^\circ\text{C}$ supplementari dopo 24 ore a parità geometrica assoluta, posizionandosi come una soluzione di sostituzione diretta priva di qualsiasi impatto sui vincoli di packaging, sulla massa sospesa e sulle attrezzature di montaggio del vano motore.

Tutti questi risultati ottenuti sono molto promettenti comparati con quelli del TES della Toyota Prius Gen II NA. Infatti, dopo 24h il fluido raggiungeva una temperatura di circa 65°C . Va considerato che la Prius montava un TES da 3 l, ma anche che la temperatura ambiente considerata era di 20°C e che l'isolamento era ottenuto con un'intercapedine sottovuoto, dove il coefficiente di conducibilità termica dell'isolante è $\lambda < 0,01 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

4.2 Modellazione 1D: Analisi del profilo di temperatura verticale (Top-to-Bottom) nel tempo (Appendice B)

4.2.1 Fondamenti del modello 1D multinodo e discretizzazione spaziale

Mentre il modello a parametri concentrati (0D) fornisce una valutazione accurata della dinamica di raffreddamento globale grazie alla condizione $Bi \ll 0,1$, la formulazione a singolo nodo termico non è in grado di catturare i gradienti longitudinali di temperatura lungo l'altezza del serbatoio. Nello scenario di sosta reale, l'accumulatore presenta asimmetrie termiche e geometriche lungo la direttrice verticale: in cima alloggia il setto mobile in PP-H in battuta, il fluido è soggetto a dispersioni differenziali tra cielo e fondo e l'eventuale instaurarsi di moti convettivi interni naturali può alterare l'omogeneità della colonna liquida.

Per analizzare la risoluzione spaziale del profilo termico assiale (Top-to-Bottom), il dominio continuo del serbatoio è discretizzato mediante un approccio 1D multi-nodo basato sul *Metodo delle Linee* (*Method of Lines* – MOL). Questa tecnica trova riscontro nelle linee guida internazionali e nello stato dell'arte della modellazione dei sistemi di accumulo termico a liquido (IEA-ES Task 39, Deliverable C1 [71]), in cui l'approccio nodale 1D per il dominio fluido è riconosciuto come lo standard di riferimento per misurare i gradienti di temperatura e della stratificazione con l'efficienza computazionale. Questa tecnica consente di convertire l'equazione differenziale a derivate parziali (PDE) del trasporto termico unidimensionale lungo la coordinata spaziale verticale z in un sistema algebrico-differenziale di equazioni ordinarie (ODE) dipendenti unicamente dalla variabile temporale t .

La colonna attiva del serbatoio, di lunghezza complessiva $L_{cil} = 395,5 \text{ mm}$ (0,3955 m), viene suddivisa in $N = 20$ volumi di controllo finiti elementari ad anello cilindrico. L'asse di discretizzazione assume come origine la sommità del mantello ($z = 0$, Nodo 1 – Top) e termina alla base dell'accumulatore ($z = L_{cil}$, Nodo 20 – Bottom).

Il passo di campionamento spaziale uniforme è pari a:

$$\Delta z = \frac{L_{cil}}{N} = \frac{0,3955 \text{ m}}{20} \approx 0,019775 \text{ m} = 19,775 \text{ mm}$$

L'intervallo $\Delta z \approx 19,8 \text{ mm}$ garantisce una risoluzione sufficientemente fine per identificare la comparsa di inversioni termiche locali senza appesantire l'onere computazionale del sistema di equazioni.

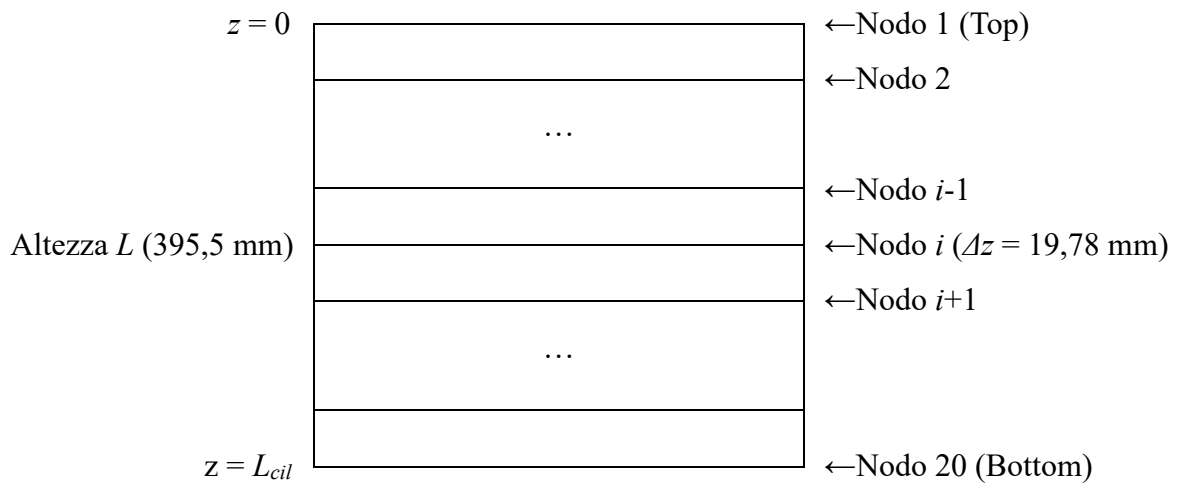


Figura 4.7 – Schema rappresentativo della suddivisione in 20 nodi del serbatoio per la modellazione 1D

La sezione trasversale netta occupata dal fluido refrigerante (A_{netta}) tiene conto della presenza dell'ingombro coassiale del tubo guida interno in PP-RCT:

$$A_{netta} = \pi(r_{int}^2 - r_{ext,guida}^2)$$

con $r_{int} = 0,0654$ m e $r_{ext,guida} = 0,0100$ m, determinando un'area netta di passaggio pari a:

$$A_{netta} = \pi(0,0654^2 - 0,0100^2) \approx 1,3123 \cdot 10^{-2} m^2$$

Il volume liquido netto totale V_{fluido} è ricavato decurtando dal volume geometrico lordo il volume occupato dal corpo del setto mobile (V_{setto}), che durante la sosta è al fine corsa superiore:

$$V_{setto} = \pi(r_{setto,ext}^2 - r_{setto,int}^2)s_{setto} \approx 1,897 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$V_{fluido} = (A_{netta} \cdot L_{cil}) - V_{setto} \approx (1,3123 \cdot 10^{-2} \cdot 0,3955) - 1,897 \cdot 10^{-4} \\ \approx 5,00 \cdot 10^{-3} m^3 = 5,00 \text{ l}$$

La massa complessiva del fluido refrigerante $M_{fluido} = V_{fluido} \cdot \rho_{fluido} \approx 5,10$ kg (con $\rho_{fluido} = 1020$ kg/m³) viene uniformemente distribuita sui 20 volumi finiti. La capacità termica nodale associata alla sola fase liquida risulta:

$$C_{fluido,nodo} = \frac{M_{fluido} \cdot c_{p,fluido}}{N} = \frac{5,100 \text{ kg} \cdot 3600 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}}{20} = 918,0 \text{ J/K}$$

Secondo il principio di conservazione dell'inerzia termica introdotto nel modello globale, ciascun volume elementare racchiude non solo la porzione di refrigerante, ma anche la corrispondente quota-parte di materiale solido con cui si trova a contatto termico:

- 1) Frazione di mantello e tubo guida in PP-RCT:

$$V_{solidi,PP-RCT} = \pi(r_{ext}^2 - r_{int}^2)L_{cil} + \pi(r_{ext,guida}^2 - r_{int,guida}^2)L_{cil}$$

$$C_{PP-RCT,nodo} = \frac{V_{solidi,PP-RCT} \cdot \rho_{PP-RCT} \cdot c_{p,PP-RCT}}{N} \approx \frac{4886 \frac{J}{K}}{20} \approx 244,3 \text{ J/K}$$

- 2) Frazione di alluminio della camicia protettiva esterna:

$$C_{al,nodo} = \frac{M_{al} \cdot c_{p,al}}{N} \approx \frac{703 \frac{J}{K}}{20} \approx 35,2 \text{ J/K}$$

- 3) Frazione dei componenti in PP-H (coperchi, alette e setto): l'inerzia termica complessiva dei componenti terminali e del setto mobile ($C_{PP-H} \approx 1683$ J/K) viene distribuita in modo omogeneo sull'altezza del serbatoio:

$$C_{PP-H,nodo} = \frac{C_{PP-H}}{N} \approx \frac{1683 \frac{J}{K}}{20} \approx 84,1 \text{ J/K}$$

La capacità termica concentrata del generico nodo i-esimo (C_{nodo}) è calcolata sommando i singoli contributi nodali:

$$C_{nodo} = C_{fluido,nodo} + C_{PP-RCT,nodo} + C_{PP-H,nodo} + C_{al,nodo}$$

$$C_{nodo} = 918,0 + 244,3 + 84,1 + 35,2 \approx 1281,6 \text{ J/K}$$

La somma delle capacità nodali coincide esattamente con la capacità termica totale del sistema calcolata nel modello 0D ($\sum_{i=1}^{20} C_{nodo} = C_{tot} \approx 25632 \text{ J/K}$).

4.2.2 Formulazione dei bilanci termici ai nodi interni e modellazione della convezione naturale

La dinamica termica di ciascun volume di controllo elementare è governata dall'applicazione del bilancio energetico nodale. Per un generico nodo interno i (con $i \in [2, N-1]$ compreso tra la sommità ed il fondo), lo scambio termico avviene lungo due direttrici ortogonali:

- 1) Direttrice radiale: dispersione passiva verso l'ambiente esterno a temperatura T_{amb} attraverso la frazione corrispondente di mantello isolato;
- 2) Direttrice assiale verticale: scambio di calore per contatto con i nodi adiacenti sovrastante ($i-1$) e sottostante ($i+1$).

In condizioni statiche, il trasporto termico conduttivo tra due adiacenti lungo lo spessore $\Delta z = L_{cil}/N$ è calcolato considerando la conducibilità molecolare della miscela acqua-glicole ($\lambda_{fluido} = 0,42 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$) che attraversa la sezione netta di passaggio A_{netta} :

$$R_{cond,base} = \frac{\Delta z}{\lambda_{fluido} \cdot A_{netta}} = \frac{L_{cil}/N}{\lambda_{fluido} \cdot A_{netta}}$$

Questo parametro quantifica la resistenza puramente conduttiva opposta dalla colonna liquida in assenza di moti convettivi interni macroscopici.

All'interno di un mezzo fluido stazionario confinato verticalmente, la presenza di gradienti termici assiali può portare alle instabilità di galleggiamento legate alle variazioni di densità del liquido con la temperatura:

- 1) Stratificazione termica stabile ($\Delta T_{assiale} = T_{i+1} - T_i \leq 0$): il fluido sovrastante è più caldo e quindi meno denso di quello sottostante. In questa configurazione le forze idrostatiche sopprimono la convezione naturale ed il calore può propagarsi verso il basso esclusivamente per conduzione termica molecolare lenta;
- 2) Instabilità di Rayleigh-Bénard ($\Delta T_{assiale} = T_{i+1} - T_i > 0$): il fluido alla base si trova a temperatura maggiore rispetto a quello superiore. L'inversione di densità genera forze di

galleggiamento che innescano celle convettive naturali ascensionali, determinando un rimescolamento turbolento che tende a rendere omogenea la temperatura della colonna.

Non potendo risolvere direttamente il campo di moto tridimensionale delle equazioni di Navier-Stokes all'interno di una discretizzazione monodimensionale, l'insorgenza della convezione naturale è descritta applicando la teoria classica della instabilità in cavità chiuse riscaldate dal basso [69]. A tale scopo, per ciascuna interfaccia nodale viene valutato il numero di Rayleigh locale (Ra):

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (\Delta T_{axial}, 0) \cdot \Delta z^3}{\nu \cdot \alpha}$$

dove $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ rappresenta l'accelerazione di gravità, β il coefficiente di dilatazione termica volumetrica del fluido, ν la viscosità cinematica e $\alpha = \lambda_{\text{fluido}} / (\rho_{\text{fluido}} \cdot c_{p,\text{fluido}})$ la diffusività termica della miscela.

In modo conforme alla fenomenologia delle cavità orizzontali confinate tra pareti rigide [69, nello specifico da pag. 587 a pag. 590]:

- 1) Quando $\Delta T_{axial} \leq 0$ oppure $Ra \leq 1708$, le forze viscosi e la diffusione molecolare smorzano qualsiasi modo ascensionale; il regime di scambio rimane puramente conduttivo ed il corrispondente numero di Nusselt vale per la definizione $Nu = 1$;
- 2) Al superamento del numero di Rayleigh critico ($Ra > 1708$), si innescano i moti convettivi naturali di galleggiamento, determinando un incremento dello scambio termico descritto dalla correlazione a legge di potenza per strati fluidi confinati:

$$Nu = 0,208 \cdot Ra^{0,25}$$

Nei mezzi fluidi confinati, il numero di Nusselt esprime il rapporto diretto tra il flusso termico globale scambiato (conduzione più convezione) ed il flusso che si avrebbe per pure conduzione molecolare ($Nu \equiv q/q_{\text{cond}}$). L'effetto del rimescolamento convettivo può quindi essere introdotto all'interno dell'approccio a parametri distribuiti definendo un moltiplicatore di conducibilità termica effettiva $k_{\text{mix}} = Nu$, con il quale viene riscaldata la resistenza conduttiva assiale di base:

$$R_{\text{cond,eff}} = \frac{R_{\text{cond,base}}}{k_{\text{mix}}}$$

In questo modo, quando il gradiente termico è nullo o stabile, k_{mix} e la resistenza coincide con quella conduttiva molecolare; al manifestarsi di un'inversione di densità con $Ra > 1708$, $k_{\text{mix}} > 1$, riducendo la resistenza termica locale e simulando l'azione omogeneizzante delle celle convettive. Definito il flusso termico conduttivo-convettivo scambiato lungo l'asse longitudinale:

$$\dot{Q}_{axial} = \frac{\Delta T_{axial}}{R_{cond,eff}} = \frac{T_{i+1} - T_i}{R_{cond,eff}}$$

il bilancio energetico del volume elementare i-esimo assume la forma differenziale:

$$C_{nodo} \frac{dT_i}{dt} = \dot{Q}_{in,da\ sotto} - \dot{Q}_{out,verso\ sopra} - \dot{Q}_{rad,i}$$

dove:

- 1) $\dot{Q}_{in,da\ sotto} = \frac{T_{i+1} - T_i}{R_{cond,eff(i,i+1)}}$ è la potenza termica scambiata con il nodo posto al di sotto;
- 2) $\dot{Q}_{in,verso\ sopra} = \frac{T_i - T_{i-1}}{R_{cond,eff(i-1,i)}}$ è la potenza termica scambiata con il nodo posto al di sopra;
- 3) $\dot{Q}_{rad,i} = \frac{T_i - T_{amb}}{R_{rad,nodo}}$ rappresenta il flusso dissipativo ceduto radialmente all'ambiente esterno attraverso la porzione nodale di mantello isolato.

Esplicitando la derivata temporale della temperatura, l'equazione differenziale ordinaria risolta per ciascun nodo interno risulta:

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{C_{nodo}} \left[\frac{T_{i+1} - T_i}{R_{cond,eff(i,i+1)}} - \frac{T_i - T_{i-1}}{R_{cond,eff(i-1,i)}} - \frac{T_i - T_{amb}}{R_{rad,nodo}} \right]$$

Questa formulazione accoppia ciascun elemento con quelli adiacenti, costituendo la base matematica dell'algoritmo vettoriale prima dell'applicazione dei vincoli di scambio alle frontiere assiali superiore ed inferiore.

4.2.3 Condizioni al contorno di estremità e resistenze parietali

Per completare il sistema di equazioni differenziali del modello 1D, è necessario definire lo scambio termico sulle superfici di confine con il dominio: la superficie laterale cilindrica a contatto con il mantello e le due chiusure di estremità alla sommità ed al fondo del serbatoio.

Ciascuno dei 20 volumi finiti, che suddividono il serbatoio, disperde calore radialmente verso l'ambiente esterno (T_{amb}). Poiché la colonna è segmentata in $N = 20$ elementi di altezza uniforme $\Delta z = L_{cil}/N$, l'area laterale di scambio termico associata al singolo nodo corrisponde esattamente a $1/N$ dell'area complessiva del mantello cilindrico.

Essendo la resistenza termica inversamente proporzionale all'area di scambio, la resistenza radiale del generico nodo i-esimo ($R_{rad,nodo}$) si ottiene riscalandolo la resistenza termica radiale totale del mantello ($R_{mantello}$, già calcolata analiticamente nel Paragrafo 4.1.2) per il numero di nodi:

$$R_{rad,nodo} = R_{mantello} \cdot N$$

Questa configurazione assume che la dispersione radiale sia ripartita in modo omogeneo lungo lo sviluppo assiale del cilindro, legando la dissipazione locale unicamente alla temperatura istantanea T_i del volume considerato.

Il primo nodo ($i = 1$) delimita la sommità della colonna liquida ($z = 0$). Non avendo un volume di fluido al di sopra, il nodo 1 scambia calore assialmente solo con il nodo 2 sottostante, mentre disperde verso l'alto attraverso la chiusura superiore del serbatoio.

La configurazione fisica al cielo del serbatoio simula lo stato cinematico dell'accumulatore durante la sosta prolungata. Al termine del travaso a caldo (Fase 2), il setto mobile in PP-H ha completato la propria corsa ed è stabilizzato a battuta contro il cielo della cupola superiore. Il flusso termico diretto verso l'esterno incontra quindi, prima della cupola in PP-H e dell'aerogel, l'ulteriore resistenza conduttiva offerta dal setto:

$$R_{cd,setto} = \frac{S_{setto}}{\lambda_{PP-H} \cdot A_{base,int}}$$

La resistenza termica della chiusura superiore (R_{top}) risulta quindi data dalla serie tra la resistenza conduttiva del setto e la resistenza della chiusura bombata isolata (R_{bot}):

$$R_{top} = R_{cd,setto} + R_{bot}$$

L'ultimo nodo ($i = 20$) si trova alla base dell'accumulatore ($z = L_{cil}$). Questo elemento interagisce superiormente con il nodo 19 e dissipa calore verso il basso attraverso il fondo del serbatoio.

Il percorso di dispersione inferiore attraversa in serie la convezione interna, lo spessore medio della cupola inferiore in PP-H, lo strato di aerogel frontale, la piastra di chiusura in alluminio e la convezione naturale verso l'aria esterna:

$$R_{bot} = \frac{1}{h_{int}A_{base,int}} + \frac{S_{medio,cupola}}{\lambda_{PP-H}A_{base,solidi}} + \frac{S_{iso}}{\lambda_{iso}A_{base,solidi}} + \frac{S_{al}}{\lambda_{al}A_{base,solidi}} + \frac{1}{h_{ext}A_{base,ext}}$$

I tiranti longitudinali in acciaio collegano strutturalmente le due estremità dell'involucro. La conduttanza termica parassita complessiva introdotta da questo accoppiamento ($1/R_{ponte}$ con $R_{ponte} = 394 \text{ K/W}$, valore dimostrato nel paragrafo 4.1.2) è stata ripartita in parti uguali tra la sommità ed il fondo dell'accumulatore.

Ciascuna estremità vede quindi in parallelo una resistenza di ponte termico pari al doppio del valore globale:

$$R_{ponte,singolo} = 2 \cdot R_{ponte} = 788 \text{ K/W}$$

Le resistenze termiche equivalenti di frontiera alla sommità ($R_{top,eq}$) ed alla base ($R_{bot,eq}$) risultano definite dalla combinazione in parallelo:

$$R_{top,eq} = \left(\frac{1}{R_{top}} + \frac{1}{R_{ponte,singolo}} \right)^{-1}, R_{bot,eq} = \left(\frac{1}{R_{bot}} + \frac{1}{R_{ponte,singolo}} \right)^{-1}$$

Integrando le condizioni al contorno nel bilancio differenziale, le equazioni che governano i nodi estremi del dominio assumono la forma:

1) Nodo 1 (sommità):

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{1}{C_{nodo}} \left[\frac{T_2 - T_1}{R_{cond,eff(1,2)}} - \frac{T_1 - T_{amb}}{R_{rad,nodo}} - \frac{T_1 - T_{amb}}{R_{top,eq}} \right]$$

2) Nodo 20 (fondo):

$$\frac{dT_{20}}{dt} = \frac{1}{C_{nodo}} \left[-\frac{T_{20} - T_{19}}{R_{cond,eff(19,20)}} - \frac{T_{20} - T_{amb}}{R_{rad,nodo}} - \frac{T_{20} - T_{amb}}{R_{bot,eq}} \right]$$

L'inclusione del setto mobile alla battuta superiore introduce una chiara asimmetria termica tra le due estremità del dispositivo: l'incremento di resistenza conduttiva ($R_{top,eq} > R_{bot,eq}$) riduce la dispersione termica specifica attraverso il cielo rispetto il fondo, determinando una conservazione entalpica preferenziale nella parte alta dell'accumulatore.

Questa asimmetria governa la distribuzione assiale delle temperature lungo l'intero transitorio di sosta:

- 1) Nella parte inferiore (nodi da 16 a 20), la maggiore dissipazione verso la base induce un raffreddamento più rapido del fondo rispetto al cuore centrale, stabilendo un profilo termico crescente verso l'alto con stratificazione marcatamente stabile ($T_{20} < T_{19} < \dots$). Il fluido più freddo e denso staziona sul fondo, sopprimendo i moti convettivi e confinando lo scambio termico assiale alla pura conduzione molecolare ($Nu = 1$);
- 2) Nella parte superiore (nodi da 1 a 4), la perdita termica attraverso la cupola superiore genera una leggera tendenza all'inversione termica locale ($T_1 \leq T_2$), compensata dall'attivazione dei moti convettivi naturali descritti nel Paragrafo 4.2.2. Il fluido riscaldato proveniente dal cuore centrale risale verso la sommità, mantenendo il vertice della carica a temperature costantemente più elevate.

4.2.4 Risoluzione numerica con solutore ODE15s ed architettura di visualizzazione

La discretizzazione spaziale lungo l'asse verticale condotta precedentemente nel Paragrafo 4.2.1 trasforma l'equazione differenziale a derivate parziali del campo termico in un sistema di 20 equazioni differenziali ordinarie (ODE) del primo ordine accoppiate nel tempo:

$$\frac{dT}{dt} = f(t, T), \quad T(t) = \begin{bmatrix} T_1(t) \\ T_2(t) \\ \vdots \\ T_{20}(t) \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{20}$$

Il problema termico del transitorio è posto come un problema con un intervallo di tempo di 30 ore ($t \in [0, 108000 \text{ s}]$), imponendo al tempo $t = 0$ la condizione uniforme di serbatoio carico:

$$T(0) = T_{in} \cdot 1 = 95^\circ\text{C}$$

Nell'ambito della modellazione 1D multinodo alle differenze finite per conduzione e convezione transitoria, la letteratura specialistica (Incropera & DeWitt, Sezione 5.10 [69], nello specifico da pag. 302 a pag. 317) individua due famiglie di schemi di integrazione temporale:

- 1) Metodo Esplicito (Eulero esplicito o Runge-Kutta classici): i flussi termici conduttivi e convettivi tra nodi adiacenti vengono calcolati impiegando esclusivamente i valori di temperatura noti all'istante corrente t . Il vantaggio fondamentale risiede nella semplicità algebrica: la temperatura di ciascun nodo all'istante successivo $t + \Delta t$ viene ricavata in modo disaccoppiato e diretto, senza dover costruire o invertire i sistemi matriciali. Tuttavia, il limite penalizzante del metodo è nella sua stabilità condizionata: per evitare che la soluzione diverga, il passo temporale Δt deve sottostare ad un limite superiore stringente imposto dal numero di Fourier nodale:

$$Fo = \frac{\alpha \Delta t}{(\Delta z)^2} \leq \frac{1}{2}$$

Se il passo di calcolo Δt supera questa soglia critica, gli errori di troncamento e di arrotondamento si auto-amplificano esponenzialmente ad ogni passo temporale, generando grandi oscillazioni non fisiche e portando al rapido collasso numerico del codice.

- 2) Metodo Implicito (Eulero implicito, Crank-Nicolson, formule BDF): i flussi termici vengono valutati in corrispondenza del passo temporale futuro $t + \Delta t$. Questo impedisce una risoluzione esplicita nodo per nodo ed impone la soluzione simultanea di un sistema algebrico lineare accoppiato ad ogni intervallo di tempo (governato da una matrice

tipicamente tridiagonale).

Il vantaggio determinante dell'approccio implicito è la sua stabilità incondizionata: la soluzione converge stabilmente per qualsiasi scelta di Δt , consentendo di avanzare nel transitorio con incrementi temporali ampi e riducendo di molto il tempo di calcolo complessivo rispetto ad uno schema esplicito.

Nel modello in esame, la presenza contemporanea della lenta dispersione conduttiva attraverso il mantello isolato e della convezione naturale locale retta dal superamento del numero di Rayleigh critico rende impraticabile l'impiego di uno schema puramente esplicito. A livello fisico e matematico, il dominio presenta due dinamiche fortemente disaccoppiate:

- 1) Una dinamica globale lenta legata alla dispersione passiva verso l'ambiente attraverso i 33 mm di aerogel, caratterizzata da una costante di tempo dell'involucro dell'ordine di grandezza di decine di ore;
- 2) Una dinamica locale rapida che interviene non appena si manifesta un'inversione di densità ($T_{i+1} > T_i$), in cui i moti convettivi dovuti dall'incremento del numero di Nusselt accelerano il trasferimento entalpico assiale tra nodi adiacenti con costanti di tempo nell'ordine dei secondi.

Un sistema differenziale caratterizzato da scale temporali simultanee così fortemente disaccoppiate è definito matematicamente rigido. Applicando un metodo esplicito ad un sistema rigido, il vincolo di Fourier $Fo \leq 1/2$, calcolato sulla conducibilità equivalente aumentata di 5000 volte, costringerebbe il passo temporale a scendere nell'ordine dei decimi di millisecondo. Per coprire le 30 ore di sosta veicolare sarebbero necessarie centinaia di milioni di iterazioni, rendendo l'algoritmo a livello computazionale decisamente insostenibile e soggetto a frequenti instabilità di calcolo.

Per risolvere la questione della rigidità numerica senza dover implementare un solutore manuale di inversione matriciale tridiagonale ad ogni istante, la risoluzione è stata affidata al comando nativo MatLab *ode15s*.

ode15s è un integratore implicito ad ordine e passo variabile concepito proprio per la risoluzione di sistemi ODE rigidi ed algebrico differenziali (DAE), basato su formule di differenziazione numerica.

L'algoritmo opera secondo la seguente logica:

- 1) Riceve la funzione differenziale *ODE_System*, che esprime in forma diretta e compatta i bilanci termici nodali e la valutazione di Ra e Nu ;

- 2) Calcola internamente la matrice Jacobiana del sistema ad ogni sotto-passo temporale, governando in automatico l'inversione implicita;
- 3) Varia dinamicamente l'ampiezza del passo di calcolo Δt per soddisfare i criteri di tolleranza ristretti imposti nello script:

options = odeset ('RelTol', 1e-3, 'AbsTol', 1e-4).

Nei tratti di sosta stabili in cui il serbatoio perde calore lentamente per sola conduzione, il solutore allunga il passo temporale riducendo il tempo di CPU a pochi decimi di secondo; non appena insorge un gradiente locale che attivano il termine convettivo, *ode15s* accorcia automaticamente il passo, attraversa l'instabilità in piena convergenza e torna ad accelerare una volta ristabilito l'equilibrio.

Il calcolo interpola la soluzione numerica esattamente sui nodi prescelti ($t \in [0, 30 h]$), con passo uniforme di 1 h corrispondente al vettore $t_vec_s = (0:1:30) * 3600 s$, producendo una matrice di output T_out di dimensioni 31 x 20 (31 istanti temporali lungo le righe per 20 nodi spaziali lungo le colonne).

Per consentire la corretta interpretazione fisica e grafica del fenomeno, i dati vengono post-processati come segue:

- 1) Trasposizione di matrice: la matrice viene trasposta (in $Z = T_{out}^T \in \mathbb{R}^{20 \times 31}$), associando l'asse verticale delle righe ai 20 nodi fisici e l'asse orizzontale delle colonne alle 30 ore di simulazione (31 intervalli orari di sosta);
- 2) Generazione del reticolo 3D: i vettori dei tempi ($h_vec = 0:1:30$) e dei nodi ($y_vec = 1:20$) sono espansi sul piano cartesiano bidimensionale mediante la funzione *meshgrid*;
- 3) Costruzione della superficie (*surf*): il rendering del profilo tridimensionale è realizzato mediante l'istruzione:

surf(ax, X_grid, Y_grid, Z_matrix, 'EdgeColor', 'k', 'LineWidth', 0.3, 'FaceAlpha', 0.9)

L'impiego del contorno nero degli elementi (*'EdgeColor', 'k'*) consente di rendere chiaramente leggibile la discretizzazione a griglia oraria e nodale, mentre la mappatura cromatica 'jet' con barra di scala termica graduata (*colorbar*) associa un colore univoco al livello di temperatura;

- 4) Coerenza con la geometria fisica del serbatoio: per garantire la perfetta corrispondenza tra l'orientamento della figura e la quota reale dell'accumulatore nel vano vettura, viene imposta l'inversione dell'asse Y:

ax.YDir = 'reverse';

ax.YTick = 1:1:20.

In questo modo, il Nodo 1 (Top, cielo del serbatoio con setto a battuta) compare visivamente

sulla sommità del grafico, mentre il Nodo 20 (Bottom, fondo del serbatoio) è collocato alla base della rappresentazione tridimensionale, rendendo immediata la lettura della stratificazione termica verticale lungo le 30 ore di sosta.

4.2.5 Analisi e discussione dei risultati del transitorio 1D

L'integrazione temporale del modello monodimensionale su 20 nodi mediante il solutore implicito *ode15s* restituisce la mappatura completa della temperatura all'interno del nucleo liquido e delle strutture a contatto lungo l'intero asse verticale del serbatoio per un transitorio di sosta prolungata di 30 ore ($t \in [0, 30 \text{ h}]$).

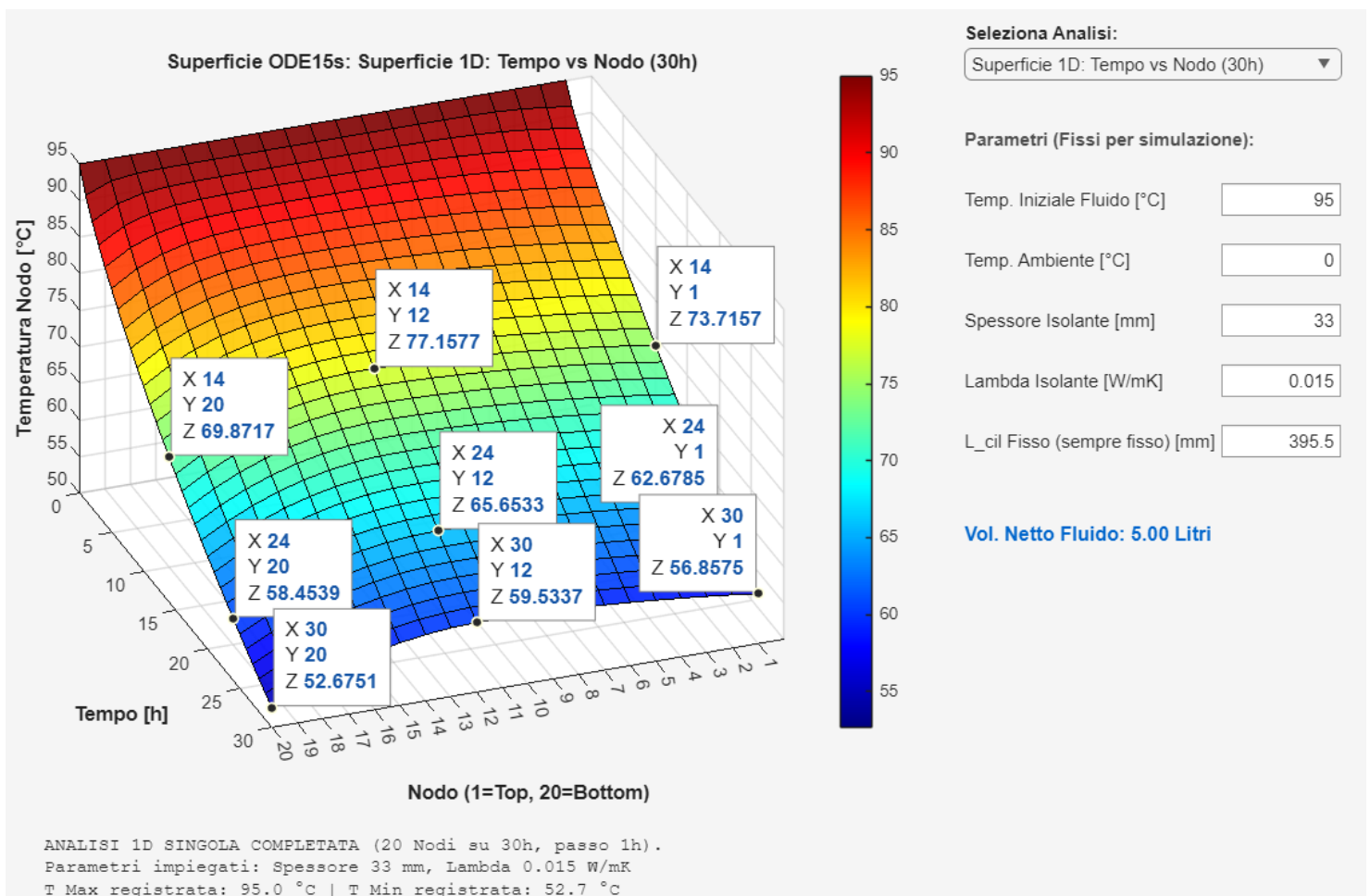


Figura 4.8 - Superficie 1D Tempo vs Nodo dove sono evidenziate le temperature (Asse Z) dei Nodi 1/Top, dei Nodi 12 e 20/Bottom (Asse Y) nell'intervallo delle 30 ore (Asse X)

Dall'analisi quantitativa dei valori termici al Nodo 1 alla sommità del serbatoio ($z = 0$, a contatto con il setto mobile in PP-H a battuta), al Nodo 12 nel cuore termico ed al Nodo 20 al fondo ($z = L_{cil}$, a contatto con la cupola inferiore), si hanno i seguenti risultati negli istanti di tempo di riferimento:

- 1) Alla quattordicesima ora ($t = 14$ h, sosta notturna):
 - I. Temperatura in cima (Nodo 1): $T_1 = 73,7157^\circ\text{C}$
 - II. Temperatura nel cuore termico (Nodo 12): $T_{12} = 77,1577^\circ\text{C}$
 - III. Temperatura alla base (Nodo 20): $T_{20} = 75,2482^\circ\text{C}$
 - IV. Gradiente termico assiale: $\Delta T_{\text{assiale}} = T_1 - T_{20} = +3,84^\circ\text{C}$ (differenziale cuore-fondo $T_{12} - T_{20} = 7,29^\circ\text{C}$)
- 2) Alla ventiquattresima ora ($t = 24$ h, benchmark giornaliero e confronto Prius):
 - I. Temperatura in cima (Nodo 1): $T_1 = 62,6785^\circ\text{C}$
 - II. Temperatura nel cuore termico (Nodo 12): $T_{12} = 65,6533^\circ\text{C}$
 - III. Temperatura alla base (Nodo 20): $T_{20} = 58,4539^\circ\text{C}$
 - IV. Gradiente termico assiale: $\Delta T_{\text{assiale}} = T_1 - T_{20} = +4,22^\circ\text{C}$ (differenziale cuore-fondo $T_{12} - T_{20} = 7,20^\circ\text{C}$)
- 3) Alla trentesima ora ($t = 30$ h, ultimo istante di simulazione):
 - I. Temperatura in cima (Nodo 1): $T_1 = 56,8575^\circ\text{C}$
 - II. Temperatura nel cuore termico (Nodo 12): $T_{12} = 59,5337^\circ\text{C}$
 - III. Temperatura alla base (Nodo 20): $T_{20} = 52,6751^\circ\text{C}$
 - IV. Gradiente termico assiale: $\Delta T_{\text{assiale}} = T_1 - T_{20} = +4,18^\circ\text{C}$ (differenziale cuore-fondo $T_{12} - T_{20} = 6,86^\circ\text{C}$)

La superficie tridimensionale risultante non si presenta come profilo piatto, bensì assume una caratteristica conformazione asimmetrica: partendo dal cielo del serbatoio (Nodo 1), la temperatura mostra un rialzo moderato e continuo procedendo verso il basso fino a raggiungere il picco in corrispondenza del Nodo 12, per poi flettere con una pendenza più marcata e ripida verso il fondo (Nodo 20).

Questo comportamento trova una precisa giustificazione analitica nei diversi meccanismi di scambio termico operanti nel dominio:

- 1) Presenza del cuore termico centrale: i volumi intermedi (in particolare attorno al Nodo 12) scambiano calore esclusivamente lungo la direttrice radiale attraverso i 33 mm di mantello in aerogel ($\lambda_{\text{iso}} = 0,015 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$). Essendo schermati dalle dispersioni assiali delle estremità, questi nodi conservano la massima aliquota entalpica, comportandosi come il polmone caldo del serbatoio;
- 2) Moderata inversione e rimescolamento convettivo nella porzione superiore (Nodi 1-12): la sommità disperde calore assialmente attraverso la cupola superiore isolata. Questo raffreddamento locale rende il fluido del Nodo 1 leggermente più freddo rispetto a quello sottostante ($T_1 < T_{12}$), creando una lieve instabilità di galleggiamento. Come modellato nel

paragrafo 4.2.2, il superamento del numero di Rayleigh critico innesca una debole circolazione convettiva naturale ($Nu > 1$): il calore viene richiamato verso l'alto, appiattendolo il profilo termico e limitando il dislivello tra il vertice ed il centro ad appena 2,7-3,4°C;

- 3) Stratificazione termica stabile e conduzione molecolare al fondo (Nodi 12-20): alla base del serbatoio agisce una dispersione assiale superiore rispetto alla sommità, dovuta all'assenza della resistenza conduttiva aggiuntiva del setto in PP-H ($R_{bot,eq} < R_{top,eq}$). Il fluido sul fondo si raffredda più rapidamente rispetto al cuore centrale, posizionando il liquido freddo e più denso stabilmente in basso ($T_{20} < T_{19} < \dots < T_{12}$). Questa condizione soddisfa il criterio di stratificazione stabile ($\Delta T_{axial} \leq 0$): le forze di galleggiamento sono sopresse, la convezione è nulla ($Nu = 1$) ed il flusso termico discendente può avvenire solo per conduzione molecolare lenta della miscela ($\lambda_{fluido} 0,42 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$). L'impossibilità di richiamare rapidamente calore dall'alto provoca la flessione termica più ripida visibile tra il Nodo 13 ed il Nodo 20.

Anche se insorge questo gradiente assiale, l'evoluzione complessiva del sistema conferma la validità dell'approccio a parametri concentrati (0D) sviluppato nel Paragrafo 4.1. Poiché la resistenza termica globale verso l'ambiente esterno ($R_{mantello} \gg R_{cond,fluido}$) governa il flusso dispersivo imponendo un numero di Biot $Bi \ll 0,1$, la temperatura media ponderata della massa liquida coincide quasi perfettamente con la traiettoria esponenziale prevista dal modello a singolo nodo:

- 1) A 14 ore, la temperatura del nucleo fluido calcolata in 1D è pari a circa 74,8°C, in accordo con il valore di 75,71°C previsto dal simulatore 0D;
- 2) A 24 ore, la temperatura al cuore del serbatoio (65,65°C) e la temperatura media della carica ($\approx 63,5^\circ\text{C}$) replicano con accuratezza il valore analitico 0D (64,38°C);
- 3) A 30 ore, la temperatura media si attesta a 57,3°C, allineandosi alla fascia 54,2-57°C determinata analiticamente.

Lo scostamento tra i due modelli si attesta sistematicamente entro 0,8-1,5°C, confermando che il modello 0D è uno strumento valido per l'integrazione su interi cicli di guida veicolari, mentre il modello 1D fornisce il dettaglio locale per escludere punti freddi critici.

Infine, a 30 ore dallo spegnimento del motore, il punto più sfavorito dell'intero accumulatore (il fondo al Nodo 20 con $T_{20} = 52,68^\circ\text{C}$) supera di +12,68°C la soglia termica minima di progetto ($T_{target} = 40^\circ\text{C}$), mentre la sommità eroga fluido a oltre 56,8°C, certificando il pieno rispetto delle specifiche funzionali per la mitigazione del cold-start.

4.3 Discussione sulla ridondanza della modellazione 3D per la geometria in esame

La validazione incrociata tra il modello a parametri concentrati (0D) e la discretizzazione monodimensionale assiale (1D multinodo) ha dimostrato che, lungo l'intero transitorio di sosta passiva di 30 ore, il comportamento energetico globale del serbatoio è governato in modo predominante dalla resistenza termica del mantello isolante esterno e che l'evoluzione termica interna si sviluppa con andamento regolare lungo la sola direttrice assiale. A seguito di questi riscontri, emerge la necessità ingegneristica di valutare se l'estensione dell'analisi ad un modello fluidodinamico tridimensionale continuo (3D CFD basato sulle equazioni di Navier-Stokes) sia giustificata o risulti ridondante.

Come detto da Versteeg e Malalasekera, la formulazione di un modello di calcolo efficace impone un compromesso valido tra il livello di dettaglio richiesto e l'onere computazionale, evitando la risoluzione di gradi di libertà spaziali che non apportano un incremento di fedeltà fisica alla soluzione [70]. La ridondanza di una simulazione tridimensionale per la fase di sosta si basa su quattro considerazioni di tipo fisico, matematico e metodologico:

- 1) Assialsimmetria geometrica e fisica: il serbatoio presenta una geometria cilindrica coassiale a strati concentrici (PP-RCT, aerogel ed involucro in alluminio) raccordata con coperchi bombati simmetrici rispetto all'asse di rivoluzione z . In assenza di campi di moto forzati trasversali o sorgenti termiche localizzate asimmetriche, i gradienti di temperatura lungo la coordinata circonferenziale risultano nulli. L'unica possibile disomogeneità è costituita dalla presenza dei 6 tiranti longitudinali in acciaio di serraggio; tuttavia, l'adozione di rondelle isolanti e l'inserimento degli steli nella matrice isolante riducono l'interazione perimetrale ad una semplice conduttanza parassita parallela, accuratamente integrata come resistenza termica concentrata ($R_{\text{ponte}} = 394 \text{ K/W}$).
- 2) Stato di quiete idrodinamica e stabilità idrostatica: durante la fase di sosta a motore spento, la portata di alimentazione è nulla ed il fluido è in quiete a livello macroscopico ($u = v = w = 0$). Il setto mobile in PP-H staziona a battuta contro il cielo superiore del serbatoio, fungendo da barriera conduttiva addizionale. I gradienti termici e le eventuali instabilità di galleggiamento si sviluppano all'interno del modello 1D mediante la formulazione locale del numero di Rayleigh e la correzione di scambio termico tramite il numero di Nusselt per cavità confinate [69], escludendo la necessità di risolvere il tensore degli sforzi fluidodinamico tridimensionale.

- 3) Dominanza della resistenza termica esterna ($Bi \ll 0,1$): secondo i criteri di trasmissione di calore formulati da Incropera e DeWitt, la presenza di una resistenza conduttiva e convettiva esterna dominante rispetto alla conduttanza interna del mezzo determina numeri di Biot ampiamente sub-critici ($Bi \ll 0,1$) [69]. La difficoltà del passaggio termico è concentrata nello strato di aerogel a bassissima conducibilità ($\lambda_{iso} = 0,015 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$). Il tempo caratteristico di redistribuzione molecolare interna del calore nel liquido è trascurabile rispetto al tasso di rilascio termico verso l'ambiente, rendendo trascurabili eventuali perturbazioni diffusive multidimensionali nel piano trasversale.
- 4) Costo computazionale elevatissimo e scalabilità della discretizzazione 1D: la discretizzazione di un dominio continuo tridimensionale comprendente il volume fluido, i componenti plastici ed il multistrato isolante richiederebbe griglie di calcolo nell'ordine di diversi milioni di volumi di controllo finiti. La risoluzione transitoria delle equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia in un intervallo di tempo di 30 ore (108000 secondi) significherebbe avere tempi di calcolo nell'ordine di giorni o settimane. Se è richiesto un livello di risoluzione spaziale ancora più spinto lungo l'asse del dispositivo, la soluzione metodologicamente più vantaggiosa non consiste nel ricorrere alla CFD 3D, ma nell'infillare la griglia nodale all'interno del modello 1D stesso. Grazie all'efficienza numerica del solutore implicito a passo variabile *ode15s*, un modello 1D a griglia densa consente di ottenere una risoluzione termica con lunghezza inferiore al centimetro in pochi secondi di CPU, rendendo l'approccio CFD 3D computazionalmente ingiustificato per l'analisi della sosta statica [70].

Anche se non conviene utilizzare la modellazione tridimensionale per la fase di sosta termica statica prolungata, la fluidodinamica computazionale 3D ha ancora importanza nell'analisi delle fasi operative dinamiche del serbatoio:

- 1) Fase di carica e scarica rapida: valutazione della fluidodinamica interna ad alti numeri di Reynolds, studio dei getti di ingresso ed eliminazione di zone di ricircolo o vortici parassiti;
- 2) Cinematica e tenuta del setto mobile. Quantificazione delle perdite di carico localizzate, analisi delle sovrappressioni dinamiche differenziali tra le due camere e verifica delle sollecitazioni idrodinamiche sulle guarnizioni a labbro durante la transizione;
- 3) Miscelazione turbolenta transitoria: ottimizzazione del design per minimizzare la dispersione termica all'interfaccia durante i cicli di transitorio idraulico a veicolo attivo.

Nel contesto della determinazione dell'efficienza di ritenzione termica passiva nel tempo, il modello 1D integrato con l'approccio 0D costituisce quindi il massimo livello di modellazione

necessario, rappresentando la soluzione ottimale in termini di rigore fisico, rapidità di ottimizzazione parametrica e precisione quantitativa.

4.4 Benchmark prestazionale e confronto diretto con il TES Toyota Prius Gen II

4.4.1 Allineamento geometrico e condizioni di contorno di prova

Per effettuare una validazione ed un confronto prestazionale significativo con l'unico vero riferimento industriale di serie, il serbatoio di accumulo termico sviluppato da Tiger Corporation per la Toyota Prius di seconda generazione (specificata nordamericana), è necessario impostare un confronto a parità di capacità volumetrica e di condizioni al contorno.

Il dispositivo della Prius presenta un volume netto di liquido refrigerante pari a circa 3 litri. Nella configurazione nominale di progetto, il serbatoio sviluppato in questo lavoro è dimensionato per un volume utile di 5 litri; perciò, per effettuare un vero confronto, i parametri del modello sono stati scalati per ottenere esattamente 3 litri netti di fluido.

Dal punto di vista costruttivo, la riduzione di volume poteva essere ottenuta riducendo il diametro del mantello tubolare in PP-RCT. Tuttavia, a causa di vincoli industriali, il diametro esterno del tubo (160 mm, con $r_{int} = 65,4$ mm) è legato agli standard dimensionali dei cataloghi commerciali dei produttori di tubazioni plastiche per fluidi caldi in pressione. La scelta è stata quindi quella di agire esclusivamente sulla dimensione longitudinale, riducendo la lunghezza assiale del mantello a:

$$L_{cil} = 243,0 \text{ mm}$$

Questo accorciamento porta il volume netto a 3,00 litri, mantenendo inalterati i diametri, la geometria dei coperchi in PP-H, lo spessore dell'isolamento in aerogel ($s_{iso} = 33,0$ mm) e la conducibilità nominale del materiale ($\lambda_{iso} = 0,015 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$).

Oltre alla geometria, sono state allineate le condizioni operative di simulazione ai dati di prova sperimentali documentati nella letteratura tecnica del sistema Tiger-Toyota (M.Yoshida, *Systematized Survey of Vacuum Flask Technology* [34]):

- 1) Temperatura iniziale del fluido: $T_{in} = 90^\circ\text{C}$;
- 2) Temperatura ambiente: $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$.

Impostando questi valori all'interno dei simulatori 0D e 1D sviluppati nei paragrafi precedenti, si ottiene una base di confronto termodinamico perfettamente coerente, che permette di valutare

l'efficacia dell'isolamento in aerogel a pressione ambiente rispetto alla tecnologia a doppia parete metallica sottovuoto adottata da Toyota.

4.4.2 Analisi comparativa dei risultati e considerazioni tecnologiche

La simulazione numerica condotta sui modelli 0D e 1D con la geometria scalata a 3 litri netti ha fornito l'andamento del decadimento termico nelle medesime condizioni della prova sperimentale documentata per la Prius ($T_{in} = 90^{\circ}\text{C}$, $T_{amb} = 20^{\circ}\text{C}$).

Riprendendo l'andamento della temperatura del fluido nel TES Toyota, dalla Figura 2.6 del paragrafo 2.2.2 si ottengono i seguenti valori per gli istanti temporali delle ore 14, 24 e 30 [34]:

Istante temporale	Temperatura del fluido
t = 14 h (sosta notturna)	$\approx 73,00^{\circ}\text{C}$
t = 24 h (istante per il benchmark)	$\approx 65,00^{\circ}\text{C}$
t = 30 h (ultimo istante della simulazione)	$\approx 61,00^{\circ}\text{C}$

Invece, i risultati delle simulazioni 0D e 1D del TES proposto sono riassunti e confrontati nella seguente tabella:

Istante temporale	Temperatura del fluido Modello 0D	Temperatura del fluido Modello 1D (Nodo 1/Top)	Temperatura del fluido Modello 1D (Nodo 11/Cuore termico)	Temperatura del fluido Modello 1D (Nodo 20/Fondo)
t = 14 h (sosta notturna)	$\approx 74,87^{\circ}\text{C}$	$\approx 73,56^{\circ}\text{C}$	$\approx 75,8^{\circ}\text{C}$	$\approx 71,41^{\circ}\text{C}$
t = 24 h (istante per il benchmark)	$\approx 66,11^{\circ}\text{C}$	$\approx 65^{\circ}\text{C}$	$\approx 66,79^{\circ}\text{C}$	$\approx 62,82^{\circ}\text{C}$
t = 30 h (ultimo istante della simulazione)	$\approx 62,49^{\circ}\text{C}$	$\approx 60,43^{\circ}\text{C}$	$\approx 62,08^{\circ}\text{C}$	$\approx 58,44^{\circ}\text{C}$

Il riscontro principale riguarda la ventiquattresima ora, assunta come standard industriale per quantificare la capacità di conservazione del calore su ciclo giornaliero:

- 1) Il sistema Tiger-Toyota garantisce una temperatura residua di circa 65°C [34];
- 2) Il modello a parametri concentrati (0D) predice una temperatura di $66,11^{\circ}\text{C}$;

- 3) 1 modello a 20 nodi (1D) registra nel cuore termico (Nodo 11) una temperatura di 66,79°C, con una temperatura alla sommità di circa 65°C ed un valore al fondo di 62,82°C (temperatura media della colonna fluida pari a circa 64,9°C).

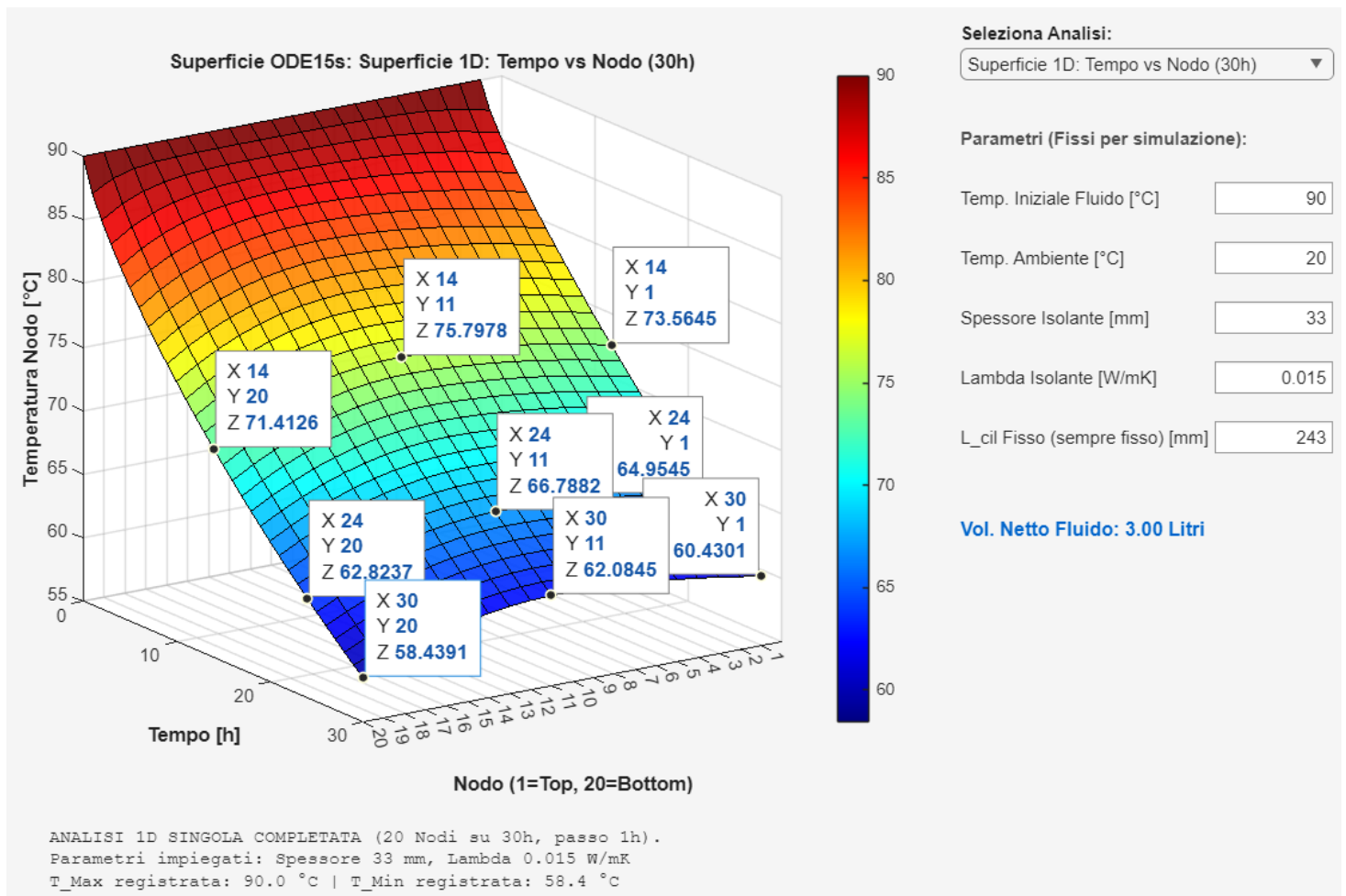


Figura 4.9 - Superficie 1D Tempo vs Nodo (30h) ottenuta con i parametri preimpostati per il confronto ($T_{in}=90^{\circ}\text{C}$, $T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$, $V_{netto}=3\text{ l}$) con le temperature del TES Toyota, con in evidenza le temperature (Asse Z) nel Nodo 1, nel Nodo 11 e nel Nodo 20 (Asse Y) nelle ore 14, 24 e 30 (Asse X)

La differenza tra il valore di picco del modello 1D proposto ed il dato reale del serbatoio Toyota si attesta di circa +1,79°C. Questo risultato dimostra che l'isolante in aerogel (33 mm di spessore e $\lambda = 0,015\text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$) permette di raggiungere prestazioni di ritenzione termica decisamente simili a quelle ottenute dal contenitore con isolamento ottenuto con sottovuoto di serie.

Inoltre, sia a 14 ore (con valori compresi tra 71,41°C e 75,8°C) sia a 30 ore (dove persino il punto più freddo alla base preserva 58,44°C), il serbatoio preserva un livello termico ampiamente superiore ai 40°C posti come obiettivo.

Sebbene le prestazioni termiche a 24 ore siano quasi identiche, le due architetture adottano due

filosofie costruttive molto differenti, che comportano vantaggi e compromessi sul piano veicolistico:

- 1) Affidabilità durante la vita della vettura: la tecnologia a vuoto spinto impiegata da Toyota raggiunge una conducibilità equivalente bassissima in uno spessore dell'intercapedine ridotto, ma è vulnerabile alle sollecitazioni tipiche del vano motore. Nel corso degli anni, le vibrazioni stradali continue, i gradienti termici ciclici e gli urti accidentali possono provocare fenomeni di degassamento naturale del metallo. Anche solo un leggero degrado del vuoto compromette irreversibilmente le prestazioni isolanti del componente. Invece, l'aerogel è un materiale nanostrutturato solido che opera a pressione ambiente: la sua resistenza termica non dipende dal mantenimento di una sigillatura ermetica a bassa pressione, garantendo invariabilità prestazionale per l'intera vita utile del veicolo.
- 2) Massa complessiva e costi di fabbricazione: il serbatoio della Prius è costituito da un doppio guscio in acciaio inossidabile saldato, necessario per resistere alla pressione esterna del vuoto ed alle sollecitazioni idrauliche, con conseguenze negative sulla massa a vuoto del sottosistema. La soluzione proposta impiega polimeri estrusi e lavorati (PP-RCT e PP-H) accoppiati ad una sottile lamina protettiva in alluminio (0,8 mm), portando ad una riduzione del peso dell'involucro e dei costi di lavorazione su larga scala.
- 3) Integrazione del setto mobile: nel serbatoio proposto la presenza del setto traslante consente una separazione fisica netta tra mandata calda e ritorno freddo e viceversa (nelle due fasi di carica o scarica), massimizzando l'efficienza.
- 4) Assenza della seconda pompa: nell'architettura della TES proposto non è presente una pompa ausiliaria come nel caso dell'architettura del TES della Toyota, riducendo il numero di componenti da aggiungere al sistema e la complessità ed abbassando i costi;
- 5) Compromesso di ingombro radiale: l'unico svantaggio reale della soluzione ad aerogel rispetto al vuoto è lo spessore della parete isolante (33 mm radiali contro un'intercapedine sottovuoto di spessore più ridotto). Questo ingombro trasversale aggiuntivo rappresenta il compromesso necessario per eliminare la fragilità strutturale del vuoto spinto e beneficiare della leggerezza e della caratteristica modulare del serbatoio con materiali polimerici.

Capitolo 5: Effetti utili e benefici ambientali attesi

5.1 Valutazione dell'innalzamento termico del blocco motore preavviamento

5.1.1 Parametrizzazione termofisica del sistema motore e della carica termica

Per valutare quantitativamente l'innalzamento termico indotto della carica accumulata nel serbatoio prima dell'avviamento del propulsore, si devono definire con precisione le proprietà termofisiche del fluido termovettore e le grandezze caratteristiche della struttura metallica del motore.

Nei modelli 0D e 1D sviluppati nel Capitolo 4, il calore specifico a pressione costante della miscela refrigerante acqua-glicole etilenico (frazione volumetrica al 50%) è stato assunto pari ad un valore nominale costante di $3600 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$. Questa approssimazione risultava ragionevole per l'analisi del transitorio di sosta prolungato (30 ore), in cui il fluido si trovava in condizioni idrodinamiche stazionarie e l'obiettivo primario era la verifica della resistenza termica globale dell'involucro isolante.

Nella fase di scarica attiva di pre-avviamento, tuttavia il TES immette rapidamente il fluido caldo all'interno dei passaggi del motore, determinando uno scambio termico veloce su un intervallo di temperatura compreso indicativamente tra la temperatura ambiente di sosta ($T_{\text{amb}} = 0^\circ\text{C}$) e la temperatura di conservazione del serbatoio ($T_{\text{TES}} \approx 58\text{-}75^\circ\text{C}$). A questo proposito, come temperatura caratteristica della carica termica immessa viene assunta la temperatura media dell'intera colonna liquida sui 20 nodi del modello 1D ($\bar{T}_{\text{TES}}$), i cui valori estratti dalla simulazione numerica risultano pari a:

- 1) $\bar{T}_{\text{TES}}(14h) = 75,35^\circ\text{C}$;
- 2) $\bar{T}_{\text{TES}}(24h) = 63,87^\circ\text{C}$;
- 3) $\bar{T}_{\text{TES}}(30h) = 57,85^\circ\text{C}$.

Il calore specifico a pressione costante delle miscele acquose di glicole etilenico presenta una dipendenza non trascurabile dalla temperatura, crescendo in modo monotono all'aumentare dell'energia termica del mezzo [72].

Per garantire accuratezza analitica nel bilancio entalpico, il calore specifico medio efficace $\bar{c}_{p,fl}$ viene ricavato mediante l'integrazione definita della funzione $c_p(T)$ sull'intervallo termico del transitorio considerato:

$$\bar{c}_{p,fl} = \frac{1}{T_{TES,max} - T_{eq,min}} \int_{T_{eq,min}}^{T_{TES,max}} c_p(T) dT$$

Gli estremi di integrazione comprendono l'intera gamma termica operativa del transitorio:

- 1) $T_{TES,max} = 75,0^{\circ}\text{C} = 348,15 \text{ K}$ (temperatura approssimata di mandata del serbatoio dopo 14 ore di sosta);
- 2) $T_{eq,min} = 50,0^{\circ}\text{C} = 323,15 \text{ K}$ (temperatura minima di equilibrio attesa nello scenario più gravoso a 30 ore).

Table 29. Ethylene Glycol: Specific Heat Capacity, c_p , of Aqueous Solutions with Different Molalities from 25 to 95 °C at Pressure $P = 100 \text{ kPa}$ ^a

Temp./°C	25.0	45.0	65.0	85.0	95.0
$m/\text{mol kg}^{-1}$	$c_p/\text{J g}^{-1} \text{ K}^{-1}$				
3.9979	3.768	3.828	3.894	3.908	3.968
7.9963	3.517	3.613	3.667	3.747	3.829
12.0414	3.298	3.410	3.477	3.576	3.657

^aStandard uncertainties u are $u(m) = 0.00003 \text{ mol/kg}$, $u_r(c_p) = 0.01$, $u(T) = 0.01^{\circ}\text{C}$, and $u(P) = 1 \text{ kPa}$.

Figura 5.1- Tabella dei valori di c_p della miscela acqua-glicole a differenti temperature e molalità [72]

La quantificazione di $c_p(T)$ si basa sui rilievi sperimentali documentati per soluzioni acquose di glicole etilenico a pressione atmosferica ($P = 100 \text{ kPa}$) in funzione della molalità [72].

Considerando una molalità $m = 7,9963 \text{ mol kg}^{-1}$ (corrispondente alla miscela commerciale al 50% in volume), i valori sperimentali discreti rilevanti estratti dalla Tabella 29 della fonte sono:

- 1) $c_p(45,0^{\circ}\text{C}) = 3,613 \text{ J/(g} \cdot \text{K)} = 3613 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$;
- 2) $c_p(65,0^{\circ}\text{C}) = 3,667 \text{ J/(g} \cdot \text{K)} = 3667 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$;
- 3) $c_p(85,0^{\circ}\text{C}) = 3,747 \text{ J/(g} \cdot \text{K)} = 3747 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$.

Considerato che le temperature estremali del transitorio (50°C e 75°C) ricadono all'interno dell'intervallo misurato, ma non coincidono con i valori tabulati, i relativi valori sono ricavati per interpolazione lineare tra i punti sperimentali consecutivi:

$$c_p(50,0^{\circ}\text{C}) = 3613 + \frac{50 - 45}{65 - 45} \cdot (3667 - 3613) = 3613 + 0,25 \cdot 54 = 3626,5 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

$$c_p(75,0^{\circ}\text{C}) = 3667 + \frac{75 - 65}{85 - 65} \cdot (3747 - 3667) = 3667 + 0,5 \cdot 80 = 3707,0 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

L'integrazione definita su $\Delta T_{\text{tot}} = 348,15 - 323,15 = 25\text{K}$ viene eseguita su due sotto-intervalli imperniati sul nodo sperimentale a 65°C (338,15 K):

$$\begin{aligned}\int_{323,15}^{348,15} c_p(T) dT &= \left(\frac{c_p(50) + c_p(65)}{2} \right) \cdot (65 - 50) + \left(\frac{c_p(65) + c_p(75)}{2} \right) \cdot (75 - 65) = \\ &= \int_{323,15}^{348,15} c_p(T) dT = \left(\frac{3626,5 + 3667}{2} \cdot 15 \right) + \left(\frac{3667 + 3707}{2} \cdot 10 \right) = 54701,25 + 36870 \\ &= 91571,25 \text{ J/kg}\end{aligned}$$

Il calore specifico medio ponderale risulta pari a:

$$\bar{c}_{p,fl} = \frac{91571,25 \text{ J/kg}}{25 \text{ K}} = 3662,85 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)} \approx 3663 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$$

Questo valore viene adottato per i successivi bilanci di scambio termico.

Una volta attivata la circolazione, l'immissione del refrigerante caldo avviene in un intervallo di tempo non molto ampio. In una finestra temporale ristretta, il flusso termico ceduto per convezione forzata dal liquido non ha il tempo di diffondere per conduzione attraverso l'intero spessore delle pareti metalliche del propulsore, a causa dell'inerzia termica del metallo massivo.

In base ai principi fondamentali della conduzione termica transitoria unidimensionale (Incropera, Cap. 5 [69]), la penetrazione dell'onda termica all'interno del metallo è regolata dalla diffusività termica del materiale ($\alpha_{\text{met}} = \lambda/(\rho \cdot c_p)$). Lo spessore caratteristico di diffusione δ_{diff} entro cui si risente in modo significativo del riscaldamento transitorio scala come:

$$\delta_{\text{diff}} \approx 2 \sqrt{\alpha_{\text{met}} \cdot \Delta t_{\text{flus}}}$$

Considerando le diffusività termiche tipiche della ghisa ($\alpha \approx 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$) e delle leghe di alluminio ($\alpha \approx 7,0 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$), nei pochi secondi di flussaggio la propagazione termica interessa uno strato di spessore compreso tra circa 15 e 35 mm. Poiché le pareti bagnate della camicia d'acqua presentano uno spessore che non supera il centimetro, il metallo a diretto contatto con il refrigerante viene attraversato dal flusso termico, mentre le porzioni strutturali esterne e più massive (come il basamento inferiore, i supporti di banco e la coppa dell'olio) rimangono inizialmente escluse dallo scambio termico ed a temperatura ambiente.

Di conseguenza, non è corretto considerare l'intera massa del motore nel bilancio termico istantaneo: si deve identificare la frazione di massa metallica termicamente attiva (M_{attiva}), costituita dallo strato superficiale delle canne cilindro e dalla parte inferiore della testata. Le temperature di equilibrio calcolate non descrivono quindi l'intero monoblocco, ma sono rigorosamente relative alla parte metallica bagnata a diretto contatto con i condotti e con la carica fresca di combustibile.

I dati relativi alla massa metallica direttamente bagnata e termicamente attiva non sono generalmente resi noti dai costruttori né reperibili dalle schede tecniche convenzionali. Pertanto, è stato fatto riferimento ad uno studio sperimentale di letteratura focalizzato sull'analisi termica transitoria dei circuiti di raffreddamento motore durante la fase di warm-up [73].

Nello studio in esame viene analizzato un motore turbodiesel (Peugeot DW10BTED4 da 2,0 litri) caratterizzato da una massa complessiva a secco di circa 170 kg, come riscontrabile dalle specifiche tecniche di targa del propulsore [74], [75]. Considerata la massa totale, la quota metallica termicamente efficace che partecipa attivamente allo scambio termico rapido con il refrigerante è quantificata in 3,9 kg [73]. Da questo caso si estrae un rapporto di scalatura pari a:

$$\frac{M_{attiva,rif}}{M_{tot,rif}} = \frac{3,9 \text{ kg}}{170 \text{ kg}} \approx 0,02294 \approx 2,3\%$$

Assumendo come applicazione di riferimento il propulsore a benzina Chery SQR480 (architettura 4 cilindri in linea, cilindrata 1596 cm³), che è stato utilizzato come riferimento nel Paragrafo 3.1.1 per la scelta del volume netto del liquido nel serbatoio, la sua massa a vuoto è pari a 108 kg, la massa metallica termicamente efficace del Caso Base viene stimata applicando la stessa proporzione:

$$M_{attiva} = 108 \text{ kg} \cdot 0,023 = 2,484 \text{ kg}$$

Questo rapporto è stato assunto come riferimento per la stima preliminare della massa termicamente efficace del motore Chery SQR480.

Il motore Chery SQR480, come la maggior parte dei motori automobilistici, è costituito da una costruzione bimetallica, caratterizzata da un monoblocco in ghisa e da una testata in lega leggera in alluminio. Poiché la ghisa e le leghe di alluminio presentano proprietà termofisiche molto differenti, con il calore specifico dell'alluminio ($c_{p,Al} \approx 900 \frac{J}{kg \cdot K}$) quasi il doppio rispetto a quello della ghisa ($c_{p,ghisa} \approx 480 J/(kg \cdot K)$), assumere una suddivisione arbitraria al 50% della massa comporterebbe errori di stima nella capacità termica assorbita.

Non disponendo della geometria CAD del propulsore per estrarre l'esatta partizione dei volumi bagnati, si sfrutta un benchmark di modellazione numerica industriale tratto dalla documentazione tecnica di riferimento del software GT-SUITE (Gamma Technologies) per modelli termici lumped di motori 4 cilindri in linea [76]. Da questa analisi, le masse termiche attive di basamento e testata risultano rispettivamente pari a:

- 1) Massa blocco cilindri (ghisa): $M_{block,rif} = 14,192 \text{ kg}$;
- 2) Massa testata (alluminio): $M_{head,rif} = 9,989 \text{ kg}$.

La ripartizione percentuale delle masse metalliche a contatto con il fluido risulta pertanto:

$$x_{ghisa} = \frac{14,192}{14,192 + 9,989} = \frac{14,192}{24,181} \approx 58,69\% \approx 58,7\%$$

$$x_{Al} = \frac{9,989}{14,192 + 9,989} = \frac{9,989}{24,181} \approx 41,31\% \approx 41,3\%$$

Si specifica che queste percentuali rappresentano un benchmark ingegneristico di riferimento e non l'esatta partizione reale del motore Chery SQR480. Applicando queste percentuali alla massa attiva del Caso Base ($M_{attiva} = 2,484 \text{ kg}$), si ottengono i seguenti contributi:

- 1) $M_{ghisa} = 2,484 \text{ kg} \cdot 0,587 \approx 1,458 \text{ kg}$;
- 2) $M_{Al} = 2,484 \text{ kg} \cdot 0,413 \approx 1,026 \text{ kg}$.

Durante il preavviamento, l'attivazione della pompa permette che la carica calda stoccata nel TES venga convogliata all'interno del basamento, provocando l'immediata espulsione della frazione di fluido freddo precedentemente intrappolata nella camicia d'acqua verso il serbatoio al di sopra del setto. Poiché il fluido freddo stazionario viene spinto fuori dal volume attivo senza miscelarsi con la carica primaria, il refrigerante residuo non sottrae calore utile al sistema ricevente.

Di conseguenza, la carica di 5 litri di refrigerante caldo viene assorbita solo dalla capacità termica delle pareti metalliche attive del propulsore. Questa capacità termica equivalente del volume ricevente (C_{ric}) viene determinata combinando i contributi di basamento e testata:

$$C_{ric,base} = C_{metallo} = M_{ghisa} \cdot c_{p,ghisa} + M_{Al} \cdot c_{p,Al}$$

Sostituendo i valori numerici individuati:

$$C_{ric,base} = \left(1,458 \text{ kg} \cdot 480 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right) + \left(1,026 \text{ kg} \cdot 900 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)$$

$$C_{ric,base} = 699,84 \frac{\text{J}}{\text{K}} + 923,40 \frac{\text{J}}{\text{K}} = 1623 \text{ J/K}$$

Poiché il valore effettivo della massa metallica riscaldata dipende dal profilo dei passaggi del fluido e dall'intervallo di contatto prima della combustione, per evitare conclusioni vincolate rigidamente alla sola proporzione estratta dal motore DW10, l'analisi viene estesa a tre scenari crescenti di massa termicamente attiva (mantenendo la ripartizione bimetallica al 58,7% in ghisa e 41,3% in alluminio):

- 1) Caso 1 (Massa base): $M_{attiva} = 2,484 \text{ kg}$ ($\approx 2,3 \%$ della massa a secco), con $C_{ric} = 1623 \text{ J/K}$;
- 2) Caso 2 (Massa intermedia): $M_{attiva} = 5,000 \text{ kg}$ ($\approx 4,6\%$ della massa a secco), con $C_{ric} = (2,935 \text{ kg} \cdot 480) + (2,065 \text{ kg} \cdot 900) \approx 3267 \text{ J/K}$;

- 3) Caso 3 (Massa cautelativa estesa): $M_{attiva} = 7,500 \text{ kg}$ ($\approx 7,0\%$ della massa a secco), con $C_{ric} = (4,403 \text{ kg} \cdot 480) + (2,065 \text{ kg} \cdot 900) \approx 4901 \text{ J/K}$.

Questi tre casi insieme consentono di verificare la robustezza del dispositivo anche a fronte di un sensibile aumento della massa metallica coinvolta nello scambio rapido.

5.1.2 Modello analitico di trasferimento termico, dinamica di flussaggio e determinazione della temperatura di equilibrio

Definite le proprietà termofisiche della carica e la capacità termica della massa composta da alluminio e ghisa, è possibile formalizzare il modello analitico che governa la fase di preriscaldamento rapido del motore prima del trascinamento iniziale.

La strategia di preriscaldamento prevede che, all'attivazione del quadro vettura o mediante comando remoto programmato, venga azionata la pompa principale del circuito di raffreddamento a motore ancora spento.

Per questa funzione, si è considerata come componente di riferimento una pompa centrifuga elettrica a 12V a controllo elettronico dedicata (Davies Craig EWP80, corpo in lega di alluminio con controller digitale dedicato [77]).

Il costruttore accredita il componente di una portata massima a bocca libera pari a $Q_{max} = 80 \text{ L/min}$. Conoscendo il volume netto della carica stoccata nel serbatoio ($V_{TES} = 5,0 \text{ L}$), il tempo teorico minimo di scarica e ricambio completo del fluido all'interno del monoblocco risulterebbe:

$$\Delta t_{flus,teorico} = \frac{V_{TES}}{Q_{max}} = \frac{5,0 \text{ L}}{80 \text{ L/min}} = 0,0625 \text{ min} = 3,75 \text{ s}$$

Questo valore rappresenta però un valore limite inferiore. In un'installazione reale a bordo della vettura, la portata effettivamente erogata dalla pompa elettrica dipende dal punto di lavoro idraulico, determinato dall'intersezione tra la curva caratteristica della pompa e la curva di resistenza dell'intero circuito (perdite di carico distribuite e concentrate lungo i condotti di collegamento, le valvole, il setto mobile del serbatoio e la complessa geometria interna della camicia del fluido).

In assenza del rilievo sperimentale della caratteristica di carico del circuito installato sul motore Chery, il comportamento fluidodinamico del sistema è stato parametrizzato assumendo tre condizioni operative di portata volumetrica:

- 1) Portata massima di targa (80 L/min): $\Delta t_{flus} = 3,75 \text{ s}$ (condizioni limite ideale ad attriti idraulici trascurabili);

- 2) Portata intermedia ad alto carico (40 L/min): $\Delta t_{\text{flus}} = 7,50$ s (condizioni condizione rappresentativa di un circuito ottimizzato a basse perdite);
- 3) Portata a forti strozzature (20 L/min): $\Delta t_{\text{flus}} = 15,00$ s (condizioni penalizzante dovuta a percorsi idraulici tortuosi e passaggi ristretti nella testata);

È opportuno evidenziare una netta distinzione fisica tra il tempo di flussaggio idraulico ed il tempo effettivo riscaldamento del metallo. L'intervallo ottenuto (3,75-15s), ottenuto dal rapporto cinematico tra volume e portata, descrive esclusivamente il tempo necessario a garantire il ricambio volumetrico completo del fluido all'interno delle camicie d'acqua, con espulsione del refrigerante freddo preesistente. Questo costituisce il prerequisito fluidodinamico per l'avvio dello scambio termico, ma non dimostra che la massa metallica raggiunga la temperatura di equilibrio esattamente entro la medesima finestra temporale.

Date le complessità connesse al transitorio termico rapido, la temperatura finale di equilibrio (T_{eq}) determinata nel seguito viene presentata come una stima termodinamica ideale a regime ultimato, fondata su un bilancio entalpico globale a parametri concentrati. La dinamica temporale di avvicinamento all'equilibrio e l'effettiva velocità con cui il calore diffonde dal fluido alla parete restano dunque legate ai coefficienti di convezione locale e dovranno essere verificate sperimentalmente o mediante simulazioni fluidodinamiche.

L'intervallo di tempo ottenuto (3,75-15 s) conferma la piena compatibilità operativa della soluzione con le tempistiche di salita a bordo ed avviamento da parte del conducente: il flussaggio e la sostituzione della massa fluida attiva si completano interamente prima dell'accensione del motore e della messa in rotazione dell'albero a gomiti.

Il trasferimento di entalpia tra la carica calda proveniente dal TES e le pareti metalliche bagnate del propulsore è formulato mediante un bilancio termico globale a parametri concentrati.

Non esistendo in letteratura un valore unificato per definire le perdite termiche durante il transitorio rapido di flussaggio su un'architettura TES-motore, si introduce un parametro adimensionale di efficienza globale del trasferimento termico (η_{flus}): Questo termine quantifica la parte di energia termica effettivamente trasferita al metallo utile e comprende:

- 1) Le dispersioni termiche passive verso l'ambiente lungo le tubazioni di mandata e ritorno;
- 2) Le imperfezioni di tenuta del fronte del fluido che causano un lieve rimescolamento parassita all'interfaccia con il refrigerante freddo residuo;
- 3) Eventuali zone di ristagno idraulico o non uniformità locali del campo di moto nella camicia d'acqua.

Si specifica che η_{flus} esprime un rendimento termico di processo e non ha alcuna correlazione con il rendimento elettrico o meccanico.

Il modello assume come valore nominale di progetto:

$$\eta_{flus} = 0,90$$

mentre l'intervallo $\eta_{flus} \in [0,85; 0,90]$ viene impiegato come intervallo per verificare la robustezza del sistema in condizioni operative meno favorevoli.

L'equazione di conservazione dell'energia che eguaglia l'entalpia ceduta dalla carica del TES all'energia termica assorbita dalla struttura metallica assume la forma:

$$\eta_{flus} \cdot C_{TES}(\bar{T}_{TES} - T_{eq}) = C_{ric}(T_{eq} - T_{amb})$$

dove:

- 1) $C_{TES} = M_{fluido} \cdot \bar{c}_{p,fl} = 5,10 \text{ kg} \cdot 3663 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 186381,30 \frac{\text{J}}{\text{K}}$;
- 2) C_{ric} è la capacità termica equivalente del metallo bagnato (valutata per i tre scenari di massa attiva);
- 3) $T_{amb} = 0,00^\circ\text{C}$ è la temperatura iniziale omogenea di sosta del propulsore;
- 4) $\bar{T}_{TES}$ è la temperatura media della carica liquida estratta dai risultati numerici 1D alle diverse ore di sosta.

Esplicitando la temperatura finale di equilibrio del metallo attivo (T_{eq}):

$$T_{eq} = \frac{\eta_{flus} C_{TES} \bar{T}_{TES} + C_{ric} T_{amb}}{\eta_{flus} C_{TES} + C_{ric}}$$

Considerato che la temperatura ambiente iniziale è posta pari a $T_{amb} = 0^\circ\text{C}$, il secondo termine a numeratore si annulla, semplificando la relazione nel fattore di trasferimento termico adimensionale:

$$T_{eq} = \left(\frac{\eta_{flus} C_{TES}}{\eta_{flus} C_{TES} + C_{ric}} \right) \bar{T}_{TES} = K \cdot \bar{T}_{TES}$$

Il coefficiente K dipende dall'efficienza di flussaggio considerata e dallo scenario di massa attiva:

- 1) Per il Caso 1 ($M_{attiva} = 2,484 \text{ kg}$, $C_{ric} = 1623 \text{ J/K}$):

$$K_{nom} = \frac{0,90 \cdot 18681,3}{(0,90 \cdot 18681,3) + 1623} \approx 0,9120$$

$$K_{caut} = \frac{0,85 \cdot 18681,3}{(0,85 \cdot 18681,3) + 1623} \approx 0,9073$$

- 2) Per il Caso 2 ($M_{attiva} = 5,000 \text{ kg}$, $C_{ric} = 3267 \text{ J/K}$):

$$K_{nom} = \frac{0,90 \cdot 18681,3}{(0,90 \cdot 18681,3) + 3267} \approx 0,8373$$

$$K_{caut} = \frac{0,90 \cdot 18681,3}{(0,90 \cdot 18681,3) + 1623} \approx 0,8294$$

3) Per il Caso 3 ($M_{attiva} = 7,500$ kg, $C_{ric} = 4901$ J/K):

$$K_{nom} = \frac{0,90 \cdot 18681,3}{(0,90 \cdot 18681,3) + 4901} \approx 0,7743$$

$$K_{caut} = \frac{0,90 \cdot 18681,3}{(0,90 \cdot 18681,3) + 4901} \approx 0,7642$$

Applicando questi coefficienti alle temperature medie di mandata del serbatoio ricavate dal modello 1D a $t = 14$ h, $t = 24$ h, $t = 30$ h, si ottengono i valori di temperatura di equilibrio riassunti nella seguente tabella:

Tempo di sosta	Temperatura media TES ($\bar{T}_{TES}$)	T_{eq} Caso 1 (2,48 kg) [Nom./Caut.]	T_{eq} Caso 2 (5,00 kg) [Nom./Caut.]	T_{eq} Caso 3 (7,50 kg) [Nom./Caut.]	Margine su $T_{target} \geq 40^{\circ}\text{C}$ (rispetto al Caso 3)
t = 14 h	75,35°C	68,72°C / 68,36°C	63,09°C / 62,49°C	58,34°C / 57,58°C	+17,58°C
t = 24 h	63,87°C	58,25°C / 57,95°C	53,48°C / 52,97°C	49,45°C / 48,81°C	+8,81°C
t = 30 h	57,85°C	52,76°C / 52,49°C	48,44°C / 47,98°C	44,79°C / 44,21°C	+4,21°C

Dall'analisi quantitativa emergono due evidenze termodinamiche importanti:

- 1) Riferimento alla massa attiva bagnata: le temperature calcolate (comprese tra 52 e 69°C nel Caso Base) descrivono la temperatura raggiunta dalla sola parte metallica a diretto contatto con la camera di combustione ed i condotti di aspirazione. Questi valori non si estendono all'intero basamento massivo (la cui inerzia complessiva richiederebbe tempi di riscaldamento più lunghi), ma risultano sufficienti a riscaldare la sede degli elettro-iniettori ed a sopprimere l'evaporazione incompleta del combustibile;
- 2) Dominanza dell'inerzia termica del fluido: la capacità termica della carica liquida stoccata ($C_{TES} = 18538,5$ J/K) risulta da 3,8 ad oltre 11,5 volte maggiore rispetto alla capacità termica del metallo attivo, anche estendendo la massa riscaldata fino a 7,50 kg. Questa grande differenza fa sì che il calore assorbito dal blocco motore causi una diminuzione contenuta della temperatura del fluido;

- 3) Soddisfacimento dei requisiti di preriscaldamento: anche ipotizzando lo scenario più penalizzante in assoluto (30 ore di sosta a 0°C, rendimento di flussaggio cautelativo $\eta_{\text{flus}} = 0,85$ e massa termicamente attiva estesa a $M_{\text{attiva}} = 7,500 \text{ kg}$), la temperatura della parte metallica interessata si stabilizza a 44,21°C (44,79°C nominale), superando la soglia minima di progetto ($T_{\text{target}} \geq 40^\circ\text{C}$) con un margine positivo di sicurezza di oltre +4,2°C. Nello scenario base di riferimento, questo margine raggiunge +12,5-12,8°C a 30 ore e supera i +28°C nella sosta notturna tipica di 14 ore.

5.2 Stima della riduzione delle emissioni inquinanti e benefici ambientali attesi

La quantificazione dell'innalzamento termico conseguito nella sezione precedente assume una rilevanza significativa se rapportata alla dinamica di formazione dei principali inquinanti gassosi durante i transitori di avviamento del propulsore. Nella letteratura scientifica di questo settore, di cui si è discusso nel Paragrafo 1.1, è ampiamente documentato come la fase di avviamento a freddo rappresenti la sorgente primaria di inquinamento veicolare, arrivando a pesare fino all'80% delle emissioni totali generate da un autoveicolo per determinate specie chimiche.

La definizione di transizione termica tra avviamento a freddo ed a caldo è convenzionalmente legata alla temperatura del liquido di raffreddamento: secondo le evidenze sperimentali sintetizzate da Reiter e Kockelman, una condizione di avviamento a caldo si raggiunge quando il refrigerante motore raggiunge e supera la soglia di 140°F (circa 60°C) [1]. Nei propulsori a combustione interna convenzionali, il raggiungimento di questo regime richiede indicativamente 3-4 minuti di marcia su strada.

Durante i primi 200 secondi di funzionamento, il sistema propulsivo attraversa la propria fase di massima criticità ambientale: le indagini sperimentali condotte da Andrych-Zalewska et al. Dimostrano che i tassi di emissione istantanea di monossido di carbonio (CO) e di idrocarburi incombusti (HC) risultano di decine di volte superiori rispetto ai valori riscontrabili a motore stabilizzato. Nello specifico, l'intensità emissiva di CO raggiunge picchi di circa 180 mg/s a freddo a fronte di appena 20 mg/s a motore caldo nei primi 200 secondi [2]. Questo vuol dire che su un intero ciclo omologativo NEDC, si ha un incremento delle emissioni chilometriche complessive pari al 63% per il CO e ad oltre il 1500% per gli idrocarburi incombusti.

Questo picco di emissioni iniziale, come analizzato nel Capitolo 1, è generato da due fattori:

- 1) La mancata attivazione termica dei catalizzatori: per iniziare le reazioni di ossidazione e riduzione con efficienza superiore del 90% il catalizzatore trivalente richiede di raggiungere la temperatura di innesco (light-off a 250-300°C);

- 2) Fenomeno di formazione di film di carburante sulle pareti dei cilindri (wall-wetting): a temperature di parete inferiori a 40-50°C, una frazione di benzina iniettata non vaporizza e forma un velo liquido sulle pareti fredde dei condotti di aspirazione e delle canne cilindro. Per compensare la mancata evaporazione e garantire l'accendibilità della carica, la centralina elettronica (ECU) impone un arricchimento forzato della miscela, generando elevate quantità di incombusti grezzi a monte del catalizzatore.

L'utilizzo del sistema TES altera in modo radicale questo scenario. Con l'immissione della carica di refrigerante prima dell'avvio del motore, la struttura metallica del monoblocco e della testata viene portata a temperature di equilibrio T_{eq} stimate tra 52,76°C (nello scenario limite di 30 ore di sosta) e 68,71°C (nello scenario di sosta notturna di 14 ore) nello scenario di riferimento ($M_{attiva} = 2,484$ kg), mantenendosi al di sopra di 44,2°C persino nell'ipotesi cautelativa con massa metallica triplicata a 7,5 kg. Nello scenario a 14 ore, il propulsore supera immediatamente la soglia di 60°C indicata da Reiter e Kockelman, avvicinando sensibilmente le pareti bagnate alle condizioni operative di regime ancor prima di avviare la combustione [1]. È doveroso, però, precisare che questo riscaldamento preavviamento è relativo alla frazione metallica attiva ed al refrigerante: non si può configurare un avviamento a caldo istantaneo nel senso globale del termine, in quanto altri componenti critici del sottosistema motore (come l'olio nella coppa e, soprattutto, il corpo ceramico del catalizzatore a valle) si trovano ancora a temperatura ambiente e richiederanno il loro transitorio di attivazione. Negli scenari a 24 e 30 ore, pur arrivando leggermente al di sotto di questo livello (52-58°C), il tempo residuo per portare il fluido oltre i 60°C viene abbattuto dai consueti 4 minuti a poche decine di secondi. Rispetto ai risultati termici direttamente quantificati dal modello numerico, i risvolti sulla formazione degli inquinanti rappresentano dei benefici potenziali attesi sulla base della letteratura di riferimento: l'innalzamento termico delle pareti della camera di combustione e della zona circostante gli elettro-iniettori è in grado di promuovere l'evaporazione del combustibile, contrastando il formarsi del wall-wetting e consentendo una riduzione dell'arricchimento forzato a freddo da parte della calibrazione motore. Questo offre le condizioni fisiche favorevoli per operare con una combustione più prossima alla dosatura stechiometrica ($\lambda \approx 1$), delineando una consistente mitigazione della formazione di HC e CO nei primi 200 secondi.

Riguardo invece le emissioni di ossidi di azoto (NO_x), considerando sempre le fonti del Capitolo 1, le indagini sperimentali più recenti condotte per lo sviluppo delle architetture predittive conformi agli standard Euro 7 (Mądział [4]) hanno individuato nella soglia di 70°C del refrigerante il valore termico fondamentale. Al di sotto di 70°C, la combinazione tra cambiamenti di carico e parziale inefficienza del sistema di post-trattamento genera tassi di emissione pari a circa ad un valore medio di 3,4 mg/s. Una volta superata la soglia di 70°C e raggiunta la marcia calda a bassa velocità, le

emissioni mediane di NO_x documentate da Mądział scendono a 1,8 mg/s in condizioni di prova stazionaria. Questa riduzione non pensata in modo automatico come una stima prestazionale dimostrata per il sistema in esame (in quanto dipendente dalle strategie di controllo del motore e dal catalizzatore), ma evidenzia una chiara tendenza fenomenologica: l'integrazione del serbatoio di accumulo riduce il tempo necessario per colmare il delta termico tra la temperatura ambiente ed i 70°C. Quindi, la fase critica a bassa efficienza di conversione dei NO_x viene ridotta, limitando l'accumulo complessivo potenziale di inquinanti allo scarico.

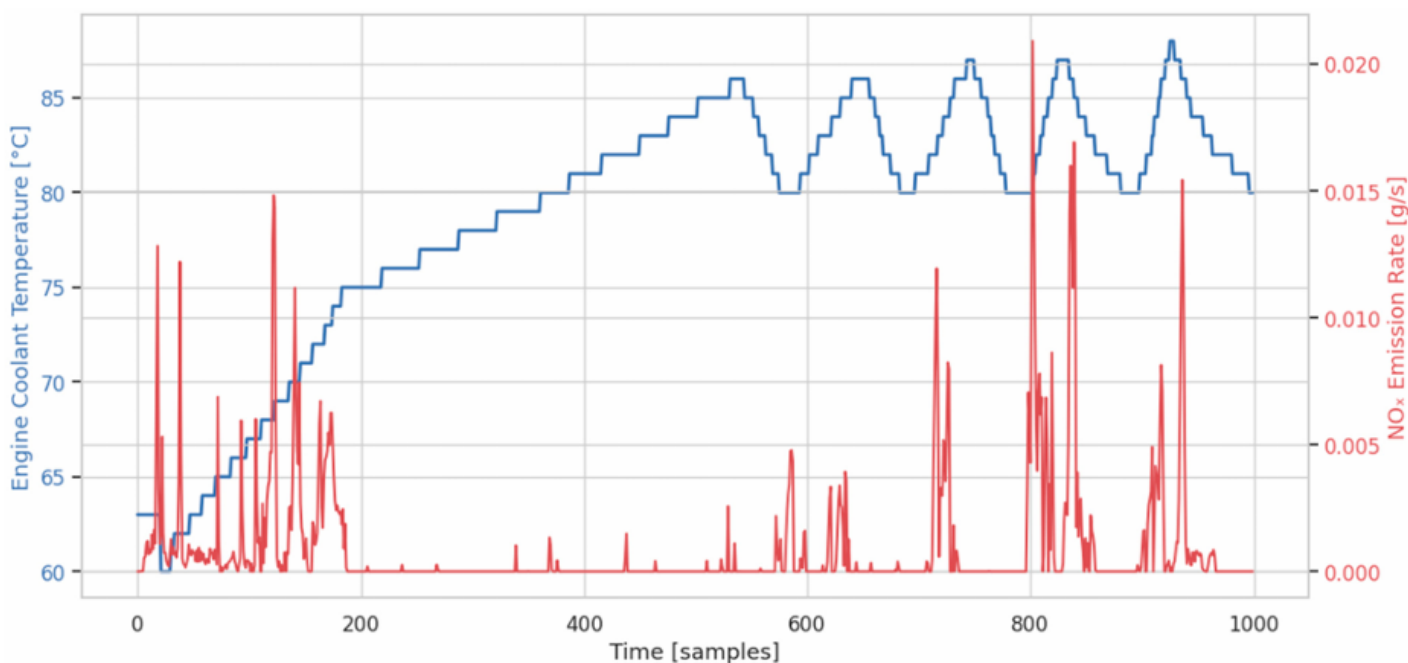


Figura 5.2 - Grafico delle emissioni di NO_x in relazione al tempo e alla temperatura del refrigerante, quindi del motore. I picchi a temperature alte sono dovuti a decelerazioni [4].

Oltre al beneficio potenziale diretto sulle specie inquinanti gassose, il rapido riscaldamento dei cilindri e del basamento genera un vantaggio in termini di efficienza. Mantenere le superfici metalliche bagnate al di sopra dei 50°C comporta un immediato riscaldamento per conduzione del meato d'olio lubrificante. La conseguente riduzione della viscosità cinematica abbatte gli attriti viscosi di primo distacco e le perdite per strisciamento del gruppo pistone-fasce elastiche, portando ad una riduzione del consumo di carburante nei primi chilometri di marcia a freddo. Questo risparmio energetico riduce direttamente la produzione di anidride carbonica (CO_2), delineando l'efficacia teorica attesa del serbatoio di accumulo sia come dispositivo di ausilio per la mitigazione delle emissioni nocive sia come supporto per la riduzione delle emissioni climalteranti del propulsore termico.

Capitolo 6: Estensioni tecnologiche e sviluppi futuri

La validazione numerica e termo-fluidodinamica sviluppata nei capitoli precedenti ha confermato la fattibilità tecnica del serbatoio termico ad aerogel e polimeri tecnici, mettendone in risalto l'efficacia nel preservare la carica termica utile su soste prolungate fino a 30 ore e nel garantire un sensibile innalzamento termico del motore prima dell'avviamento.

L'architettura proposta ed il principio di separazione idraulica tramite il setto mobile presentano una buona versatilità di integrazione, che ne rende interessante l'estensione oltre al caso del motore a benzina di cilindrata media considerato come caso studio. In questo capitolo si delineeranno le principali prospettive di sviluppo e le potenzialità applicative del sistema all'interno dell'attuale panorama della mobilità.

Nello specifico, vengono analizzate quattro direttrici di evoluzione tecnologica:

- 1) L'integrazione del serbatoio su propulsori endotermici di alte prestazioni dotati di incapsulamento termico avanzato, assumendo come riferimento l'architettura a sei cilindri in linea BMW B58;
- 2) La scalabilità dimensionale e funzionale verso il trasporto commerciale pesante (Heavy Duty), dove le grandi masse e le normative Euro 7 impongono strategie stringenti di gestione termica;
- 3) L'impiego del concetto di accumulo passivo sui veicoli puramente elettrici (BEV) e veicoli ibridi (HEV/PHEV), valutando il pre-condizionamento termico del pacco batterie per preservarne l'efficienza elettrochimica e l'autonomia alle basse temperature.
- 4) L'impiego del calore stoccato per la regolazione termica rapida di fluidi ausiliari, in particolare dell'olio lubrificante per la riduzione degli attriti meccanici a freddo e del fluido delle trasmissioni;

6.1 Integrazione su propulsori endotermici avanzati: il caso del motore BMW B58

L'architettura modulare a sei cilindri in linea sovralimentata BMW B58 (e la sua evoluzione tecnica B58TU) rappresenta uno dei riferimenti tecnologici più avanzati per l'analisi dell'integrazione veicolare del serbatoio di accumulo termico, grazie all'impiego di serie di un sistema di gestione termica attiva tecnologico [78], [81]. Questo propulsore adotta una concezione integrata in cui il tradizionale termostato a cera è sostituito da un modulo di gestione termica mecatronico a valvole rotative a controllo elettronico (Heat Management Module) [79], [80]. Questo modulo consente di

regolare in modo continuo e variabile le sezioni di passaggio del fluido verso i diversi componenti del circuito di raffreddamento, introducendo una strategia di raffreddamento sdoppiato (split cooling). Secondo la documentazione tecnica ufficiale BMW durante la fase di warm-up la distribuzione del refrigerante viene controllata in modo da inviare una quantità maggiore di fluido alla testata rispetto al basamento, con l'obiettivo di ottenere una distribuzione termica ottimizzata tra i due componenti.

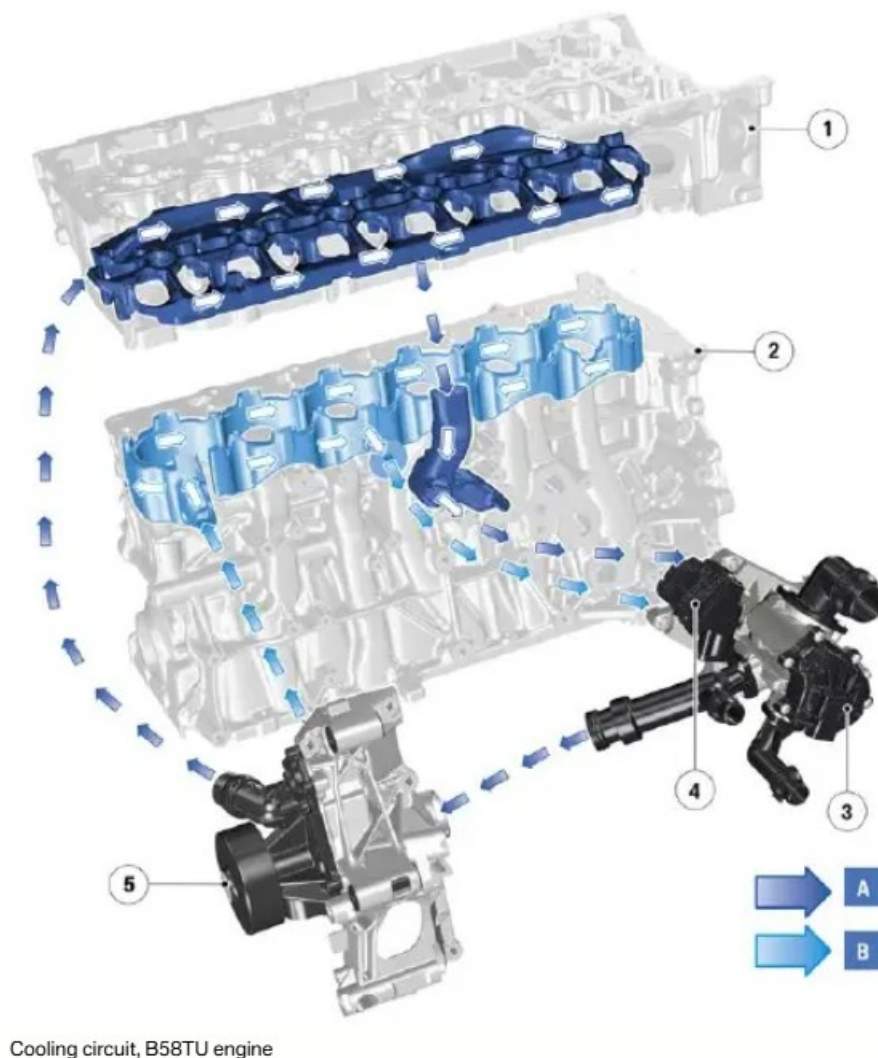


Figura 6.1 - Immagine dello split cooling del motore B58 della BMW [78]

Integrando il TES con questa soluzione, si può concentrare il trasferimento di energia termica nella regione del propulsore maggiormente interessata dal preriscaldamento. Infatti, la carica termica proveniente dal TES può essere indirizzata selettivamente verso la testata durante la fase precedente l'avviamento.

Inoltre, l'integrazione di un TES in un sistema dotato di split cooling presenta un potenziale vantaggio dal punto di vista di dimensionamento volumetrico dell'accumulatore. Se il refrigerante

caldo viene distribuito prevalentemente alla sola zona del motore che si intende riscaldare, l'energia termica immagazzinata non deve essere necessariamente ripartita nello stesso istante sull'intera massa termica del motore. A parità di temperatura iniziale del motore e di incremento termico richiesto nella sola regione d'interesse, si può ridurre la massa di refrigerante caldo necessaria e, di conseguenza, il volume utile del TES. La riduzione degli ingombri del serbatoio porta pertanto un possibile beneficio progettuale della combinazione tra accumulo termico e gestione termica tramite split cooling.

Nel caso di un motore sovralimentato di elevata cilindrata quale il B58, questo aspetto assume molta rilevanza, poiché l'energia necessaria per incrementare la temperatura dell'intera massa del propulsore può diventare significativamente superiore a quella richiesta per il preriscaldamento di una regione localizzata. La testata rappresenta in questo caso la zona di interesse prioritario, in quanto comprende la camera di combustione e gli organi direttamente coinvolti nei processi di aspirazione, accensione e combustione. Una strategia di preriscaldamento selettivo potrebbe quindi concentrare la carica termica del TES nella regione con il maggiore impatto sul comportamento del motore durante il cold start, evitando di destinare una quota significativa della capacità termica dell'accumulatore al riscaldamento di masse meno prioritarie.

Nel sistema reale B58TU la regolazione del flusso refrigerante è ottenuta mediante la gestione elettronica della valvola di split cooling. Nel sistema proposto nel presente lavoro, questa architettura può essere ulteriormente integrata con una pompa elettrica del circuito di raffreddamento (come proposto anche per l'analisi della portata volumetrica nel Paragrafo 5.1.2) in grado di garantire la circolazione del refrigerante anche prima dell'avviamento motore. In questo modo, il fluido preriscaldato immagazzinato nel TES può essere trasferito verso la regione desiderata del propulsore durante la fase di preriscaldamento, accelerando la vaporizzazione del combustibile iniettato, riducendo la condensazione liquida sulle superfici interne e stabilizzando la combustione sin dai primi giri dell'albero motore, riducendo le emissioni grezze di idrocarburi incombusti (HC) e monossido di carbonio (CO).

6.2 Applicazione del TES nel settore del trasporto pesante (Heavy Duty)

L'applicazione dei sistemi di accumulo termico assume un'importanza ancora più marcata nel settore dei veicoli commerciali ed industriali pesanti, dove i propulsori diesel di grande cilindrata dominano il mercato per ragioni di efficienza e coppia motrice, ma devono rispettare le stringenti normative Euro 6 e Euro 7. In questi motori, l'elevata massa metallica del monoblocco ed i grandi volumi di fluido comportano un'inerzia termica notevole: nelle fasi iniziali di funzionamento e

dopo soste a temperature rigide, i gas di scarico rimangono a lungo al di sotto della temperatura di light-off richiesta dai sistemi di post-trattamento, generando picchi emissivi che compromettono la conformità normativa.

L'efficacia del preriscaldamento termico in ambito Heavy Duty è stata analizzata da Li et al. ([82]), che hanno sviluppato un modello preliminare di accumulatore applicato ad un motore sei cilindri in linea Mercedes-Benz OM473 da 15,6 litri di cilindrata, con una massa a secco di 1240 kg e di una capacità del circuito di raffreddamento pari a 116 litri. Lo studio ha confermato che l'immissione di calore accumulato consente di accelerare il riscaldamento del propulsore, riducendo il tempo di riscaldamento del 40% per raggiungere i 30°C e fino al 70% per i 40°C rispetto al caso senza accumulatore.

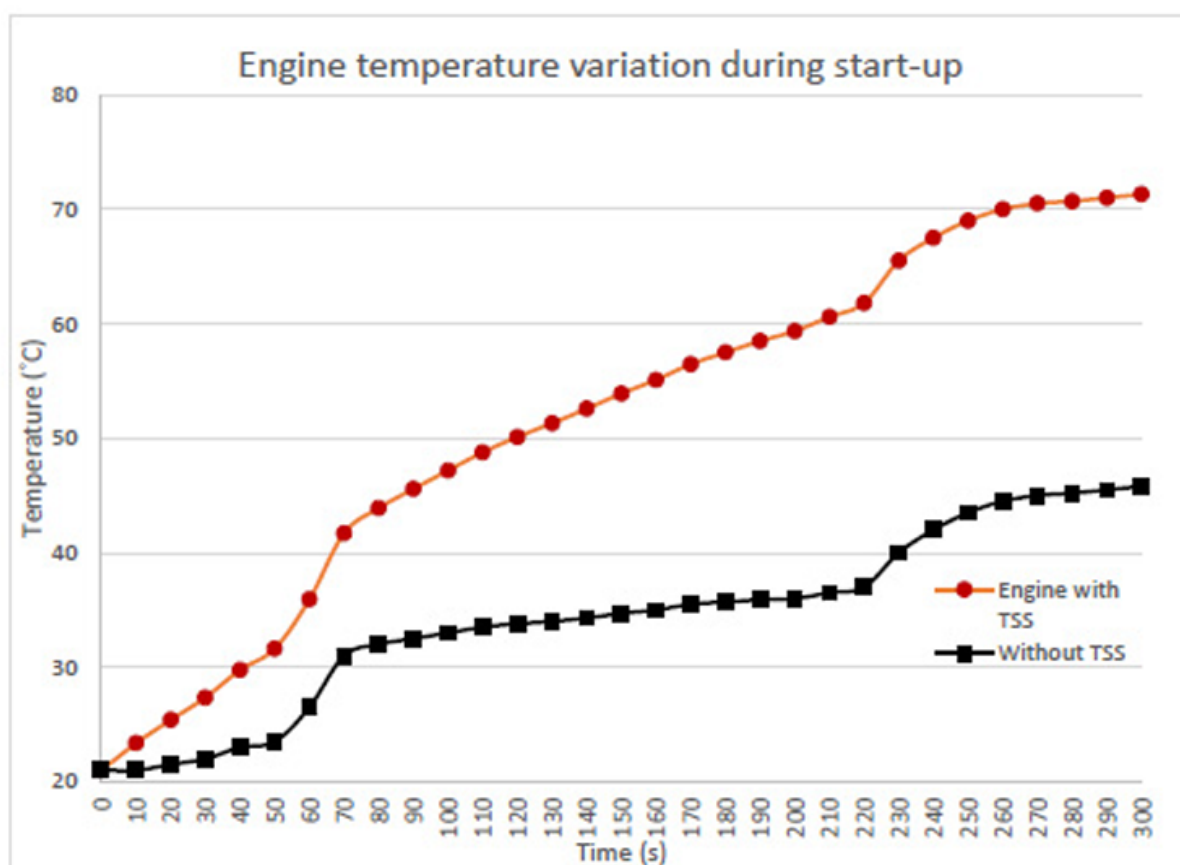


Figura 6.2 - Confronto delle temperature del motore Mercedes-Benz OM473 all'avviamento senza TES (nero) e con TES (rosso) [82]

Tuttavia, il dispositivo proposto dagli autori si basa sull'impiego di materiali a cambiamento di fase (PCM, nello specifico idrossido di sodio monoidrato, $\text{NaOH} \cdot \text{H}_2\text{O}$) alloggiati all'interno di uno scambiatore a fascio tubiero composto di 150 capsule in acciaio inossidabile. Questa configurazione comporta l'impiego di 140 kg di solo materiale a cambiamento di fase e porta la massa complessiva del sottosistema di accumulo a 559 kg, con un ingombro cilindrico di oltre 1,2 metri di altezza e quasi 600 mm di diametro. Come ammesso dagli stessi autori, l'aggiunta di oltre mezza tonnellata

introduce una penalizzazione sui consumi di combustibile tale da rischiare di vanificare i benefici termodinamici ed emissivi conseguiti.

In questo contesto, l'adozione dell'architettura a calore sensibile con setto mobile e isolante in aerogel sviluppata nella presente elaborato offre una valida alternativa per superare i limiti della tecnologia a calore latente. La sostituzione del pacco a tubi e del PCM con un serbatoio a liquido a volume variabile elimina fin da subito il problema dei 140 kg di composto chimico e la pesante struttura in acciaio dello scambiatore di calore. Inoltre, l'impiego del PP-RCT e del PP-H permette di contenere la massa complessiva del sistema ad una frazione minima rispetto ai 559 kg del sistema a PCM, azzerando le ripercussioni negative sul carico utile del mezzo.

Dal punto di vista del dimensionamento fluidodinamico, non è necessario scalare linearmente la capacità del serbatoio per pareggiare l'intero volume del circuito. Allo stesso modo a quanto detto per i motori automobilistici, il calore utile deve essere concentrato sulla massa termicamente attiva delle canne cilindro e della testata, oppure diretto verso il dosatore ed i catalizzatori SCR. Un volume netto di carica compreso tra 20 e 35 litri di refrigerante ad alta temperatura risulta valido per garantire l'innalzamento termico mirato delle zone critiche senza imporre penalizzazioni insostenibili di alloggiamento sul telaio del camion.

Un ulteriore fattore a supporto dell'efficacia del TES a calore sensibile nel settore del trasporto merci è riguardante l'esecuzione dell'operazione. I veicoli pesanti sono soggetti a vincoli precisi sui tempi di guida e di riposo (normative europee), che impongono pause intermedie di 45 minuti, soste logistiche di carico e scarico dalle 2 alle 4 ore e riposi giornalieri compresi tra 9 e 11 ore. Questi intervalli di fermo motore sono decisamente più brevi rispetto alle 14, 24 o 30 ore analizzate per l'impiego automobilistico. Di conseguenza, negli istanti precedenti della successiva partenza, la carica liquida conservata all'interno del TES ad aerogel si troverà a livelli termici ampiamente superiori (spesso oltre 75-80°C), riducendo ulteriormente il tempo di riscaldamento del motore e consentendo una partenza a caldo immediata.

Infine, l'integrazione di questa tecnologia introduce vantaggi operativi ed ambientali di primaria importanza per gli operatori logistici. La disponibilità istantanea di calore preavviamento elimina la pratica del riscaldamento al minimo prolungato nei piazzali e nelle aree di sosta, consentendo all'autista una partenza rapida in piena sicurezza meccanica ed estendendo la vita utile dell'olio motore e dei componenti del manovellismo. Considerando l'elevatissimo chilometraggio annuo percorso da ciascun mezzo commerciale pesante ed il loro contributo proporzionalmente dominante all'inquinamento atmosferico urbano ed autostrade, l'utilizzo su larga di un TES a calore sensibile rappresenta una soluzione strategica per l'abbattimento delle emissioni di NO_x e particolato, accelerando il raggiungimento della conformità agli standard Euro 7.

6.3 Applicazione del TES ai veicoli elettrici ed ibridi

L'estensione dei sistemi di accumulo termico all'ambito dei veicoli a propulsione ibrida (HEV/PHEV) e puramente elettrica a batteria (BEV) costituisce una direzione di primario interesse tecnologico, consentendo di risolvere le inefficienze energetiche che colpiscono i propulsori elettrificati in condizioni ambientali rigide. Se nei veicoli con motore endotermico l'obiettivo principale del serbatoio è quello di abbattere le emissioni inquinanti al primo avviamento a freddo, nei veicoli elettrificati la gestione dei flussi termici influisce in modo diretto sull'autonomia chilometrica residua, sulla vita utile degli accumulatori e sulla continuità operativa del motore termico nei transitori intermittenti.

L'impatto delle condizioni termiche sulla mobilità elettrificata è documentato nella letteratura scientifica recente:

- 1) Gestione dell'autonomia e fabbisogno termico nei veicoli elettrici (BEV): lo studio condotto da Xie et al. ([83]) analizza l'influenza delle basse temperature ambientali sulle prestazioni dei veicoli elettrici, evidenziando una perdita di autonomia media fino al 41% nelle autovetture e fino al 38% negli autobus urbano durante il funzionamento invernale. Questo decadimento delle prestazioni è imputabile principalmente a due fattori concorrenti: il deciso peggioramento delle proprietà elettrochimiche delle batterie agli ioni di litio al di sotto dello zero e l'alta richiesta di potenza elettrica per la climatizzazione dell'abitacolo. Nell'indagine vengono specificatamente esaminati i sistemi di accumulo a calore sensibile a liquido refrigerante operanti a temperature inferiori a 80°C. I modelli dimostrano che un serbatoio a liquido caldo integrato nel circuito primario consente di soddisfare i fabbisogni termici dell'abitacolo nei primi 30-60 minuti di marcia, riducendo fino al 36% l'assorbimento parassita della batteria di transizione a -30°C ed eliminando o ridimensionando i riscaldatori ausiliari elettrici a resistenza (PTC) [83].
- 2) Attenuazione dei transitori intermittenti nei veicoli ibridi (HEV): nelle trasmissioni ibride, la criticità termica risiede nella natura discontinua del funzionamento del motore a combustione interna. Come riscontrato sperimentalmente da Kosztyła e Muniak ([84]) su una vettura ibrida di serie (Toyota Yaris Hybrid), durante la marcia urbana a basse velocità il veicolo viaggia frequentemente a motore spento in modalità puramente elettrica. In queste fasi, il flusso di aria fredda e l'interruzione della combustione provocano un rapido raffreddamento del monoblocco; ai successivi riavviamenti richiesti dal guidatore, il motore si trova nuovamente in condizioni termiche sfavorevoli, con conseguenti incrementi delle perdite per attrito meccanico, picchi di consumo di carburante ed elevate emissioni di

idrocarburi incombusti dovute alla mancata stabilizzazione del catalizzatore. L'integrazione del TES al circuito del refrigerante consente di scaricare calore nel basamento e nella testata prima o al riavvio, mantenendo il motore all'interno della finestra di funzionamento termico ottimale (circa tra 70 e 85°C) e garantendo una combustione stechiometrica priva di problemi energetici [84].

- 3) Finestra operativa e protezione termica dei pacchi batteria al litio: riguardo la salvaguardia degli accumulatori elettrochimici, Şahan e Paksoy hanno condotto prove sperimentali ([85]) sulla gestione termica passiva ai moduli batteri agli ioni di litio, dimostrando la grande sensibilità delle celle ai limiti termici imposti. I risultati evidenziano come la temperatura operativa ottimale delle batterie al litio debba rimanere rigidamente nell'intervallo compreso tra 20 e 45°C per preservarne l'integrità strutturale e l'efficienza. Temperature superiori a 45-50°C innescano fenomeni irreversibili di invecchiamento chimico, degrado dell'elettrolita e perdita di capacità, fino a rischi concreti di fuga termica (thermal runaway). Oltre a ciò, a temperature prossime o inferiori a 0°C, l'aumento della resistenza interna ed il calo di conducibilità dell'elettrolita limitano severamente la potenza erogabile e precludono la ricarica rapida per evitare il danneggiamento da deposizioni di litio metallico [85].

Gran parte degli studi incentrati sulla gestione termica veicolare si affida a materiali a cambiamento di fase (PCM organici o inorganici) per via della loro elevata densità energetica latente. Tuttavia, come riscontrato nei lavori citati, l'impiego dei PCM comporta limitazioni tecnologiche non trascurabili: la conducibilità termica modesta delle paraffine ($< 0,2 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$) impone l'inserimento di complesse alettature metalliche, schiume o additivi conduttivi che aumentano peso, volume e complessità costruttiva del serbatoio. A ciò si sommano problemi di stabilità di fase nel lungo periodo, fenomeni di sottoraffreddamento e la necessità di interporre scambiatore di calore ausiliari [83], [85].

In questo quadro, l'utilizzo dell'architettura a calore sensibile con setto mobile e isolante in aerogel sviluppata nella presente tesi offre importanti vantaggi applicativi:

- 1) Integrazione idraulica nativa: il sistema sfrutta direttamente la miscela acqua-glicole di serie del veicolo come mezzo di accumulo primario, eliminando le resistenze termiche di contatto degli scambiatori interni ed i rischi di degradazione chimica ciclica;
- 2) Massimizzazione dell'entalpia utile: la presenza del setto mobile isolante in PP-H impedisce fisicamente il rimescolamento tra il fluido caldo in erogazione ed il refrigerante freddo in entrata nel serbatoio, garantendo un profilo di scarica a temperatura costante;
- 3) Leggerezza e durabilità strutturale: la combinazione tra corpo tubolare in PP-RCT, lo spessore di aerogel a pressione atmosferica e l'involucro in alluminio garantisce

un'eccellente resistenza alle sollecitazioni con un peso a secco nettamente inferiore rispetto agli accumulatori metallici a PCM.

Nei veicoli dotati di connessione alla rete elettrica esterna (PHEV e BEV), l'adozione del TES permette di adottare una strategia di pre-condizionamento termico combinata con la ricarica della batteria di trazione. Durante la sosta con il veicolo collegato all'infrastruttura di ricarica (plug-in), una resistenza elettrica ausiliaria può riscaldare la massa di fluido refrigerante stoccata nel serbatoio attingendo direttamente all'energia erogata dalla rete. In questo modo, l'accumulatore termico raggiunge il proprio livello energetico target prima dell'inizio del viaggio senza influire sullo stato di carica (SOC) della batteria chimica. Al momento della partenza, l'entalpia accumulata nel refrigerante è immediatamente disponibile per assolvere ai fabbisogni primari di climatizzazione dell'abitacolo e di termoregolazione delle celle o del motore termico, evitando picchi di assorbimento parassita all'avvio e preservando l'autonomia utile per la trazione stradale. Un elemento cardine da puntualizzare riguarda la marcata differenza dei livelli termici di stoccaggio tra l'applicazione classica al motore endotermico e l'estensione al pre-condizionamento delle batterie nei BEV:

- 1) Nel motore a combustione interna (e nelle architetture HEV): il serbatoio TES opera a temperature massime comprese tra 85-95°C, tipiche del regime termico stazionario del circuito di raffreddamento motore, con l'obiettivo di innalzare le pareti della testata e della camera di scoppio ad oltre 50°C prima dell'avviamento, come dimostrato nei precedenti capitoli;
- 2) Nel pre-condizionamento delle batterie nei veicoli elettrici (BEV): a differenza del vaso in esame dell'elaborato, la temperatura del refrigerante all'interno del TES dovrà essere sensibilmente più bassa e rigorosamente controllata. Poiché le celle agli ioni di litio manifestano degrado precoce e criticità di sicurezza non appena si oltrepassano i 45-50°C, inviare una carica liquida a 80-90°C risulterebbe distruttivo per il pacco batteria. Per questo motivo, il TES deve essere calibrato per operare ad una temperatura di stoccaggio moderata, compresa tra 25 e 35°C [85].

In uno scenario operativo a freddo estremo (ad esempio con temperature ambiente pari a -10°C o -20°C), il compito del TES a setto mobile consiste nel trasferire calore a basso salto termico alle piastre di scambio termico della batteria, innalzando in modo uniforme la temperatura dei moduli fino al range di piena operatività elettrochimica (circa 15-20°C). Questo processo di preriscaldamento graduale evita shock termici e gradienti spaziali tra le celle, ripristina la disponibilità di scarica e rende possibile la ricarica rapida o la frenata rigenerativa sin dalla

partenza, senza sottrarre parte della carica elettrica al pacco batteria e preservando l'autonomia del veicolo [83], [85].

6.4 Applicazioni a fluidi ausiliari: gestione termica dell'olio motore e del fluido della trasmissione

Nelle trattazioni precedenti l'attenzione si è concentrata sul trasferimento diretto della carica termica del serbatoio verso le pareti metalliche del monoblocco e della testata dei cilindri o, nel caso dei propulsori elettrici, al pacco batteria. Tuttavia, una parte predominante delle perdite parassite che gravano sul bilancio energetico del veicolo durante i transitori di avviamento a freddo è attribuibile all'elevata resistenza viscosa dei fluidi lubrificanti, in particolare l'olio motore e l'olio della trasmissione [86], [87].

A temperature ambiente prossime o inferiori a 0°C, la viscosità cinematica dei comuni oli motore sintetici (come 5W-30 o 0W-20) e dei fluidi per trasmissioni automatiche risulta fino ad un ordine di grandezza superiore rispetto al valore nominale di progetto previsto a regime stazionario (tipicamente compreso tra 80°C e 100°C per il lubrificante motore e tra 70°C e 80°C per il cambio) [86], [88]. Questo incremento viscoso determina un deciso aumento dell'attrito idrodinamico, quantificato dall'indice di pressione media effettiva di attrito (FMEP - Friction Mean Effective Pressure), che all'avvio a freddo può raggiungere valori fino a 2,5-4 volte superiori rispetto a caldo [87], [88]. Le perdite si concentrano principalmente nel contatto radente tra il pacco fasce elastiche e le canne cilindro, nei cuscinetti di banco e di biella dell'albero a gomiti e negli organi di trascinamento e pompaggio idraulico delle trasmissioni. Nei cicli omologativi standard (NEDC, WLTC o UDDS), la massa d'olio stazionaria nella coppa o nella scatola del cambio impiega oltre tre quarti della durata complessiva del ciclo per completare la transizione termica, inducendo un sensibile consumo maggiore di carburante ed un conseguente incremento delle emissioni di CO₂ ed inquinanti grezzi [86], [87], [88], [89].

La letteratura tecnica recente evidenzia un crescente interesse verso la gestione termica attiva dei lubrificanti mediante sistemi ausiliari:

- 1) Preriscaldamento rapido dell'olio motore su veicoli leggeri: Di Battista et al. hanno analizzato sperimentalmente su un banco di prova dinamico l'impatto del preriscaldamento dell'olio su un motore turbodiesel IVECO F1C da 3,0 litri durante il ciclo NEDC. Il sistema sviluppato impiega un serbatoio di accumulo termico da 5 litri a calore sensibile (acqua calda conservata a circa 70°C) collegato al circuito di lubrificazione tramite uno scambiatore acqua/olio dedicato. L'erogazione di una potenza termica media di 3-4 kW (con picchi di 6 kW durante le accelerazioni urbane) ha consentito di anticipare di circa 100 secondi la

stabilizzazione termica dell'olio e di 60 secondi quella del refrigerante di serie, garantendo una temperatura del lubrificante all'ingresso motore di 5°C superiore rispetto alla configurazione base. Questo aumento termico ha prodotto un risparmio di combustibile dell'1,7% ed una riduzione delle emissioni di CO₂ pari a 4,4 g/km sull'intero ciclo NEDC, a fronte di perdite di carico idrauliche e contropressioni allo scarico ampiamente sostenibili [86].

- 2) Contrazione dell'attrito ed abbattimento di CO₂ nel ciclo vita: gli studi condotti da Taylor Pearson e Stone per la SAE (Society of Automotive Engineers) dimostrano come il controllo del livello termico del lubrificante consenta di intervenire direttamente sui meccanismi di contatto idrodinamico del manovellismo. La riduzione della viscosità nei primi minuti dopo l'avvio riduce in modo deciso la quota FMEP generata dai cuscinetti di supporto e dal contatto pistone-camicia, portando ad un abbattimento diretto delle emissioni di CO₂ allo scarico compreso tra il 2% ed il 3% sui cicli urbani per autovetture convenzionali [87].
- 3) Impatto sul consumo specifico e sulla durabilità meccanica: Will e Boretti hanno approfondito il potenziale del rapido riscaldamento dell'olio lubrificante a freddo (avviamento a 22°C su ciclo NEDC), evidenziando che a basse temperature non solo le perdite meccaniche per attrito penalizzano i consumi fino al 10%, ma la temperatura dell'olio al di sotto di 100°C viene favorita la condensazione dei vapori di blow-by all'interno della coppa con conseguente diluizione ed usura accelerata degli organi interni. Attraverso prove sperimentali su banco a rulli, gli autori hanno dimostrato che l'innalzamento forzato della temperatura dell'olio (fino a 60°C in più rispetto al valore base durante specifiche fasi del ciclo) permette di aumentare il fuel economy con valori superiori al 7%, abbattendo allo stesso tempo la produzione di emissioni nocive [88].
- 4) Gestione termica del fluido della trasmissione in trasmissioni automatiche ed ibride: il beneficio della termoregolazione rapida non è limitato al solo propulsore, ma coinvolge in modo determinante anche la catena cinematica. Park et al. hanno studiato l'integrazione di un sistema di gestione termica per il riscaldamento del fluido di una trasmissione a variazione continua (CVT) installata su un veicolo ibrido (HEV) operante su ciclo UDSS. Nei sistemi ibridi il problema della temperatura del cambio è decisamente severo, poiché le fasi di transizione elettrica a motore spento rallentano fortemente il riscaldamento passivo dell'olio della trasmissione. L'immissione controllata di calore ha permesso di incrementare la temperatura dell'olio del cambio 16°C nel transitorio iniziale, determinando un incremento diretto dell'efficienza della trasmissione del 2% con margini di miglioramento compresi tra il 2% e l'8% all'estendersi del raggio d'azione del sistema [89].

Anche se diverse indagini di letteratura prevedono l'accumulo diretto di una frazione di olio caldo o l'utilizzo di linee complesse di recupero dei gas di scarico ([86], [88], [89]), gli stessi benefici quantitativi possono essere ottenuti in modo integrato sfruttando l'architettura a serbatoio TES a calore sensibile con setto mobile e carica acqua-glicole sviluppata in questo elaborato di tesi. L'impiego del fluido refrigerante come accumulatore di energia termica presenta evidenti vantaggi rispetto all'accumulo diretto di olio motore o di trasmissione:

- 1) Proprietà termofisiche favorevoli: la miscela acqua-glicole presenta un calore specifico massico ($\bar{c}_{p,fl} \approx 3600 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$) quasi il doppio di quello degli oli lubrificanti sintetici ($c_{p,olio} \approx 1900 - 2100 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$), consentendo a parità di volume di stoccare e trasferire circa il doppio dell'energia utile;
- 2) Salvaguardia chimica del fluido: stoccare olio ad alta temperatura in serbatoi esterni comporterebbe rischi di ossidazione termica, degradazione degli additivi antiusura e complicanze di adescamento a freddo a causa dell'alta viscosità del fluido nelle condotte;
- 3) Semplicità di integrazione a bordo: la quasi totalità dei propulsori moderni e delle trasmissioni automatiche adotta già di serie scambiatori compatti a piastre liquido-olio (coolant-to-oil heat exchangers), tipicamente adibiti a smaltire calore dall'olio al refrigerante a motore caldo.

Con una riprogettazione del sistema di integrazione del TES si può sfruttare la funzionalità degli scambiatori nella fase di preavviamento: il volume di 5 litri di miscela calda stoccata viene flussata attraverso lo scambiatore dell'olio motore e lo scambiatore del cambio. Il refrigerante cede rapidamente entalpia ai meati d'olio in circolazione, innalzandone la temperatura di decine di gradi prima che il lubrificante raggiunga le bronzine ed i condotti di trasmissione. Questa strategia consente di replicare i recuperi di rendimento (2-7%) documentati in letteratura senza appesantire la power-unit con circuiti secondari separati, confermando la versatilità del serbatoio a setto mobile come organo unificato per la gestione termica globale dei fluidi di bordo.

Capitolo 7: Conclusioni

Il lavoro di ricerca sviluppato in questa tesi ha affrontato la problematica dell'abbattimento delle emissioni inquinanti dei veicoli durante la fase critica di avviamento a freddo, proponendo e validando una soluzione alternativa basata su un serbatoio di accumulo termico a calore sensibile (TES). L'obiettivo principale della progettazione è consistito nel trovare un'alternativa alle proprietà strutturali ed operative che hanno ostacolato la diffusione su larga scala dei tradizionali vasi metallici con intercapedine sottovuoto, ovvero il sistema adottato come benchmark tecnologico sulla Toyota Prius Gen II, soggetti a degradazione del vuoto per microfessurazioni o permeazione ed a perdite radiative nel ciclo vita. L'architettura sviluppata si è basata sulla combinazione tra polimeri tecnici termoresistenti (polipropilene a cristallinità modificata PP-RCT ed omopolimero PP-H) ed un mantello di isolante in aerogel operante a pressione atmosferica ($s = 33 \text{ mm}$, $\lambda = 0,015 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ o minore nel caso di aerogel di produzione più performante). Questo accoppiamento, integrato dal principio di separazione idraulica tra fluido caldo e fluido freddo mediante setto mobile traslante e fasi di travaso, ha dimostrato di garantire un'elevata capacità di ritenzione entalpica con un'architettura immune da perdite repentine di isolamento termico.

L'analisi numerica del comportamento del dispositivo durante il transitorio di sosta prolungata (fino a 30 ore con temperatura ambiente a 0°C) è stata effettuata con un modello analitico a parametri concentrati (0D) ad un modello monodimensionale discretizzato alle differenze finite (1D multinodo) risolto tramite solutore implicito *ode15s*. Il modello 1D ha integrato la dinamica della convezione naturale mediante la teoria della stabilità di Rayleigh-Bénard per strati fluidi confinati, riscaldando la conducibilità termica effettiva tramite il numero di Nusselt ($Nu = 1$ in regime di quiete conduttiva molecolare per $\Delta T \leq 0$ o $Ra \leq 1708$, e $Nu = 0,208 \cdot Ra^{0,25}$ al superamento della soglia critica). L'analisi del numero di Biot ($Bi \ll 0,1$) ha dimostrato come la resistenza conduttiva interna del fluido sia trascurabile rispetto all'enorme resistenza termica esterna fornita dall'aerogel, facendo in modo che l'evoluzione della temperatura media della massa liquida segua il più fedelmente possibile la traiettoria esponenziale del modello 0D. La presenza di un profilo termico regolare ad asimmetria verticale (con un dislivello termico cuore-fondo contenuto entro circa $6,8\text{-}7,3^\circ\text{C}$) ha fornito la prova fisica della ridondanza di complesse simulazioni tridimensionali CFD di Navier-Stokes per la fase di sosta statica, considerando che un eventuale incremento di risoluzione spaziale può essere ottenuto computazionalmente infittendo la griglia nodale del modello 1D. Un significativo riscontro di coerenza termofisica per il modello sviluppato è stato inoltre ottenuto dal benchmark con il serbatoio commerciale della Prius: a 24 ore di stazionamento, la temperatura del cuore termico simulata della carica ($65,65^\circ\text{C}$, con una media globale della carica pari a circa

63,87°C nel caso di 5 litri, $T_{\text{amb}} = 0^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{in}} = 95^{\circ}\text{C}$, e di 66,79°C con media di 64,9°C nella simulazione scalata a 3 litri, $T_{\text{amb}} = 20^{\circ}\text{C}$ e $T_{\text{in}} = 90^{\circ}\text{C}$) ha replicato da vicino il dato sperimentale di letteratura ($\approx 65^{\circ}\text{C}$), provando che l'aerogel a pressione atmosferica è in grado di eguagliare le prestazioni termiche di un'intercapedine sottovuoto per le tipiche durate di sosta dei veicoli.

Riguardo l'efficacia funzionale preavviamento, la quantificazione del trasferimento termico verso il motore termico (assumendo come caso studio il propulsore a benzina Chery SQR480 da 1,6 litri) è stata impostata con criteri cautelativi. La massa termicamente attiva ($M_{\text{attiva}} = 2,484 \text{ kg}$), stimata tramite rapporti di scalatura di letteratura pari al 2,3% della massa secca del motore e relativa alla parte metallica in prossimità della camera di combustione e delle canne cilindro, è stata ripartita tra la struttura bimetallica del monoblocco in ghisa (58,7%) e della testata in lega di alluminio (41,3%). Integrando la variazione del calore specifico della miscela acqua-glicole in funzione della temperatura ($\bar{c}_{p,fl} \approx 3663 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$) e considerando la temperatura media della carica nel TES, nello scenario base a 30 ore di sosta a 0°C con rendimento di flussaggio cautelativo ($\eta_{\text{flus}} = 0,85$), il metallo bagnato raggiunge prima dell'avviamento una temperatura di equilibrio $T_{\text{eq}} \geq 52,49^{\circ}\text{C}$ ($52,76^{\circ}\text{C}$ nominale), valore che sale a $68,71^{\circ}\text{C}$ nello scenario tipico di sosta notturna di 14 ore. In tutti i casi esaminati, il sistema supera ampiamente la soglia minima di progetto ($T_{\text{target}} \geq 40^{\circ}\text{C}$), garantendo un margine di sicurezza di oltre $+12,4^{\circ}\text{C}$. A supporto della robustezza del dimensionamento, l'analisi di sensibilità parametrica condotta estendendo la massa metallica attiva a 5,0 kg e 7,5 kg ha confermato che, persino nel caso più sfavorevole di massa triplicata e sosta di 30 ore, la superficie utile si stabilizza a $44,21^{\circ}\text{C}$ ($44,79^{\circ}\text{C}$ nominale), preservando un margine positivo di sicurezza superiore a $+4,2^{\circ}\text{C}$. Va rimarcato come queste temperature descrivano rigorosamente la risposta termica della sola massa bagnata considerata, costituendo il risultato fisico oggettivo del modello da cui derivano, e portino a benefici ambientali di tipo potenziale.

L'innalzamento preventivo della temperatura nella parte superiore della camera di combustione ed attorno agli iniettori favorisce l'attenuazione del fenomeno del wall-wetting e offre il potenziale per limitare fortemente l'entità dell'arricchimento forzato a freddo, consentendo al motore di operare con una dosatura più vicina a quella stechiometrica ($\lambda \approx 1$). Questo meccanismo prospetta un'apprezzabile riduzione dei picchi di idrocarburi incombusti (HC) e monossido di carbonio (CO) che normalmente si registrano nei primi 200 secondi di marcia.

Nello stesso scenario, abbassando il tempo necessario al refrigerante per portarsi al di sopra della soglia di $60\text{-}70^{\circ}\text{C}$, si riduce in modo sensibile la finestra temporale in cui i catalizzatori operano a bassa efficienza, favorendo una più rapida transizione verso le condizioni operative termicamente favorevoli per la conversione degli ossidi di azoto (NO_x), per i quali le indagini sperimentali di letteratura documentano marcati cali emissivi a regime termico stabilizzato. Si tratta ad ogni modo

di stime ambientali prospettiche, la cui quantificazione effettiva richiederà future validazioni sperimentali con rilievi dei gas di scarico al banco prova. Oltre questi benefici potenziali si aggiunge il riscaldamento precoce del meato d'olio sulle pareti dei cilindri, che riduce la viscosità cinematica del lubrificante e le perdite per attrito meccanico (FMEP), determinando un risparmio di carburante nei percorsi iniziali ed una proporzionale riduzione delle emissioni di CO₂.

Dal punto di vista dell'integrazione veicolare, il bilancio ingegneristico evidenzia un trade-off favorevole. I vantaggi della soluzione proposta consistono nella resistenza ad urti e vibrazioni d'esercizio, nella leggerezza strutturale, nella rimozione del serbatoio nella stagione calda, grazie alla modularità del sistema, e nella separazione fisica garantita dal setto mobile in PP-H, che previene il rimescolamento parassita e massimizza l'entalpia utile erogabile. Il vincolo progettuale primario è rappresentato dall'ingombro radiale aggiuntivo legato allo spessore di 33 mm dell'isolante in aerogel rispetto all'intercapedine metallica sottovuoto, una caratteristica che impone un'attenta allocazione degli spazi nel sottoscocca o nel vano motore. Tuttavia, con la progressiva severità dei limiti di omologazione imposti dalle future normative Euro 7, il dispositivo dimostra un ottimo potenziale concettuale che lo porta ad essere un sottosistema abilitante sia per autovetture a combustione interna pura ed ibrida, sia per le estensioni tecnologiche analizzate, come il trasporto pesante e la climatizzazione passiva nei veicoli elettrici.

I risultati ottenuti delineano chiare direzioni per i successivi sviluppi di ricerca. Sul piano dei materiali e della manifattura, risulterà determinante seguire l'evoluzione dei semilavorati polimerici: la disponibilità sul mercato industriale di blocchi o barre massicce in PP-RCT, materiale attualmente commercializzato prevalentemente in forma di tubazioni estruse fibrorinforzate, consentirebbe di ricavare per lavorazione meccanica sia i coperchi flangiati che il setto mobile nello stesso materiale del corpo cilindrico. Questa uniformità eliminerebbe l'accoppiamento con il PP-H, garantendo una totale omogeneità chimica ed un identico coefficiente di dilatazione termica su tutti i componenti dell'assieme durante i cicli termici.

Sotto il profilo termodinamico, un'utile ed interessante estensione consisterà nell'approfondire sperimentalmente ed analiticamente la fase di travaso caldo, ovvero il transitorio in cui il fluido ad alta temperatura viene trasferito da sopra a sotto il setto, valutando l'entità del flusso termico conduttivo scambiato attraverso il setto mobile e la sua influenza sulla stabilità della temperatura di mandata. In ottica di packaging a bordo vettura, sarà opportuno condurre uno studio di ottimizzazione per individuare la combinazione ideale tra il diametro interno (D) e la lunghezza del cilindro (L) a parità di volume netto utile (5 litri o un valore adeguato al volume della cilindrata e del sistema di raffreddamento), unendo il miglior rapporto superficie/volume (utile per minimizzare le perdite per dispersione) con le specifiche restrizioni geometriche di alloggiamento dei diversi

vani propulsore. Infine, si delinea come passaggio metodologico prioritario lo sviluppo di un modello fluidodinamico CFD tridimensionale dedicato all'analisi del meato anulare di trafilamento (distanza radiale di 1 mm) tra il setto mobile e la parete interna del cilindro. La simulazione dettagliata delle cadute di pressione e delle portate di trafilamento in funzione della velocità di traslazione permetterà di mappare con precisione le resistenze idrauliche interne, fornendo il dato quantitativo necessario per calibrare in modo ottimale la curva caratteristica, la prevalenza e la strategia di controllo della pompa del veicolo.

Parallelamente, sul fronte del preriscaldamento motore, risulterà fondamentale studiare in dettaglio lo scambio termico per convezione forzata transitoria tra fluido e pareti bagnate attraverso modelli CFD o prove sperimentali, al fine di quantificare con esattezza i tempi effettivi di riscaldamento del metallo durante ed al termine dell'operazione di flussaggio.

Appendice A: Codice MatLab del modello 0D a parametri concentrati

```
1 function Simulatore_0D_v9_Superfici_Tempo()
2     %% 1. DEFINIZIONE DEI PARAMETRI FISSI (Cupole Piene)
3     h_int = 100; h_ext = 5;
4     r_int = 0.0654; r_ext = 0.0800; % Raggi interno ed esterno del
5 cilindro in PP-RCT in [m]
6     rho_fluido = 1020; cp_fluido = 3600;
7     lambda_PP_RCT = 0.24; lambda_PPH = 0.20;
8
9     R_ponte = 394; % [K/W]
10
11     rho_PP_RCT = 902; cp_PP_RCT = 2000;
12     rho_PPH = 910; cp_PPH = 1700;
13     rho_al = 2705; cp_al = 900; lambda_al = 229; spess_al_m = 0.0008;
14
15     % Geometria Fissa Cupole e Setto
16     h_int_cupola = 0.02225; % [m]
17     s_medio_cupola = 0.015; % [m]
18     h_ext_cupola = h_int_cupola + s_medio_cupola;
19     V_cupola_ext = (pi * h_ext_cupola / 6) * (3 * r_ext^2 +
20 h_ext_cupola^2);
21     V_base_coperchi = 2 * V_cupola_ext;
22     V_alette = 12 * (0.022 * 0.015 * 0.024); % [m^3]
23
24     r_ext_guida = 0.010; % [m]
25     s_guida = 0.0034; % [m]
26     r_int_guida = r_ext_guida - s_guida;
27     s_setto = 0.015; r_setto_ext = r_int - 0.001; r_setto_int =
28 r_ext_guida + 0.001;
29     V_setto = pi * (r_setto_ext^2 - r_setto_int^2) * s_setto;
30
31     M_PPH = (V_base_coperchi + V_alette + V_setto) * rho_PPH;
32     C_PPH = M_PPH * cp_PPH;
33     Area_netta_fluido = pi * (r_int^2 - r_ext_guida^2);
34
35     %% 2. CREAZIONE DELLA FINESTRA
36     fig = uifigure('Name', 'Analisi Parametrica 3D: Evoluzione nel Tempo',
37 'Position', [100, 100, 950, 650]);
38
39     ax = uiaxes(fig, 'Position', [20, 100, 600, 500]);
40     view(ax, [-45 30]); % Imposta la vista 3D inclinata per vedere bene lo
41 "scivolo"
42     grid(ax, 'on');
43
44     txt_res = uilabel(fig, 'Position', [40, 20, 550, 60], 'FontSize', 12,
45 ...
46         'FontName', 'Courier New', 'VerticalAlignment', 'top');
47
48     %% 3. CAMPI DI INPUT E DROPDOWN
49     uilabel(fig, 'Position', [650, 600, 250, 22], 'Text', 'Seleziona Asse
50 Y:', 'FontWeight', 'bold');
51     drop_analisi = uidropdown(fig, 'Position', [650, 580, 250, 22], ...
52
```

```

53         'Items', {'Tempo vs Spessore Isolante', 'Tempo vs Conduttività
54 Termica'});
55         uilabel(fig, 'Position', [650, 530, 250, 22], 'Text', 'Parametri Base
56 (Fissi):', 'FontWeight', 'bold', 'FontColor', [0.3 0.3 0.3]);
57
58         uilabel(fig, 'Position', [650, 490, 250, 22], 'Text', 'Temp. Iniziale
59 Fluido [°C]');
60         edit_T_ini = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 490, 80,
61 22], 'Value', 95);
62
63         uilabel(fig, 'Position', [650, 450, 250, 22], 'Text', 'Temp. Ambiente
64 [°C]');
65         edit_T_amb = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 450, 80,
66 22], 'Value', 0);
67
68         uilabel(fig, 'Position', [650, 410, 250, 22], 'Text', 'Spess. Base (se
69 non asse Y) [mm]');
70         edit_spess = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 410, 80,
71 22], 'Value', 33);
72
73         uilabel(fig, 'Position', [650, 370, 250, 22], 'Text', 'Lambda Base (se
74 non asse Y)');
75         edit_lam = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 370, 80, 22],
76 'Value', 0.015);
77
78         uilabel(fig, 'Position', [650, 330, 250, 22], 'Text', 'L_cil Base [mm]
79 (Definisce Volume)');
80         edit_L_cil = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 330, 80,
81 22], 'Value', 395.5);
82
83         % NUOVO TESTO: Etichetta per mostrare il volume netto del fluido nella
84 parte bassa
85         txt_vol = uilabel(fig, 'Position', [650, 270, 250, 22], 'FontSize',
86 13, 'FontWeight', 'bold', 'FontColor', [0, 0.4, 0.8]);
87
88         %% 4. COLLEGAMENTO CALLBACK
89         drop_analisi.ValueChangedFcn = @(src, event) update_surface();
90         edit_T_ini.ValueChangedFcn   = @(src, event) update_surface();
91         edit_T_amb.ValueChangedFcn   = @(src, event) update_surface();
92         edit_spess.ValueChangedFcn   = @(src, event) update_surface();
93         edit_lam.ValueChangedFcn     = @(src, event) update_surface();
94         edit_L_cil.ValueChangedFcn   = @(src, event) update_surface();
95
96         update_surface();
97
98         %% 5. FUNZIONE DI RICALCOLO MATRICIALE 3D
99         function update_surface()
100             T_ini = edit_T_ini.Value;
101             T_amb = edit_T_amb.Value;
102             scelta = drop_analisi.Value;
103             L_cil_fisso_m = edit_L_cil.Value / 1000;
104
105             % L'asse X è SEMPRE il Tempo. Ora lo suddividiamo ESATTAMENTE di 1
106 ora in 1 ora.
107             t_ore_vec = 0:1:30; % Vettore da 0 a 30 con passo 1
108
109             if strcmp(scelta, 'Tempo vs Spessore Isolante')
110                 % L'asse Y: Spessore mm da 1 a 51, con passo di 2 mm
111                 y_vec = 1:2:51;

```

```

112         [X_Tempo, Y_Grid] = meshgrid(t_ore_vec, y_vec);
113
114         Spess_iso_m = Y_Grid ./ 1000;
115         % Uso size(Y_Grid) per creare una matrice identica di lambda
116     fisso
117         Lambda_iso = ones(size(Y_Grid)) .* edit_lam.Value;
118
119         ylabel(ax, 'Spessore Isolante [mm]', 'FontWeight', 'bold');
120
121         % Forza le etichette degli assi a mostrare i passi esatti
122         ax.XTick = 0:1:30;
123         ax.YTick = 1:2:51;
124
125     else % 'Tempo vs Conduttività Termica'
126         % L'asse Y: Lambda W/mK (usiamo 40 punti per mantenere la
127     superficie liscia)
128         y_vec = linspace(0.01, 0.05, 40);
129         [X_Tempo, Y_Grid] = meshgrid(t_ore_vec, y_vec);
130
131         Lambda_iso = Y_Grid;
132         Spess_iso_m = ones(size(Y_Grid)) .* (edit_spess.Value / 1000);
133     % Fisso
134
135         ylabel(ax, 'Conduttività Termica [W/mK]', 'FontWeight',
136     'bold');
137
138         % Forza l'asse X a 1 ora, lascia l'asse Y in automatico
139         ax.XTick = 0:1:30;
140         ax.YTickMode = 'auto';
141     end
142
143     xlabel(ax, 'Tempo Trascorso [Ore]', 'FontWeight', 'bold');
144     zlabel(ax, 'Temperatura Fluido [°C]', 'FontWeight', 'bold');
145     title(ax, ['Superficie 3D: ', scelta]);
146
147     % --- MATEMATICA ELEMENT-WISE (Uso del punto . prima degli
148     operatori) ---
149     V_fluido_m3 = (Area_netta_fluido * L_cil_fisso_m) - V_setto;
150
151     V_mantello = pi * (r_ext^2 - r_int^2) * L_cil_fisso_m;
152     V_tubo_guida = pi * (r_ext_guida^2 - r_int_guida^2) *
153     L_cil_fisso_m;
154     M_PP_RCT = (V_mantello + V_tubo_guida) * rho_PP_RCT;
155     C_PP_RCT = M_PP_RCT * cp_PP_RCT;
156
157     r_iso = r_ext + Spess_iso_m;
158     r_al = r_iso + spess_al_m;
159
160     Area_al = (2 * pi .* r_iso .* L_cil_fisso_m) + (2 * pi .*
161     r_iso.^2);
162     M_al = (Area_al .* spess_al_m) .* rho_al;
163     C_al = M_al .* cp_al;
164
165     C_strutture = C_PP_RCT + C_PPH + C_al;
166     M_fluido = V_fluido_m3 * rho_fluido;
167     C_tot = C_strutture + (M_fluido * cp_fluido);
168
169     R_cv_int = 1 ./ (h_int .* (2 * pi * r_int * L_cil_fisso_m));
170

```

```

171     R_cd_PP = log(r_ext / r_int) ./ (2 * pi * lambda_PP_RCT *
172 L_cil_fisso_m);
173     R_cd_iso = log(r_iso ./ r_ext) ./ (2 * pi .* Lambda_iso .*
174 L_cil_fisso_m);
175     R_cd_al = log(r_al ./ r_iso) ./ (2 * pi * lambda_al .*
176 L_cil_fisso_m);
177     R_cv_ext = 1 ./ (h_ext .* (2 * pi .* r_al .* L_cil_fisso_m));
178     R_mantello = R_cv_int + R_cd_PP + R_cd_iso + R_cd_al + R_cv_ext;
179
180     A_base_int = pi * r_int^2;
181     A_base_solidi = pi * r_ext^2;
182     A_base_ext = pi .* r_al.^2;
183
184     R_bot = 1/(h_int * A_base_int) + ...
185           s_medio_cupola/(lambda_PPH * A_base_solidi) + ...
186           Spess_iso_m ./ (Lambda_iso * A_base_solidi) + ...
187           spess_al_m/(lambda_al * A_base_solidi) + ...
188           1 ./ (h_ext .* A_base_ext);
189
190     R_cd_setto = s_setto / (lambda_PPH * A_base_int);
191     R_top = R_cd_setto + R_bot;
192
193     R_eq = 1 ./ ((1 ./ R_mantello) + (1 ./ R_ponte) + (1 ./ R_bot) +
194 (1 ./ R_top));
195
196     tau = R_eq .* C_tot;
197
198     % IL TEMPO ENTRA NELL'EQUAZIONE ESPONENZIALE
199     T_Target_Matrix = T_amb + (T_ini - T_amb) .* exp(-(X_Tempo .*
200 3600) ./ tau);
201
202     % --- AGGIORNAMENTO PLOT 3D ---
203     cla(ax); hold(ax, 'on');
204
205     % Plot della superficie 3D (rimosso EdgeColor none per far vedere
206 la rete 1h x 2mm)
207     surf(ax, X_Tempo, Y_Grid, T_Target_Matrix, 'FaceAlpha', 0.9,
208 'EdgeColor', [0.2 0.2 0.2], 'LineWidth', 0.1);
209     colorbar(ax); % Aggiunge la scala dei colori
210     colormap(ax, 'jet'); % Colori dal blu al rosso
211
212     hold(ax, 'off');
213
214     % Testo di riepilogo
215     if strcmp(scelta, 'Tempo vs Spessore Isolante')
216         dim_x = length(t_ore_vec);
217         dim_y = length(y_vec);
218         txt_res.Text = sprintf(['ANALISI 3D: Griglia di simulazione
219 %dx%d nodi.\n', ...
220 'Ogni rettangolo della superficie rappresenta 1 ORA x 2 mm
221 di spessore.\n', ...
222 'Usa gli strumenti della figura per ruotare la vista
223 3D.'], dim_x, dim_y);
224     else
225         txt_res.Text = sprintf(['ANALISI 3D: Superficie Lambda
226 Termico.\n', ...
227 'Asse del tempo discretizzato di ora in ora.\n', ...
228 'Usa gli strumenti della figura per ruotare la vista
229 3D.']);

```

```
230         end
231
232         % NUOVO TESTO: Aggiornamento dinamico del testo per il volume
233         (moltiplicato per 1000 per avere Litri)
234         txt_vol.Text = sprintf('Vol. Netto Fluido: %.2f Litri',
235         V_fluido_m3 * 1000);
236     end
237 end
```

Appendice B: Codice MATLAB del modello 1D multinodo (*ode15s*)

```
1 function Simulatore_1D_v51_Superficie_Tempo()
2     %% 1. DEFINIZIONE DEI PARAMETRI FISSI E GEOMETRIA CUPOLE PIENE
3     h_int = 100;      h_ext = 5;
4     r_int = 0.0654;   r_ext = 0.0800;
5     rho_fluido = 1020; cp_fluido = 3600;
6     lambda_fluido = 0.42;
7
8     lambda_PP_RCT = 0.24; lambda_PPH = 0.20;
9     R_ponte = 394; % [K/W] Pre-calcolato
10
11     rho_PP_RCT = 902; cp_PP_RCT = 2000;
12     rho_PPH = 910; cp_PPH = 1700;
13     rho_al = 2705; cp_al = 900; lambda_al = 229; spess_al_m = 0.0008;
14
15     % Geometria Modificata: Cupole Piene e Ribassate
16     h_int_cupola = 0.02225; % [m]
17     s_medio_cupola = 0.015; % [m]
18     h_ext_cupola = h_int_cupola + s_medio_cupola;
19
20     V_cupola_ext = (pi * h_ext_cupola / 6) * (3 * r_ext^2 +
21 h_ext_cupola^2);
22     V_base_coperchi = 2 * V_cupola_ext;
23     V_alette = 12 * (0.022 * 0.015 * 0.024);
24
25     r_ext_guida = 0.010; s_guida = 0.0034; r_int_guida = r_ext_guida
26 - s_guida;
27     s_setto = 0.015; r_setto_ext = r_int - 0.001; r_setto_int =
28 r_ext_guida + 0.001;
29     V_setto = pi * (r_setto_ext^2 - r_setto_int^2) * s_setto;
30
31     M_PPH = (V_base_coperchi + V_alette + V_setto) * rho_PPH;
32     C_PPH = M_PPH * cp_PPH;
33
34     Area_netta_fluido = pi * (r_int^2 - r_ext_guida^2);
35
36     %% 2. CREAZIONE DELLA FINESTRA
37     fig = uifigure('Name', 'Analisi 3D Tempo vs Parametro (Solutore
38 ODE15s, 30h)', 'Position', [100, 100, 950, 650]);
39
40     ax = uiaxes(fig, 'Position', [20, 100, 600, 500]);
41     view(ax, [-45 30]); % Vista 3D
42     grid(ax, 'on');
43
44     txt_res = uilabel(fig, 'Position', [40, 20, 550, 60], 'FontSize', 12,
45 'FontName', 'Courier New', 'VerticalAlignment', 'top');
46
47     %% 3. CAMPI DI INPUT E DROPDOWN (Testi adattati a singola simulazione
48 1D)
49     uilabel(fig, 'Position', [650, 600, 250, 22], 'Text', 'Seleziona
50 Analisi:', 'FontWeight', 'bold');
51     drop_analisi = uidropdown(fig, 'Position', [650, 580, 250, 22], ...
52 'Items', {'Superficie 1D: Tempo vs Nodo (30h)'});
```

```

53     uilabel(fig, 'Position', [650, 530, 250, 22], 'Text', 'Parametri
54 (Fissi per simulazione):', 'FontWeight', 'bold', 'FontColor', [0.3 0.3
55 0.3]);
56
57     uilabel(fig, 'Position', [650, 490, 250, 22], 'Text', 'Temp. Iniziale
58 Fluido [°C]');
59     edit_T_ini = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 490, 80,
60 22], 'Value', 95);
61
62     uilabel(fig, 'Position', [650, 450, 250, 22], 'Text', 'Temp. Ambiente
63 [°C]');
64     edit_T_amb = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 450, 80,
65 22], 'Value', 0);
66
67     uilabel(fig, 'Position', [650, 410, 250, 22], 'Text', 'Spessore
68 Isolante [mm]');
69     edit_spess = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 410, 80,
70 22], 'Value', 33);
71
72     uilabel(fig, 'Position', [650, 370, 250, 22], 'Text', 'Lambda Isolante
73 [W/mK]');
74     edit_lam = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 370, 80, 22],
75 'Value', 0.015);
76
77     uilabel(fig, 'Position', [650, 330, 250, 22], 'Text', 'L_cil Fisso
78 (sempre fisso) [mm]');
79     edit_L_cil = uieditfield(fig, 'numeric', 'Position', [820, 330, 80,
80 22], 'Value', 395.5);
81
82     % NUOVO TESTO: Etichetta per mostrare il volume netto del fluido nella
83 parte bassa
84     txt_vol = uilabel(fig, 'Position', [650, 270, 250, 22], 'FontSize',
85 13, 'FontWeight', 'bold', 'FontColor', [0, 0.4, 0.8]);
86
87     %% 4. COLLEGAMENTO CALLBACK
88     drop_analisi.ValueChangedFcn = @(src, event) update_surface();
89     edit_T_ini.ValueChangedFcn = @(src, event) update_surface();
90     edit_T_amb.ValueChangedFcn = @(src, event) update_surface();
91     edit_spess.ValueChangedFcn = @(src, event) update_surface();
92     edit_lam.ValueChangedFcn = @(src, event) update_surface();
93     edit_L_cil.ValueChangedFcn = @(src, event) update_surface();
94
95     update_surface();
96
97     %% 5. MOTORE DI CALCOLO 3D: ASSE X = TEMPO (0-30h, passo 1h), ASSE Y =
98 NODO (1-20)
99     function update_surface()
100         T_ini = edit_T_ini.Value;
101         T_amb = edit_T_amb.Value;
102         scelta = drop_analisi.Value;
103
104         % Asse Tempo: 0 -> 30 ore, passo 1 ora (31 punti)
105         h_vec = 0:1:30; % [h]
106         t_vec_s = h_vec * 3600; % [s] - passati direttamente a
107 ode15s
108
109         % Asse Y: Nodi fisici da 1 a 20
110         N_nodi = 20;
111         y_vec = 1:N_nodi; % Asse Y [Nodi]

```

```

112
113 % Acquisizione Parametri Fissi
114 L_loc = edit_L_cil.Value / 1000; % [m]
115 Spess_loc = edit_spess.Value / 1000; % [m]
116 Lam_loc = edit_lam.Value; % [W/mK]
117
118 xlabel(ax, 'Tempo [h]', 'FontWeight', 'bold');
119 ylabel(ax, 'Nodo (1=Top, 20=Bottom)', 'FontWeight', 'bold');
120 zlabel(ax, 'Temperatura Nodo [°C]', 'FontWeight', 'bold');
121 title(ax, ['Superficie ODE15s: ', scelta]);
122 T0 = ones(N_nodi, 1) * T_ini;
123
124 options = odeset('RelTol', 1e-3, 'AbsTol', 1e-4);
125
126 d = uiprogressdlg(fig, 'Title', 'Calcolo ODE in corso', ...
127 'Message', 'Risoluzione del profilo termico per i 20 nodi...',
128 ...
129 'Cancelable', 'off');
130
131 % --- UNICA SIMULAZIONE (No Sweep) ---
132 V_fluido_loc = (Area_netta_fluido * L_loc) - V_setto;
133 r_iso_loc = r_ext + Spess_loc;
134 r_al_loc = r_iso_loc + spess_al_m;
135
136 R_cv_int = 1 / (h_int * (2 * pi * r_int * L_loc));
137 R_cd_PP = log(r_ext / r_int) / (2 * pi * lambda_PP_RCT * L_loc);
138 R_cd_iso = log(r_iso_loc / r_ext) / (2 * pi * Lam_loc * L_loc);
139 R_cd_al = log(r_al_loc / r_iso_loc) / (2 * pi * lambda_al *
140 L_loc);
141 R_cv_ext = 1 / (h_ext * (2 * pi * r_al_loc * L_loc));
142 R_mantello = R_cv_int + R_cd_PP + R_cd_iso + R_cd_al + R_cv_ext;
143
144 A_base_ext = pi * r_al_loc^2;
145 A_base_solidi = pi * r_ext^2;
146 A_base_int = pi * r_int^2;
147
148 R_bot = 1/(h_int * A_base_int) + s_medio_cupola/(lambda_PPH *
149 A_base_solidi) + ...
150 Spess_loc/(Lam_loc * A_base_solidi) +
151 spess_al_m/(lambda_al * A_base_solidi) + ...
152 1/(h_ext * A_base_ext);
153
154 R_cd_setto = s_setto / (lambda_PPH * A_base_int);
155 R_top = R_cd_setto + R_bot;
156
157 % Masse e Capacita' locali
158 M_fluido = V_fluido_loc * rho_fluido;
159 C_fluido_nodo = (M_fluido * cp_fluido) / N_nodi;
160
161 V_mantello = pi * (r_ext^2 - r_int^2) * L_loc;
162 V_tubo_guida = pi * (r_ext_guida^2 - r_int_guida^2) * L_loc;
163 C_PPRCT_nodo = ((V_mantello + V_tubo_guida) * rho_PP_RCT *
164 cp_PP_RCT) / N_nodi;
165 C_al_nodo = (Area_netta_fluido * spess_al_m * rho_al * cp_al) /
166 N_nodi;
167
168 C_nodo = C_fluido_nodo + C_PPRCT_nodo + (C_PPH / N_nodi) +
169 C_al_nodo;
170

```

```

171         R_rad_nodo = R_mantello * N_nodi;
172         R_cond_base = (L_loc / N_nodi) / (lambda_fluido *
173 Area_netta_fluido);
174
175         R_ponte_singolo = 2 * R_ponte;
176         R_top_eq = 1 / ((1/R_top) + (1/R_ponte_singolo));
177         R_bot_eq = 1 / ((1/R_bot) + (1/R_ponte_singolo));
178
179         % Spessore assiale del singolo nodo
180         dz = L_loc / N_nodi;
181
182         % Risoluzione ODE15s valutata esattamente sui punti orari
183 richiesti (0->30h)
184         [~, T_out] = ode15s(@(t, T) ODE_System(T, T_amb, C_nodo,
185 R_rad_nodo, R_cond_base, R_top_eq, R_bot_eq, dz), t_vec_s, T0, options);
186
187         % Stampa automatica delle medie nel Command Window
188         fprintf('\n--- TEMPERATURE MEDIE 1D ---\n');
189         fprintf('T_medio_14h = %.4f °C\n', mean(T_out(15, :)));
190         fprintf('T_medio_24h = %.4f °C\n', mean(T_out(25, :)));
191         fprintf('T_medio_30h = %.4f °C\n', mean(T_out(31, :)));
192         fprintf('-----\n\n');
193
194         % Esporta la matrice anche nel Command Window
195         assignin('base', 'T_out', T_out);
196
197         % La matrice T_out ha righe=tempi, colonne=nodi.
198         % Trasponiamo per avere righe=nodi (Asse Y), colonne=tempi (Asse
199 X)
200         Z_matrix = T_out';
201
202         close(d); % Chiude la barra
203
204         % --- AGGIORNAMENTO PLOT 3D ---
205         [X_grid, Y_grid] = meshgrid(h_vec, y_vec);
206
207         cla(ax); hold(ax, 'on');
208
209         % EdgeColor 'k' per rendere visibile la griglia (ore x nodo) sulla
210 superficie
211         surf(ax, X_grid, Y_grid, Z_matrix, 'EdgeColor', 'k', 'LineWidth',
212 0.3, 'FaceAlpha', 0.9);
213         colorbar(ax);
214         colormap(ax, 'jet');
215
216         % Capovolge l'asse Y per mettere il nodo 1 (Top) in alto
217 visivamente
218         ax.YDir = 'reverse';
219         ax.YTick = 1:1:20; % Forza le etichette per tutti i 20 nodi
220
221         max_T = max(Z_matrix(:));
222         min_T = min(Z_matrix(:));
223
224         hold(ax, 'off');
225
226         txt_res.Text = sprintf(['ANALISI 1D SINGOLA COMPLETATA (20 Nodi su
227 30h, passo 1h).\n', ...
228 'Parametri impiegati: Spessore %.0f mm, Lambda %.3f W/mK\n',
229 ...

```

```

230         'T_Max registrata: %.1f °C | T_Min registrata: %.1f °C'], ...
231         Spess_loc*1000, Lam_loc, max_T, min_T);
232
233         % NUOVO TESTO: Aggiornamento dinamico del testo per il volume
234         (moltiplicato per 1000 per avere Litri)
235         txt_vol.Text = sprintf('Vol. Netto Fluido: %.2f Litri',
236         V_fluido_loc * 1000);
237     end
238 end
239
240 %% FUNZIONE DIFFERENZIALE
241 function dTdt = ODE_System(T, T_amb, C_nodo, R_rad_nodo, R_cond_base,
242 R_top_eq, R_bot_eq, dz)
243     dT_axial = T(2:end) - T(1:end-1);
244
245     % Parametri fisici per convezione naturale (Rayleigh-Benard)
246     g      = 9.81;                % [m/s^2] Accelerazione di gravita'
247     beta   = 0.0005;             % [1/K] Coeff. espansione termica
248     volumica fluido
249     nu     = 1.0e-6;             % [m^2/s] Viscosita' cinematica fluido
250     alpha  = 0.42 / (1020 * 3600); % [m^2/s] Diffusivita' termica fluido
251
252     % Calcolo del Numero di Rayleigh locale
253     Ra = g * beta .* max(dT_axial, 0) .* dz^3 ./ (nu .* alpha);
254
255     % Numero di Nusselt per cavita' confinata riscaldata dal basso
256     Nu = ones(size(Ra));
257     idx = Ra > 1708;
258     Nu(idx) = 0.208 .* Ra(idx).^0.25;
259
260     % Moltiplicatore di Conducibilita' effettivo (k_mix = Nu)
261     k_mix = Nu;
262     R_cond_eff = R_cond_base ./ k_mix;
263
264     Q_axial = dT_axial ./ R_cond_eff;
265
266     Q_in_from_below = [Q_axial; 0];
267     Q_out_to_above  = [0; Q_axial];
268
269     Q_rad = (T - T_amb) ./ R_rad_nodo;
270
271     dTdt = Q_in_from_below - Q_out_to_above - Q_rad;
272
273     dTdt(1) = dTdt(1) - (T(1) - T_amb) / R_top_eq;
274     dTdt(end) = dTdt(end) - (T(end) - T_amb) / R_bot_eq;
275
276     dTdt = dTdt ./ C_nodo;
277 end

```

Bibliografia

- [1] M.S. Reiter and K.M Kockelman, "The problem of cold starts: A closer look at mobile source emissions levels" *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, vol. 43, pp. 123–132, Mar. 2016.
- [2] M. Andrych-Zalewska, Z. Chłopek, J. Merkisz, and J. Pielecha, "Impact of the Internal Combustion Engine Thermal State during Start-Up on the Exhaust Emissions in the Homologation Test," *Energies*, vol. 16, no. 4, Art. no. 1937, Feb. 2023.
- [3] M. Zimakowska-Laskowska, E. Kozłowski, P. Wiśniowski, K. Żbik, A. Świdorski, E. Rostek, and R. Madleňák, "The influence of ambient temperature on exhaust emissions during cold start in the homologation test," *Combustion Engines*, vol. 203, no. 4, pp. 50–58, Jul. 2025.
- [4] M. Mądział, "Phase-Specific Mixture of Experts Architecture for Real-Time NO_x Prediction in Diesel Vehicles: Advancing Euro 7 Compliance," *Energies*, vol. 18, no. 21, Art. no. 5853, Nov. 2025.
- [5] G. Brinklow, J. M. Herreros, S. Zeraati-Rezaei, A. Tsolakis, P. Millington, and A. Kolpin, "Primary and Secondary Emissions Reduction Using Cylinder Deactivation Strategies for Gasoline Direct Injection Engines in Hybrid Vehicles," *Automotive Innovation*, vol. 8, pp. 508–518, Apr. 2025.
- [6] D. V. Banyai, D. Opruta, I. L. Marcu, and C. G. Merca, "Thermal energy storage system applicable to vehicles," *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, vol. 664, p. 012035, 2021.
- [7] P. Mężyk, G. Przybyła, and K. Petela, "Analysis of thermal parameters of heat storages for use in vehicles with combustion engines," *Combustion Engines*, vol. 179, no. 4, pp. 119–125, 2019.
- [8] E. Revello, P. Dixit, K. Turunen, A. Santasalo-Aarnio, and A. H. A. Monteverde, "Assessment of phase change materials for thermal energy storage in battery systems for heavy-duty vehicle applications," *Energy Conversion and Management*, vol. 349, p. 120816, 2026.
- [9] P. Talebizadehsardari, K. Hosseinzadeh, H. I. Mohammed, H. A. Maarof, F. L. Rashid, H. Togun, N. Biswas, A. Al Miaari, H. M. Ali, A. La Rocca, S. Sen, and A. Cairns, "Phase change materials in thermal management of Li-ion batteries: A state-of-the-art review," *Journal of Energy Storage*, vol. 145, p. 119782, 2026.
- [10] M. Nasiri and H. Hadim, "Thermal management of Li-ion batteries using phase change materials: Recent advances and future challenges," *Journal of Energy Storage*, vol. 111, p. 115440, 2025.
- [11] V. Dreißigacker, "Heat, Cold and Power Supply with Thermal Energy Storage in Battery

Electric Vehicles: A Holistic Evaluated Concept with High Storage Density, Performance and Scalability," *Energies*, vol. 18, no. 19, p. 5287, 2025.

[12] L. Geissbühler, A. Mathur, A. Mularczyk, and A. Haselbacher, "An assessment of thermocline-control methods for packed-bed thermal-energy storage in CSP plants, Part 1: Method descriptions," *Solar Energy*, vol. 178, pp. 341–350, Jan. 2019.

[13] H. O. Njoku, O. V. Ekechukwu, and S. O. Onyegegbu, "Analysis of stratified thermal storage systems: An overview," *Heat and Mass Transfer*, vol. 50, no. 7, pp. 1017–1030, Jul. 2014.

[14] M. Barrasso, G. Langella, A. Amoresano, and P. Iodice, "Latest Advances in Thermal Energy Storage for Solar Plants," *Processes*, vol. 11, no. 6, Art. no. 1832, Jun. 2023.

[15] Atul Sharma, V.V.Tyagi, C.R.Chen, D.Buddhi "Review on thermal energy storage with phase change materials and applications" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 318–345

[16] R. J. Copeland, "Method and apparatus for operating an improved thermocline storage unit," U.S. Patent 4 523 629, Jun. 18, 1985.

[17] O. Schatz, "Latentwärmespeicher," DE Patent 4 203 835 A1, Aug. 19, 1993,
[<https://patents.google.com/patent/DE4203835A1/en>]

[18] Die Welt, "Heisse Luft für klare Sicht," *Die Welt*, 1997, [<https://www.welt.de/print-welt/article598340/Heisse-Luft-fuer-klare-Sicht.html?>]

[19] BMW AG, "Betriebsanleitung 5er E39 (520i, 523i, 528i, 535i, 540i, 525td, 525tds)," München, Germania, Libretto Uso e Manutenzione Cod. 01 40 9 790 410, Set. 1997.

[20] O. Schatz, "Latentwärmespeicher, insbesondere zur Verwendung in Kraftfahrzeugen," DE Patent 3 245 027 A1, Jun. 7, 1984.

[21] BMW AG, Removing and installing/replacing auxiliary water pump for latent heat accumulator, BMW 5 Series E39 525i (M54) SAL, Repair Instructions, Group 64 – Heating and Air Conditioning, BMW Technical Information System (TIS), disponibile online presso Workshop-Manuals, [https://workshop-manuals.com/bmw/5_series_e39/525i_m54_sal/2_repair_instructions/64_heating_and_air_conditioning/12_auxil_heater_with_control_elements/19_ra_removing_and_installing_replacing_auxiliary_water_pump_for_latent_heat_accumulat/]

[22] "Cold Start Improvement by use of Latent Heat Stores" , Oskar Schatz, 921605, 01/08/1992, Abstract, [<https://saemobilus.sae.org/papers/cold-start-improvement-use-latent-heat-stores-921605>]

[23] Toyota Motor Corporation, "1NZ-FXE Engine Cooling: Coolant Heat Storage Tank & Water Pump Diagnostic Manual," Repair Manual, Pub. No. RM1075U, 2004.

[24] Toyota Motor Corporation, "1NZ-FXE Engine Cooling System & Radiator Technical Overview," Technical Service Information, Pub. No. NCF255U, 2003.

- [25] Toyota Motor Corporation, "1NZ-FXE Engine Control System: SFI System Diagnostics and OBD-II Monitoring," Toyota Service Manual, Pub. No. RM1075U, 2004.
- [26] S. Yoshikawa, Z. Shipo, and I. Takagi, "Engine Cooling Device," Japan Patent Application JP 2004-285960 A, Oct. 14, 2004.
- [27] Toyota Motor Corporation, "Coolant Heat Storage System: Technical Specifications and System Layout (1NZ-FXE)," Toyota Hybrid System – Course 071-072, Toyota Technicacl Training, 2004.
- [28] M. R. Amini, J. Sun, I. Kolmanovsky, and H. Wang, "Actively Controlled Coolant Tank to Increase Thermal Storage Capacity of Hybrid Electric Vehicles," U.S. Patent 10 954 845 B2, Mar. 23, 2021.
- [29] PriusChat Community, "Should I replace the Coolant Heat Storage Water Pump?," PriusChat Technical Forum, 2012. [<https://priuschat.com/threads/should-i-replace-the-coolant-heat-storage-water-pump.108735/>]
- [30] PriusChat Community, "Coolant Heat Storage outlet busted - repair and failure modes," PriusChat Technical Forum, 2013. [<https://priuschat.com/threads/coolant-heat-storage-outlet-busted-redneck-fix.131481/>]
- [31] C. O'Connor, "Driveability Corner: Diagnosing Toyota Prius Coolant Heat Storage and Valve Failures," Motor Magazine, Aug. 2011. [<https://www.motor.com/magazine-summary/driveability-corner-august-2011/>]
- [32] Tiger Corporation, "Thermal Storage System for Automobile Engine Cooling Water", Corporate Case Study [https://www.tiger-corporation.com/en/jpn/for-business/case/oem_butsuryu01/]
- [33] Tiger Corporation, 100 Years of Tiger Corporation – History, sezione relativa al sistema di accumulo termico automotive, 2003-2004 [<https://www.tiger-corporation.com/ja/jpn/feature/100th-history/history.html>]
- [34] M. Yoshida, Systematized Survey of Vacuum Flask Technology, National Museum of Nature and Science, Japan, 2025, §8.2 "Automotive Engine Coolant Heat Storage System (Tiger Corporation, 2004–2014)", [https://sts.kahaku.go.jp/diversity/document/browse/2025_yoshida/]
- [35] Toyota Parts Now, *2004–2008 Toyota Prius – Radiator & Components*, catalogo ricambi OEM, consultato 2026 [<https://www.toyotapartsnow.com/parts-list/2008-toyota-prius/belts-cooling/radiator-components>]
- [36] Modeling, Analysis, and Open-Loop Control of an Exhaust Heat Recovery System for Automotive Internal Combustion Engines, Ohio State University, 2011.
- [37] Y. Kuze, H. Kobayashi, H. Ichinose, and T. Otsuka, "Development of New Generation Hybrid

System (THS II) – Development of Toyota Coolant Heat Storage System,” *SAE Technical Paper* 2004-01-0643, 2004, doi:10.4271/2004-01-0643.

[38] K. Grabmayer, “Polymeric Liner Materials for Hot Water Heat Storages,” International Energy Agency (IEA) Solar Heating and Cooling (SHC) Programme, Task 39, INFO Sheet C7.3, Maggio 2015.

[39] Redazione Impianti News, “Tubazioni e raccordi in PP-RCT WOR Aquatechnik, ridotta permeabilità all’ossigeno,” *Impianti News*, 30 Aprile 2020.

[<https://www.impiantinews.it/prodotti/tubazioni-in-pp-rct-wor-aquatechnik/>].

[40] NUPI Industrie Italiane S.p.A., “Sistema di tubi e raccordi NIRON β PP-RCT di NUPI Industrie Italiane, prestazioni eccellenti alle alte temperature,” *ExpoClima*, 12 Aprile 2017.

[<https://www.expoclima.net/sistema-di-tubi-e-raccordi-niron-%CE%B2-pp-rct-di-nupi-industrie-italiane-prestazioni-eccellenti-alle-a>].

[41] Licharz GmbH, “Design Guidelines: Physical material standard values and chemical resistance,” Licharz Engineered Plastics, Buchholz, Germany, Tech. Doc. 15, 2021.

[https://www.licharz.de/download.php?file=downloads/en/04_Design%20Guidelines/15_Physical%20material%20standard%20values%20and%20chemical%20resistance.pdf]

[42] C. Moore, M. Tomlinson, e L. Brundrett, “Comparison Between Head Types: Hemi, SE, F&D and Flat,” *Pressure Vessel Engineering (PVEng)*, Tech. Rep. PVE-3101, Waterloo, ON, Canada, [<https://www.pveng.com/home/asme-code-design/comparison-between-head-types-hemi-se-fd-and-flat/>].

[43] 123Cuscinetti, “Guarnizione O-ring OR-140X5-EPDM70 (140x5 mm, EPDM 70 ShA) – Scheda tecnica e catalogo prodotto,” *123Cuscinetti.it*. [<https://www.123cuscinetti.it/guarnizioni-tenuta/guarnizione/o-ring/or-140x5-epdm70>].

[44] MISUMI Europe / SUNCO, “Peak Round Washer (Polyetheretherketone flat washers, series WS-PEEK) – Technical specifications and product catalog,” *MISUMI e-Catalog*, Doc. Ref. 221000551804. [<https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/221000551804/>].

[45] MISUMI Europe / SUNCO, “Insulation Washer FRP (Fiber Reinforced Plastic flat washer, code WS-FRP-M8) – Technical specifications and product catalog,” *MISUMI e-Catalog*, Doc. Ref. 221000551826. [<https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/221000551826/?HissuCode=WS-FRP-M8>].

[46] N. Bheekhun, A. R. Abu Talib, e M. R. Hassan, “Aerogels in Aerospace: An Overview,” *Advances in Materials Science and Engineering*, vol. 2013, Art. no. 406065, pp. 1–18, Set. 2013, doi: 10.1155/2013/406065.

[47] aquatherm GmbH, “aquatherm green – Sistema di tubazioni in polipropilene per impianti idrosanitari e riscaldamento,” *aquatherm.de*, Attendorn, Germania.

- [<https://www.aquatherm.de/it/soluzioni-prodotti/prodotti/aquatherm-green/>].
- [48] Chery Automobile Co., Ltd., “Chery A Series Car Service Manual – Section E: Cooling System,” Technical Service Manual, Wuhu, Anhui, China, 2005.
- [49] Unipetrol RPA / Nevicolor S.p.A., “Mosten MA 230 (PP Homopolymer, MFR 3.0 g/10 min) – Scheda Tecnica di Prodotto,” *Nevicolor Material Database*, Litvínov, Repubblica Ceca.
[<https://www.nevicolor.it/prodotti/ricerca-polimero/unipetrol/mosten-pp-omo/allegati/mosten-ma-230-mfr-30-dgmin-2.16-kg.pdf>].
- [50] Röchling Industrial, “Polystone® P Homopolymer natural (PP-H) – Technical Data Sheet and Material Properties,” *Röchling Group Product Database*, Doc. Ref. 725241, Haren, Germania.
[<https://www.roechling.com/industrial/materials/thermoplastics/industrial-plastics/pp-h/polystone-p-homopolymer-natural-725241>].
- [51] Uponor North America, “The History and Evolution of the PP-RCT Piping Solution,” *Uponor Engineering Blog*, 2026. [<https://www.uponor.com/en-us/blog/blog-search/the-history-and-evolution-of-the-pp-rct-piping-solution>].
- [52] Uponor International, “GF Aquasystem PP-R and PP-RCT Pipe Systems for Hot and Cold Water Supply – Product Overview and Technical Specifications,” *Uponor Global Product Database*, 2026. [<https://www.uponor.com/en-en/products/hot-and-cold-water-supply/gf-aquasystem-ppr-and-pp-rct-pipe-systems>].
- [53] aquatherm GmbH, “Listino di Vendita – Sistemi di tubazioni e raccordi in polipropilene (green, blue pipe, fusiotherm),” *aquatherm Listino Prezzi Ufficiale*, Data validità: 15-Apr-2026.
- [54] Borealis AG, “PP-RCT – Setting New Standards in Pipe Solutions: Technical Brochure and Material Properties,” *Borealis Infrastructure Literature*, Vienna, Austria.
[<https://www.borealisgroup.com/storage/Industries/Infrastructure-literature/Borealis-PP-RCT-brochure.pdf>].
- [55] Siegle Kunststoffe, “PP-H grau 2000 x 1000 mm (Polypropylen-Homopolymer Platten, Art.-Nr. 522PPPG2-25) – Technisches Datenblatt und Produktkatalog,” *Siegle E-Commerce Database*, Ditzingen, Germania. [<https://ecommerce.siegle.de/PP-H-grau-2000-x-1000-mm/522PPPG2-25>].
- [56] L. N. Woodard and M. A. Grunlan, "Hydrolytic Degradation and Erosion of Polyester Biomaterials," *ACS Macro Letters*, vol. 7, no. 8, pp. 976–982, Aug. 2018, doi: 10.1021/acsmacrolett.8b00424.
- [57] J.-Y. Lee and K.-J. Kim, "MEG Effects on Hydrolysis of Polyamide 66/Glass Fiber Composites and Mechanical Property Changes," *Molecules*, vol. 24, no. 4, Art. no. 755, Feb. 2019, doi: 10.3390/molecules24040755.
- [58] LakiNet / TecDoc, “Automotive Cooling System Components and Water Pumps – Technical

- Specifications and Spare Parts Catalog,” *TecDoc Automotive Aftermarket Database*, Ref. 100100.
[<https://lakinet.ee/tecdoc/articles/en/p/16/5389/5768/100100/>]
- [59] NAPA Auto Parts UK / Gates Corporation, “Gates 05-2746 Radiator Hose – Automotive Engine Cooling Spare Parts Catalog,” *NAPA Online Parts Database*.
[<https://www.napaautoparts.co.uk/gates-05-2746-radiator-hose>]
- [60] Armacell International GmbH, “ArmaFlex® Application Manual: Technical Installation and Application Guidelines for Flexible Elastomeric Foams,” Armacell Technical Document, EMEA EN Master, Gen. 2025. [<https://www.armacell.com/en-GB/document/armaflex-application-manual>]
- [61] Armacell International GmbH, “AF/ArmaFlex Evo – Specifiche tecniche e proprietà del materiale isolante elastomerico flessibile,” *Armacell Product Database*.
[<https://www.armacell.com/it-IT/product/technical-specs/afarmaflex-evo>]
- [62] Caleffi S.p.A. / Elettroclima Shop, “Valvola automatica di sfogo aria per impianti solari (Cod. 250041) – Scheda tecnica e catalogo componenti,” *Elettroclima Shop Product Database*, 2026.
[<https://www.elettroclimashop.com/valvola-automatica-sfogo-aria-impianti-solari-caleffi-250041>]
- [63] Punto Luce, “Scheda Tecnica e Specifiche di Prodotto – Documentazione Tecnica Componenti,” *Punto Luce Technical Archive*, Doc. Ref. 14455, 2026.
[<https://shop.puntoluce.net/open2b/var/product-files/14455.pdf>]
- [64] ITAP S.p.A. / Punto Luce, “Valvola a sfera serie IDEAL a passaggio totale con leva in acciaio M/F 1" 1/4 (Art. 1170114) – Scheda tecnica e catalogo prodotto,” *Punto Luce Shop*.
[<https://shop.puntoluce.net/Itap-1170114-valvola-sfera-leva-rossa-MF-1-1-4>]
- [65] De Pala Control Systems / Elettroclima Shop, “Valvola a sfera motorizzata a 3 vie (2 fori) F/F in ottone nichelato 1" 1/4 Kv 20,8 (Art. 623 F) – Scheda tecnica e catalogo prodotto,” *Elettroclima Shop Product Database*, 2026. [<https://www.elettroclimashop.com/valvola-sfera-motorizzata-3-vie-2-fori-ff-ottone-nichelato-kv20-8-1-pollice-e-un-quarto-de-pala-623-f>]
- [66] HP Control, “Elettrovalvola a solenoide 2/2 vie 2N32-M (DN32 - 1" 1/4, 230V/24V/12V) – Specifiche tecniche e catalogo componenti,” *HP Control Fluid Control Database*, 2026.
[<https://hpcontrol.it/elektrozawor-2n32-m-dn32-1-1-4-cala-230v-24v-12v.html>]
- [67] AMA Composites S.r.l., “Amagel Ultra – Scheda Tecnica di Prodotto (Isolante termico a base di aerogel di silice rinforzato con fibre),” *Aeropan Technical Documentation Archive*, Mar. 2026.
[<https://aeropan.it/wp-content/uploads/2026/03/Amagel-Ultra-scheda-tecnica.pdf>]
- [68] MISUMI Europa B.V., “Configurable Industrial Components and Mechanical Parts – Technical Product Specification,” *MISUMI e-Catalog UK*, Part Ref. 221000551804, 2026. [<https://uk.misumi-ec.com/vona2/detail/221000551804/>].
- [69] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, e A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass*

Transfer, 6^a ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2007.

[70] H. K. Versteeg e W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Harlow, Essex, UK: Longman Scientific & Technical, 1995.

[71] IEA ES TCP, “Deliverable C1: Numerical models list – Overview and collection of model fact sheets,” IEA Technology Collaboration Programme on Energy Storage (ES TCP), Task 39: Large Thermal Energy Storages for District Heating, Subtask C, Tech. Rep., Giu. 2024. [https://iea-es.org/task-39/wp-content/uploads/sites/21/IEA-ES_Task39_WPC_Deliverable_C1_Numerical_models_list-Overview_and_collection_of_model_fact_sheets.pdf].

[72] E. N. Tsurko, T. Lange, K. Betz, J. Stauber, S. Schwarz, W. Kunz, e R. Müller, “Thermodynamic Description of Aqueous Mixtures of New Antifreezes,” *Journal of Chemical & Engineering Data*, vol. 71, n. 3, pp. 942–959, Feb. 2026

[73] A. J. Torregrosa, A. Broatch, P. Olmeda, e C. Romero, “Assessment of the Influence of Different Cooling System Configurations on Engine Warm-Up, Emissions and Fuel Consumption,” *International Journal of Automotive Technology*, vol. 9, n. 4, pp. 447–458, Ago. 2008, doi: 10.1007/s12239-008-0054-1.

[74] MyMotorList, “Peugeot 2.0 HDi (DW10BTED4) Engine: Technical Specifications, Architecture and Characteristics,” *MyMotorList Engine Database*, 2026. [<https://mymotorlist.com/engines/peugeot/dw10bted4/>]

[75] Cinghia o Catena, “Motore Peugeot DW10BTED4: Specifiche di distribuzione, caratteristiche tecniche e manutenzione,” *Cinghia o Catena Automotive Database*, 2026. [<https://cinghiaocatena.com/motori/peugeot-dw10bted4/>].

[76] Gamma Technologies, Inc., “GT-SUITE: Engine Block Thermal Modeling Tutorial,” Gamma Technologies Technical Document, Versione 2016. [<https://it.scribd.com/document/788977697/Engine-Block-Thermal-Model-tutorials>].

[77] Davies Craig Pty Ltd / D-Design Motorsport, “Davies Craig EWP80 12V Electric Water Pump & Digital Controller Kit – Alloy (Part No. 8907) – Technical Specifications and Catalog,” *D-Design Motorsport Product Catalog*, 2026. [<https://www.ddesignmotorsport.com/en/ewp80-12v-water-pump-digital-controller-alloy-8907>].

[78] BMW AG, “B58TU Engine: Technical Training and Engine Architecture,” BMW Service Training Document ST1852, 2018. [<https://it.scribd.com/document/686970019/B58TU-Engine>].

[79] MW of North America, LLC, “BMW 5 Series (G30): Powertrain and Thermal Management Systems,” *Bimmerpost Technical Archive*, Attachment Ref. 1590696, 2017. [<https://g30.bimmerpost.com/forums/attachment.php?attachmentid=1590696>].

- [80] BMW of North America. (2017). *BMW 5 Series (G30) powertrain and thermal management technical training* (Technical Document Ref. 1590696). Bimmerpost Archive.
- [81] BMW 5 G30 Portal, "Heat Management Module: System Architecture and Cooling Operation," *BMW 5 Series (G30) Technical Manuals*, Art. Ref. 2081, 2026.
[https://www.bmw5g30.com/heat_management_module-2081.html].
- [82] J. Li, C. H. Tam, e G. Tian, "Investigation of an HD engine thermal storage system," *Energy Procedia*, vol. 105, pp. 4110–4115, Mag. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.873.
- [83] P. Xie, L. Jin, G. Qiao, C. Lin, C. Barreneche, Y. Ding, "Thermal energy storage for electric vehicles at low temperatures: Concepts, systems, devices and materials", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 160, art. 112263, 2022.
- [84] T. Kosztyła, D. P. Muniak, "Application of a phase-change heat storage for warming-up the internal combustion engine in a hybrid drive system: Simulations and experiment", *Energy*, vol. 332, art. 137065, 2025.
- [85] N. Şahan, H. Paksoy, "Passive thermal management system for electric-hybrid vehicles-hot climate condition", *Oxford Open Energy*, vol. 4, art. oiae021, 2025.
- [86] D. Di Battista, F. Fatigati, M. Di Bartolomeo, D. Vittorini, R. Cipollone, "Thermal Management Opportunity on Lubricant Oil to Reduce Fuel Consumption and Emissions of a Light-Duty Diesel Engine", *E3S Web of Conferences*, vol. 312, art. 07023, 2021.
- [87] P. J. Shayler, A. Leong, M. Murphy, M. Pegg, "Reduction of CO₂ Emissions through Lubricant Thermal Management During the Warm Up of Passenger Car Engines", *SAE Technical Paper*, n. 2016-01-0892, 2016.
- [88] F. Will, A. Boretti, "A New Method to Warm Up Lubricating Oil to Improve the Fuel Efficiency During Cold Start", *SAE International Journal of Engines*, vol. 4, n. 1, pp. 175–187, 2011.
- [89] M. Park, D. Jung, M. Kim, K. Min, "Study on the improvement in continuously variable transmission efficiency with a thermal management system", *Applied Thermal Engineering*, vol. 61, n. 2, pp. 589–596, 2013.

Ringraziamenti

Vorrei iniziare ringraziando il Professore Alberto Muscio, che in qualità di relatore della tesi, mi ha dato la possibilità di poter approfondire e studiare a fondo il TES. Grazie a questo lavoro ho capito che ho un profondo piacere ed interesse nell'ambito della ricerca: lo studiare soluzioni vecchie o recenti e ricercarne di nuove per poter espandere le conoscenze in più ambiti ingegneristici mi ha coinvolto intensamente durante lo svolgimento del tirocinio. Inoltre, lo ringrazio anche di avermi dato la possibilità di svolgere un tirocinio nell'ambito ingegneristico che più mi ha stimolato nel corso della magistrale e della possibilità di potermi focalizzare sull'esecuzione di simulazioni e successive analisi. Infine, lo ringrazio anche per la pazienza, la leggerezza e la tranquillità nei suoi ricevimenti e nelle sue spiegazioni.

Papà,

in questi anni quasi ogni esame ha avuto lo stesso copione “Non so come andrà”, “Penso che ora come ora domani andrà male”, “Non mi sento preparato del tutto” oppure “È andato normale direi”, quasi detto con un cenno di accettazione della realtà.

Nonostante queste frasi, la tua risposta è sempre stata “Tu sei bravo. Domani andrai bene” oppure “Sono sicuro che l’hai superato molto bene”. Quasi sempre il risultato è stato ottimale, a volte con mio stupore, e quelle volte che il risultato non è andato nella maniera giusta ho ritentato con l'intenzione di migliorare e validare i singoli enormi sforzi fatti nello studio di ogni esame. Infatti, sempre tu insieme a zio mi avete ripetuto più volte “Piglia tutto, pure se fossero mazzate”. Sono state quelle batoste che ho realizzato di ricevere alla triennale di cambiare registro e frequentare la magistrale in modo diverso e serio, con l'obiettivo di ottenere i risultati che volevo veramente. Quindi, ti ringrazio per l'avermi fatto capire che non basta solo vivere gli errori, ma che si deve imparare in modo attivo da essi per poter svolgere meglio il proprio lavoro, soprattutto se gli errori non smettono mai di arrivare nella vita.

Mamma,

l'università non solo offre ad uno studente le conoscenze della materia di studio e la capacità, come in ingegneria, di risolvere problemi, ma consente di imparare anche come superare un ostacolo davvero tosto, nonché consente di rallegrarsi del risultato ottenuto.

Però, tu e solo tu, mi hai dato l'interesse di approfondire la conoscenza e l'argomento di cui ho un

interesse, permettendomi di istruirmi e di essere consapevole di quello specifico argomento. Questo mi ha sempre aiutato perché mi ha dato la possibilità di confrontarmi con le persone, di essere sicuro di me dell'argomento di cui si parla e di espandere gli interessi.

Conoscendo di continuo nuove persone mi sono reso conto che non tutti hanno questo tratto; quindi, non è dato per scontato che ognuno lo abbia.

Ti ringrazio per avermi fatto imparare a conoscere ed incuriosirmi e di avermi dato uno strumento così utile per la magistrale e nella vita, che porta miglioramenti e benefici. Non smetterò mai di documentarmi e di espandere il mio sapere.

Michele, ti ringrazio per essere stato quell'amico con cui mi diverto ad essere il più possibile me stesso. Da ormai 15 anni le chiacchiere e le uscite con te hanno sempre un momento di totale divertimento, spesso anche senza senso, che sebbene a volte in determinati contesti per te sono strane, io non riesco proprio a fare a meno di divertirmi. Questo è qualcosa da non dare per garantito perché nonostante abbia espanso le mie amicizie e conoscenze nel corso degli anni, da quando ti ho conosciuto non ho trovato ancora una persona che venga coinvolta come succede con te.

Ti ringrazio dei bei momenti che sono sempre belli da ripensare di aver vissuto e di aver alleggerito momenti intensi di studio con le videochiamate o con le uscite ad Avellino.

Marialuisa, ti ringrazio per essere stata presente da più di 15 anni. Ogni volta tornare ad Avellino e rincontrati per un'uscita di svago e parlare di ogni cosa sono sempre state boccate di ossigeno. Soprattutto, quando abbiamo parlato dei problemi del presente e del futuro, un modo per poter realizzare in che direzione stavo andando, capire anche quali potessero essere i passi successivi, confrontarmi con te e poter imparare qualcosa di nuovo.

Ti ringrazio del tempo speso insieme e di essere stata sempre interessata a quello che mi accadeva e del mio avvenire.

Vorrei ringraziare i miei amici di Avellino (Carmine I., Paolo G., Giuseppe C., Luca D.L., Lorenzo S. e Francesco L.), che nonostante tutti questi anni, nonostante i nostri impegni e nonostante la lontananza siamo sempre stati in contatto, di vederci alla prima occasione possibile e di passare le giornate e le serate come sempre fatto nel corso di questi 15 anni.

Li ringrazio per essere stati gli amici che mi hanno accompagnato in tutti questi anni, di essersi interessati a quello che facevo, di avermi dato spunti e opinioni differenti per diversi contesti e di aver reso anche le più semplici e casuali uscite ad Avellino divertenti.

Ringrazio i miei amici a Modena (Rita C., Nicola T., M.Pia.Q., Dario.P, Danilo V., Filippo.S e Daniele G.) per questi anni universitari. Insieme a loro ho passato momenti diversi da quelli vissuti ad Avellino, donandomi ricordi nuovi da ripensare. Soprattutto, per le loro personalità, uniche per ognuno di loro.

Vi ringrazio per essere stati la mia compagnia ed i miei amici, di esserci divertiti, per aver imparato da ognuno di voi nuove prospettive, per i favori e gli aiuti che mi avete dato e di aver alleggerito periodi difficili.

Soprattutto, ti ringrazio Daniele che sei stato l'amico con cui ho passato più momenti insieme e che sei stato più al mio fianco a Modena sia nei momenti di studio che nei momenti di svago. Grazie alla tua presenza ho avuto qualcuno con cui passare il tempo quasi tutti i giorni, sentendomi meno solo e con un vero amico.

Ringrazio i miei amici dell'università (Gianmarco (Gimmy) G., Giuseppe N., Francesco C., Carlo S. M., Alfredo V., Giovanni P. G. e Leonardo R.) che mi hanno aiutato nello studio degli esami universitari, grazie alla condivisione del materiale di studio e di consigli. Li ringrazio soprattutto per avermi fatto capire che l'università può essere affrontata anche con più spensieratezza. In questi anni della magistrale avevo deciso di mettermi sotto con lo studio anche in modo troppo rigido, perdendo di vista frequentemente anche lo svago più semplice. Voi, invece, mi avete fatto capire che non ci si deve privare della leggerezza nelle giornate di studio più intenso. Questo è anche qualcosa su cui mi avete fatto riflettere: non serve solo migliorarsi nello studio, ma anche nel vivere.

Vorrei ringraziare anche due persone che voglio citare perché mi hanno fatto capire una cosa importante.

Agnese C. e Matteo M.I. vi ringrazio perché in questi anni di convivenza a Modena ho capito che è difficile trovare coinquilini con cui stare bene sotto lo stesso tetto e che non devo dare per scontato l'aver avuto l'occasione di essere stato vostro coinquilino.

Cambiando case nel corso di questi anni a Modena ho capito che sono stato davvero bene con voi. Mi avete fatto imparare tanto e spero di aver dato qualcosa anche io a voi.

I momenti di divertimento passati a casa con ognuno di voi sono ricordi che mi porterò per sempre, anche i momenti più casuali che mi vengono in mente.

Vi ringrazio di essere stati dei coinquilini con cui sono stato davvero bene in casa, anche quando le cose non sono state semplici.

Ringrazio zio Claudio, zia Marinella, Rosa B. ed Angela B. Zio, grazie per esserti sempre interfacciato su quello che facevo, soprattutto su questa tesi. È sempre stato piacevole avere qualcuno in famiglia che capisse attivamente quello che studiassi e facessi.

Vorrei anche sfruttare queste righe per augurare a Rosa ed Angela una carriera universitaria di rispetto, qualsiasi essa sia, e che possano raggiungere i risultati che si prefiggeranno. Sono consapevole che anche loro con impegno e dedizione possono raggiungere grandi traguardi.

Spendo quest'ultima parte per ringraziare me stesso, un qualcosa che non penso di aver mai fatto in vita mia, ma che voglio fare a pieno ora perché sono stati tre anni molto duri.

Per quelle giornate intere di studio intenso di mattina, di pomeriggio e di sera, fatte tutti i giorni della settimana ed in più settimane di fila.

Per quelle mattine prima di un esame in cui mi svegliavo molto presto facendomi arrivare stanchissimo.

Per quelle volte che per imparare un argomento l'ho ripetuto decine e decine di volte, più giorni.

Per quelle volte che l'ostacolo non superato mi faceva toccare il fondo, portandomi alla realtà dei fatti e spingendomi a fare di più.

Lo dedico a me perché questa tesi è il passo finale per il completamento del percorso che finalmente

ho concluso e che ho sempre pensato di voler terminare.

Se questi tre anni sono stati difficili riguardo lo studio, ammetto che ho dovuto affrontare anche situazioni difficili che non volevo. Sono dovuto andare contro persone che ostacolavano il raggiungimento del traguardo finale, che anteponevano i loro bisogni e le loro priorità, mettendomi in difficoltà.

Ho sacrificato il tempo libero, lo svago, le uscite con gli amici, soldi e salute, pur di arrivare dove volevo.

La forte determinazione che mi ha spinto è stata anche quella di voler aggiungere un tassello importante alla mia famiglia e poter essere anche io un membro che ha svolto con successo un rilevante percorso. La sola determinazione non basta: nelle giornate più dure ho capito che servono anche forza di volontà e disciplina per dare il massimo. Questo mi ha fatto capire che impegnandosi a fondo anche nella vita quotidiana si possono raggiungere grandi risultati, soprattutto personali.

L'insegnamento più grande della magistrale è stato questo e non vedo l'ora di imparare il prossimo insegnamento.

Se ripenso a cosa mi ha portato qui oggi sorrido. Lo devo a Bruno C., ultima persona che menziono: ricordo che il giorno di un tuo compleanno da bambini mi hai fatto scoprire Gran Turismo 3 e che mi ha portato sulla strada di Ingegneria del Veicolo. Ti ringrazio per avermi fatto scoprire una passione così forte fin da piccolo e per i bei momenti dell'infanzia.

Riguardo al futuro non so cosa mi riserverà. So che grazie a quello che ho imparato fino ad ora posso solo spingermi sempre più in alto, per migliorarmi, per ampliare le mie conoscenze e per raggiungere nuovi traguardi.