



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Anno accademico 2022/2023

Sessione di Laurea Marzo - Aprile 2023

Battery Thermal Management System di un veicolo BEV e Sviluppo della Piastra di Raffreddamento

Relatore Accademico:

Prof. Paolo GUGLIELMI

Candidato:

Rocco DI RITO

Supervisore Aziendale:

Andrea LIN

Abstract

Il seguente lavoro di tesi è stato sviluppato con la collaborazione di TECNOCAD Engineering & Design S.r.l., azienda operante in diversi ambiti del settore automotive.

Quando si parla di Veicoli Elettrici (EV), una delle tematiche più importanti da affrontare riguarda i dispositivi di accumulo dell'energia. È stato dimostrato che le performance, la sicurezza e la durabilità delle batterie agli ioni di litio (LIBs) sono strettamente correlate alla temperatura di funzionamento delle celle, pertanto, è di fondamentale importanza la progettazione di sistemi ad hoc per la gestione termica di tali dispositivi.

L'obiettivo principale del progetto di tesi ha riguardato la costruzione di un modello di Battery Thermal Management System per un prototipo di Battery Electric Vehicle (BEV) progettato dall'azienda stessa. All'interno del modello sono presenti il circuito di raffreddamento/riscaldamento del pacco batteria e il circuito refrigerante, inoltre, è stato integrato un sistema di controllo di tipo PID sulle velocità del compressore e della pompa, in modo da poter raggiungere il target in termini di temperatura all'ingresso della piastra di raffreddamento.

Particolare attenzione è stata posta nello sviluppo della configurazione ottimale della piastra di raffreddamento, addetta allo scambio termico con i moduli del pacco batteria. La progettazione di questo componente è stata di fondamentale importanza affinché si potesse ottenere una gestione della temperatura ottimale e uniforme all'interno del pacco batteria.

L'attività di modellazione e di validazione è stata sviluppata su GT-SUITE, un software di simulazione 1D leader nel settore industriale, capace di mettere a disposizione una serie completa di librerie di componenti multi-fisici, che permettono la realizzazione di modelli accurati e con elevata fedeltà ai sistemi reali.

Il modello è stato testato in diverse configurazioni andando a variare i parametri principali del sistema batteria quali la richiesta di potenza, la temperatura e lo stato di carica (SOC). I risultati ottenuti dimostrano come il sistema progettato sia in grado di gestire in maniera ottimale il pacco batteria, in termini di temperatura, in diverse condizioni operative.

Indice

Lista delle Tabelle	V
Lista delle Figure	VI
1 Introduzione	1
1.1 Contesto	1
1.2 Effetti della temperatura sulle LIBs	3
1.3 Battery Thermal Management System.....	3
1.3.1 Raffreddamento ad Aria	4
1.3.2 Raffreddamento a Liquido	5
1.3.3 Raffreddamento Passivo.....	6
2 Software 1D – GT SUITE	8
2.1 Metodi di risoluzione della fluidodinamica	8
2.2 Scambio termico nel modello ‘Pipe’	10
3 Battery Thermal Management System – Modello	12
3.1 Circuito di gestione termica principale	14
3.1.1 Controllo della pompa.....	17
3.2 Circuito di refrigerazione.....	19
3.3 Circuito del sotto cofano.....	22
3.4 Piastra di raffreddamento.....	23
3.4.1 Modello equivalente della batteria	24
3.4.2 Modello di scambio termico.....	26
3.4.3 Modello della piastra di raffreddamento	27
4 Analisi dei risultati	32
4.1 Configurazione di raffreddamento	34
4.1.1 Max Power 100%SOC @ 25 °C	35
4.1.2 Max Power 100%SOC @ 40 °C	37
4.1.3 Max Power 50%SOC @ 25 °C	39
4.1.4 Max Power 50%SOC @ 40 °C	41
4.1.5 WLTC 100%SOC @ 25 °C	43
4.1.6 WLTC 50%SOC @ 25 °C	45
4.1.7 WLTC @ 40 °C	47
4.2 Configurazione di riscaldamento	49

5 Correlazione con analisi 3D	53
5.1 Preparazione del modello 3D.....	53
5.2 Confronto dei risultati.....	57
Conclusioni	61
Bibliografia	64

Lista delle Tabelle

Tabella 1 Dati tecnici Icona Nucleus

Tabella 2 Confronto configurazioni piastra di raffreddamento

Tabella 3 Condizioni di riferimento per il confronto delle differenti configurazioni della piastra

Lista delle Figure

- Figura 1.1** Emissioni di GHG per modalità di trasporto in EU-27, 1990-2019.
- Figura 1.2** Principali soluzioni di BTMS. Fonte: CIC energi GUNE
- Figura 1.3** BTMS ad aria impiegato nella Toyota Prius.
- Figura 1.4** BTMS a liquido utilizzato su Audi e-tron GT quattro.
- Figura 1.5** BTMS basato su PCM.
- Figura 2.1** Schema dell'approccio staggered grid.
- Figura 2.2** Equazioni di Navier-Stokes.
- Figura 2.3** Analogia di Colburn
- Figura 2.4** Modello di tubo a doppia parete con interstrato di aria
- Figura 3.1** Modello completo di Battery Thermal Management System
- Figura 3.2** Icona Nucleus
- Figura 3.3** Circuito principale di Raffreddamento/Riscaldamento
- Figura 3.4** Esempio di controllo ad isteresi
- Figura 3.5** Valvola a 3 vie con strategia di controllo ad isteresi
- Figura 3.6** Caratteristica della pompa
- Figura 3.7** Controllo PID sul segnale in ingresso alla pompa.
- Figura 3.8** Esempio di andamento del controllore PID della pompa
- Figura 3.9** Ciclo frigorifero nel diagramma p-h
- Figura 3.10** Circuito di refrigerazione
- Figura 3.11** Caratteristica del compressore
- Figura 3.12** Strategia di controllo della velocità del compressore
- Figura 3.13** Circuito del sotto cofano
- Figura 3.14** caratteristica della ventola
- Figura 3.15** Modello della piastra di raffreddamento e pacco batteria
- Figura 3.16** Modello elettrico equivalente della batteria
- Figura 3.17** (a) Andamento della OCV in funzione della temperatura e dello SOC. (b) Andamento della resistenza interna in funzione della temperatura e dello SOC.
- Figura 3.18** Modello di scambio termico
- Figura 3.19** (a) Vista dall'alto. (b) Vista assonometrica
- Figura 3.20** (a) Canale principale di ingresso del fluido di raffreddamento. (b) Canali per lo scambio termico con la piastra di raffreddamento.
- Figura 3.21** Sequenza elementi 'Pipe' nella singola ramificazione

Figura 3.22 Temperatura media del pacco batteria nelle diverse configurazioni della piastra di raffreddamento

Figura 3.23 Velocità media del fluido all'interno dei tubi nei diversi casi presi in esame.

Figura 3.24 Coefficiente di scambio termico convettivo nei diversi casi presi in esame

Figura 4.1 Andamento della temperatura per il caso 100%SOC @ 25°C, con diverse temperature target

Figura 4.2 Ciclo di omologazione WLTC

Figura 4.3 Ciclo di potenza richiesta per modulo, riferita al ciclo di omologazione WLTC

Figura 4.4 Max Power 100% SOC @ 25 °C controllo PID

Figura 4.5 Max Power 100% SOC @ 25 °C Temperatura moduli

Figura 4.6 Max Power 100% SOC @ 25 °C Andamento temperature sulla piastra di raffreddamento

Figura 4.7 Max Power 100% SOC @ 40 °C controllo PID

Figura 4.8 Max Power 100% SOC @ 40 °C Temperatura moduli

Figura 4.9 Max Power 100% SOC @ 40 °C Andamento temperature sulla piastra di raffreddamento

Figura 4.10 Max Power 50% SOC @ 25 °C controllo PID

Figura 4.11 Max Power 50% SOC @ 25 °C Temperatura moduli

Figura 4.12 Max Power 50% SOC @ 25 °C Andamento temperature sulla piastra di raffreddamento

Figura 4.13 Max Power 50% SOC @ 40 °C controllo PID

Figura 4.14 Max Power 50% SOC @ 40 °C Temperatura moduli

Figura 4.15 Max Power 50% SOC @ 40 °C Andamento temperature sulla piastra di raffreddamento

Figura 4.16 WLTC 100% SOC @ 25 °C controllo PID

Figura 4.17 WLTC 100% SOC @ 25 °C Temperatura moduli

Figura 4.18 WLTC 50% SOC @ 25 °C controllo PID

Figura 4.19 WLTC 50% SOC @ 25 °C Temperatura moduli

Figura 4.20 WLTC 100% SOC @ 40 °C controllo PID

Figura 4.21 WLTC 100% SOC @ 40 °C Temperatura moduli

Figura 4.22 WLTC 50% SOC @ 40 °C controllo PID

Figura 4.23 WLTC 50% SOC @ 40 °C Temperatura moduli

Figura 4.24 Heating 100% SOC @ -20°C controllore PID

Figura 4.25 Heating 100% SOC @ -20 °C (a) Portata nel ramo di riscaldamento. (b) Portata nel ramo di raffreddamento.

Figura 4.26 Heating 100% SOC @ -20°C Andamento temperatura dei moduli

Figura 5.1 Modello piastra di raffreddamento per analisi CFD 3D

Figura 5.2 Dettagli modello piastra di raffreddamento. (a) Parte inferiore. (b) e (c) Rispettivamente ingresso e uscita della piastra di raffreddamento, con dettaglio sull'area di scambio tra piastra e moduli

Figura 5.3 Physic Continua per definizione dei materiali

Figura 5.4 Valori Residui per la stima della convergenza

Figura 5.5 Andamento della temperatura sulla piastra di raffreddamento ottenute con (a) analisi 3D e (b) analisi 1D

Figura 5.6 Risultati dell'analisi delle temperature sui moduli ottenuti con STAR-CCM+

Figura 5.7 Confronto delle temperature dei moduli ottenuti con i due diversi modelli presi in esame

1 Introduzione

1.1 Contesto

Negli ultimi anni si è assistito ad un sempre più rapido aumento della diffusione dei Veicoli Elettrici (EVs). Uno dei principali motivi di tale tendenza è la sempre più crescente consapevolezza delle problematiche relative al cambiamento climatico che, nel corso degli anni, hanno portato all'approvazione, da parte dei governi e di enti internazionali, di leggi sempre più stringenti sulle emissioni.

Secondo quanto riportato dall' European Environment Agency (EEA) nel Transport and environment report 2021 [1], dagli anni '90 ad oggi, contrariamente con quanto rilevato negli altri settori, quello dei trasporti ha subito un incremento nell'emissione di gas a effetto serra (GHG) (Figura 1.1). Stando ai dati dal 1990 al 2019, le emissioni di GHG provenienti dal settore dei trasporti nei 27 Stati Membri dell' UE, sono aumentate del 33,5% (sono incluse le emissioni relative all'aviazione internazionale e al trasporto marittimo), mentre le emissioni nel solo settore del trasporto stradale sono aumentate del 27,8%.

Andando nello specifico, le autovetture e i veicoli pesanti (autobus e autocarri) sono i principali responsabili delle emissioni di GHG per quanto riguarda il settore dei trasporti stradali, con una quota pari all' 88% nel 2019.

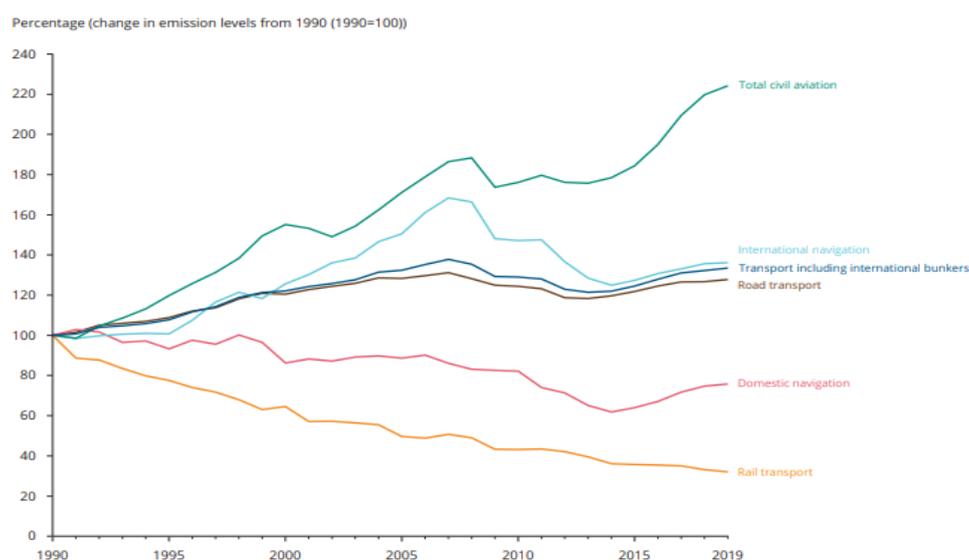


Figura 1.1 Emissioni di GHG per modalità di trasporto in EU-27, 1990-2019. Fonte: EEA compilation based on EEA (2021d).

A tal proposito, risulta immediato capire come nel corso degli anni i Governi e gli enti internazionali abbiamo cercato, per mezzo di leggi sempre più stringenti, di limitare le emissioni di GHG. La Legge Europea sul Clima, proposta dalla Commissione Europea nel Settembre 2020 e approvata dall'UE nel Giugno 2021, ha posto come obiettivo a lungo termine che l'UE diventi neutrale dal punto di vista climatico entro il 2050, mentre per il 2030 è stata fissata come obiettivo una riduzione delle emissioni nette di GHG di almeno il 55% rispetto al 1990. Per quanto riguarda il settore automotive, il Consiglio Europeo dei Ministri dell'Ambiente, ha confermato il divieto di produrre nuovi veicoli dotati di Motore a Combustione Interna (ICE) a partire dal 2035.

In questo scenario, il mercato globale dei Veicoli Elettrici ha subito un forte incremento in termini di vendite, registrando un +55% nel 2022 rispetto all'anno precedente, con il mercato Cinese in prima posizione per incremento di vendite (+82%), mentre il mercato Europeo ha registrato una crescita solo del 15% rispetto al 2021 [2]. Una quota importante dell'attuale mercato degli EVs è rappresentata dai Battery Electric Vehicles (BEV).

Seppur gli EVs vengano considerati attualmente una delle possibili soluzioni in ottica di riduzione delle emissioni, comunque non sono privi di svantaggi. Queste criticità sono per lo più legate ai dispositivi di accumulo dell'energia e alla loro ridotta capacità di immagazzinare energia che ne limita l'autonomia ed ha un impatto significativo sul peso del veicolo. Paragonata a quella di un serbatoio di combustibile, infatti, la densità energetica di un pacco batteria agli ioni di litio può essere di 50 volte inferiore.

Attualmente, tra le diverse tecnologie di batterie ricaricabili di alta qualità, le più diffuse sono quelle agli ioni di litio (LIBs), grazie alla loro elevata densità di energia, 100 – 265 Wh/kg, e alla loro capacità di erogare grandi quantità di corrente per applicazioni ad alta potenza. Inoltre, le LIBs non hanno l'effetto memoria, un processo dannoso in cui ripetuti cicli parziali di scarica/carica possono far sì che una batteria “ricordi” una capacità inferiore [3].

Di contro però, questa tecnologia presenta delle carenze, in particolare in termini di sicurezza. Uno dei maggiori rischi che si corrono parlando di LIBs è quello legato al thermal runaway, un processo a cascata, con reazioni che si alimentano a vicenda e che, nei casi peggiori, possono portare all'incendio. Inoltre, sebbene le celle attualmente disponibili in commercio possano funzionare in modo sicuro tra i -40°C e i 60°C, l'intervallo di funzionamento ottimale per massimizzare le prestazioni è compreso tra i 15°C e i 35°C, in più si raccomanda che all'interno del pacco batteria non vi sia una differenza di temperatura superiore ai 5°C tra le celle.

Per le ragioni sopra elencate è di fondamentale importanza l'installazione di un Battery Thermal Management System (BTMS), progettato appositamente per ogni singola applicazione, in modo da poter gestire in modo uniforme la temperatura delle singole unità.

1.2 Effetti della temperatura sulle LIBs

La maggior parte degli effetti della temperatura è legata alle reazioni chimiche e ai materiali utilizzati all'interno delle batterie, inoltre anche le conducibilità ionica degli elettrodi e degli elettroliti sono influenzate dalla temperatura. Le criticità legate alle temperature possono verificarsi sia ad alte temperature sia a basse temperature, al di fuori degli intervalli consigliati dai produttori.

Volendo considerare gli effetti delle alte temperature, i fenomeni da analizzare sono principalmente due, l'Invecchiamento, o Aging, e il Thermal Runaway.

L'Aging, oltre ad influire sulle prestazioni delle LIBs, ne riduce anche la durabilità. Infatti, l'aumento della temperatura operativa oltre quella ottimale accelera il processo di invecchiamento e porta alla degradazione delle LIBs. In generale questo fenomeno comprende cycle aging e calendar aging, tuttavia, queste due tipologie di invecchiamento si verificano sempre in combinazione a causa della complessa natura e del funzionamento delle celle.

Il Thermal Runaway, invece si verifica quando, a causa delle elevate temperature di esercizio, si innescano delle reazioni esotermiche nelle batterie. Queste reazioni rilasciano un quantitativo di calore maggiore, promuovendo ulteriormente l'aumento della temperatura all'interno delle batterie. Quando questa generazione incontrollata di calore supera la resistenza termica delle batterie, si verificano incendi e, nei casi peggiori, esplosioni con conseguenti implicazioni per la sicurezza personale.

Per quanto riguarda le basse temperature, in generale si osserva un calo delle prestazioni delle LIBs per temperature al di sotto di 0°C. Le basse temperature influiscono sulle proprietà dell'elettrolita, andandone ad incrementare la viscosità e riducendone la conduttività ionica. Queste variazioni hanno come conseguenza un aumento della resistenza interna della cella.

Un altro fenomeno tipico che si verifica a basse temperature è la deposizione del litio, o lithium plating, in cui si ha la formazione di litio metallico intorno all'anodo durante la carica, causando una riduzione della capacità della batteria. Inoltre, il litio metallico esiste sotto forma dendritica, che può penetrare nei separatori e provocare un corto circuito interno [4].

1.3 Battery Thermal Management System

L'obiettivo del Battery Thermal Management System (BTMS) è quello di garantire che le celle operino costantemente nelle condizioni di temperatura ottimale specificate dal produttore, al fine di prevenirne il deterioramento accelerato.

Le soluzioni per la gestione termica attualmente in commercio sono molteplici e possono essere suddivise in base alla tecnologia utilizzata (Figura 1.2).

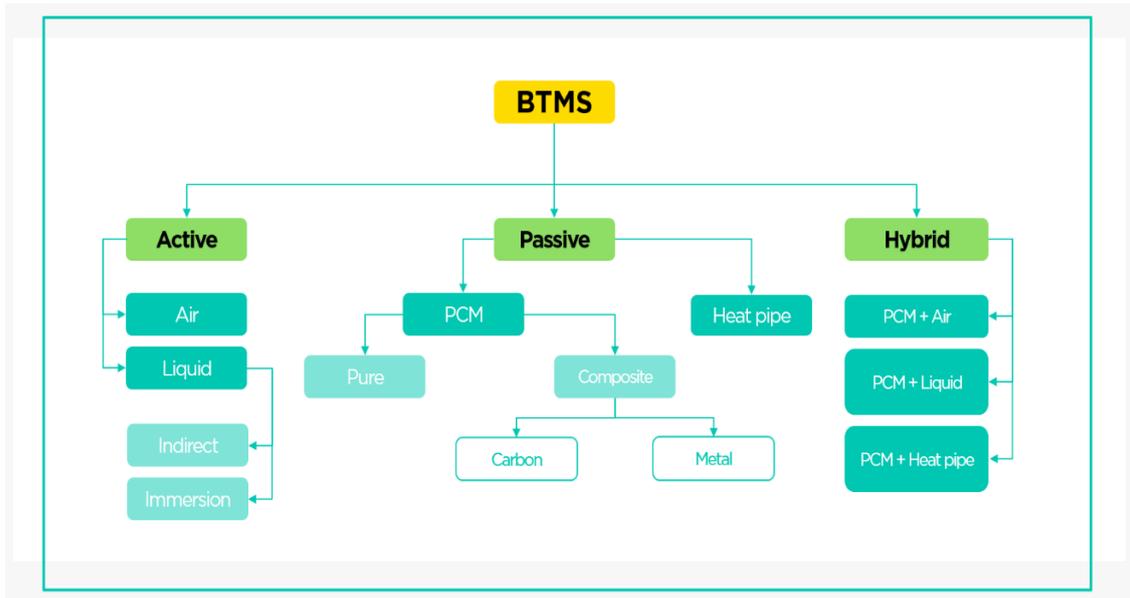


Figura 1.2 Principali soluzioni di BTMS. Fonte: CIC energi GUNE

I BTMS possono essere classificati in prima analisi come sistemi Attivi, in cui si ha un fluido in movimento, o sistemi Passivi, in cui non vi è nessun fluido in movimento. Inoltre, è possibile l'impiego di soluzioni ibride che combinino tra loro tecnologie differenti.

1.3.1 Raffreddamento ad Aria

Quando si parla di sistemi di raffreddamento ad aria bisogna distinguere tra sistemi con convezione naturale (raffreddamento passivo) e sistemi con convezione forzata (raffreddamento attivo). I primi non sono così efficaci e spesso non sono in grado di garantire il raffreddamento della batteria, soprattutto nei casi in cui si raggiungano temperature di esecuzione elevate. I sistemi invece con convezione forzata sono caratterizzati dalla presenza di una ventola di aspirazione che permette la circolazione dell'aria all'interno del pacco batteria. Tuttavia, i principali problemi relativi a questa tecnologia sono legati alla bassa capacità termica dell'aria, che non garantisce un raffreddamento uniforme all'interno del pacco batteria soprattutto di quei moduli disposti nella parte opposta rispetto all'ingresso del flusso di aria. Tali criticità possono essere gestite andando ad aumentare la portata e la turbolenza del flusso di aria.

In ambito automotive, ad ogni modo, grazie ai costi contenuti e alla relativa semplicità nella progettazione, questi sistemi sono ampiamente impiegati. Esempi di applicazione di sistemi di raffreddamento ad aria possono essere ritrovati nella Toyota Prius Prime e nella Nissan Leaf.

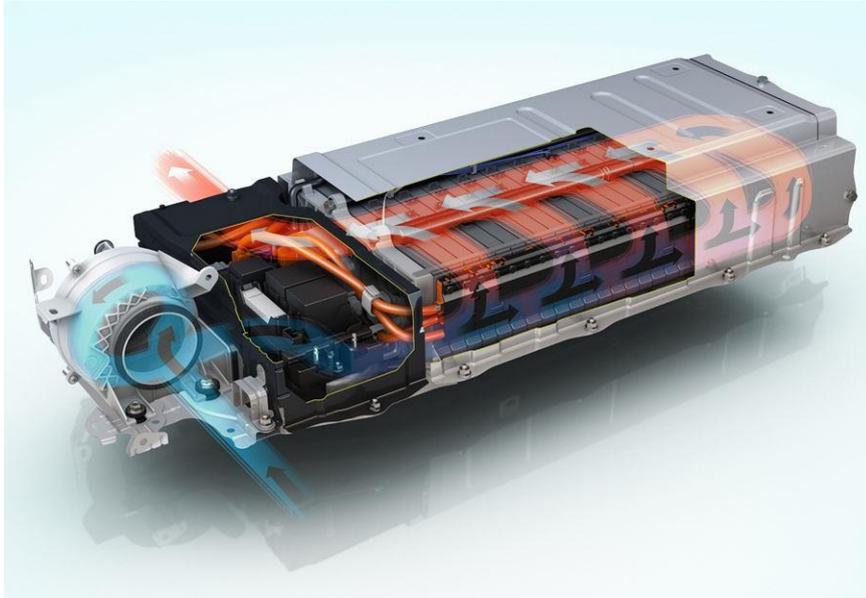


Figura 1.3 BTMS ad aria impiegato nella Toyota Prius.

Fonte <http://synergyfiles.com/2016/07/battery-thermal-management-system-review>

1.3.2 Raffreddamento a Liquido

I sistemi di raffreddamento che utilizzano refrigeranti liquidi sono molto efficaci, mostrando prestazioni elevate grazie ad un elevato tasso di rimozione del calore convettivo, dovuto ad una maggior densità e capacità termica rispetto all'aria. In generale, per quanto riguarda i liquidi refrigeranti, si fa riferimento a miscele di acqua e glicole. Tuttavia, anche i sistemi di raffreddamento a liquido presentano delle criticità dovute principalmente alla complessità del sistema e alle potenziali perdite.

Nell'ambito dei sistemi di raffreddamento a liquido può essere fatta una classificazione, parlando di sistemi indiretti e sistemi a immersione.

Per quanto riguarda i primi le soluzioni disponibili possono essere molteplici. Una delle configurazioni più comuni è quella relative alle piastre di raffreddamento poste al di sotto dei moduli, come a formare un pavimento refrigerante. Altre configurazioni invece prevedono la presenza di micro-canali posizionati tra le celle stesse. In generale, il principale svantaggio legato ai sistemi indiretti di raffreddamento rispetto a quelli a immersione è la perdita di efficienza nello scambio termico dovuta alla resistenza al trasferimento di calore all'interfaccia tra i canali in cui scorre il liquido refrigerante e le celle stesse.

Facendo riferimento invece ai sistemi di raffreddamento a immersione, questi prevedono l'immersione delle celle all'interno di un liquido dielettrico, in modo da assorbire il calore per convezione e rilasciarlo nell'ambiente attraverso un flusso monofase o bifase. Il vantaggio principale di questa tecnologia è l'elevato coefficiente di trasferimento di calore e di conseguenza una maggiore efficienza nello scambio termico, dovuto al

contatto diretto tra le celle e il fluido di raffreddamento [5]. Tuttavia, in ambito automotive, esistono delle criticità che ne ostacolano attualmente l'implementazione, principalmente legate all'individuazione di un fluido dielettrico che sia compatibile con tutte le componenti del pacco batteria, che abbia dei costi contenuti e che garantisca la sicurezza del veicolo.

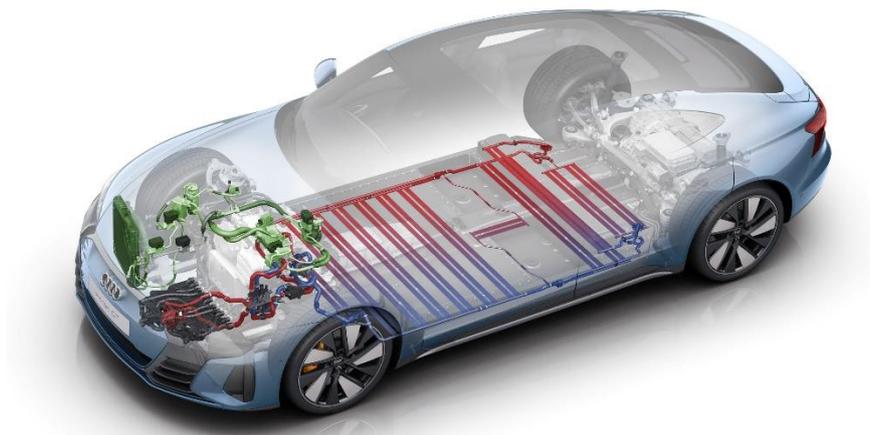


Figura 1.4 BTMS a liquido utilizzato su Audi e-tron GT quattro. Fonte <https://www.audi-mediacycenter.com>

1.3.3 Raffreddamento Passivo

Sebbene questi sistemi non siano stati ancora implementati nei veicoli elettrici, numerosi studi hanno dimostrato come questi siano in grado di superare alcune delle criticità presenti nei sistemi di raffreddamento attivi.

Parlando dei sistemi passivi, possiamo far riferimento principalmente a due diverse tecnologie, la prima si basa su PCM (Phase Change Material), mentre l'altra sui tubi di calore, o Heat Pipes.

Le tecnologie basate sui PCM sfruttano il cambiamento di fase, particolarmente quello solido – liquido, per assorbire calore in modo significativo, grazie all'elevato calore latente, mantenendo una temperatura quasi costante.

Attualmente, i composti maggiormente studiati sono gli acidi grassi, i sali idratati e le paraffine. Grazie al loro punto di fusione, generalmente compreso tra 30°C e 60°C, potrebbero essere un'ottima soluzione per mantenere la temperatura in esercizio delle celle nel range ottimale di temperatura (tra 15°C e 35°C). Tuttavia, al momento, gli studi effettuati hanno dimostrato come i PCM puri non siano in grado di soddisfare tutti i requisiti operativi richiesti dal mercato, a causa di svantaggi legati principalmente alla

bassa conducibilità termica (il dato peggiore è stato registrato nei PCM organici). Le soluzioni studiate per migliorare questa proprietà sono l'aggiunta di alette, la tecnologia di imballaggio e l'aggiunta di riempitivi. Quest'ultima, in particolare con l'aggiunta di nano piastrine di grafene, sembra essere la soluzione migliore in termini di costi contenuti e semplicità di realizzazione [6].

Anche i sistemi di raffreddamento basati sulle Heat Pipes sfruttano il cambiamento di fase come fenomeno per asportare calore dalle celle. In generale, si tratta di tubi sigillati sottovuoto, all'interno dei quali è contenuto uno stoppino e scorre un fluido di raffreddamento. Il tubo di calore può essere suddiviso in tre sezioni: un evaporatore, una sezione centrale adiabatica e un condensatore. Il calore viene trasferito al fluido per mezzo della parete del tubo, questo ne genera il cambiamento di fase da liquido a vapore. A seconda della pressione del vuoto all'interno del tubo e a seconda della pressione e della temperatura del fluido, il cambiamento di fase può avvenire a temperature molto basse. Il fluido viene spinto all'interno dei tubi dall'accumulo di pressione nella sezione dell'evaporatore, una volta condensato questo viene riportato all'evaporatore per capillarità attraverso la struttura a stoppini. I limiti operativi di tale tecnologia comprendono il limite sonico, il limite viscoso, il limite di trascinamento e quello di ebollizione [7].

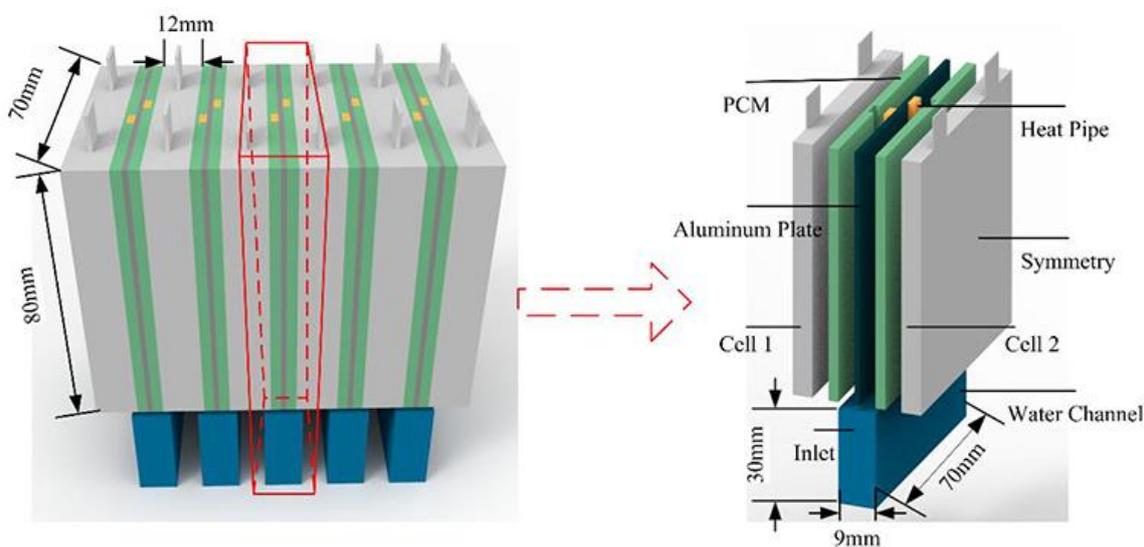


Figura 1.5 BTMS basato su PCM. Fonte Zhang, W., Liang, Z., Wu, W., Ling, G., & Ma, R. (2021). Design and optimization of a hybrid battery thermal management system for electric vehicle based on surrogate model. International Journal of Heat and Mass Transfer

2 Software 1D – GT SUITE

GT-SUITE è un software CAE (Computer Aided Engineering) sviluppato da Gamma Technologies LLC, azienda statunitense leader nel settore, capace di offrire strumenti di simulazione completi e integrati, destinati ad applicazioni in diversi ambiti, tra i quali quelli automotive, ferroviario, navale e aerospaziale.

Il software fornisce un ambiente di simulazione 1D, in cui i componenti con una dimensione significativamente maggiore rispetto alle altre (ad esempio i tubi) vengono discretizzati utilizzando un metodo di discretizzazione 1D. La simulazione monodimensionale offre un buon compromesso tra accuratezza dei risultati e tempo di calcolo, per questo motivo è largamente impiegata in ambito automotive per la modellazione di sistemi di gestione termica, soprattutto se integrati con modelli di propulsione dei veicoli.

Il pacchetto mette a disposizione anche un ambiente di simulazione 3D, denominata COOL3D, tramite una estensione del software principale. Tuttavia si parla di una simulazione quasi-3D, in quanto il modello, per poter essere eseguito, viene convertito e discretizzato automaticamente in ambiente di simulazione 1D.

GT-SUITE, inoltre, mette a disposizione una serie completa di librerie di componenti multi-fisici per la modellazione termica, di flussi, meccanica, elettromagnetica e di controllo.

2.1 Metodi di risoluzione della fluidodinamica

Il modello di flusso prevede la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes, relative all'equazione di continuità e alla conservazione della quantità di moto e dell'energia. Trattandosi di un ambiente di simulazione monodimensionale, queste vengono risolte in una sola dimensione principale e fanno riferimento a quantità medie nella direzione del flusso.

L'intero sistema viene discretizzato in volumi, ogni sezione di flusso rappresenta un singolo volume e ogni tubo è diviso in uno o più volumi. Ogni volume è collegato a quelli adiacenti da contorni. Le variabili scalari (pressione, temperatura, densità, energia interna, entalpia ecc.) vengono ipotizzate come uniformi all'interno di ogni volume, mentre le grandezze vettoriali (portata massica, velocità ecc.) vengono calcolate per ogni contorno. Questo tipo di discretizzazione viene definita "griglia sfalsata" (staggered grid).

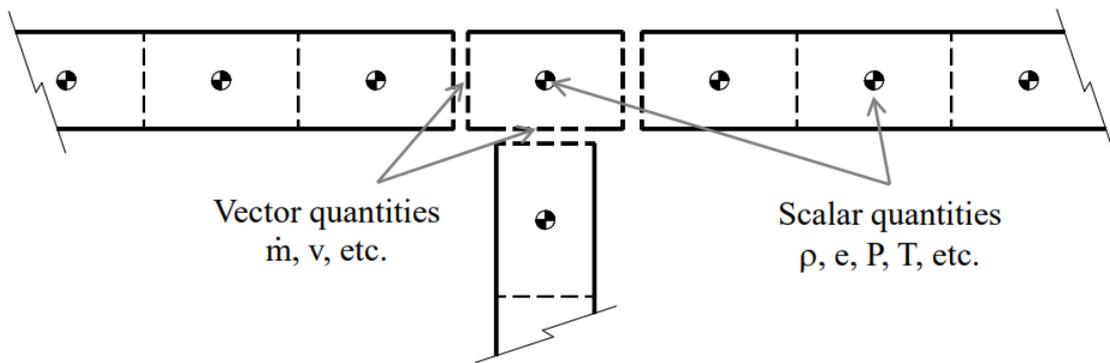


Figura 2.1 Schema dell'approccio staggered grid.

Per l'integrazione delle equazioni nel tempo, GT-SUITE offre principalmente due metodologie di risoluzione, una esplicita ed una implicita.

Nel metodo esplicito, ad ogni passo temporale, vengono calcolati i nuovi valori di portata massica, densità ed energia interna tramite la risoluzione delle equazioni di conservazione. Per la risoluzioni di tali equazioni il solutore ha bisogno soltanto dei valori del sotto volume in questione e dei sotto volumi adiacenti al passo temporale precedente. Per tale motivo il passo temporale deve essere abbastanza piccolo da soddisfare la condizione di Courant, per garantire la stabilità numerica.

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \leq 0.8 * m$$

dove Δt è il passo temporale, Δx è la lunghezza di discretizzazione, u è la velocità del fluido e c è la velocità del suono.

Il metodo di risoluzione esplicito è impiegato per la previsione delle pulsazioni di pressione che si verificano dei flussi d'aria del motore e nei sistemi di iniezione del carburante. Tipicamente questo solutore non è necessario nella simulazione dei sistemi di raffreddamento.

Le principali variabili calcolate nel metodo implicito invece, sono la portata massica, la densità e l'entalpia totale. Nel metodo implicito viene risolto iterativamente un sistema non lineare di equazioni algebriche, da cui si ottengono i valori di tutti i sotto volumi per ogni passo temporale. I passi temporali tipicamente impiegati nel solutore implicito sono dell'ordine di 0,01- 0,1 secondi, o anche più grandi, questo permette di diminuire i costi, in termini di CPU, che una soluzione iterativa richiederebbe. Il metodo di risoluzione implicito è utile per i sistemi fluidi in cui le dinamiche di pressione ad alta frequenza non sono di interesse (ad esempio i sistemi di raffreddamento) e le durate tipiche delle simulazioni sono più elevate [8].

$$\begin{aligned} \text{Continuity:} \quad & \frac{dm}{dt} = \sum_{\text{boundaries}} \dot{m} \\ \text{Energy:} \quad & \frac{d(me)}{dt} = -\rho \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{boundaries}} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluid} - T_{wall}) \quad \text{(explicit solver)} \\ \text{Enthalpy:} \quad & \frac{d(\rho HV)}{dt} = \sum_{\text{boundaries}} (\dot{m}H) + V \frac{dp}{dt} - hA_s(T_{fluid} - T_{wall}) \quad \text{(implicit solver)} \\ \text{Momentum:} \quad & \frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{\text{boundaries}} (\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dxA}{D} - K_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u|\right) A}{dx} \end{aligned}$$

where:

\dot{m}	boundary mass flux into volume, $\dot{m} = \rho Au$
m	mass of the volume
V	volume
p	pressure
ρ	density
A	cross-sectional flow area
A_s	heat transfer surface area
e	total specific internal energy (internal energy plus kinetic energy per unit mass)
H	total specific enthalpy, $H = e + \frac{p}{\rho}$
h	heat transfer coefficient
T_{fluid}	fluid temperature
T_{wall}	wall temperature
u	velocity at the boundary
C_f	Fanning friction factor
K_p	pressure loss coefficient (commonly due to bend, taper or restriction)
D	equivalent diameter
dx	length of mass element in the flow direction (discretization length)
dp	pressure differential acting across dx

Figura 2.2 Equazioni di Navier-Stokes

2.2 Scambio termico nel modello ‘Pipe’

Il modello ‘Pipe’ simula la dinamica dei fluidi all’interno dei tubi contenenti liquidi, gas o miscele bifasiche. La risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes fornisce una soluzione accurata per l’intera gamma di condizioni di flusso, dal flusso nullo fino al comportamento del colpo d’ariete ad alte frequenze. Per quanto riguarda il trasferimento di calore all’interno dei tubi, esso viene calcolato utilizzando un coefficiente di trasferimento del calore, stabilito iterativamente ad ogni passo temporale in funzione della velocità del fluido, delle proprietà termofisiche e della rugosità superficiale della parete. Nei tubi lisci, questo coefficiente di trasferimento del calore può essere calcolato utilizzando una tra le quattro opzioni disponibili. L’opzione predefinita è l’analogia di Colburn.

$$h_g = \left(\frac{1}{2}\right) C_f \rho U_{eff} C_p Pr^{(-2/3)}$$

where: C_f = Fanning friction factor of smooth pipe
 ρ = density
 U_{eff} = effective velocity outside boundary layer
 C_p = specific heat
 Pr = Prandtl number

Figura 2.10 Analogia di Colburn

Le altre possibili correlazioni sono Dittus-Boelter, Gnielinski e Sieder-Tate.

Per il calcolo della temperatura della parete dei tubi (Calculated Wall Temperature) sono possibili diverse soluzioni. La soluzione implementata nel modello che verrà presentato nel capitolo successivo, prevede il collegamento del blocco 'Pipe' ad un elemento 'ThermalMass', attraverso una connessione 'ThermalConvConn' che simula lo scambio termico convettivo tra il fluido all'interno del tubo e la parete. A sua volta, il blocco termico dovrà essere collegato ad un'altra massa termica o più semplicemente ad un blocco 'Temperature' che simula la temperatura ambiente, sempre utilizzando dei blocchi che definiscano il modello di scambio termico, che può essere per convezione, per conduzione, per irraggiamento o misto. Il trasferimento di calore tra il fluido e la parete viene calcolato per ogni passo temporale in base alla differenza di temperatura tra il blocco termico e il fluido, mentre l'area di scambio termico è stata definita all'interno del blocco 'ThermalConvConn'. Il passo temporale relativo all'intervallo di calcolo per lo scambio termico deve essere specificato in Run Setup ed è pari ad una volta per ciclo nell'impostazione predefinita.

L'esempio in figura mostra com'è possibile modellare un tubo con doppia parete separata da uno strato di aria [8].

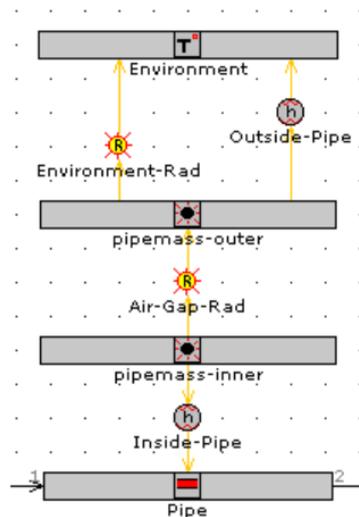


Figura 2.11 Modello di tubo a doppia parete con interstrato di aria

3 Battery Thermal Management System – Modello

L'intero Battery Thermal Management System sviluppato viene mostrato nella *Figura 3.1*. Il modello include il circuito di raffreddamento/riscaldamento principale, il circuito di refrigerazione ed un modello semplificato del sotto cofano. I singoli circuiti vengono discussi nel dettaglio nelle sezioni successive.

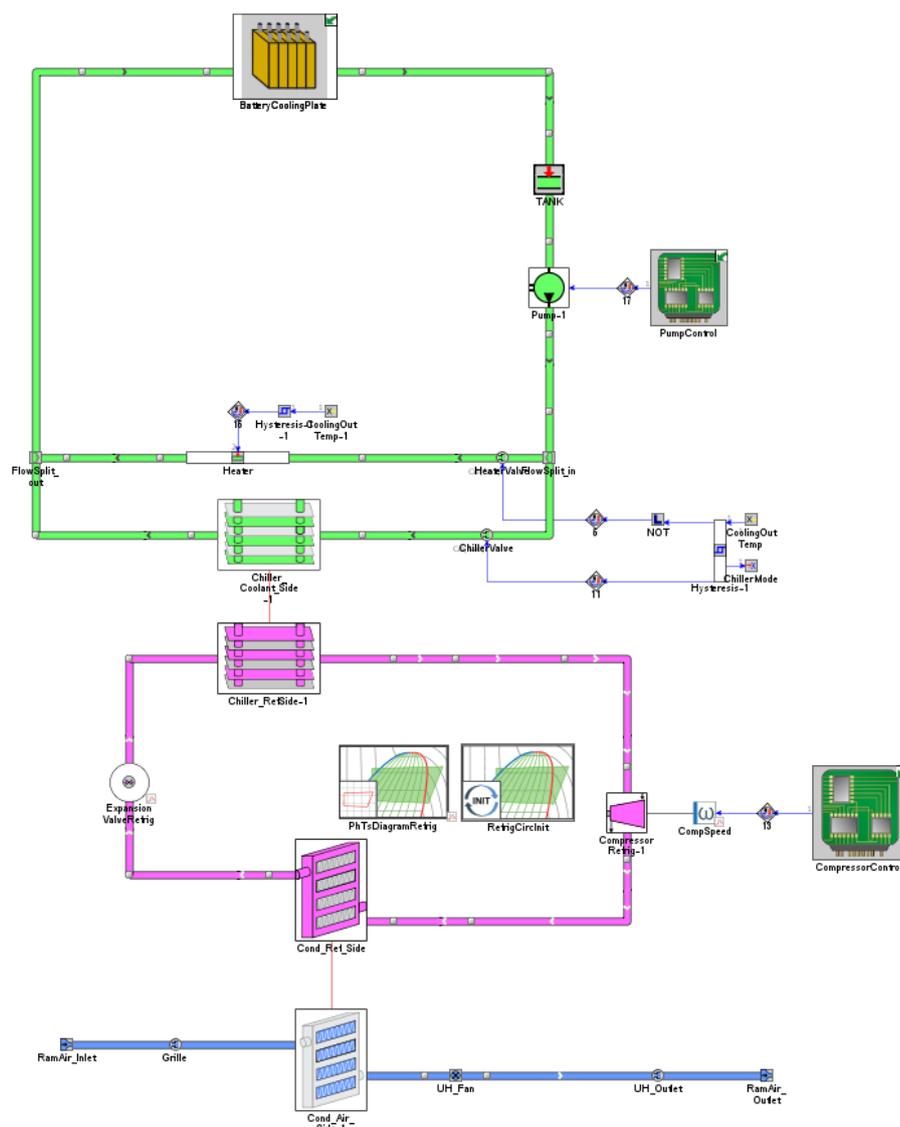


Figura 3.1 Modello completo di Battery Thermal Management System

La soluzione implementata è stata sviluppata per l'Icona Nucleus, un prototipo di BEV che si classifica all'interno della categoria M1. Nella *Tabella 1* vengono riportati alcuni dati tecnici relativi al veicolo in questione. L'Icona Nucleus ha un'autonomia di 460 km, valutata secondo il ciclo previsto dalla procedura di omologazione WLTP di Classe 3, con un consumo di energia per chilometro pari a 196,74 Wh/km. Come indicato dalla procedura, da questa valutazione sono esclusi gli ulteriori consumi relativi l'impianto di condizionamento dell'aria. L'Icona Nucleus è dotata di un pacco batteria composto da 17 moduli, per un totale di 408 celle (102s4p), di tipo pouch, o 'a sacchetto'. Questa tipologia di celle presenta numerosi vantaggi rispetto alle celle cilindriche e prismatiche, tra cui una elevata densità energetica, 259 Wh/kg, ed un peso ridotto rispetto alle equivalenti cilindriche e prismatiche, 0,896 kg, dovuto all'assenza di un guscio contenitivo metallico. Tuttavia, quest'ultimo aspetto comporta la necessità di supporti alternativi per lo stoccaggio e la protezione delle celle all'interno del pacco batteria.



Figura 3.2 Icona Nucleus

Lunghezza [mm]	5259
Larghezza [mm]	2115
Altezza [mm]	1742
Peso [kg]	2000
Interasse [mm]	3310
Carreggiata [mm]	1908
Pneumatici	205/35/R27

Tabella 1 Dati tecnici Icona Nucleus

3.1 Circuito di gestione termica principale

In *Figura 3.3* viene mostrata la configurazione del circuito di gestione termica principale. Il fluido di riferimento utilizzato per questa applicazione è egl-5050 (miscela al 50% di volume di acqua e glicole etilenico).

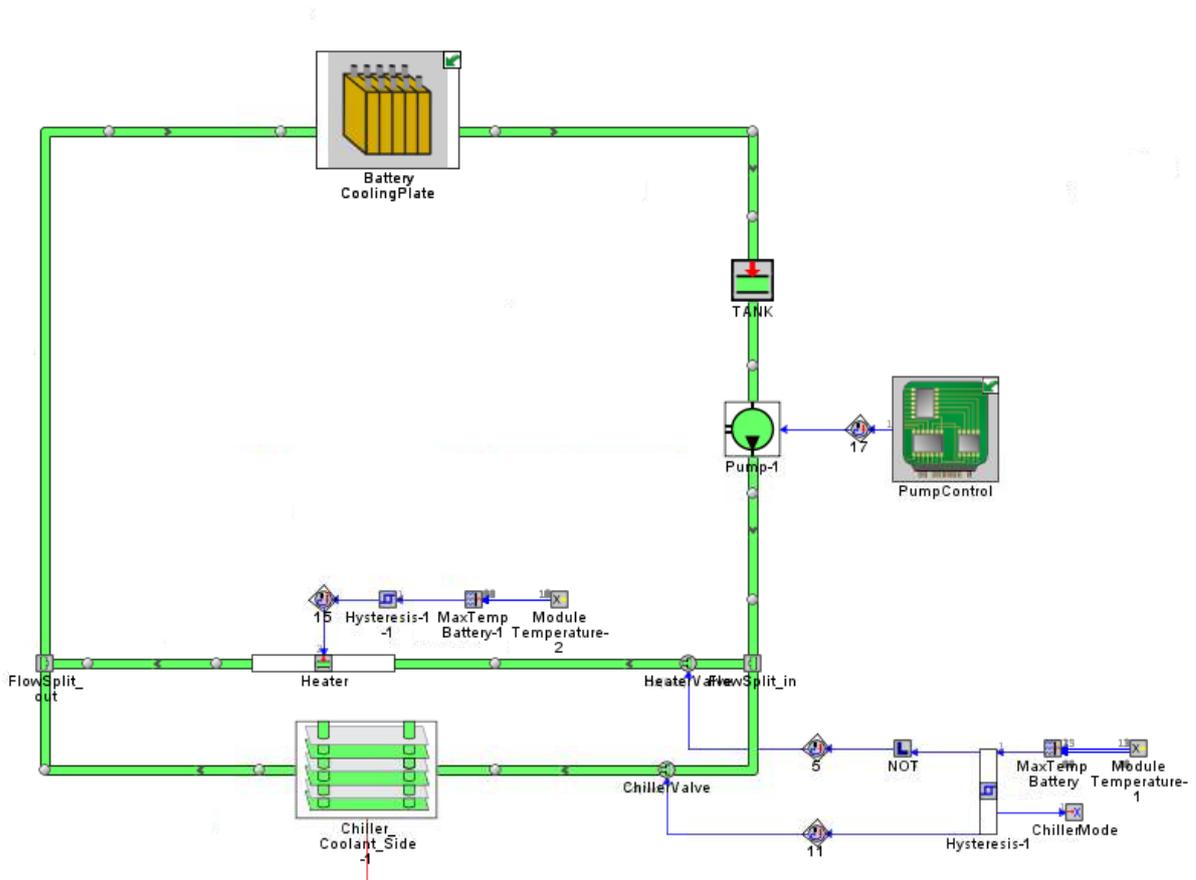


Figura 3.3 Circuito principale di Raffreddamento/Riscaldamento

Il circuito principale è costituito da diversi componenti. Il blocco ‘Battery CoolingPlate’ al suo interno include il modello della piastra di raffreddamento, i moduli costituenti il pacco batteria e il modello di scambio termico considerato. La trattazione degli elementi sopra citati viene approfondita nella Sezione 3.3.

Il calore introdotto dai moduli all’interno del circuito viene dissipato attraverso uno scambiatore di calore. Il chiller, definito come secondario, è accoppiato all’equivalente blocco principale nel circuito di refrigerazione. Questo elemento è stato definito attraverso il modello ‘HxPlate’, si tratta di uno scambiatore a piastre di dimensioni 70x45 mm, con una configurazione a 3 passaggi per un totale di 10 canali.

Parallelamente al ramo di raffreddamento, è presente un riscaldatore elettrico che permette di riscaldare il fluido, e di conseguenza i moduli, quando le celle si trovano ad operare in condizioni di bassa temperatura. La gestione di questo componente è affidata ad una strategia di controllo ad isteresi. Per implementare questa tipologia di controllo è necessario definire un segnale in ingresso, una soglia limite superiore, una soglia limite inferiore e due segnali in uscita distinti per i casi in cui il segnale sia al di sopra della soglia limite superiore, o al di sotto di quella inferiore. In *Figura 3.4* possiamo vedere l'andamento dei segnali nei due casi sopra definiti. La curva blu mostra l'andamento del segnale in uscita nel caso in cui il segnale iniziale di output sia pari ad 1 (il segnale continua ad essere 1 fino al raggiungimento della soglia limite inferiore), mentre la curva rossa mostra l'andamento del segnale in uscita nel caso in cui il segnale iniziale di output sia pari a 0 e rimarrà tale fino al raggiungimento della soglia limite superiore.

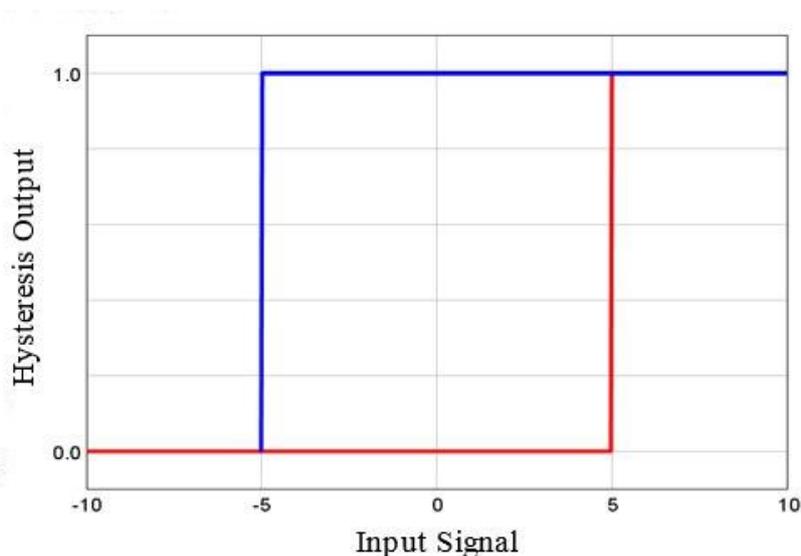


Figura 3.4 Esempio di controllo ad isteresi. Fonte: GT-ISE Help, Switching logic and time operations

In questa applicazione il segnale in ingresso si riferisce alla temperatura minima dei moduli, infatti, ad ogni iterazione vengono confrontate le temperature di tutti i moduli per stabilire quale sia il modulo con la temperatura inferiore. Le due soglie limite inferiore e superiore sono state impostate rispettivamente a 15°C e 18°C. Sempre con riferimento alla *Figura 3.4*, per un segnale di output pari a 0, il riscaldatore elettrico viene attivato, mentre viene disattivato per un output pari a 1. Il segnale iniziale è imposto pari a 1.

La commutazione del circuito da una configurazione ad un'altra viene gestita da una valvola a 3 vie, come possiamo vedere in *Figura 3.5*. Come visto precedentemente per il riscaldatore elettrico, anche in questo caso si è optato per una strategia di controllo ad isteresi. Il segnale di input fa riferimento alla temperatura massima tra quelle dei moduli, contrariamente a quanto visto precedentemente, mentre le due soglie limite inferiore e superiore sono state impostate rispettivamente a 20°C e a 25°C. Il segnale iniziale è pari a 1 e corrisponde alla configurazione di raffreddamento. Inoltre, attraverso il blocco

‘ChillerMode’, viene trasmesso un segnale al controllo della pompa e del compressore, per indicare che il circuito si trova nella configurazione di raffreddamento.

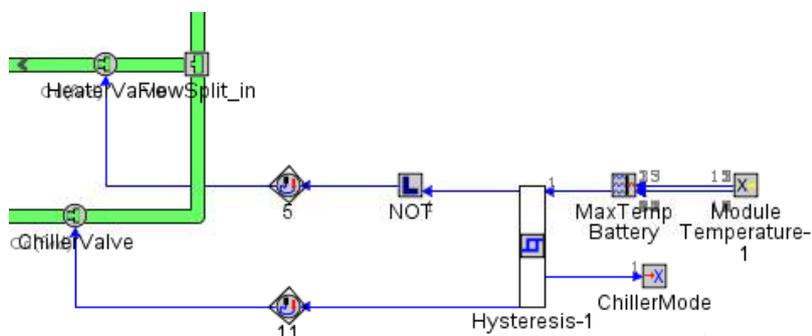


Figura 3.12 Valvola a 3 vie con strategia di controllo ad isteresi

All'interno del circuito la portata viene generata da un'unica pompa centrifuga. Si tratta di una pompa elettrica, senza connessioni meccaniche quindi, che riceve in ingresso un segnale elettrico che viene tradotto in uno specifico punto di funzionamento. In *Figura 3.6* è possibile osservare la caratteristica della pompa utilizzata.

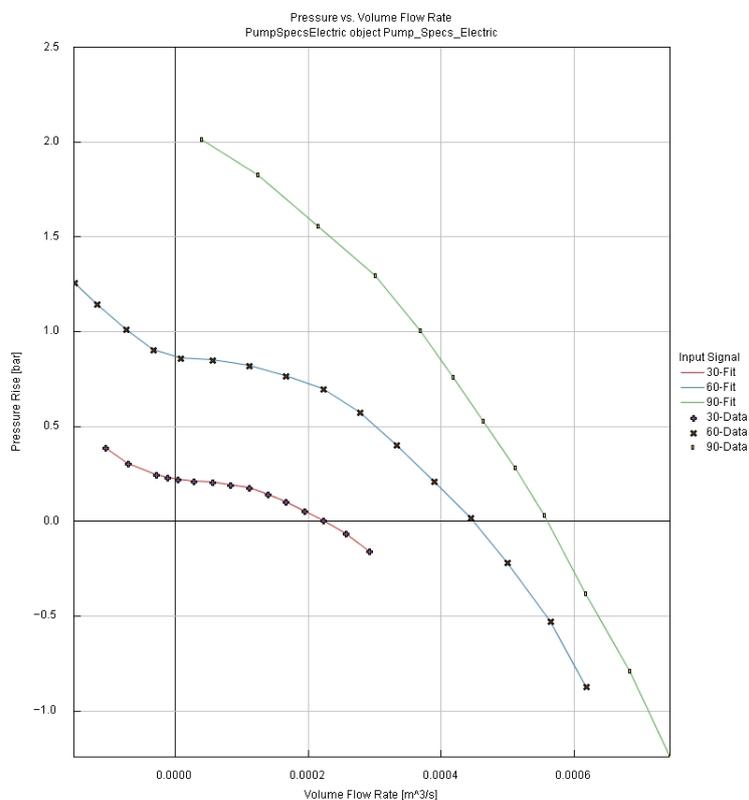


Figura 3.13 Caratteristica della pompa

Per quanto riguarda i tubi, sono stati modellati come tubi rettilinei adiabatici, con un diametro costante pari a 27 mm ed una lunghezza variabile, a seconda dei componenti a cui sono collegati. Inoltre, è stato aggiunto un serbatoio per tener conto dell'espansione termica del fluido.

3.1.1 Controllo della pompa

La pompa è responsabile della portata circolante all'interno del circuito di raffreddamento, da cui dipendono il calore scambiato con i moduli e la loro temperatura operativa. Per questo motivo è necessario implementare una strategia di controllo per generare la giusta portata in modo da raggiungere i target di temperatura stabiliti. Nella *Figura 3.7* viene mostrato il controllo sviluppato, che agisce sul segnale elettrico di input della pompa.

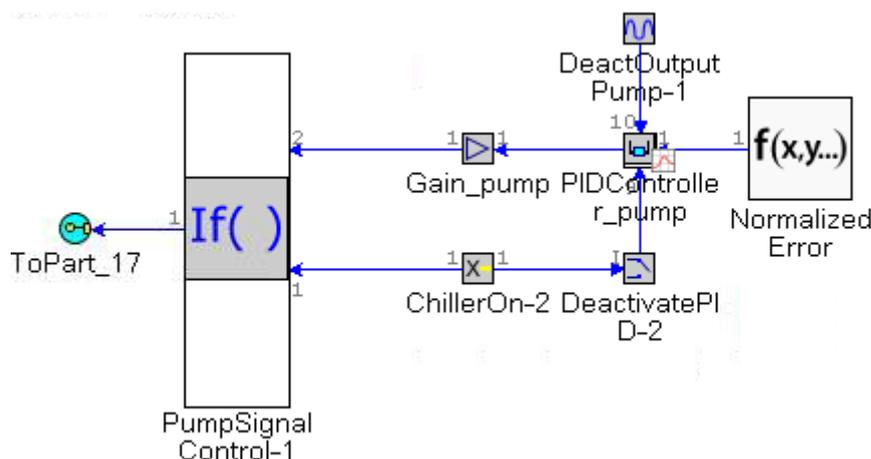


Figura 3.14 Controllo PID sul segnale in ingresso alla pompa.

Il controllo è stato affidato ad un controllore PID, che utilizza un sistema di retroazione ad anello chiuso per valutare l'errore tra la variabile misurata e il valore di riferimento, cercando di correggerlo mediante guadagni proporzionali, integrativi e derivativi. In questo caso i tre guadagni sono stati tarati con un metodo iterativo. Il controllo riceve in ingresso un segnale normalizzato

$$1 - \frac{T_{input}}{T_{target}}$$

dove con T_{input} si fa riferimento alla temperatura in ingresso alla piastra di raffreddamento. Il segnale in uscita dal controllo viene a sua volta moltiplicato per un coefficiente pari a 25, in modo da riportarlo nel campo di funzionamento della pompa. Tramite il blocco *If*, denominato 'PumpSignalControl', vengono gestite le due configurazioni, raffreddamento

o riscaldamento, in base al segnale proveniente dal blocco 'ChillerOn' riferito alla valvola a 3 vie (1 = Raffreddamento, 0 = Riscaldamento). Nel caso in cui il segnale proveniente dalla valvola a 3 vie sia pari a 0, il controllore PID viene disattivato e il segnale in ingresso alla pompa viene mantenuto fisso ad un valore costante. In Figura 3.8 possiamo vedere come il controllo sia stato tarato correttamente e riesca a ridurre l'errore fino ad annullarlo. Il grafico fa riferimento ad uno dei casi presi in esame, che viene illustrato in maniera approfondita nella Sezione 4.

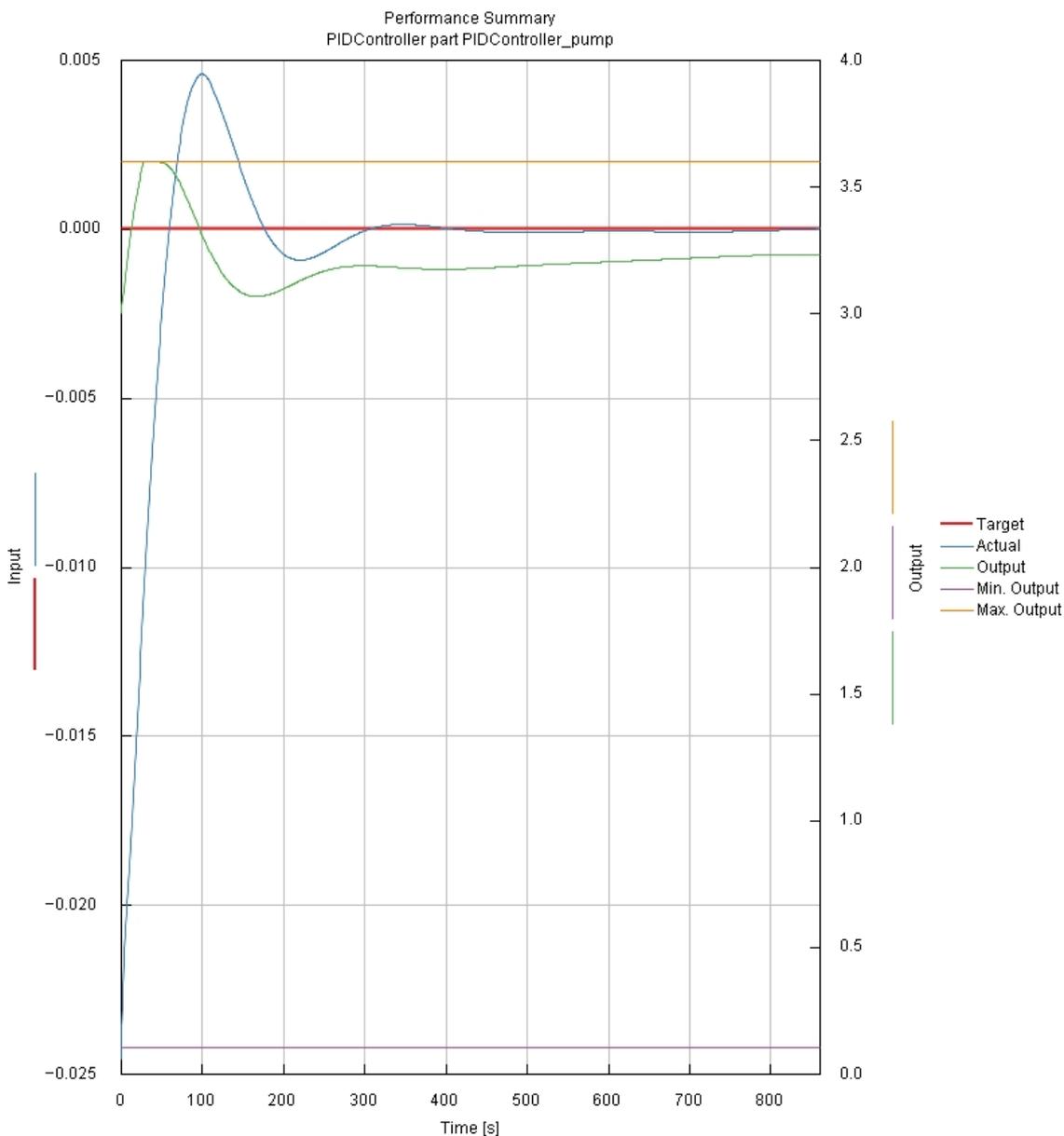


Figura 3.15 Esempio di andamento del controllore PID della pompa

3.2 Circuito di refrigerazione

In *Figura 3.9* è possibile osservare l'andamento tipico di un ciclo frigorifero all'interno del diagramma p-h.

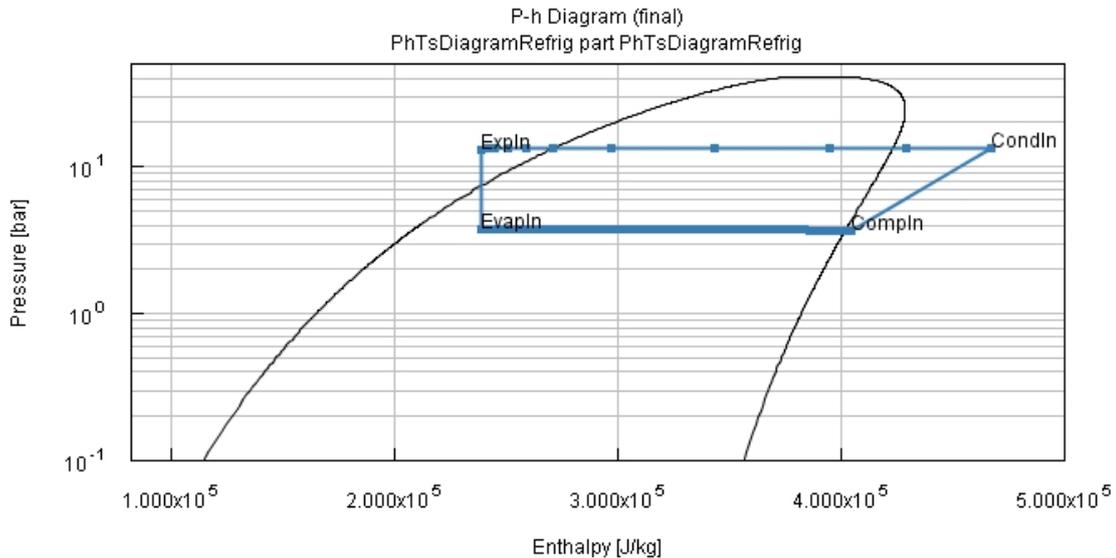


Figura 3.16 Ciclo frigorifero nel diagramma p-h

La curva a campana viene definita curva di saturazione e determina la fase del refrigerante: alla destra della curva il fluido è in fase gassosa, mentre alla sua sinistra il fluido è in fase liquida. All'interno della curva il fluido è presente in entrambe le fasi e la quantità fisica che ne definisce la composizione percentuale è il titolo di vapore.

Il fluido refrigerante esegue la curva blu in senso antiorario a partire dal compressore (CompIn). In questo punto, il fluido deve essere completamente gassoso affinché si possa mantenere l'integrità del componente stesso. Per tale motivo è necessario imporre un delta di temperatura di surriscaldamento all'ingresso del compressore attraverso la regolazione della sezione di passaggio della valvola di espansione. A questo punto il fluido subisce un incremento di pressione e temperatura e raggiunge l'ingresso del condensatore (CondIn). Al suo interno il fluido scambia calore con l'ambiente passando in fase liquida, subendo un decremento di temperatura che lo porta in una condizione di liquido sottoraffreddato. Da qui (ExpIn), il fluido passa attraverso la valvola di espansione, subendo un decremento di pressione e temperatura. Infine (EvapIn), attraverso lo scambiatore il fluido evapora e viene riportato all'ingresso del compressore.

Nella *Figura 3.10* viene riportato il circuito di refrigerazione implementato all'interno del modello. Come fluido di riferimento per questo circuito è stato utilizzato un refrigerante bifase, R134a, mentre è stata definita una carica totale di refrigerante pari a 1.4 kg. Le componenti che possiamo ritrovare al suo interno sono quelle tipiche di un circuito HVAC costituito quindi da compressore, condensatore, valvola di espansione ed evaporatore. Lo

sviluppo di tale circuito, non essendo l'obiettivo principale del lavoro di tesi svolto, è stato realizzato tenendo conto di circuiti analoghi già presenti all'interno della libreria di GT-ISE.

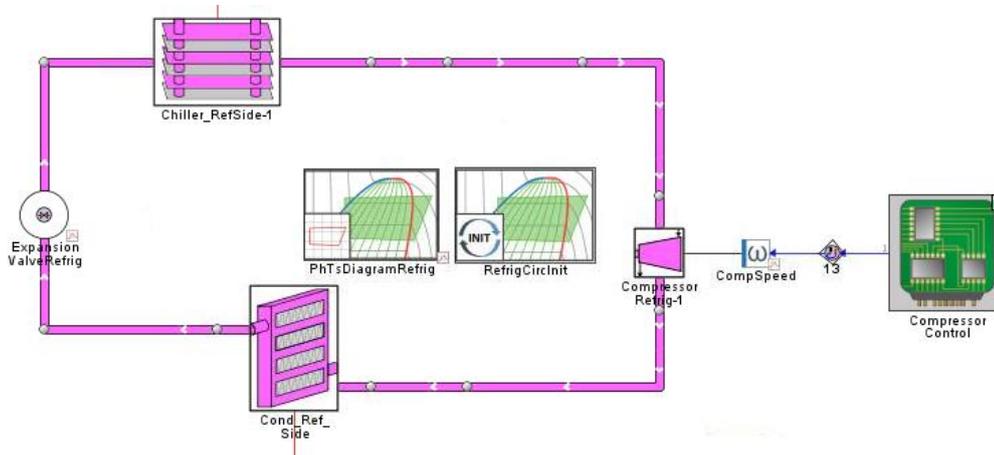


Figura 3.10 Circuito di refrigerazione

Il compressore permette al refrigerante di circolare all'interno del circuito. Nella *Figura 3.11* viene mostrata la mappa di lavoro del compressore, questa è stata presa da applicazioni simili già presenti nella libreria di GT.

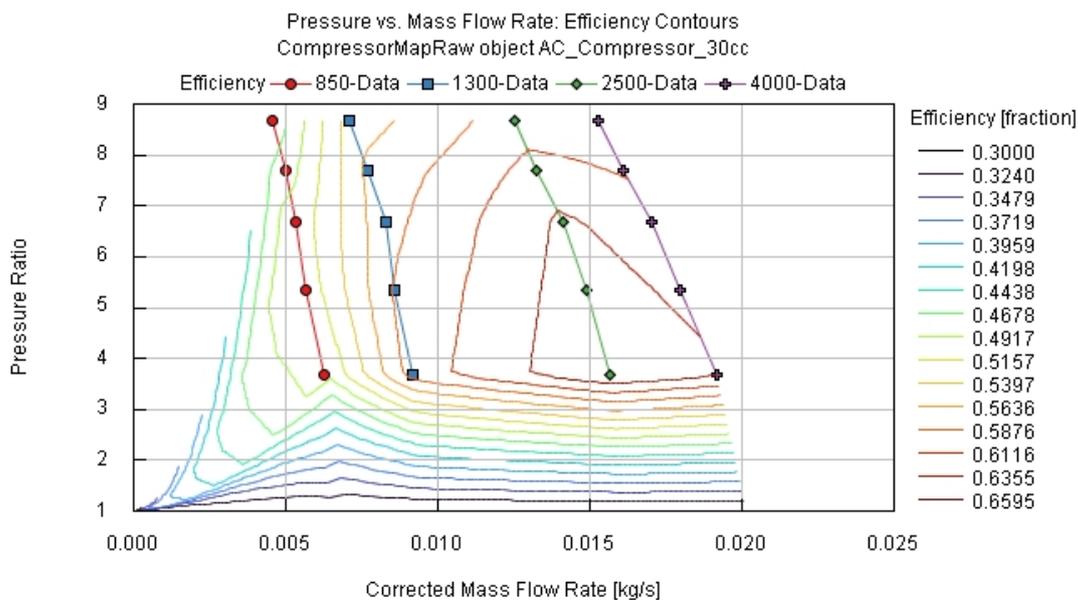


Figura 3.11 Caratteristica del compressore

Il condensatore è stato modellato come principale utilizzando il template 'HxTubeFinMain' ed è accoppiato all'analogo secondario all'interno del circuito del sotto cofano. A livello di configurazione, si tratta di uno scambiatore di calore a tubi, posizionato orizzontalmente, di dimensioni 600x400x25, con 2 passaggi ed un totale di 50 tubi nella singola riga.

La valvola di espansione fa riferimento al template 'ExpansionValveRefrig', utile per modellare sia una valvola a espansione termica, ma anche una valvola di espansione controllata elettronicamente. In questa applicazione è stata scelta una valvola ad espansione termica che ha come obiettivo il surriscaldamento del refrigerante all'uscita dell'evaporatore di un delta di temperatura pari a 5K.

Per quanto riguarda l'evaporatore, si tratta dello scambiatore principale ed è accoppiato con il suo secondario all'interno del circuito principale. La configurazione di questo componente è stata illustrata precedentemente nella *Sezione 3.1*.

Anche in questo circuito è stata implementata una strategia di controllo basata su un controllore di tipo PID, come è possibile osservare nella *Figura 3.12*. La configurazione è analoga a quella illustrata nella *Sezione 3.1.1* per il controllo della pompa, anche se in questo caso il controllo agisce direttamente sulla velocità del compressore. Il target di temperatura è lo stesso visto precedentemente e anch'esso fa riferimento alla temperatura in ingresso alla piastra di raffreddamento. Anche in questo caso è stato introdotto un coefficiente moltiplicativo pari a 1000, per riportare il valore in uscita dal controllo nel range di funzionamento del compressore.

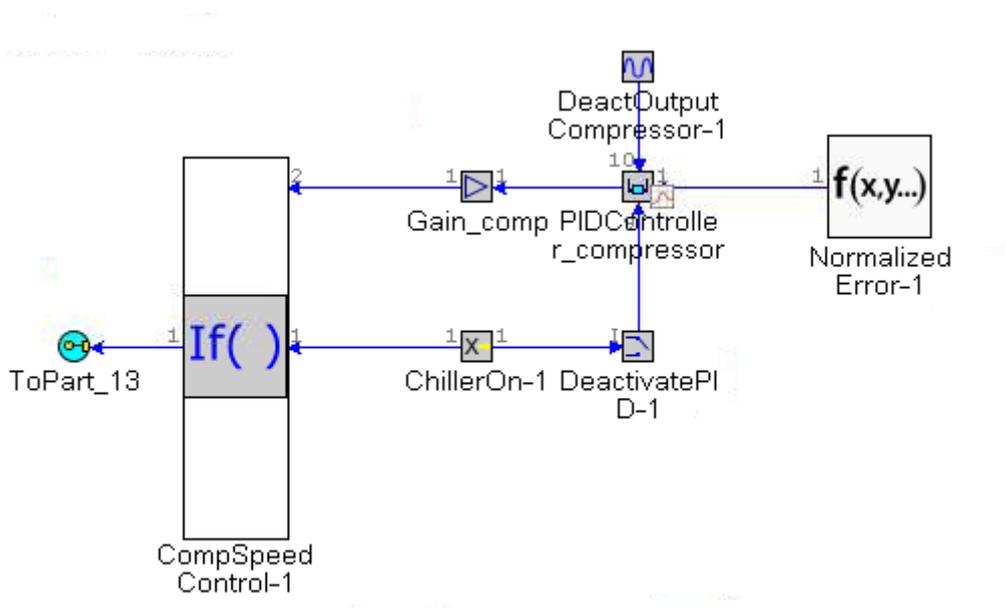


Figura 3.12 Strategia di controllo della velocità del compressore

3.3 Circuito del sotto cofano

Per il circuito del sotto cofano (Figura 3.13) è stato realizzato un modello lineare semplificato, tenendo in considerazione applicazioni analoghe presenti nella libreria di GT-ISE.

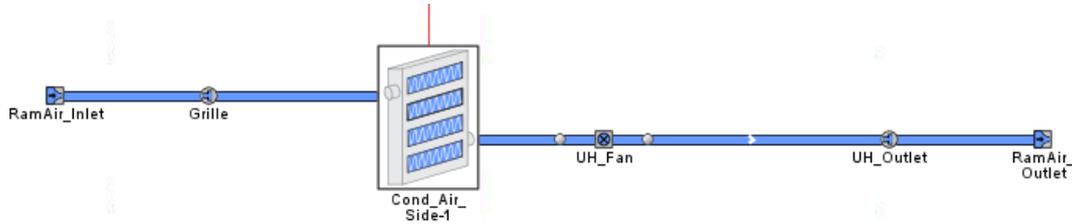


Figura 3.13 Circuito del sotto cofano

All'interno del circuito sono state inserite due perdite di pressione localizzate per simulare le cadute di pressione causate dalla griglia e dal radiatore. Le condizioni al contorno sono state imposte attraverso il template 'PressureRam', che permette di correlare la portata di aria in ingresso al radiatore con la velocità del veicolo.

Il condensatore è uno scambiatore secondario ed è accoppiato con quello principale all'interno del circuito di refrigerazione, descritto nella *Sezione 3.2*. All'interno del sotto cofano è presente una ventola che permette la circolazione dell'aria dopo che questa ha scambiato calore all'interno del condensatore.

La ventola è stata scelta all'interno della libreria di GT ed ha un diametro delle pale pari a 470mm, diametro del mozzo di 150mm ed uno spessore pari a 40 mm. Di seguito, nella *Figura 3.14*, viene illustrata la caratteristica della ventola.

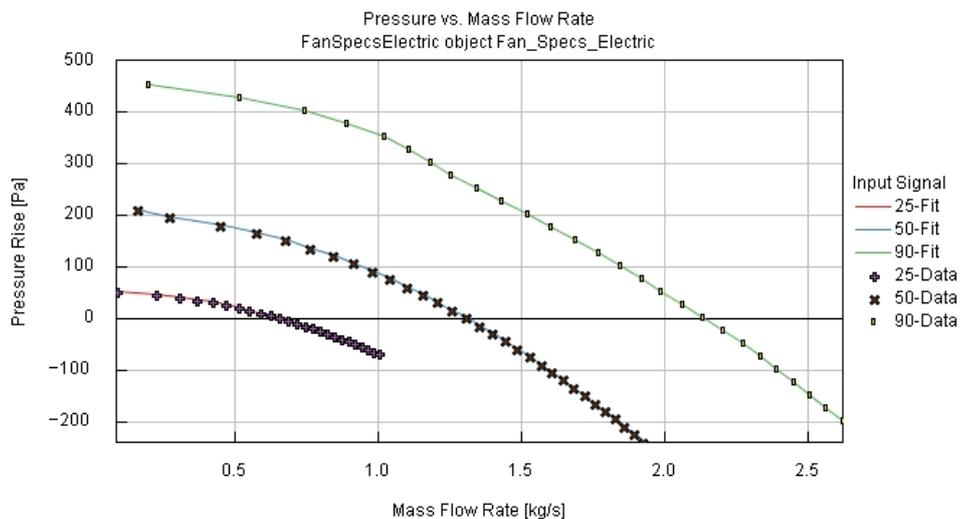


Figura 3.14 caratteristica della ventola

3.4 Piastra di raffreddamento

La piastra di raffreddamento è il componente che permette l'effettivo scambio termico tra i moduli e l'intero circuito di gestione termica. Lo sviluppo di tale componente è stato di fondamentale importanza per ottenere una gestione termica uniforme all'interno del pacco batteria. Nella *Figura 3.15* viene mostrato il modello della piastra di raffreddamento, la trattazione di tale componente verrà divisa in sezioni in modo da chiarire meglio la costruzione del modello e le scelte effettuate per arrivare alla configurazione attuale.

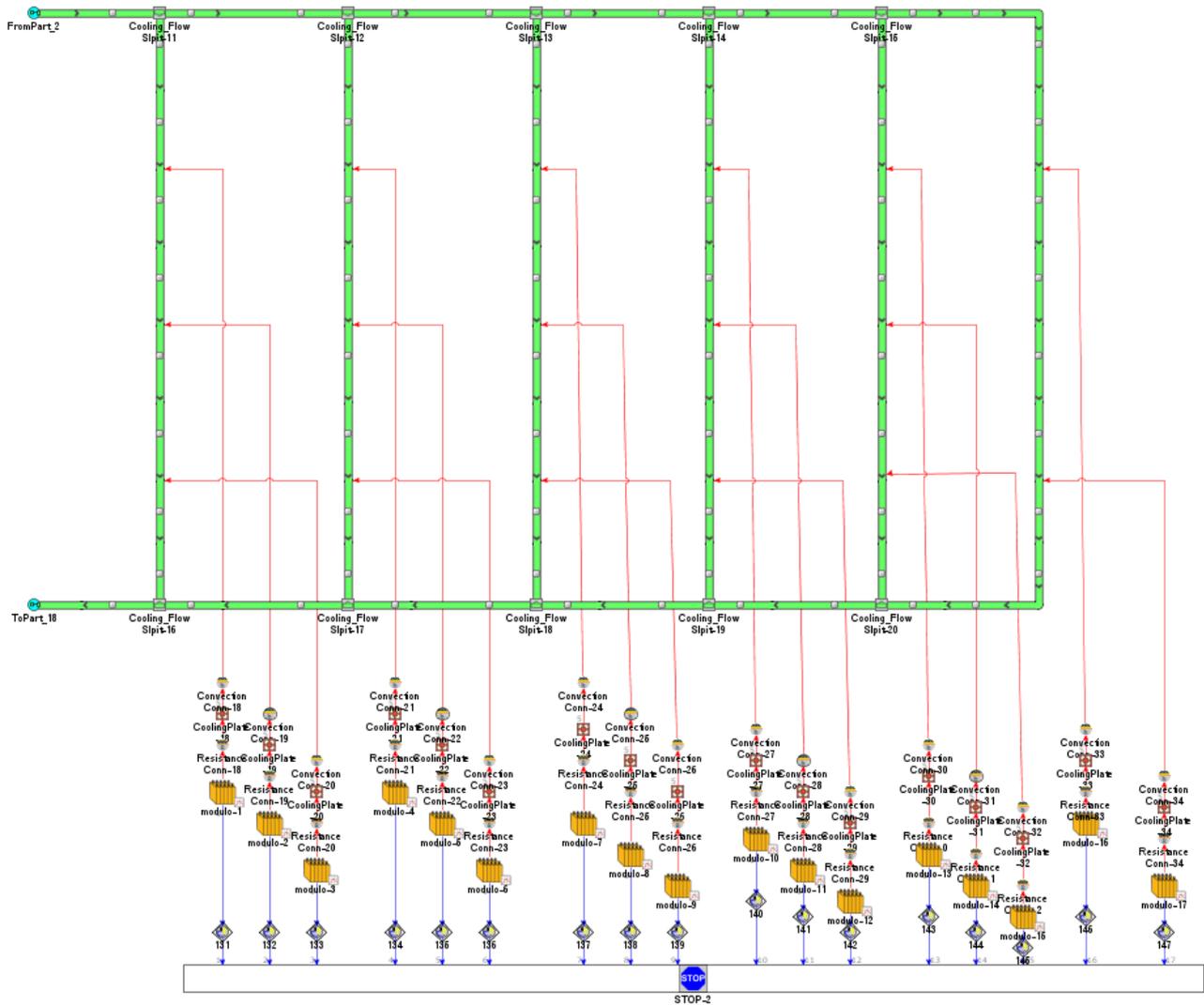


Figura 3.15 Modello della piastra di raffreddamento e pacco batteria

3.4.1 Modello equivalente della batteria

Per ottenere un modello di batteria che faccia riferimento fedelmente alle celle impiegate, è stato utilizzato il template 'ElectricalEquivalentBattery'. Come è possibile osservare nella *Figura 3.16*, il circuito elettrico equivalente della batteria si basa su un modello resistivo costituito da tensione in circuito aperto e resistenza interna. È possibile, inoltre, definire dei rami R-C.

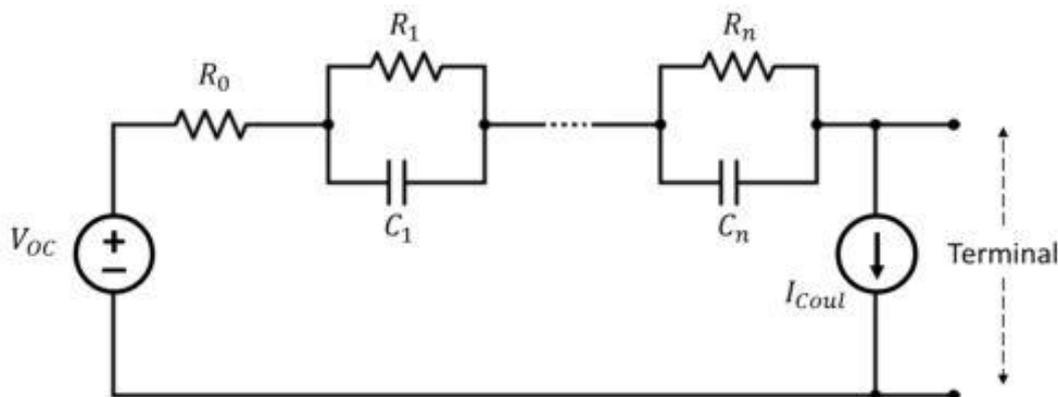


Figura 3.16 Modello elettrico equivalente della batteria

Ognuno dei parametri del circuito può essere definito in funzione dello stato di carica (SOC), della temperatura e della corrente. Per il calcolo dello SOC, l'impostazione predefinita fa riferimento al 'Conteggio di Coulomb', dove la corrente attraverso la batteria viene integrata rispetto al tempo per calcolare un cambiamento nello stato di carica [9].

Ogni modulo è stato definito attraverso un blocco di tipo 'Battery', per un totale di 17 blocchi. All'interno del template sono state definite i parametri della cella di riferimento, andando a inserire la capacità, il numero di celle in serie e parallelo (6s4p) presenti in un modulo e le caratteristiche di tensione in circuito aperto e resistenza interna.

Nella *Figura 3.17* vengono riportati gli andamenti della tensione di circuito aperto e resistenza interna in funzione dello SOC e della temperatura. I grafici riportati non si riferiscono alla cella effettivamente impiegata, ma risultano comunque esplicitivi dell'andamento delle grandezze a cui fanno riferimento. Come possiamo osservare, la tensione ha un andamento decrescente al diminuire dello SOC, questo decremento viene accentuato al diminuire della temperatura. Al contrario, possiamo notare come la resistenza interna sia massima per valori di temperatura e SOC bassi.

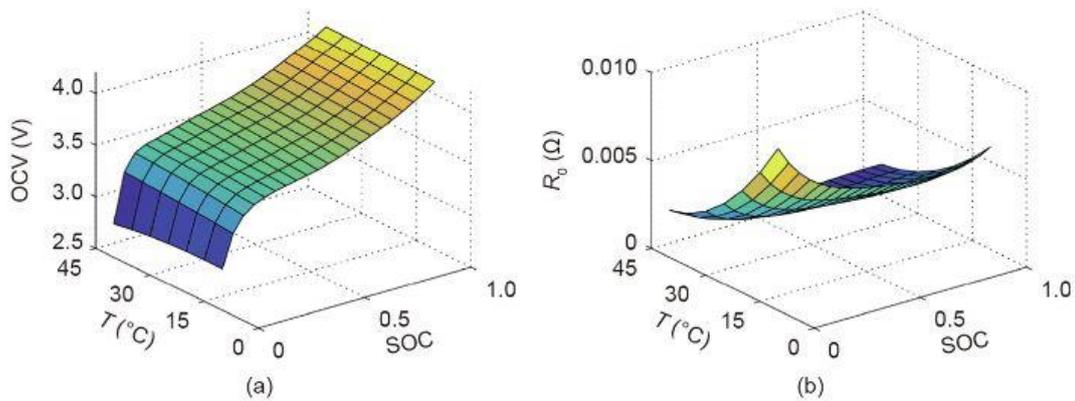


Figura 3.17 (a) Andamento della OCV in funzione della temperatura e dello SOC. (b) Andamento della resistenza interna in funzione della temperatura e dello SOC. Fonte: Rui Xiong, Ju Wang, Weixiang Shen, Jinpeng Tian, Hao Mu, Co-Estimation of State of Charge and Capacity for Lithium-Ion Batteries with Multi-Stage Model Fusion Method, Engineering, Volume 7, Issue 10, 2021, Pages 1469-1482, ISSN 2095-8099, <https://doi.org/10.1016/j.eng.2020.10.022>.

Per quanto riguarda la dissipazione del calore, questa viene calcolata in base a tre differenti modalità di generazioni del calore, che comprendono perdite resistive e reattive induttive, perdite coulombiane e perdite reversibili.

Le prime sono definite come le perdite attraverso i resistori nel circuito elettrico e vengono calcolate secondo la formula seguente, dove, I_n è la corrente che attraversa il resistore con resistenza R_n .

$$q_{res} = \sum I_n^2 R_n$$

Le perdite coulombiane rappresentano la potenza attraverso la sorgente ideale di corrente e vengono calcolate come di seguito.

$$q_{coul} = I_{coul} \cdot V_T$$

Le perdite reversibili sono invece definite come la generazione di calore dovuta a cambiamenti di entropia all'interno di catodo ed anodo ed utilizzano il coefficiente di temperatura C_T per essere calcolate, come mostrato nella equazione che segue.

$$q_{rev} = I_{OC} \cdot C_T \cdot T$$

La dissipazione di calore totale è data dalla somma dei tre contributi [9].

In termini invece di carico richiesto alla batteria, è possibile selezionare sia una richiesta di corrente che una richiesta di potenza. In tutti i casi esaminati nelle sezioni successive si fa riferimento sempre ad una richiesta di potenza.

3.4.2 Modello di scambio termico

Il modello di scambio termico comprende lo scambio termico tra i moduli e la piastra di raffreddamento e lo scambio termico tra la piastra e il fluido all'interno dei condotti di raffreddamento, come mostrato nella *Figura 3.18*.

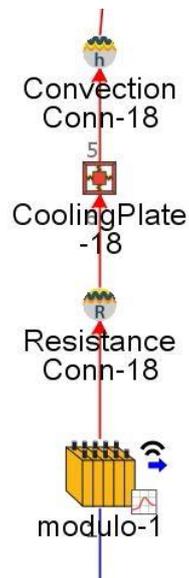


Figura 3.18 Modello di scambio termico

Lo scambio termico tra i moduli e la piastra di raffreddamento è stato definito attraverso uno scambio per conduzione termica. La superficie di scambio è stata definita all'interno della connessione 'ResistanceConn' e fa riferimento alla superficie del modulo a contatto con la piastra stessa. Il coefficiente di scambio termico viene gestito automaticamente in funzione delle proprietà dei componenti connessi ad esso.

Per la piastra di raffreddamento è stato impiegato il template 'ThermalMass' che permette di definire una geometria rettangolare. All'interno del modello, la piastra è stata suddivisa in 17 elementi, pari al numero di moduli, ed ognuno di essi fa riferimento ad un modulo preciso, pertanto, la superficie di ogni blocco sarà pari alla superficie di scambio termico definita all'interno del blocco di conduzione. Per quanto riguarda lo spessore, esso è stato definito in modo tale che comprendesse lo spessore di tutti gli elementi frapposti tra il fluido e i moduli.

Passando invece allo scambio termico tra la piastra e il fluido, si tratta di uno scambio termico di tipo convettivo. In questo caso la superficie di scambio è data dalla somma delle singole superfici dei condotti a contatto con la piastra. Nella sezione successiva vengono illustrate le scelte che hanno portato alla definizione del numero di tubi. Anche in questo caso il coefficiente di scambio termico viene definito automaticamente dal software.

3.4.3 Modello della piastra di raffreddamento

Nella Figura 3.19 vengono mostrate alcune viste del modello CAD della piastra di raffreddamento.

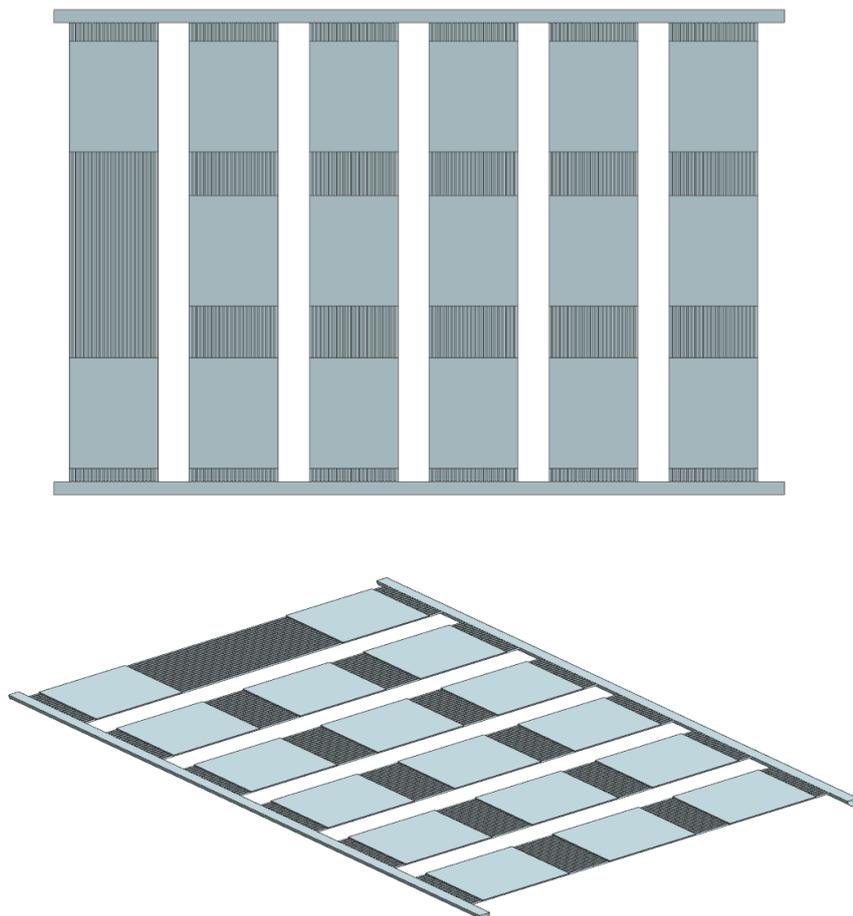


Figura 3.19 (a) Vista dall'alto. (b) Vista assonometrica

Per una comprensione migliore della configurazione dei condotti della piastra di raffreddamento, nella *Figura 3.20*, vengono presentate alcune viste aggiuntive.

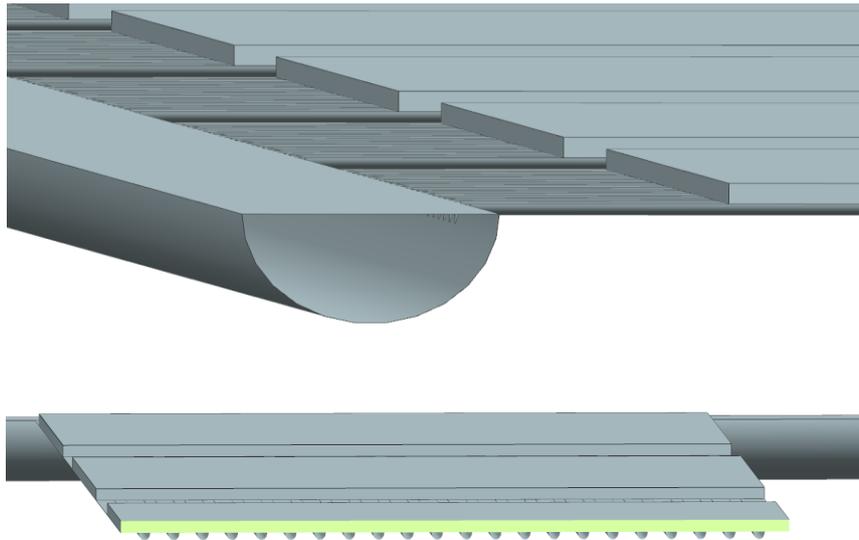


Figura 3.20 (a) Canale principale di ingresso del fluido di raffreddamento. (b) Canali per lo scambio termico con la piastra di raffreddamento.

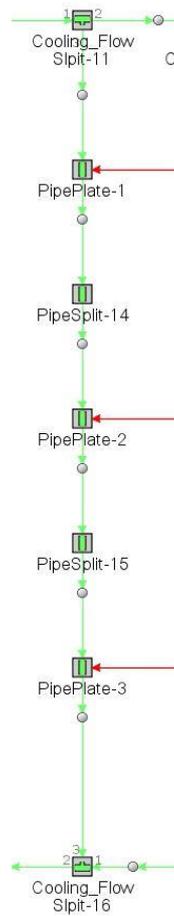


Figura 3.21 Sequenza elementi 'Pipe' nella singola ramificazione

Tutti i tubi presenti all'interno della piastra sono stati definiti per mezzo del template 'PipeRound' analogamente con quanto già visto nella *Sezione 3.1*. Nella *Figura 3.21* possiamo osservare la sequenza di definizione dei singoli tratti. Per la diramazione dal condotto principale di ingresso, così come per il ricongiungimento con il canale principale di uscita, è stato utilizzato l'elemento 'FlowSplitTRight', rappresentativo di una diramazione a 'T'. Il diametro di sbocco viene calcolato automaticamente in funzione dell'elemento ad esso connesso. Per la rappresentazione delle diramazioni sono stati definiti due tipologie differenti di blocchi, rispettivamente definiti 'PipeSplit' e 'PipePlate'. I primi rappresentano quei tratti tra un modulo e l'altro e vengono trattati come adiabatici, i secondi invece rappresentano le sezioni di tubo addette allo scambio termico con la rispettiva porzione di piastra secondo le modalità discusse nella sezione precedente. All'interno di ogni blocco 'Pipe' è stato possibile definire, oltre al diametro, anche il numero di elementi in parallelo.

La configurazione attuale prevede dei condotti semicircolari. Per quanto riguarda i tubi principali di ingresso e uscita è stato definito un diametro di 30 mm, mentre i tubi secondari hanno un diametro di 5 mm per un totale di 132 tubi divisi in 6 gruppi da 22. All'interno del modello 1D, non potendo definire un tubo di sezione semicircolare, è stato calcolato un diametro equivalente per avere la stessa sezione di passaggio.

Il numero di condotti è stato definito in modo operativo andando a confrontare tra loro diverse configurazioni. Nella *Tabella 2* vengono riportati i dati relativi ai casi valutati. Il criterio che ha portato a stabilire il numero di tubi per ogni caso è stato quello di mantenere una distanza tra 10 e 15 mm fra un tubo e l'altro.

Caso	1	2	3	4	5
% Superficie di scambio	80	60	50	40	30
N° tubi	8	15	18	22	26
Diametro [mm]	29	11	8	5	3
Diametro equivalente [mm]	20,5	7,8	5,7	3,5	2,1

Tabella 2 Confronto configurazioni piastra di raffreddamento

Tutti i casi sono stati testati nelle stesse condizioni riportate nella *Tabella 3*.

T ambiente [°C]	25
p ambiente [bar]	1
T target [°C]	18
T iniziale Batteria [°C]	25
Potenza richiesta per modulo [kW]	6
SOC iniziale [%]	100

Tabella 3 Condizioni di riferimento per il confronto delle differenti configurazioni della piastra

Nella Figura 3.22 vengono riportate le temperature medie tra i moduli all'interno del pacco batteria nei diversi casi valutati.

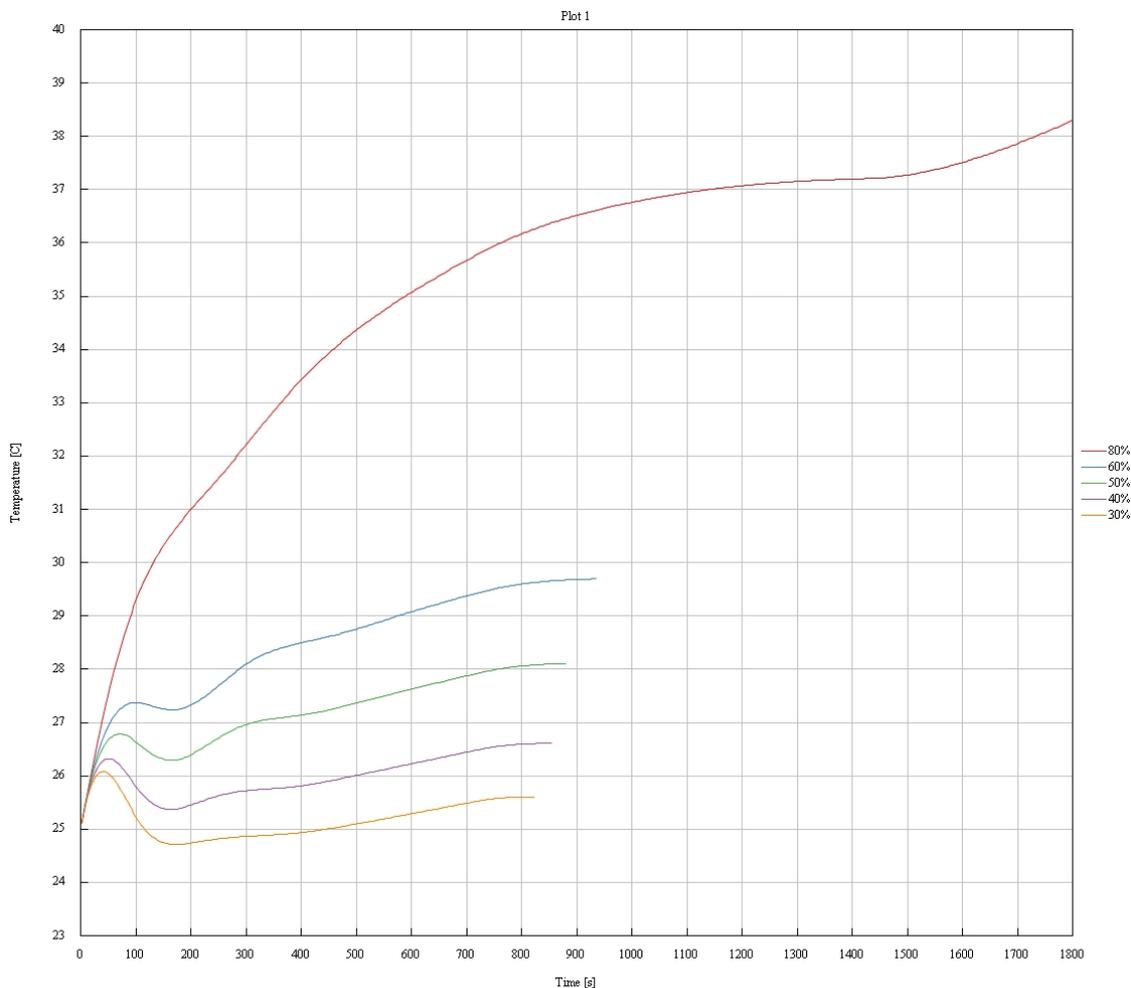


Figura 3.22 Temperatura media del pacco batteria nelle diverse configurazioni della piastra di raffreddamento

Come è possibile notare nel caso 1 il sistema non riesce a raggiungere la condizione di equilibrio, mentre negli altri casi la simulazione si è interrotta prima della conclusione perché il sistema ha registrato il raggiungimento dello stato stazionario. Come criterio principale per la scelta della configurazione, si è tenuto conto del delta di temperatura tra la temperatura iniziale e la temperatura raggiunta in condizioni stazionarie. La scelta è ricaduta sul caso 4 in *Tabella 2*, poiché, questa configurazione risulta essere il giusto compromesso tra le performance desiderate e la fattibilità a livello tecnologico.

Nonostante la diminuzione della superficie di scambio possa sembrare controproducente, nella realtà i risultati ottenuti sono migliori per superfici di scambio inferiore. Questo comportamento è giustificabile dalla diminuzione del diametro dei condotti e da un conseguente incremento della velocità all'interno di essi, come possiamo osservare nella *Figura 3.23*.

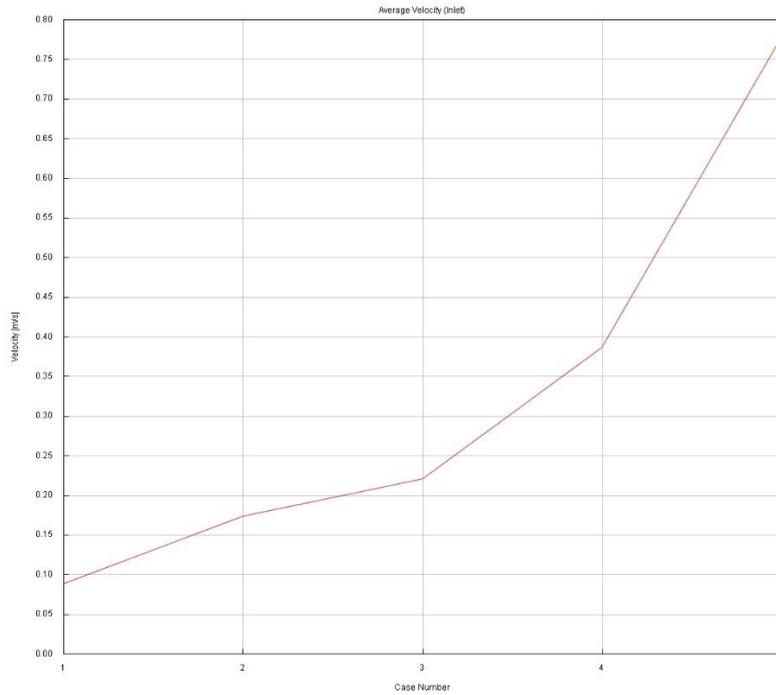


Figura 3.23 Velocità media del fluido all'interno dei tubi nei diversi casi presi in esame.

L'aumento di velocità ha un effetto positivo sul coefficiente di scambio termico convettivo. Un incremento di questo coefficiente si traduce in un miglioramento nello scambio termico. Nella *Figura 3.24* è possibile osservare come varia il coefficiente di scambio termico nei casi presi in esame.

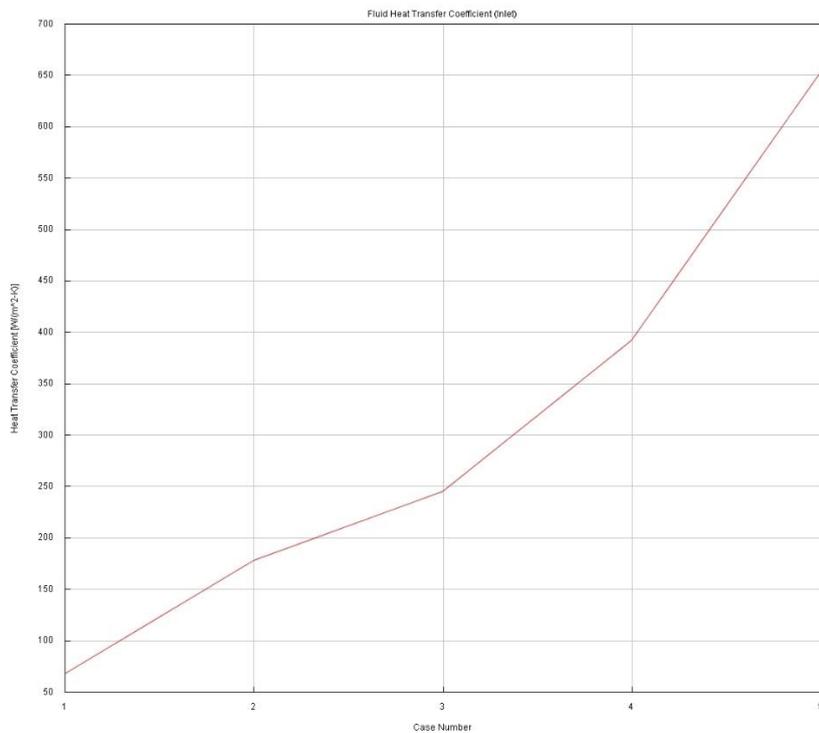


Figura 3.24 Coefficiente di scambio termico convettivo nei diversi casi presi in esame

4 Analisi dei risultati

Nel capitolo seguente, vengono illustrati i risultati ottenuti nella casistica presa in esame. La valutazione è stata effettuata per casi ritenuti significativi e ci si è concentrati sulla variazione di quei parametri reputati maggiormente influenti ai fini dello studio.

I parametri di maggior rilievo sono:

- Stato di carica (SOC) e Temperatura. La resistenza e la tensione sono entrambe dipendenti da questi parametri e di conseguenza, utilizzando un modello resistivo per la generazione del calore, sono significativi per determinare la quantità di calore dissipata all'interno del sistema.
- Potenza richiesta. Questo parametro, parallelamente allo SOC, determina la corrente che attraversa il pacco batteria. Anche in questo caso, come visto nella *Sezione 3.4.1*, la corrente è necessaria per determinare la quantità di calore generato.

Come precedentemente descritto nella *Sezione 3.1.1* parlando della strategia di controllo della pompa, il modello prevede la definizione di una temperatura target. Questa temperatura è stata definita caso per caso in maniera operativa, andando ad effettuare prove differenti. A titolo dimostrativo, in *Figura 4.1*, viene riportato uno dei casi trattati.

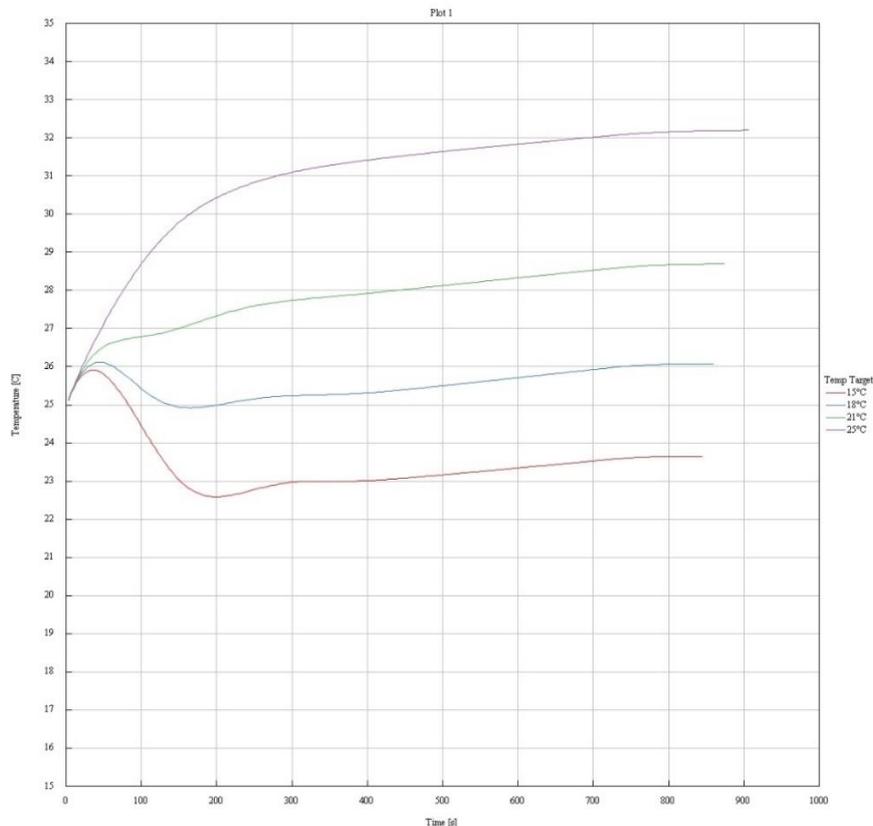


Figura 4.1 Andamento della temperatura per il caso 100%SOC @ 25°C, con diverse temperature target

Il caso portato come esempio, fa riferimento a condizioni di temperatura iniziale pari a 25°C, potenza richiesta per modulo pari a 6 kW e SOC iniziale pari al 100%. Per ogni prova effettuata, la simulazione si è interrotta in anticipo a seguito del raggiungimento della condizione stazionaria. Come è possibile vedere, tra le diverse prove effettuate, il risultato migliore è stato ottenuto imponendo una temperatura target pari a 21°C. Infatti, questa condizione ci permette di arrivare ad una temperatura di equilibrio poco al di sopra di quella di partenza.

Nei casi presentati nelle sezioni seguenti, sono stati valutati due richieste di potenza differenti, la prima è una richiesta di potenza costante e pari alla potenza massima per modulo (6 kW), mentre la seconda fa riferimento al ciclo di omologazione WLTC.

WLTC è l'acronimo di "Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle" ovvero "ciclo di controllo armonizzato a livello mondiale per veicoli commerciali leggeri". Si tratta di un ciclo di guida standardizzato utilizzato per misurare i consumi di un veicolo. Questa nuova metodologia di misurazione si basa su dati di guida reali raccolti a livello mondiale finalizzati alla simulazione di condizioni di guida reali, prendendo in considerazione sia differenti situazioni di guida e velocità che differenti varianti di allestimento e classi di peso dell'auto [10]. Il ciclo è caratterizzato da una durata di 1800 s con una distanza percorsa complessiva pari a 23,266 km. Il test si divide in quattro fasi, in funzione della velocità massima, come riportato in *Figura 4.2*.

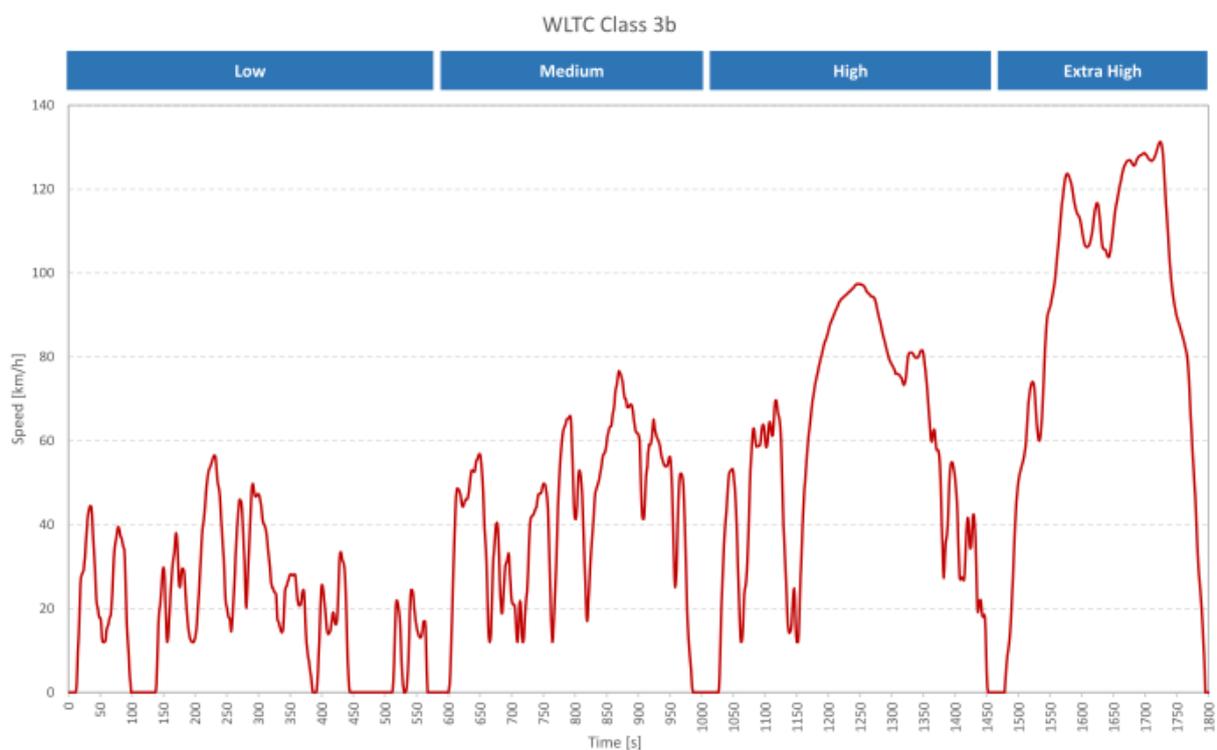


Figura 4.2 Ciclo di omologazione WLTC

L'andamento della richiesta di potenza è stato ottenuto sottoponendo un modello semplificato del veicolo al ciclo di velocità WLTC. Successivamente, la potenza così ottenuta è stata divisa equamente per il numero di moduli, nell'ipotesi che ogni modulo fosse sottoposto alla stessa richiesta di potenza. L'andamento risultante viene mostrato di seguito nella *Figura 4.3*.

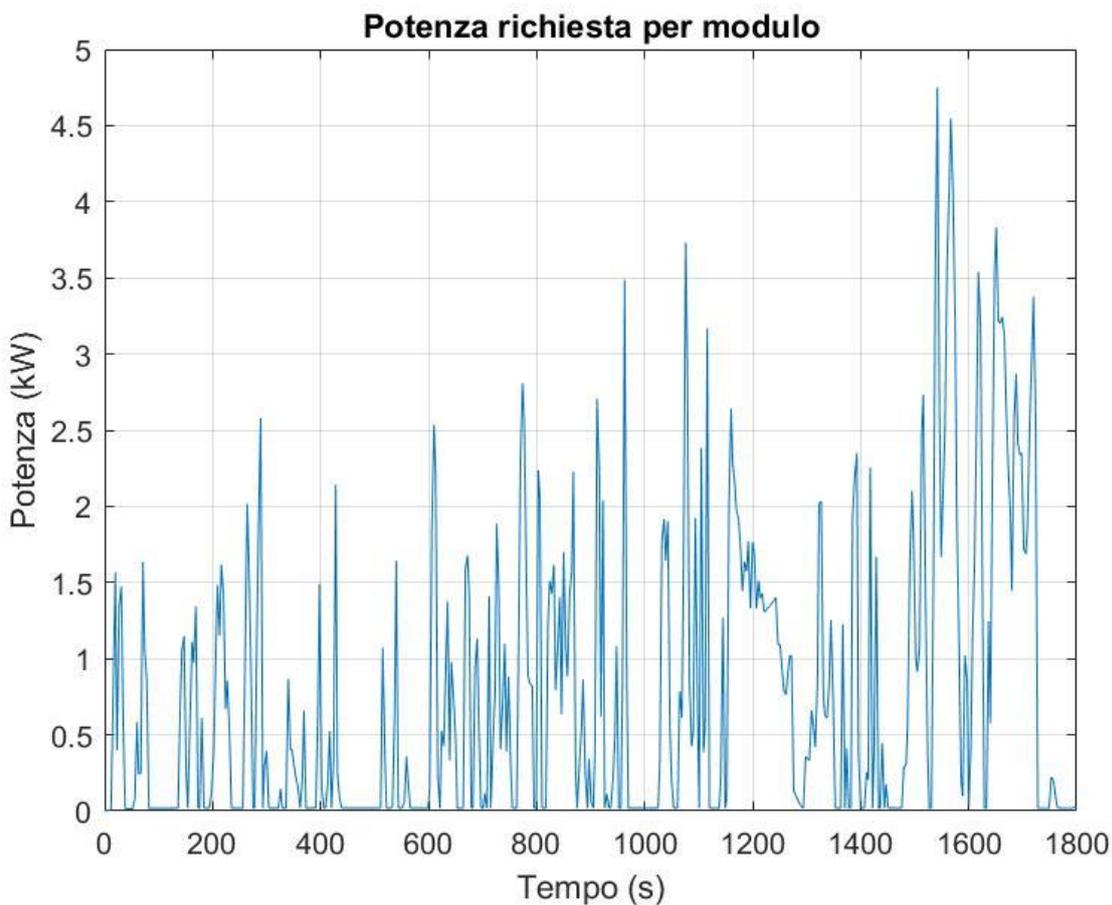


Figura 4.3 Ciclo di potenza richiesta per modulo, riferita al ciclo di omologazione WLTC

4.1 Configurazione di raffreddamento

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti dai casi presi in esame per quanto riguarda la configurazione di raffreddamento. Per ogni prova vengono analizzati i grafici relativi al controllo PID sul segnale in ingresso alla pompa, alle temperature dei moduli all'interno del pacco batteria e all'andamento della temperatura all'interno della piastra di raffreddamento.

4.1.1 Max Power 100%SOC @ 25 °C

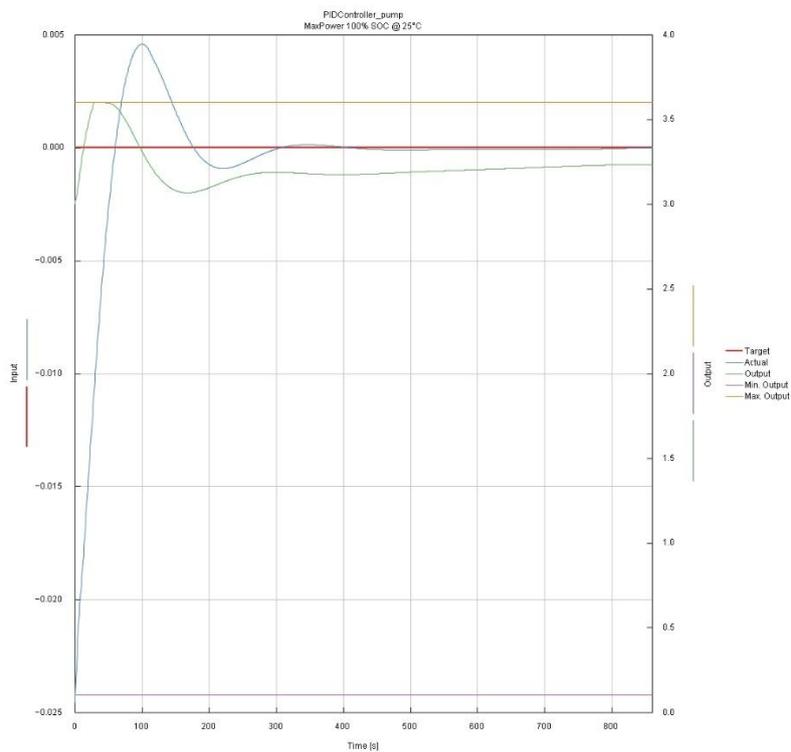


Figura 4.4 Max Power 100% SOC @ 25 °C controllo PID

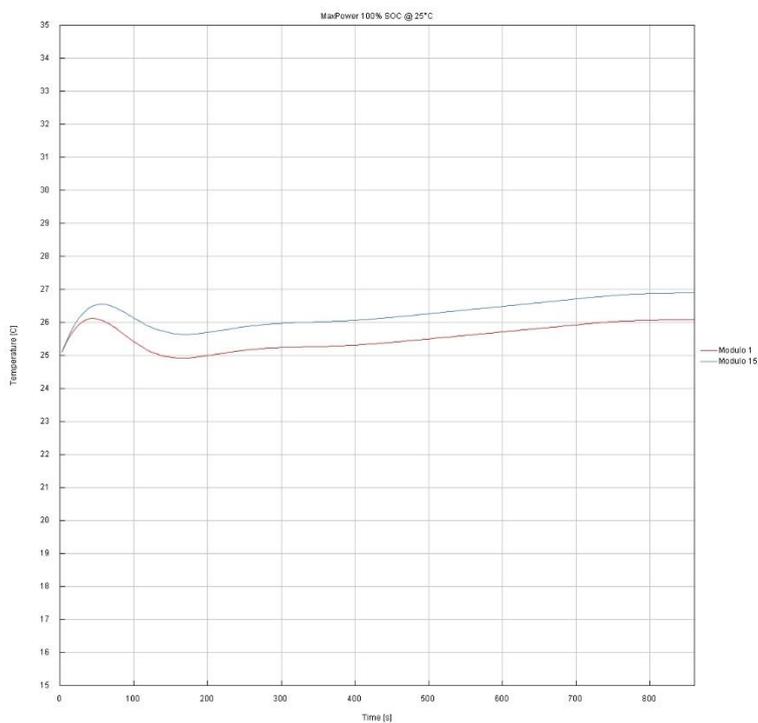


Figura 4.5 Max Power 100% SOC @ 25 °C Temperatura moduli

4.1.2 Max Power 100%SOC @ 40 °C

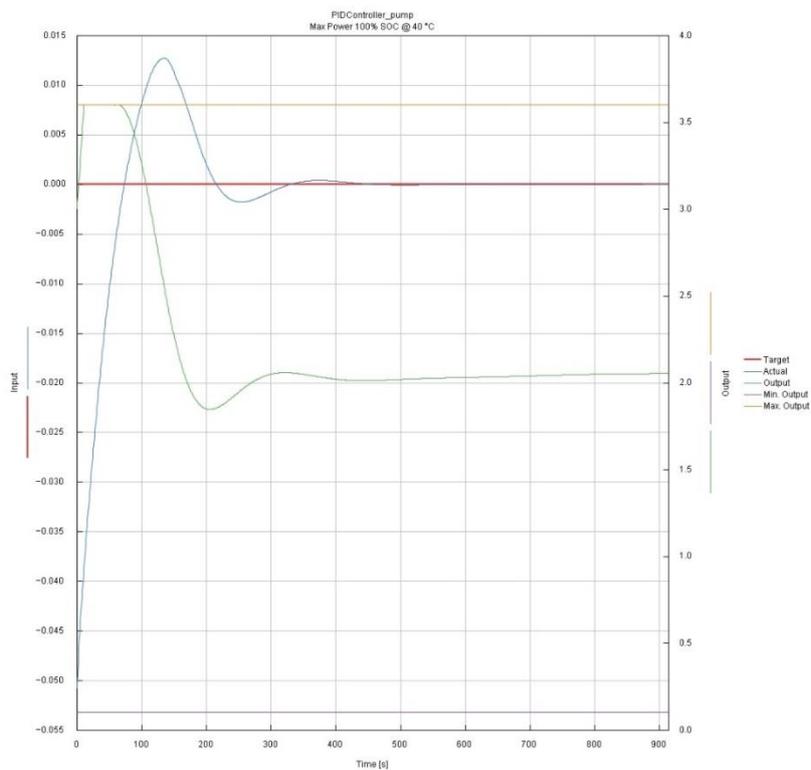


Figura 4.7 Max Power 100% SOC @ 40 °C controllo PID

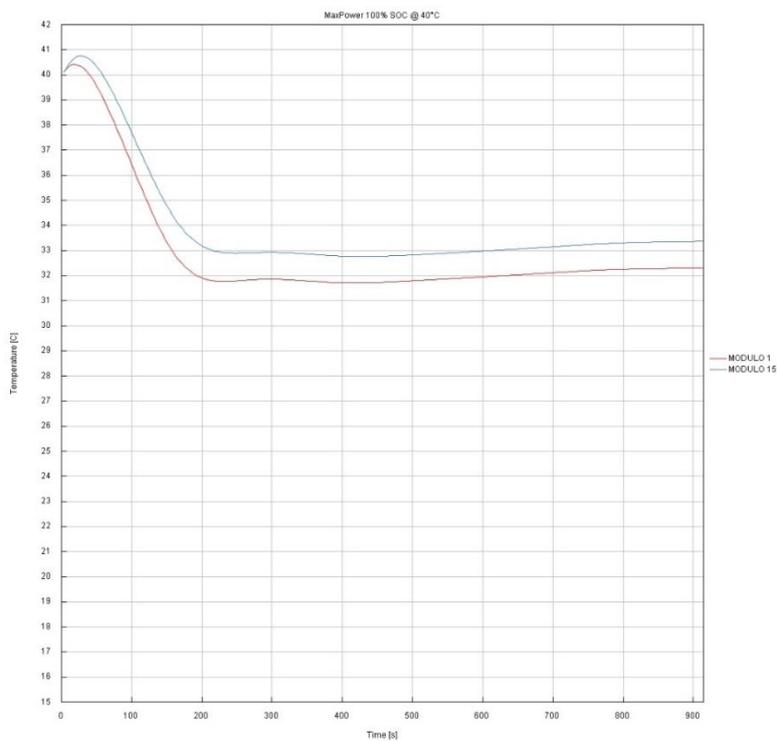


Figura 4.8 Max Power 100% SOC @ 40 °C Temperatura moduli

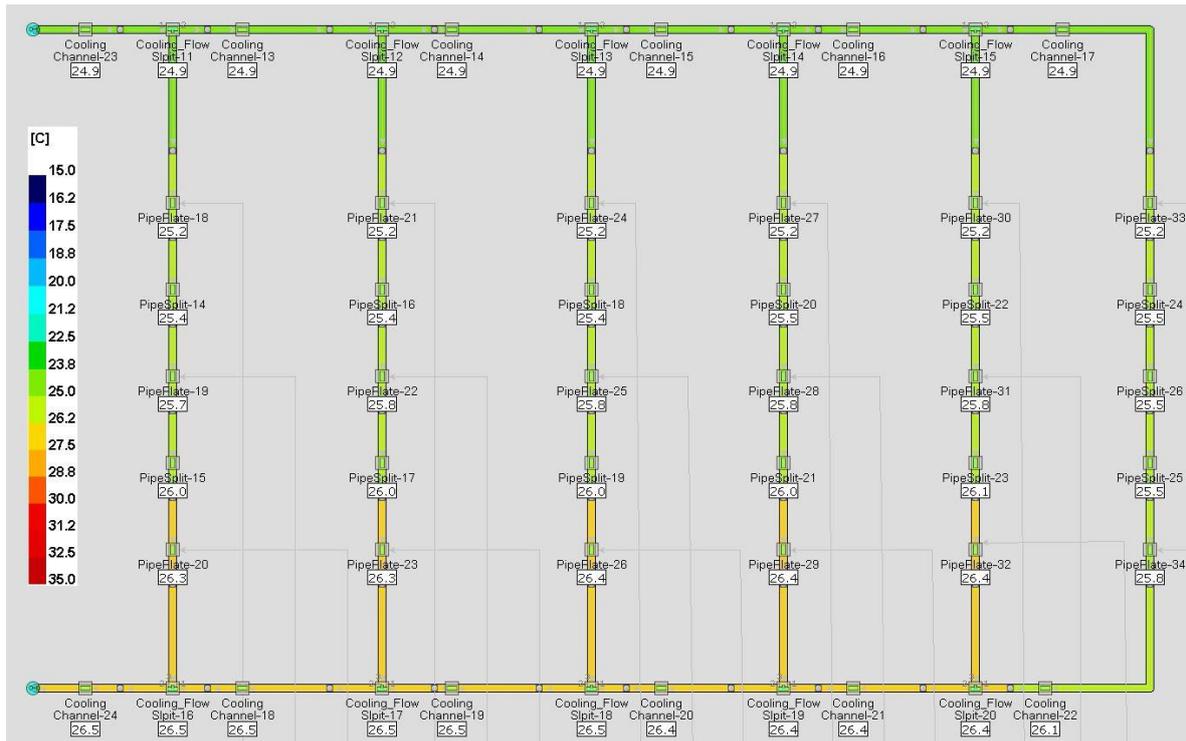


Figura 4.9 Max Power 100% SOC @ 40 °C Andamento temperatura sulla piastra di raffreddamento

In *Figura 4.7* viene riportato l'andamento del controllore PID. Le considerazioni sono analoghe a quanto già visto nel caso precedente, anche se possiamo notare un intervallo di tempo più ampio in cui la pompa si trova a lavorare in condizioni di segnale massimo. Di maggior interesse è invece, il comportamento dei moduli, riportato nella *Figura 4.8*. Possiamo osservare come le temperature iniziali, essendo al di fuori dell'intervallo ottimale di funzionamento, dopo una prima fase di transitorio, venga riportate all'interno del range di sicurezza e i moduli raggiungono una temperatura di equilibrio che si assesta in media sui 33 °C. Anche in questo caso, sono state riportate le temperature relative ai moduli 1 e 15, poiché questi hanno fatto registrare rispettivamente la temperatura minima e massima all'interno del pacco. Il gradiente di temperatura tra i moduli è pari ad 1 °C. Nella *Figura 4.9*, viene riportato l'andamento delle temperature all'interno della piastra di raffreddamento al raggiungimento dello stato stazionario. Come possiamo vedere la temperatura in ingresso è pari alla temperatura target assegnata al controllore, ovvero di 25 °C.

4.1.3 Max Power 50%SOC @ 25 °C

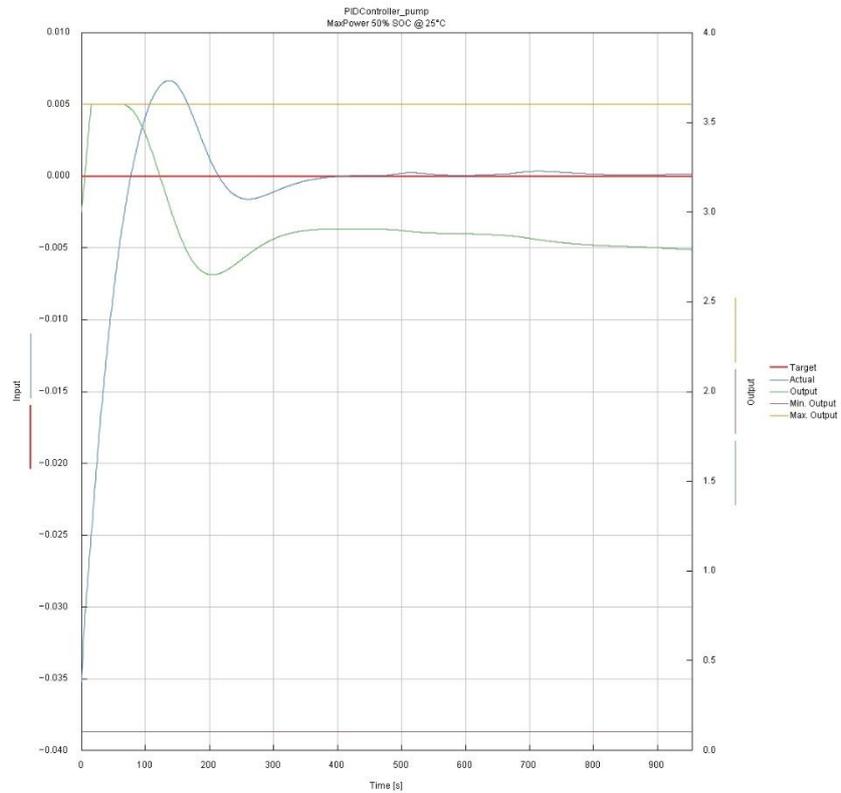


Figura 4.10 Max Power 50% SOC @ 25 °C controllo PID

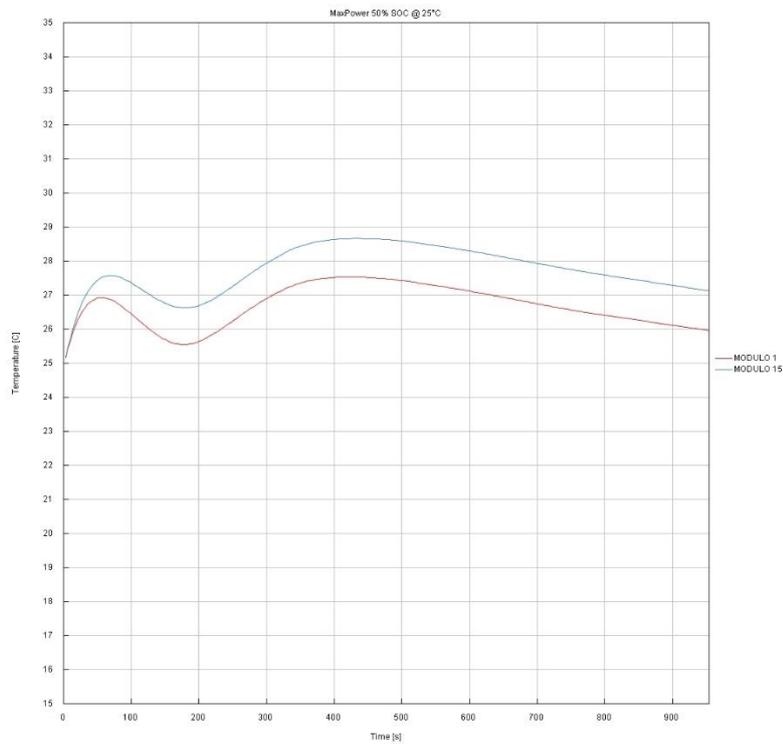


Figura 4.11 Max Power 50% SOC @ 25 °C Temperatura moduli

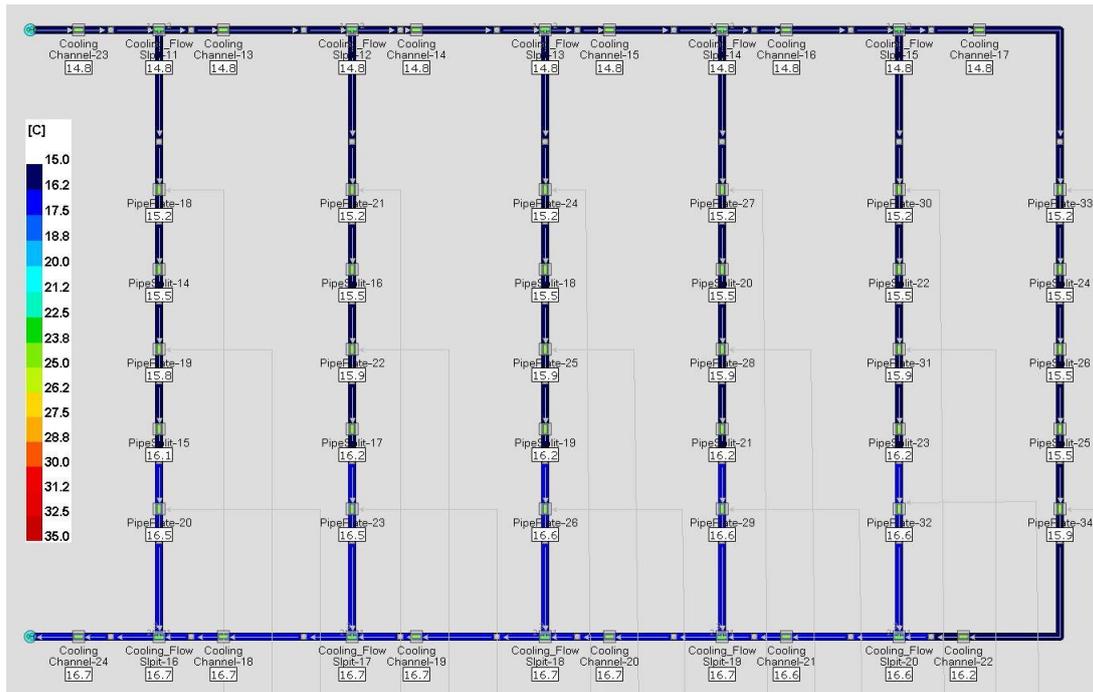


Figura 4.12 Max Power 50% SOC @ 25 °C Andamento temperature sulla piastra di raffreddamento

Il caso trattato in questa sezione, a seguito delle prove effettuate, si è dimostrato essere quello che presenta le condizioni operative peggiori. La simulazione, infatti, non si è interrotta al raggiungimento dello stato stazionario come visto nei casi precedenti ma a seguito del raggiungimento da parte dei moduli di un livello di SOC pari al 20%. Questa soglia di arresto della simulazione è stata aggiunta poiché le curve sperimentali a disposizione, relative a tensione e resistenza interna delle celle, si interrompevano per valori corrispondenti a tale livello di SOC. Tuttavia, come possiamo osservare in *Figura 4.10*, nonostante il sistema non registri una condizione di equilibrio, il controllore PID raggiunge velocemente la temperatura target e si mantiene sempre su valori prossimi ad essa. Per quanto riguarda la temperatura dei moduli, in *Figura 4.11*, osserviamo come, dopo una fase transitoria dove la temperatura aumenta maggiormente rispetto ai casi precedenti, si ha un decremento di essa fino al raggiungimento di valori accettabili. In questa prova la temperatura target è notevolmente minore rispetto ai casi precedenti a significare come queste siano effettivamente le condizioni di esercizio peggiori per il pacco batteria. Come visto prima, nella *Figura 4.12*, viene mostrato l'andamento delle temperature all'interno della piastra di raffreddamento con particolare attenzione alla temperatura in ingresso pari alla temperatura target di 15 °C.

4.1.4 Max Power 50%SOC @ 40 °C

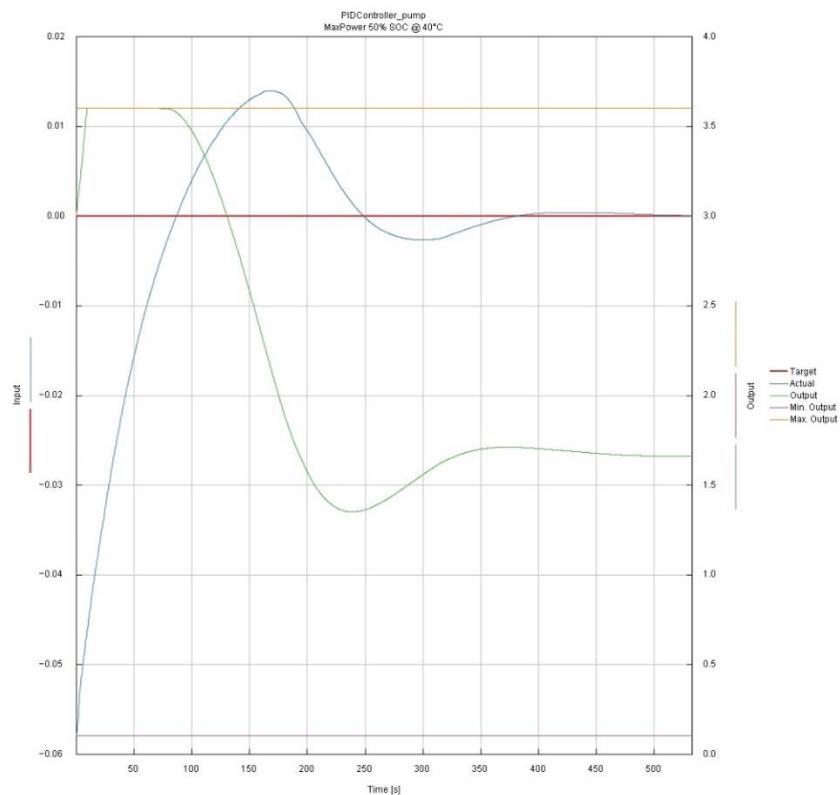


Figura 4.13 Max Power 50% SOC @ 40 °C controllo PID

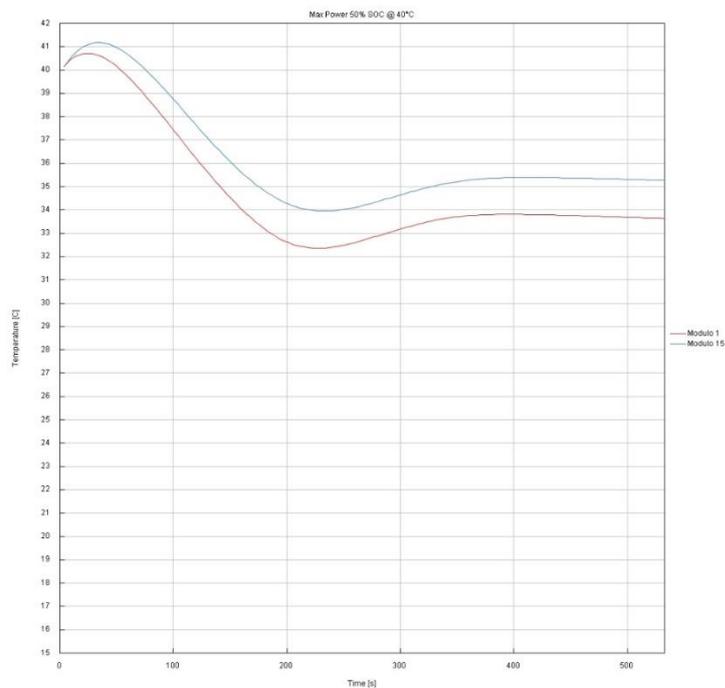


Figura 4.14 Max Power 50% SOC @ 40 °C Temperatura moduli

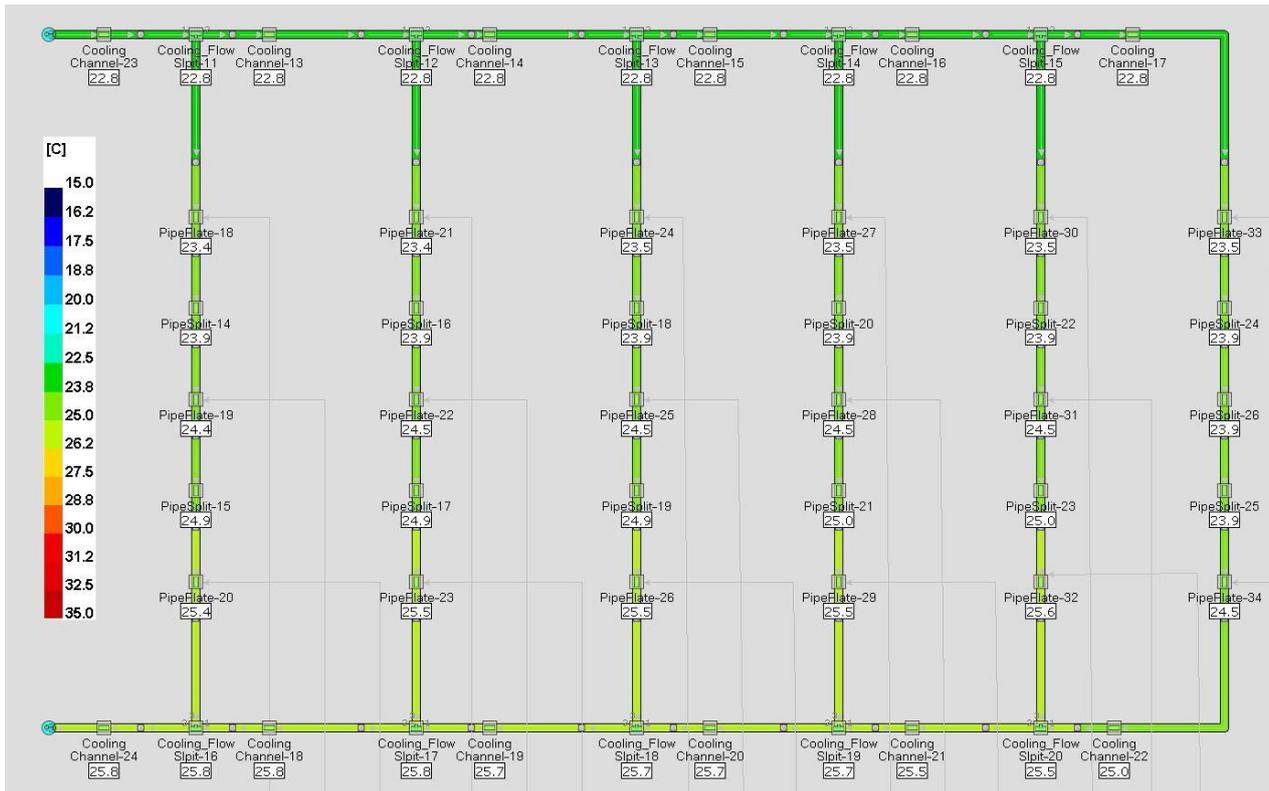


Figura 4.15 Max Power 50% SOC @ 40 °C Andamento temperature sulla piastra di raffreddamento

Il caso in esame viene mostrato a completamento delle prove condotto con una richiesta di potenza pari alla potenza massima. Parallelamente a quanto già visto nel caso 100% SOC @ 40°C, possiamo fare considerazioni analoghe sia per quanto riguarda il controllore PID, in Figura 4.13, sia per le temperature dei moduli mostrate nella Figura 4.14. In quest'ultima possiamo osservare come il gradiente termico tra i due moduli a temperatura massima e minima, sia pari ad 1°C, mentre le temperature raggiunte in condizioni di stato stazionario sono superiori di 2°C rispetto alla prova corrispondente effettuata con un SOC del 100%. Come già visto nelle sezioni precedenti anche in questo caso, in Figura 4.15, viene riportato l'andamento delle temperature sulla piastra di raffreddamento. In questa prova la temperatura target in ingresso alla piastra è stata scelta a 23 °C.

4.1.5 WLTC 100%SOC @ 25 °C

In *Figura 4.16* viene mostrato il comportamento del controllore PID sottoposto ad una richiesta di potenza variabile. Possiamo osservare come questo andamento sia caratterizzato da delle oscillazioni in corrispondenza del passaggio da una fase ad un'altra del ciclo WLTC. Queste oscillazioni possono essere giustificate osservando proprio l'andamento del ciclo di potenza, in quanto ad ogni cambio fase del ciclo corrisponde un intervallo di tempo a potenza richiesta nulla, seguito da un picco di potenza più o meno elevato in base alla fase corrispondente. Tuttavia, il controllo è tarato in modo da riportare la temperatura in ingresso alla piastra verso la temperatura target in un intervallo di tempo breve.

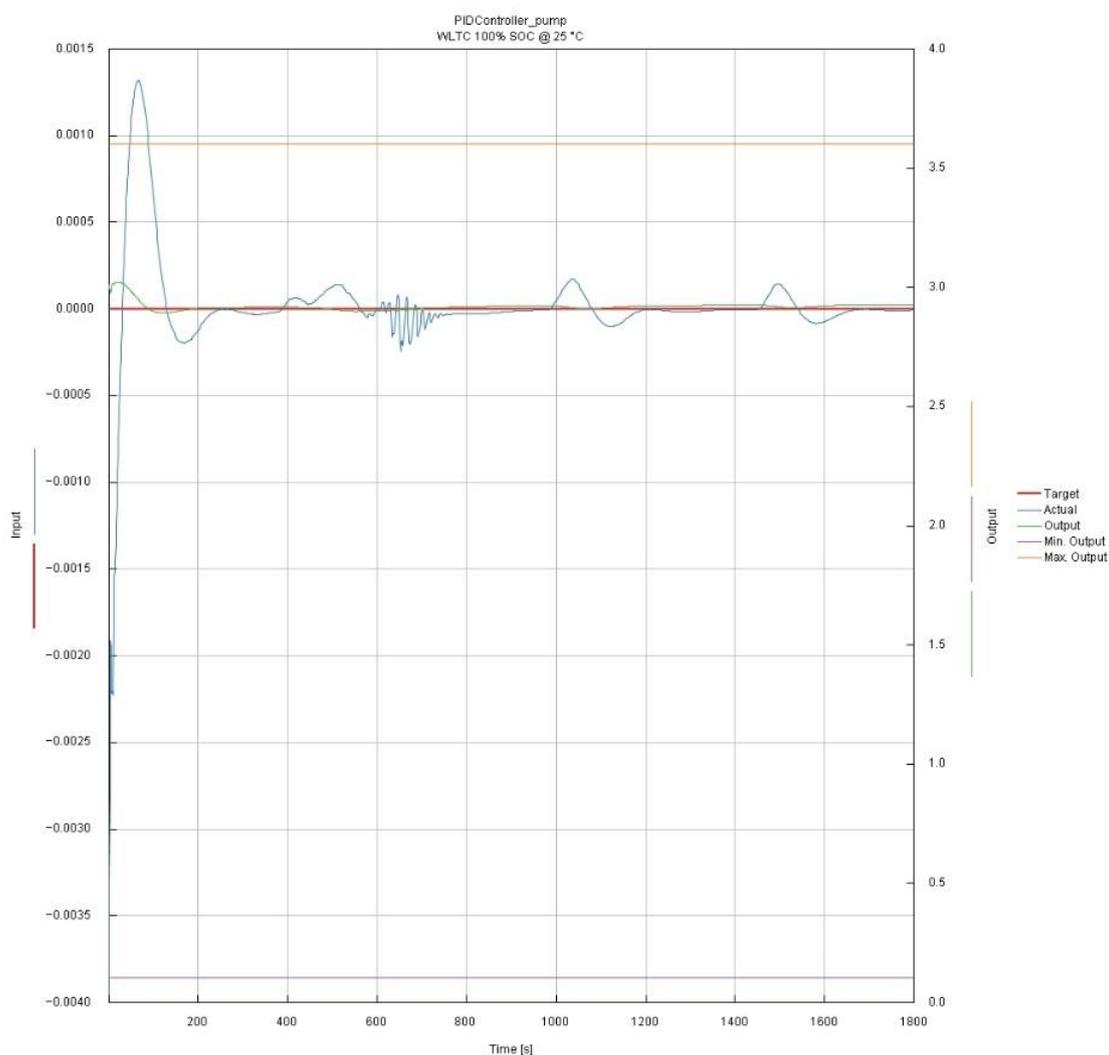


Figura 4.16 WLTC 100% SOC @ 25 °C controllo PID

Il comportamento osservato nel controllore PID viene ritrovato anche nell'andamento di temperatura dei moduli durante il ciclo, come mostrato in *Figura 4.17*. Anche in questo caso, in corrispondenza del passaggio da una fase ad un'altra, possiamo osservare un decremento della temperatura, seguito da una crescita che tende quasi nell'immediato ad un plateau. Questo comportamento è più evidente nel periodo compreso all'interno dell'intervallo temporale tra 1000 e 1500 s, corrispondente all'intervallo di velocità identificato come 'High'. In generale, possiamo osservare come la temperatura dei moduli rimanga pressochè costante durante tutta la durata del ciclo. Al pari di quanto visto nelle sezioni precedenti, anche in questo caso vengono riportate le temperature dei moduli 1 e 15, identificati come i moduli che hanno fatto registrare rispettivamente la temperatura minima e massima. In questo caso il gradiente di temperatura tra i due moduli può essere considerato quasi nullo.

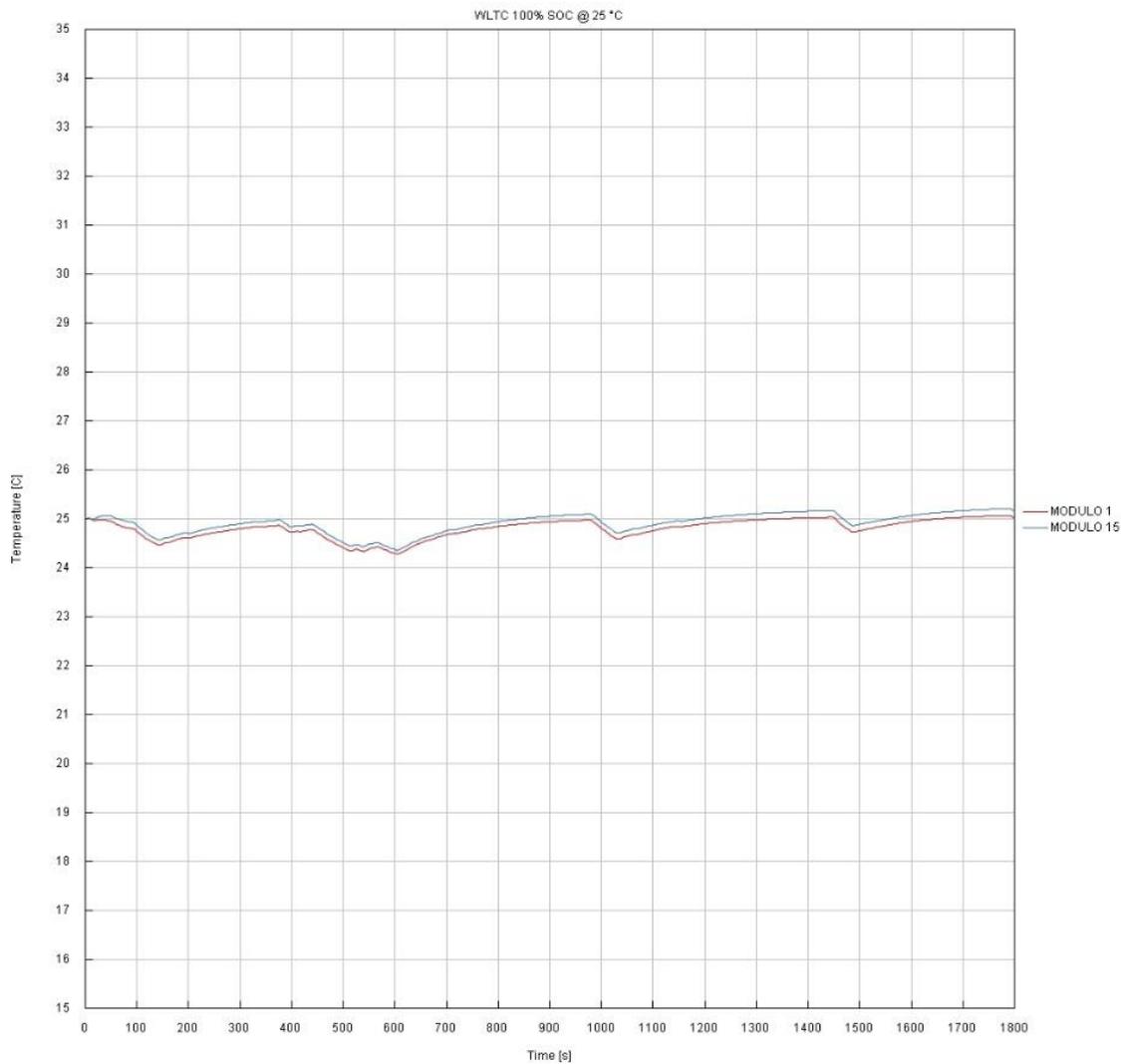


Figura 4.17 WLTC 100% SOC @ 25 °C Temperatura moduli

4.1.6 WLTC 50%SOC @ 25 °C

Analogamente a quanto visto nelle prove effettuate a potenza massima, possiamo osservare il comportamento del sistema al variare del livello di carica. Le considerazioni fatte sul controllore PID sono le stesse fatte nella sezione precedente. In questo caso le oscillazioni hanno un'ampiezza maggiore, come è possibile osservare in *Figura 4.18*. Questo comportamento può essere ricondotto ad un basso valore di tensione ed una elevata resistenza interna dovute allo SOC, che si traducono in un aumento di calore dissipato all'interno del sistema rispetto al caso precedente.

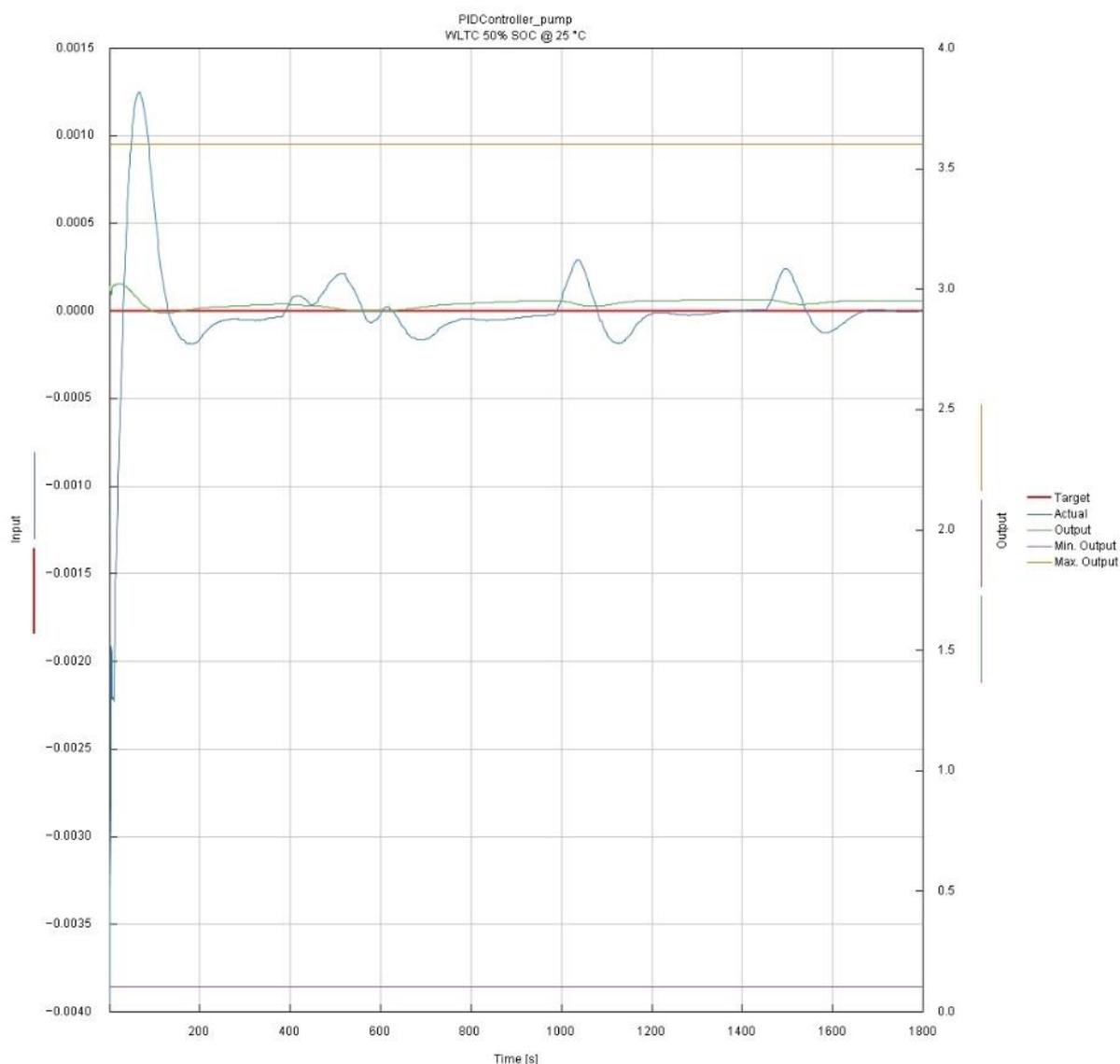


Figura 4.18 WLTC 50% SOC @ 25 °C controllo PID

Anche per le temperature dei moduli è possibile fare un discorso analogo a quanto visto precedentemente. Come mostrato in *Figura 4.19*, la temperatura dei moduli assume lo stesso andamento della prova a SOC pari al 100%, ma in questo caso il comportamento è più marcato e, in generale, la temperatura tende ad aumentare nel corso della prova. Il risultato ottenuto è comunque soddisfacente poiché sia il gradiente di temperatura tra i moduli che la temperatura dei moduli stessi assumono valori contenuti.

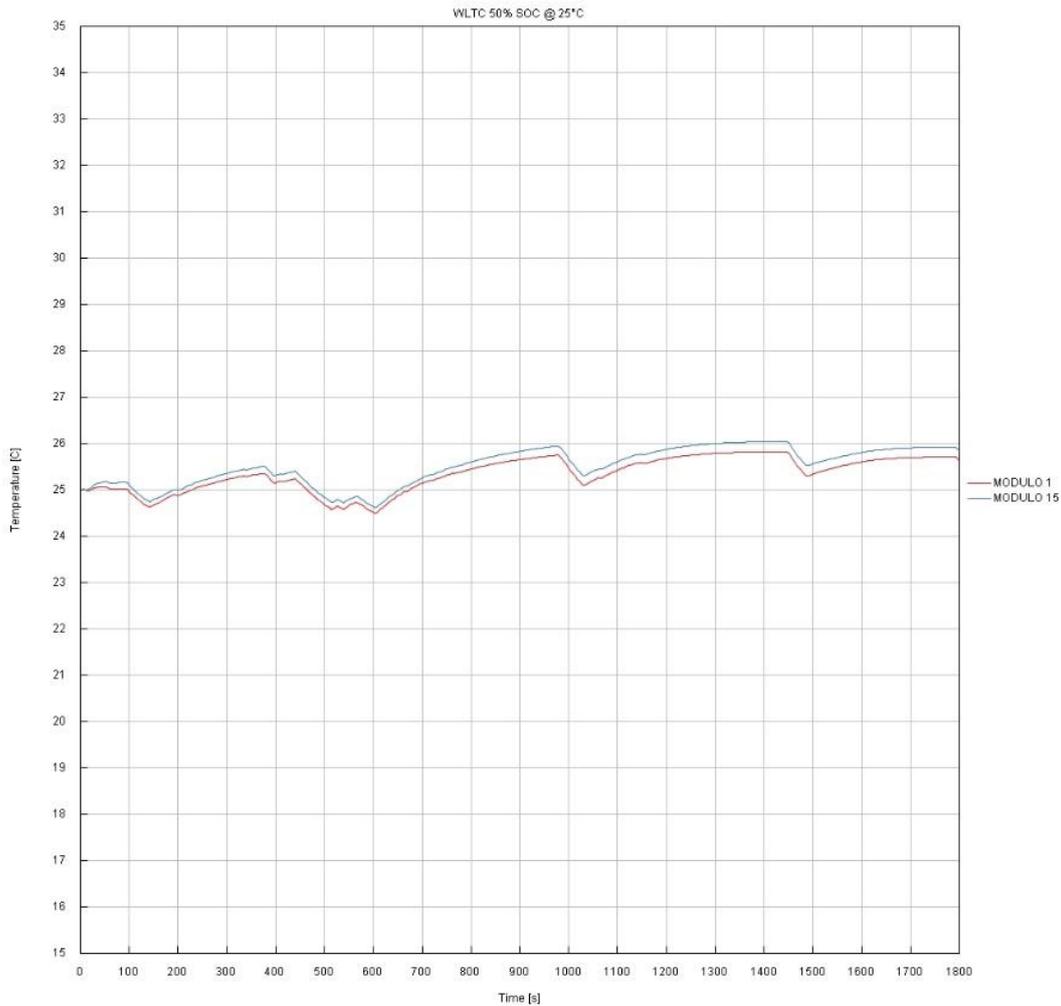


Figura 4.19 WLTC 50% SOC @ 25 °C Temperatura moduli

4.1.7 WLTC @ 40 °C

A completamento dell'analisi, per mantenere un parallelismo con quanto mostrato per le prove effettuate a potenza massima, nella sezione seguente vengono riportati i risultati ottenuti per una temperatura pari a 40 °C, al variare dello SOC. Le considerazioni che si possono fare per entrambe i casi sono analoghe a quelle già effettuate per i casi precedenti nelle medesime condizioni di livello di carica.

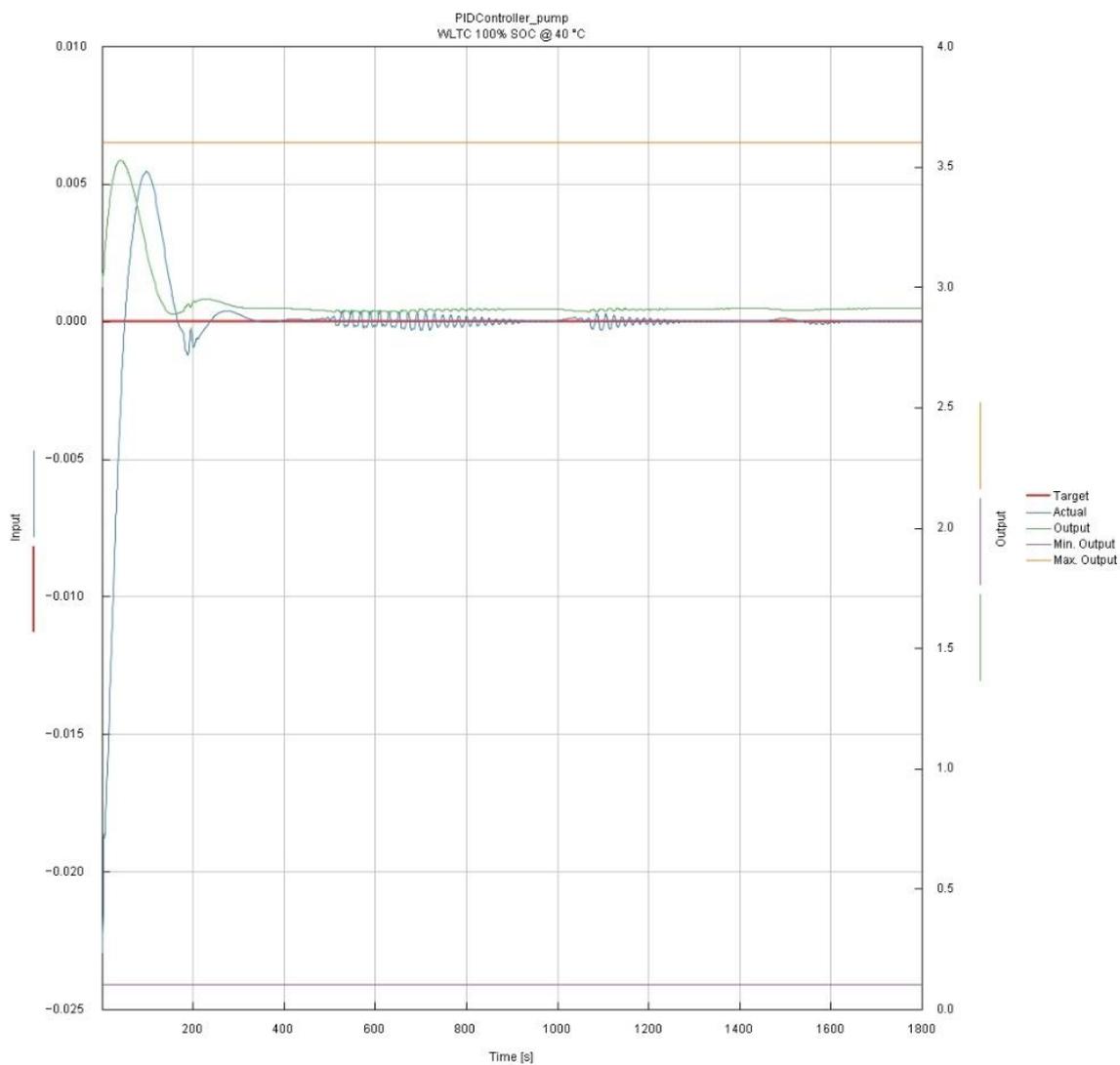


Figura 4.20 WLTC 100% SOC @ 40 °C controllo PID

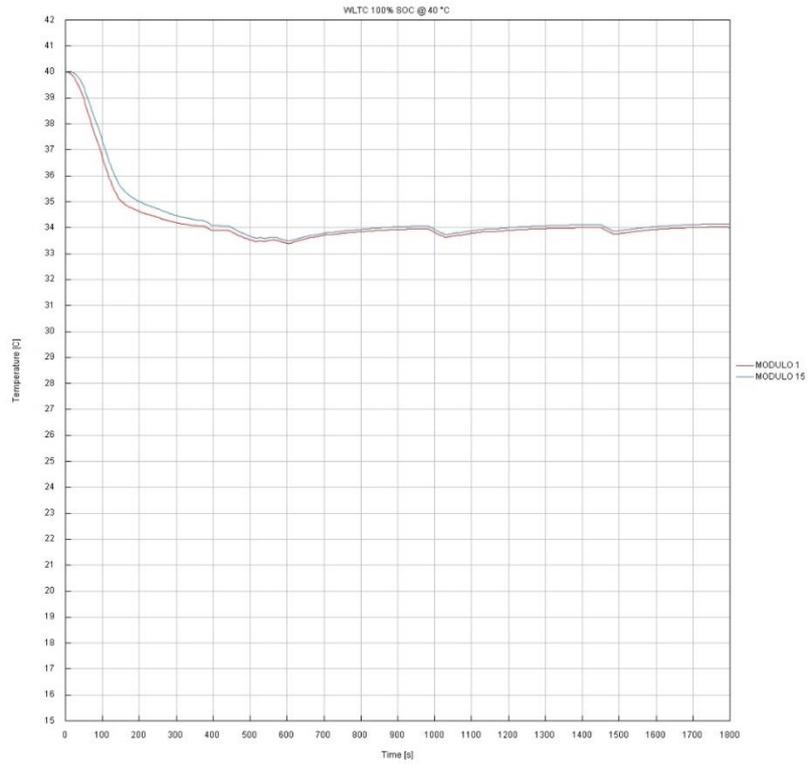


Figura 4.21 WLTC 100% SOC @ 40 °C Temperatura moduli

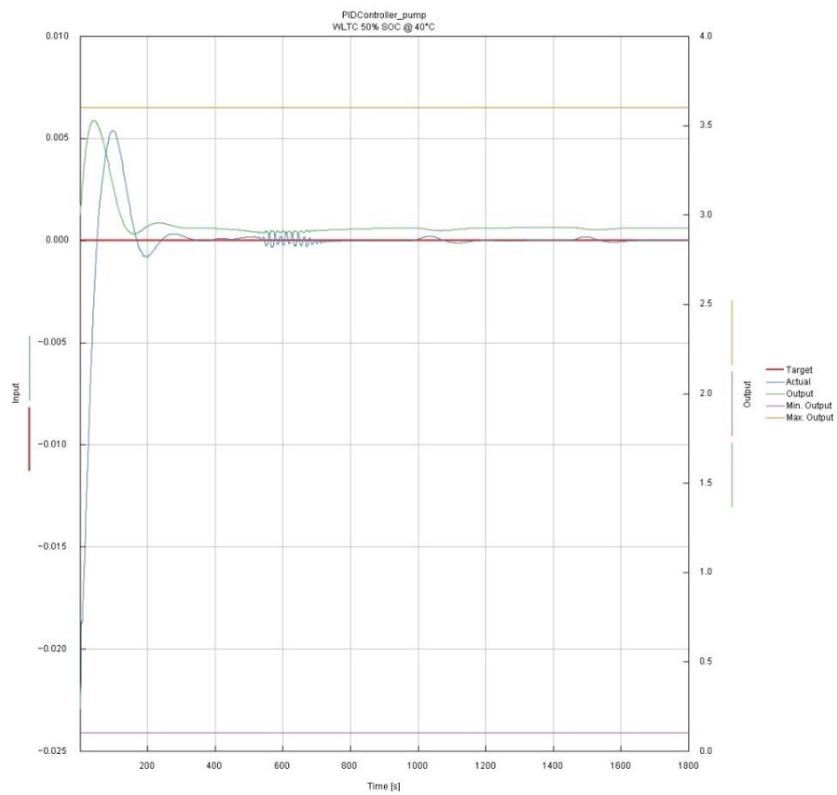


Figura 4.22 WLTC 50% SOC @ 40 °C controllo PID

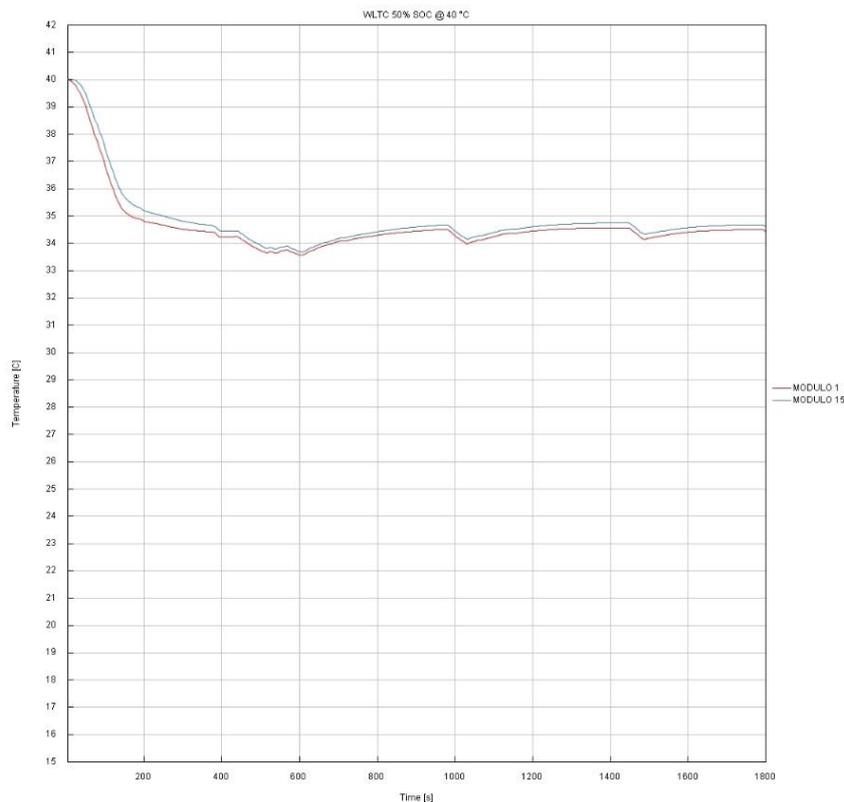


Figura 4.23 WLTC 50% SOC @ 40 °C Temperatura moduli

4.2 Configurazione di riscaldamento

Come già visto nella Sezione 3.1, nel circuito principale è stata implementata una configurazione di riscaldamento gestita da un riscaldatore elettrico. Di seguito vengono presentati i risultati ottenuti effettuando una prova in condizioni di bassa temperatura.

La prova fa riferimento ad una temperatura di -20 °C , in condizione di SOC pari al 100%. La potenza richiesta ai moduli è stata definita pari al 50% della potenza massima, ovvero 3 kW per modulo. Questa scelta è stata effettuata affinché si potesse valutare un caso limite il più vicino possibile ad una effettiva condizione di funzionamento reale. Infatti, in una condizione reale di esercizio, per tali temperature, qualora ci fosse stata una richiesta di potenza pari alla potenza massima, sarebbero entrati in gioco sistemi di protezione elettrici che ne avrebbero impedito l'erogazione.

Nella *Figura 4.23*, è possibile osservare il comportamento del controllore PID durante la prova. È possibile notare come, dopo un primo intervallo temporale in cui il segnale in uscita è costante, il controllo riesce a raggiungere prontamente la temperatura target, annullando l'errore. Nella prima parte, essendo il sistema nella configurazione di riscaldamento, il controllo viene disattivato dal segnale proveniente dalla valvola a 3 vie,

per poi essere riattivato nella seconda parte della prova, dove raggiunta la soglia superiore imposta nel controllo a isteresi si passa alla configurazione di raffreddamento.

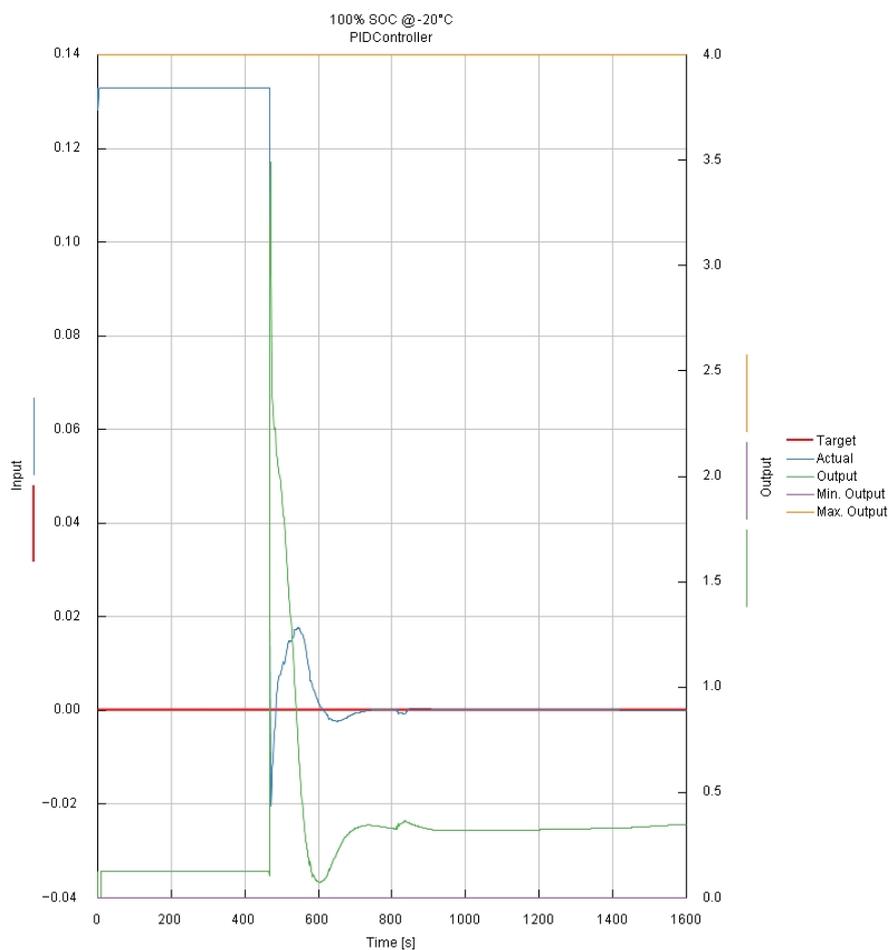


Figura 4.24 Heating 100% SOC @ -20°C controllore PID

Quanto detto precedentemente trova riscontro nella distribuzione della portata all'interno della valvola a 3 vie. Infatti, come riportato nella *Figura 4.25*, possiamo osservare come per un istante di tempo pari a 450 s, la portata all'interno del ramo di riscaldamento passi da un valore massimo ad un valore nulla, mentre si osserva il comportamento inverso nel ramo di raffreddamento.

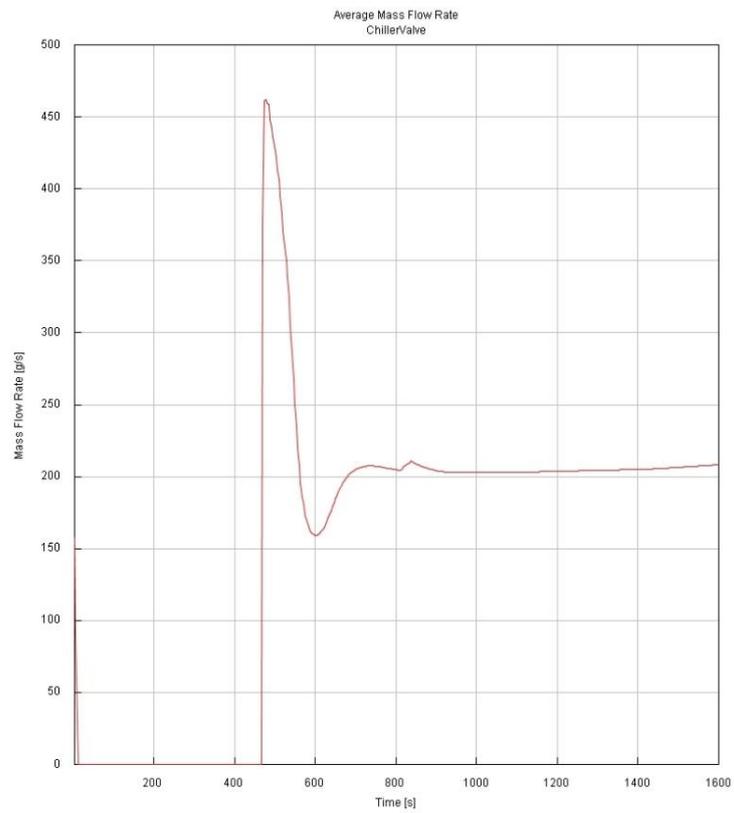
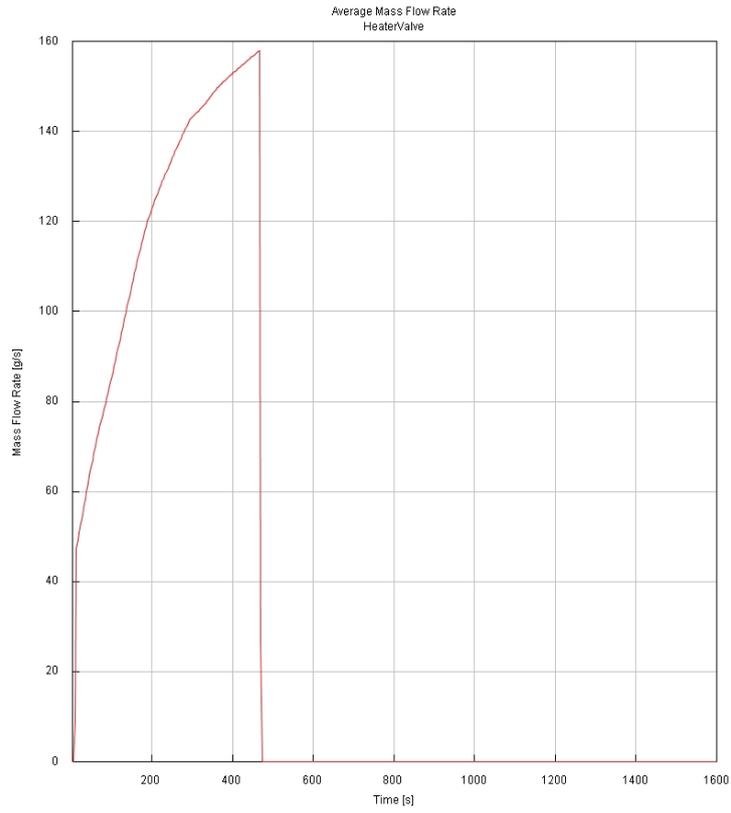


Figura 4.25 Heating 100% SOC @ -20 °C (a) Portata nel ramo di riscaldamento. (b) Portata nel ramo di raffreddamento.

Infine, nella *Figura 4.26*, viene mostrato l'andamento delle temperature nei moduli. Possiamo osservare come, al raggiungimento della temperatura di 25 °C, si ha subito un decremento della temperatura che, dopo una fase transitoria, raggiunge una condizione di stato stazionario. Questo comportamento è il risultato del cambio di configurazione da riscaldamento a raffreddamento. Concentrandoci invece sulla prima parte della curva, relativa alla fase di riscaldamento, osserviamo come la curva cambi inclinazione al raggiungimento della temperatura di 18 °C. Questa diminuzione della pendenza può essere attribuita allo spegnimento del riscaldatore elettrico. Infatti, come descritto nella Sezione 3.1, la strategia di controllo ad isteresi su questo elemento ha una soglia limite superiore tarata proprio su 18 °C.

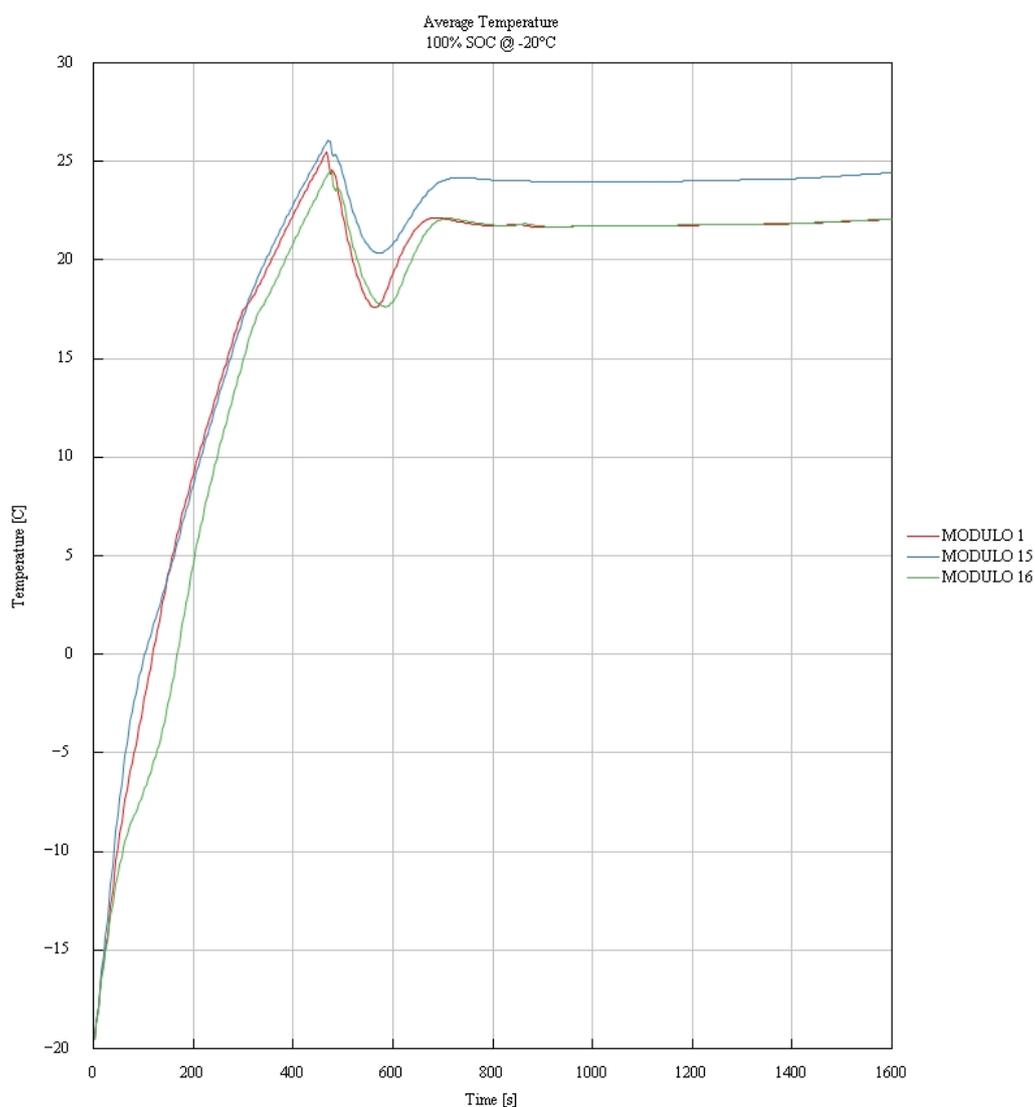


Figura 4.26 Heating 100% SOC @ -20°C Andamento temperatura dei moduli

5 Correlazione con analisi 3D

Al fine di verificare i risultati ottenuti attraverso il modello 1D, si è ritenuto opportuno condurre un'analisi tridimensionale per appurare se ci fosse una correlazione tra i due modelli.

Il software utilizzato per condurre questa analisi è Simcenter STAR-CCM+, una soluzione multi-fisica completa per la simulazione del funzionamento di prodotti e progetti in condizioni reali. Tra le diverse possibilità che offre, il software è in grado di simulare la fluidodinamica, la meccanica strutturale, l'elettromagnetismo, il trasferimento di calore, la dinamica delle particelle, la cinetica chimica e l'aero-acustica. Inoltre, offre un miglior collegamento nel processo da modello CAD all'ottenimento dei risultati, dando la possibilità di simulare geometrie dettagliate e complesse [11].

5.1 Preparazione del modello 3D

Per la preparazione del modello tridimensionale, è stato utilizzato il modello CAD visto nella *Sezione 3.4.3*. Le superfici della piastra di raffreddamento sono state divise in diversi componenti per permettere la corretta attribuzione delle condizioni al contorno. Nella *Figura 5.1* possiamo osservare il modello completo della piastra, mentre nella *Figura 5.2* vengono mostrate alcune viste di dettagli per facilitare la comprensione del modello.

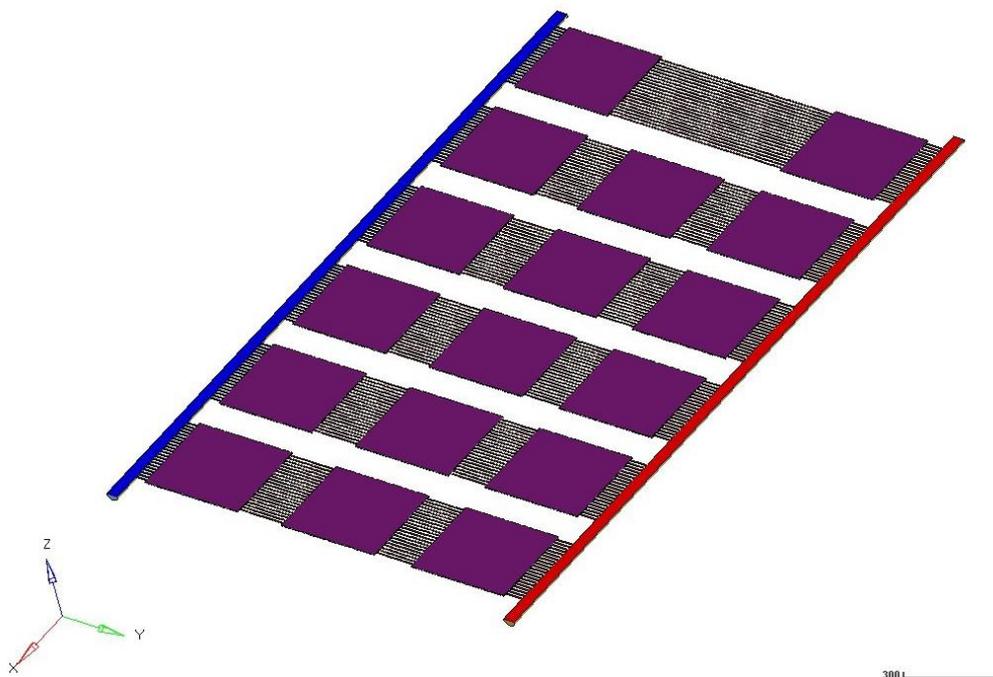


Figura 5.1 Modello piastra di raffreddamento per analisi CFD 3D

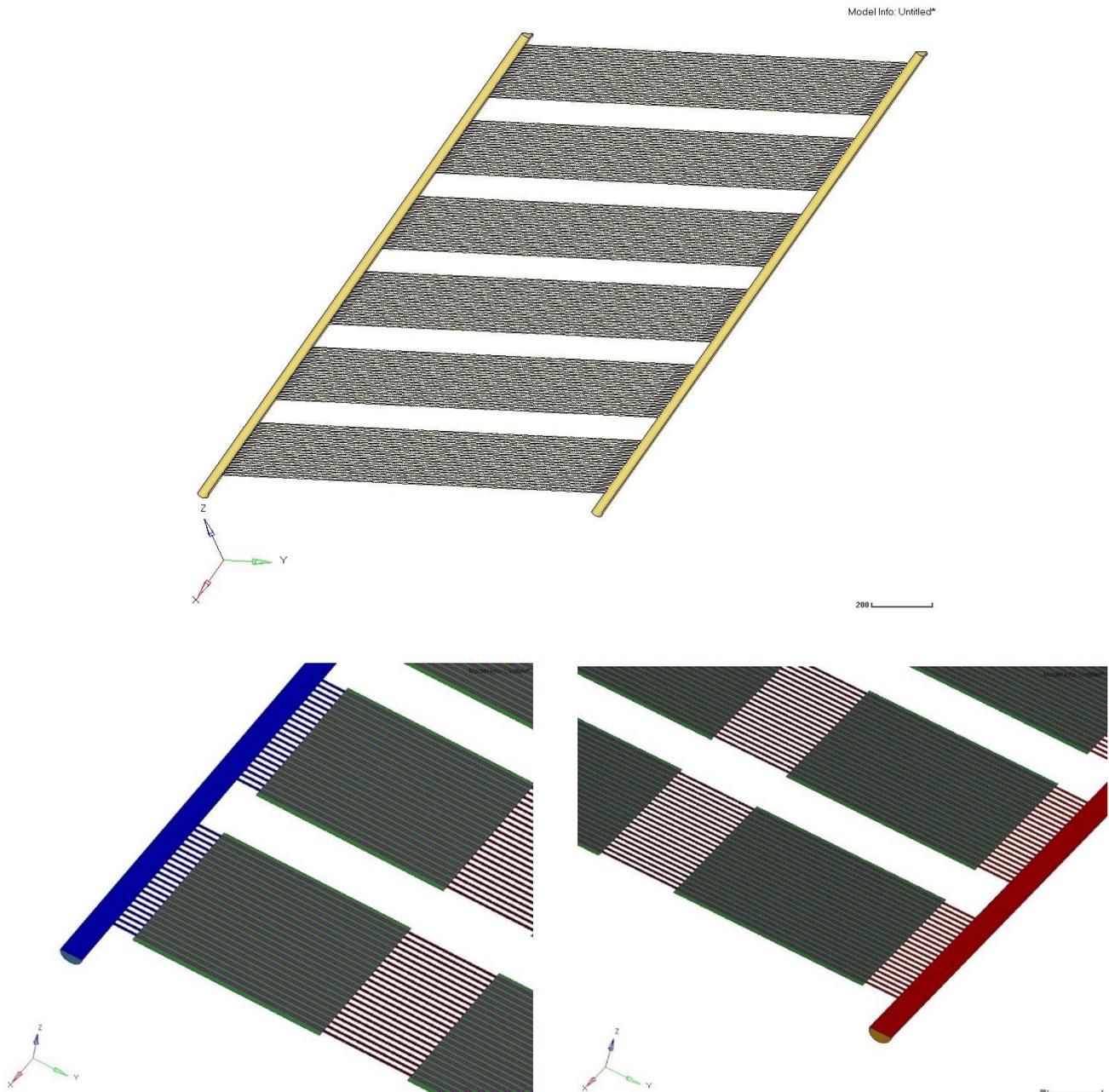


Figura 5.2 Dettagli modello piastra di raffreddamento. (a) Parte inferiore. (b) e (c) Rispettivamente ingresso e uscita della piastra di raffreddamento, con dettaglio sull'area di scambio tra piastra e moduli

Come è possibile vedere ad ogni componente è stato attribuito un colore. Le superfici viola rappresentano la singola porzione di piastra in cui avviene lo scambio termico con i moduli sovrastanti. Il componente giallo è stato utilizzato per indicare la parte inferiore della piastra dove sono presenti i tubi. Il blu e il rosso sono stati utilizzati per indicare tutte le superfici che fanno parte rispettivamente dell'ingresso e uscita alla piastra. Per la superficie superiore della porzione di tubi frapposti tra due moduli è stato impiegato il bordeaux. Passando alla zona di scambio termico, in verde sono state identificate tutte quelle superfici che si interpongono tra due tubi adiacenti, mentre il rosa è stato utilizzato per indicare quelle superfici al di sopra dei tubi dove effettivamente avviene lo scambio

termico. Inoltre, osserviamo altre due superfici, in celeste e in arancione, utilizzate per identificare le sezioni dei tubi rispettivamente di ingresso e uscita.

STAR-CCM+ offre un sistema di mesh unico che consente all'utente di personalizzare gli elementi in base all'importanza e alla criticità delle diverse parti della geometria. Per ogni volume è possibile scegliere differenti mesher. In questa applicazione è stata utilizzato un mesh di tipo poliedrico, il quale viene costruito a partire da celle tetraedriche che si combinano tra loro per generare la maglia poliedrica con un numero di elementi inferiore rispetto a quelli di partenza. Questa tipologia di meshatura è quella più utilizzata ed è particolarmente adatta per descrivere i flussi interni. A livello di dimensioni, per quanto riguarda la parte inferiore della piastra di raffreddamento, contenente il profilo dei tubi, è stata definita una 'Base Size' di 3 mm, per ottenere una migliore approssimazione della geometria curva. Per tutti gli altri componenti invece, questo parametro è stato impostato a 10 mm.

Inoltre, seppure in questa applicazione si parlerà di regime laminare, è opportuno definire un 'Prism Layer mesh', in quanto assicura la cattura dello strato limite ed una modellazione più accurata della turbolenza. Esso, infatti, va a creare delle celle prismatiche sulle pareti del modello assicurando la cattura degli effetti dello strato limite come l'attrito e la separazione del flusso [12].

Una volta ottenuti i volumi di lavoro, è necessario definire i materiali presenti all'interno del modello attraverso dei 'Physic Continua'. In una simulazione possono essere presenti differenti continua che interagiscono tra di loro. Nel modello che viene presentato sono stati definiti due continua, uno solido e uno fluido, necessari per la modellazione dello scambio di calore, come è possibile osservare in *Figura 5.3*.

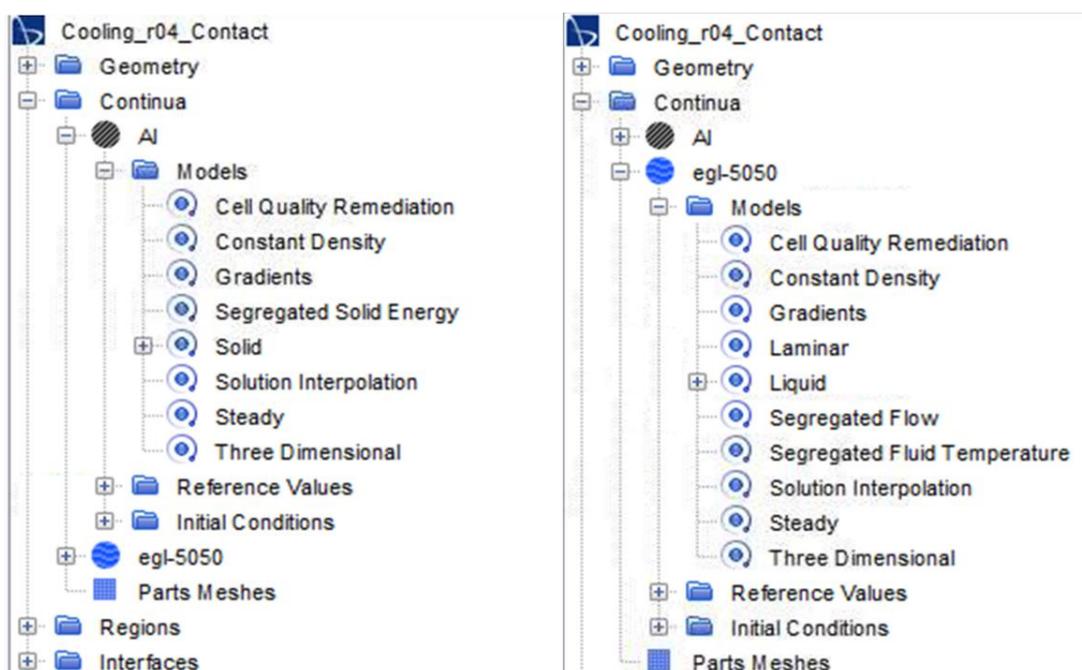


Figura 5.3 Physic Continua per definizione dei materiali

Alcuni parametri sono stati definiti uguali per entrambe i continua. La densità del fluido è stata imposta costante poiché la variazione di tale grandezza rilevata all'interno del modello 1D è considerabile nulla. Inoltre, è stata impostata un'analisi di tipo 'Steady', ovvero stazionaria, che non valuta il transitorio, ma il singolo punto di funzionamento. Per quanto riguarda la risoluzione delle equazioni, è stato selezionato un approccio di tipo 'Segregated', il quale divide il problema in due o più passi che vengono risolti in modo sequenziale all'interno della singola iterazione, con una richiesta di memoria inferiore.

Una volta effettuati questi passaggi, il modello è stato suddiviso in Regions, definite spazialmente dalla geometria da cui vengono derivate e fisicamente dai continua che sono stati loro assegnati [13]. L'ultima operazione da effettuare è quella di definire le condizioni al contorno. A tutte le superfici a contatto con il fluido è stata assegnata la condizione di 'Wall', ovvero di limite rigido attraverso cui non è permessa la propagazione del fluido, inoltre tutte le pareti, ad eccezione delle superfici dove avviene lo scambio termico, sono state definite come adiabatiche. Per quanto riguarda le condizioni al contorno in ingresso, viene specificata la portata massica, con un flusso normale alla superficie di ingresso, e la temperatura totale. Avendo definito la densità del fluido costante, anche la velocità in ingresso calcolata dal sistema sarà costante. In uscita invece, è stata definita la pressione e la temperatura statica. Inoltre, per ogni modulo sono state definite delle specifiche termiche, modellate attraverso una fonte di calore costante. Tutti i valori attribuiti alle grandezze sopra elencate fanno riferimento alla condizione di stato stazionario ottenuta dalla simulazione 1D.

5.2 Confronto dei risultati

Il caso portato come esempio di analisi fa riferimento alla prova effettuata a potenza massima in condizioni di 100% SOC e temperatura pari a 25°C.

Per verificare la convergenza della soluzione iterativa uno dei criteri utilizzabili è quello dei valori residui, in quanto quantificano direttamente l'errore nel sistema di equazioni. Nell'analisi CFD, il residuo misura lo squilibrio locale di una variabile conservata all'interno di ogni volume di controllo. In *Figura 5.4* vengono riportati i valori residui dell'analisi condotta, normalizzati di un fattore pari a 0,00236 alla quinta iterazione.

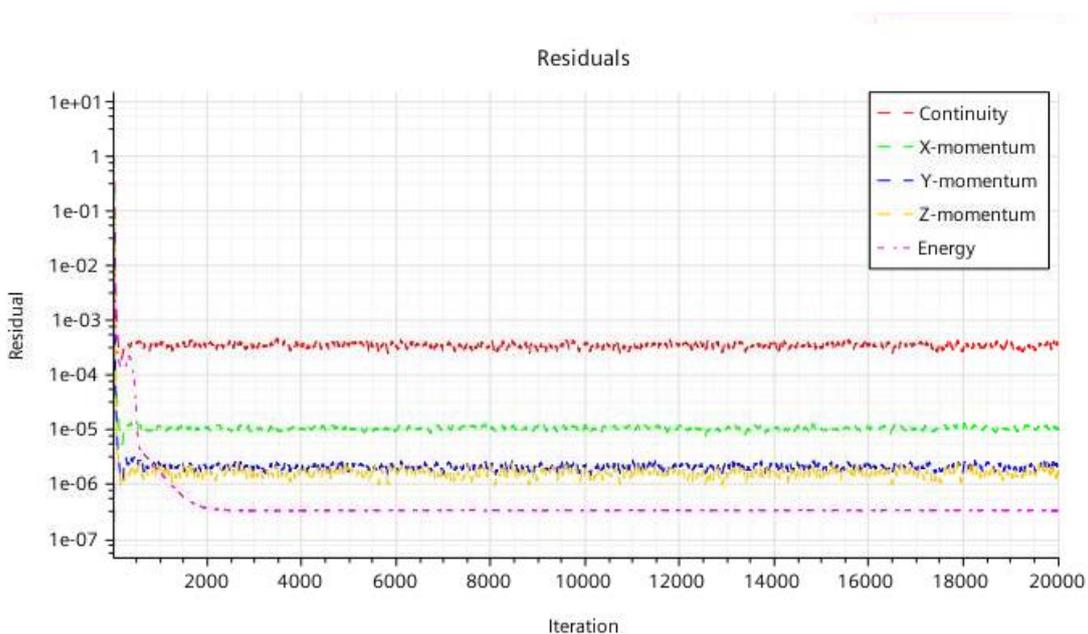


Figura 5.4 Valori Residui per la stima della convergenza

In un'analisi CFD i valori residui non saranno mai nulli, tuttavia, quanto più è basso il valore residuo, tanto più accurata sarà la simulazione. Per questo tipo di analisi, valori residui di 1E-4 sono considerati accettabili, livelli di 1E-5 o addirittura 1E-6 sono considerati ben convergenti. Tuttavia, a seconda della complessità del problema, non è possibile sempre raggiungere tali valori di convergenza [14]. I valori residui ottenuti nell'analisi condotta in questa sezione possono essere ritenuti soddisfacenti per considerare la soluzione convergente.

Avendo imposto delle condizioni al contorno derivanti dalle simulazioni monodimensionali, possiamo verificare come l'andamento della temperatura all'interno dei tubi nel modello tridimensionale sia coerente con quelle ottenute dal modello 1D. In *Figura 5.5* è possibile osservare il confronto tra i risultati ottenuti.

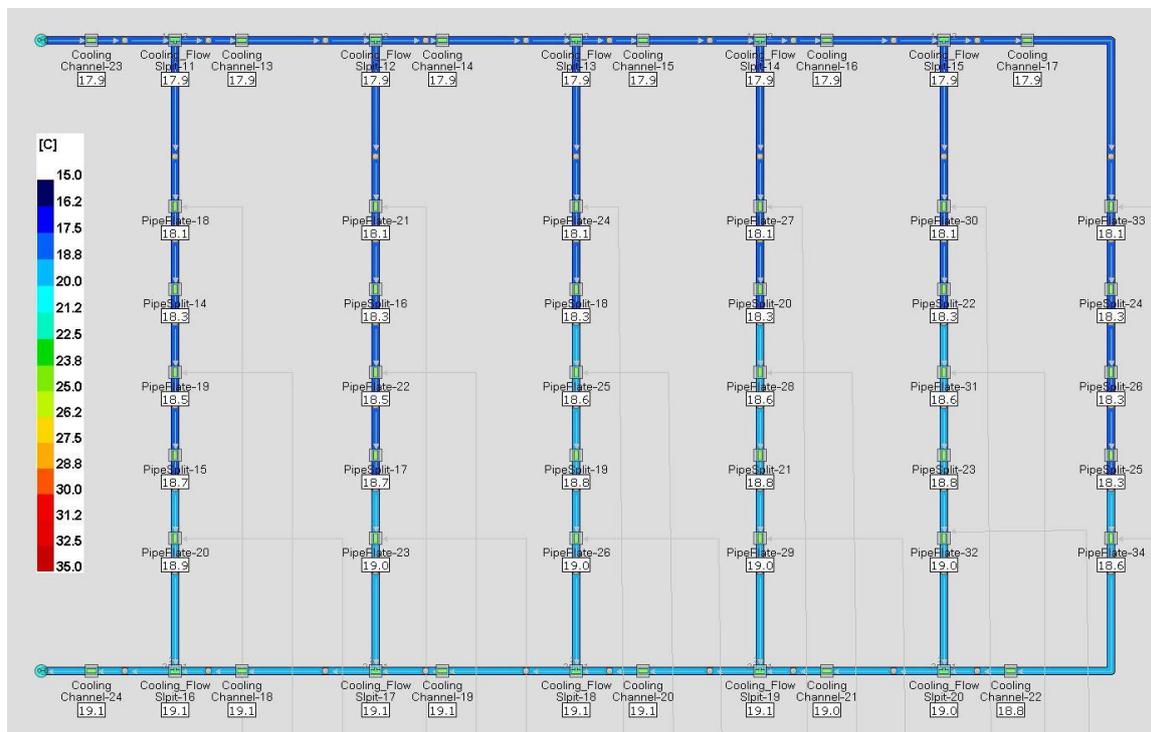
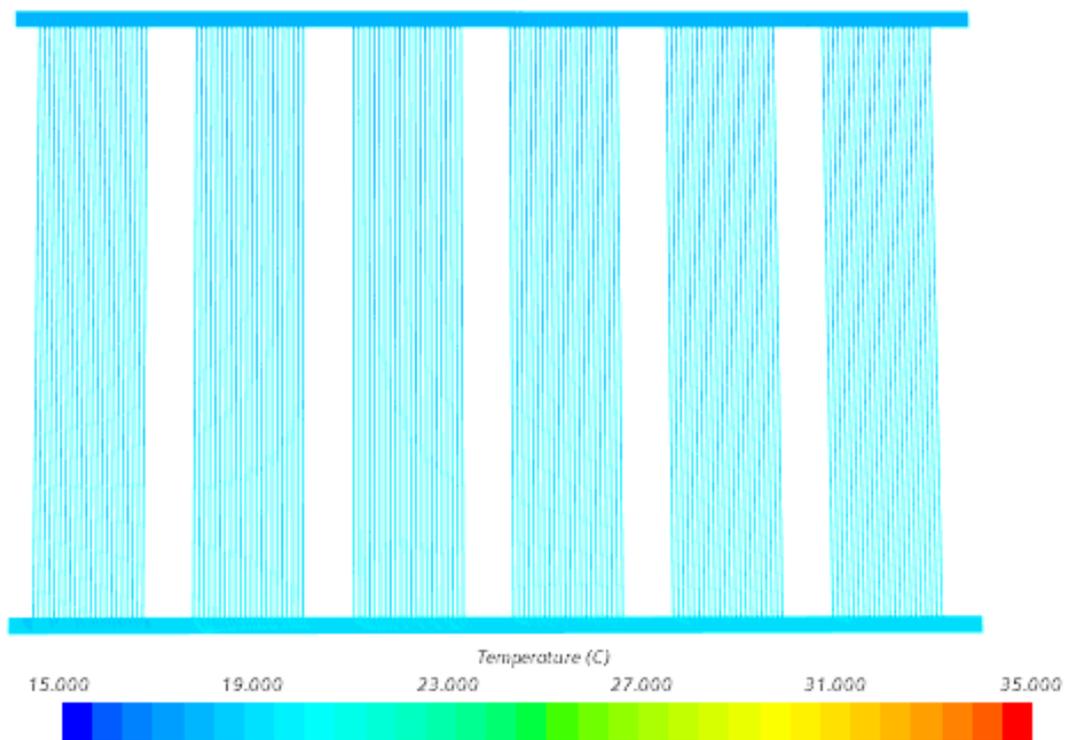


Figura 5.5 Andamento della temperatura sulla piastra di raffreddamento ottenute con (a) analisi 3D e (b) analisi 1D

In *Figura 5.6*, viene mostrato, attraverso una mappa di temperatura, l'effetto del flusso che attraversa la piastra di raffreddamento, sui moduli del pacco batteria.

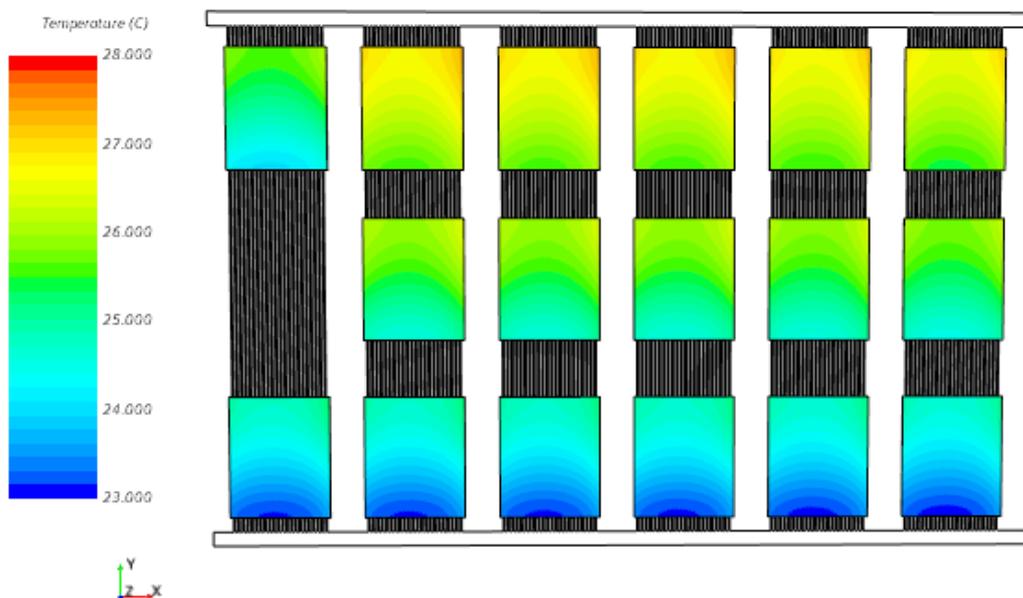


Figura 5.6 Risultati dell'analisi delle temperature sui moduli ottenuti con STAR-CCM+

Come possiamo vedere, i risultati ottenuti dalla simulazione tridimensionale sono leggermente diversi rispetto a quelli dell'analisi 1D. Questa differenza può essere compresa in maniera più evidente andando ad osservare in *Figura 5.7* il confronto tra le temperature medie dei singoli moduli nelle due diverse simulazioni.

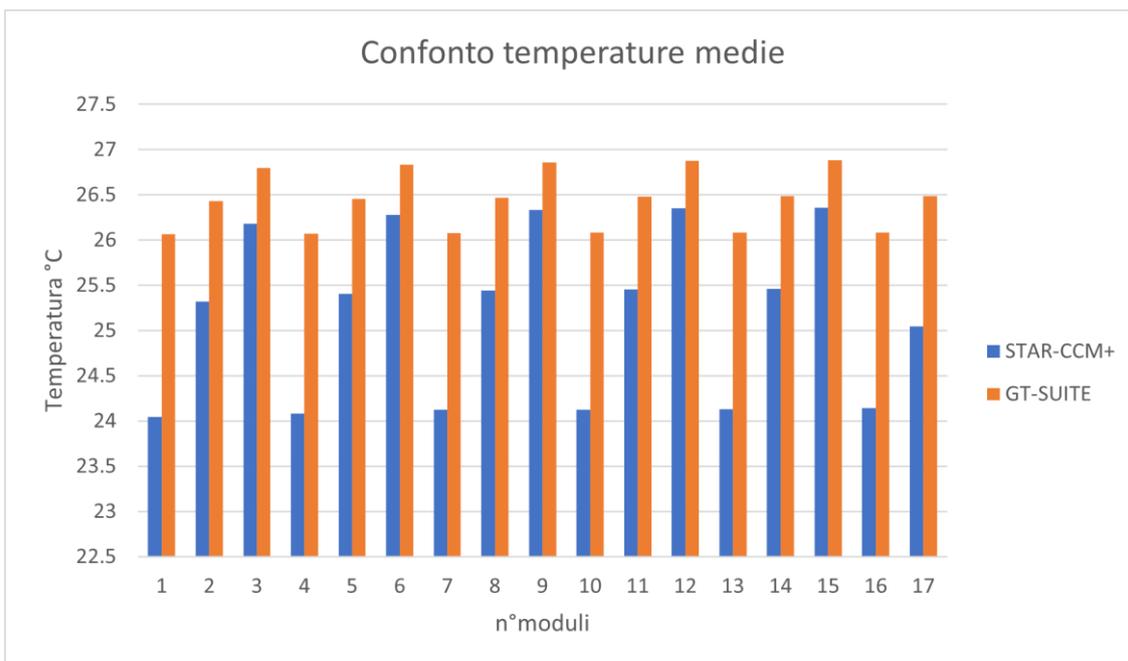


Figura 5.7 Confronto delle temperature dei moduli ottenuti con i due diversi modelli presi in esame

In generale, osserviamo come i risultati ottenuti dall'analisi tridimensionale offrano un raffreddamento migliore rispetto a quanto ottenuto dall'analisi monodimensionale, a parità di condizioni. Questa differenza è più marcata per i primi moduli di ogni ramo, piuttosto che per quelli centrali e finali. La diversità dei risultati può essere giustificata nel differente approccio di risoluzione della fluidodinamica che offrono le due tipologie di analisi. Infatti, mentre la simulazione 1D è più adatta alla modellazione di un intero sistema e all'interazione dei diversi componenti che ne fanno parte, l'analisi 3D mostra l'interazione dei singoli componenti con l'ambiente circostante, offrendo un'analisi più complessa e dettagliata. La simulazione 3D è ottima per determinare le caratteristiche ottimali di progettazione del singolo componente, ma può essere un valido metodo di verifica dei risultati ottenuti mediante l'analisi 1D. Inoltre, dall'analisi delle linee di flusso, è possibile trovare eventuali anomalie nella definizione della geometria.

Tuttavia, alla luce delle considerazioni effettuate, nonostante i risultati non combacino alla perfezione, l'obiettivo di ottenere una correlazione tra due tipologie di analisi differenti si può definire raggiunto.

Conclusioni

La crescente diffusione dei veicoli elettrici, soprattutto dei BEV, anche alla luce della recente normativa in materia, se da un lato offre ampie prospettive di crescita a livello di sviluppo tecnologico, comfort e affidabilità, dall'altro, presenta delle sfide importanti che necessitano di soluzioni adeguate.

Una delle principali criticità che emerge quando si parla di veicoli elettrici è quella legata alla gestione termica delle celle e, più in generale, del pacco batteria. Per tale motivo è fondamentale lo sviluppo di sistemi che possano offrire una soluzione su misura per ogni specifica applicazione. In quest'ottica, il lavoro presentato è stato concepito con l'obiettivo di realizzare un modello predittivo di BTMS che offra una soluzione ottimale per l'applicazione a cui è destinato. Pertanto, è importante capire il processo operativo e decisionale che ha portato a determinate scelte costruttive, così come mostrato nella Capitolo 3 del presente lavoro.

I risultati ottenuti dalle analisi condotte sulla soluzione realizzata, e riportati nel *Capitolo 4*, mostrano come il sistema, gestito da un controllore PID, seppur sottoposto a condizioni operative differenti, riesca sempre a raggiungere i target di temperatura imposti al modello. Le scelte costruttive effettuate a seguito di analisi mirate all'ottimizzazione dello scambio termico hanno portato alla realizzazione della miglior configurazione della piastra di raffreddamento, garantendo una gestione termica uniforme dei moduli e mantenendo la temperatura di lavoro all'interno dell'intervallo di sicurezza identificato tra 15 e 35 °C.

Trattandosi di un modello virtuale, non basato su dati sperimentali, le prove condotte sono frutto di un approccio conservativo che ha sempre portato alla valutazione di quei casi ritenuti limite. Inoltre, il software di simulazione 1D, utilizzato per la modellazione e la validazione dei risultati, ha permesso di ottenere una buona precisione dei risultati con tempi di calcolo ridotti.

Nell'ottica di validare il modello realizzato, non avendo a disposizione dati sperimentali, sono stati condotti ulteriori studi sulla configurazione della piastra di raffreddamento, utilizzando un ambiente di simulazione 3D, che consente di condurre un'analisi più complessa e dettagliata sul singolo componente.

Dal confronto dei risultati ottenuti attraverso l'applicazione dei due diversi approcci risolutivi, è emersa, come riportato nel Capitolo 5, l'esistenza di una stretta correlazione tra i due modelli realizzati, seppur con alcune differenze legate al diverso grado di dettaglio che i due software applicano alla risoluzione della fluidodinamica. L'esito positivo dell'analisi condotta accresce l'attendibilità dei risultati ottenuti validando il lavoro svolto.

I risultati soddisfacenti ottenuti nel presente lavoro pongono le basi per ulteriori sviluppi futuri. In quest'ottica, infatti, il modello potrebbe essere ampliato attraverso l'inserimento di altri circuiti, come ad esempio quello relativo al condizionamento aria della cabina passeggeri. Inoltre, si potrebbe pensare a soluzioni costruttive alternative, come un sistema di riscaldamento basato su pompa di calore, oppure alla definizione di strategie di controllo differenti che si pongono tra gli obiettivi, ad esempio, quello di minimizzare i consumi.

Bibliografia

- [1] European Environment Agency. *Transport and environment report 2021, Decarbonising Road transport – the role of vehicles, fuel and transport demand*. 2022
- [2] Roland Irle. *Global EV Sales for 2022*, ev-volumes.com <https://www.ev-volumes.com/country/total-world-plug-in-vehicle-volumes/>
- [3] Clean Energy Institute, University of Washington. *Lithium-ion Battery*. <https://www.cei.washington.edu/education/science-of-solar/battery-technology/>
- [4] Ma S, Jiang M, Tao P, Song C, Wu J, Wang J, et al. *Temperature effect and thermal impact in lithium-ion batteries: a review*. *Prog Nat Sci: Mater Int* 2018; 28:653–66. <https://doi.org/10.1016/J.PNSC.2018.11.002>.
- [5] Nugroho Agung Pambudi, Alfian Sarifudin, Ridho Alfian Firdaus, Desita Kamila Ulfa, Indra Mamad Gandidi, Rahmat Romadhon. *The immersion cooling technology: Current and future development in energy saving*. *Alexandria Engineering Journal*, Volume 61, Issue 12, 2022, Pages 9509-9527, ISSN 1110-0168. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.02.059>.
- [6] Liu C, Xu D, Weng J, Zhou S, Li W, Wan Y, Jiang S, Zhou D, Wang J, Huang Q. *Phase Change Materials Application in Battery Thermal Management System: A Review*. *Materials (Basel)*. 2020 Oct 16
- [7] Delika M. Weragoda, Guohong Tian, Arman Burkitbayev, Kin-Hing Lo, Teng Zhang, *A comprehensive review on heat pipe based battery thermal management systems*, *Applied Thermal Engineering*, Volume 224, 2023, 120070, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120070>.
- [8] Gamma Technologies, *Flow Theory Manual*, 2020
- [9] GT-ISE Help, *Battery – Electric Equivalent Battery*, Reference Manual, Energy Storage and Fuel Cell Components, 2021
- [10] Volkswagen Italia, <https://www.volkswagen.it/it/area-clienti/informazioni-utili-e-modelli-fuori-produzione/informazioni-utili/wltp>
- [11] Resolved Analytics, "A Comparison of CFD Software Packages," Resolved Analytics, 27 04 2017. <https://www.resolvedanalytics.com/theflux/comparing-popular-cfd-software-packages>.

[12] Siemens, *A new user's guide to Simcenter STAR-CCM+ simulation (Part 3/5): Physics setup and Solvers*, March 2021 <https://community.sw.siemens.com/s/article/A-new-user-s-guide-to-STAR-CCM-simulation-Part-3-5-Meshing>

[13] Siemens, *A new user's guide to Simcenter STAR-CCM+ simulation (Part 4/5): Physics setup and Solvers*, March 2021 <https://community.sw.siemens.com/s/article/A-new-user-s-guide-to-STAR-CCM-simulation-Part-4-5-Physics-setup-and-Solvers>

[14] Mike Kuron, *3 Criteria for Assessing CFD Convergence*, January 2015, <https://www.engineering.com/story/3-criteria-for-assessing-cfd-convergence>