



UNIMORE

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI
MODENA E REGGIO EMILIA

Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”

*Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria del Veicolo*

***Studio Progettuale dell’Impianto di
Raffreddamento Motore di una Monoposto
Formula SAE***

Anno Accademico 2025-2026

Candidato:

Luca Maugeri

Relatore:

Alberto Muscio

Ringraziamenti:

Giunto al termine di questo importante percorso universitario e di vita, mi guardo indietro con profonda gratitudine. Questo traguardo non è solo il frutto del mio immenso impegno personale, ma anche del sostegno, della fiducia e dell'affetto di persone straordinarie a me molto care.

Voglio ringraziare per prima cosa le persone qui presenti oggi, parenti e amici, che hanno condiviso con me uno dei traguardi più importanti della mia vita.

Ringrazio profondamente i miei genitori per avermi dato la possibilità di crescere personalmente con questa esperienza di vita e del continuo supporto, sia economico che morale.

Al tempo stesso spero di essere stato un buon esempio da seguire per la mia sorellina Elisa, la quale con impegno continuo e dedizione sta coniugando da tempo studio e lavoro in maniera eccezionale, per raggiungere anche lei questo importantissimo obiettivo senza precludersi nulla.

Un altro immenso ringraziamento va a tutti i miei zii e zie, ai miei cuginetti a Patrizia e Alfredo che non hanno mai dubitato delle mie capacità e della mia bravura, anche quando io stesso più volte ho creduto di non farcela.

Oggi non sarei qui se non fosse per il continuo sostegno, supporto, fiducia, e dedizione che Silvia ha riposto in me fin da subito. Nei momenti più bui e nelle mie svariate incertezze ha saputo riaccendere in me la forza e la dedizione con cui ho cominciato questo percorso tempo fa. Grazie di essere al mio fianco in ogni occasione di vita.

Un ringraziamento va dedicato anche a Sergio, Meri ed Arianna che non hanno mai smesso di darmi consigli sui passi da percorrere in questo tortuoso percorso, giorno dopo giorno.

Adesso è il vostro turno, le persone che hanno reso tutto questo possibile. Senza di loro non sarei mai riuscito ad essere qui oggi. Le persone con cui ho condiviso questo pezzo di vita fin dal primo giorno. I miei compagni e soci di avventure e mille peripezie:

Alessio, Marco, Giacomo, Filippo, Leonardo, Michele, Emanuele, Alessandro, Federico e l'altro Alessio

A loro voglio esprimere la mia più estrema gratitudine, per avermi sopportato e supportato in ogni occasione. Solo noi sappiamo veramente quanto è impegnativo questo percorso, e la dedizione che occorre per completarlo. Conoscervi, vivermi a pieno e passare il tempo con voi è stata la gratificazione più grande. Inoltre, voglio augurare a loro un sereno finale di questo cammino universitario, e una carriera lavorativa appagante e gratificante. Sarete sempre punti di riferimento nella mia vita.

Infine, mando un bacio a tutti i nonni lassù.

Grazie a tutti.

Sommario

ELABORATO TESI:	6
1. FORMULA SAE:	8
1.1 PROVE STATICHE:	8
1.2 PROVE DINAMICHE:	8
2. REGOLAMENTI	10
2.1 DESIGN GENERALIZZATO	10
2.2 LIQUIDI REFRIGERANTI	11
2.2.1 REGOLAMENTO UK:	11
2.2.2 REGOLAMENTO S.A.E.:	12
2.3 AERODINAMICA	12
2.3.1 REGOLAMENTO UK:	12
2.3.2 REGOLAMENTO S.A.E.:	14
3. SISTEMA ELETTRICO VEICOLO	15
3.1 BATTERIA:	15
3.2 MOTORI ELETTRICI:	16
3.3 INVERTER:	20
3.4 POWER CONTROL UNIT (PCU)	21
4. SISTEMA I.C.E. VEICOLO:	22
4.1 SCAMBIATORE LIQUIDO RAFFREDDAMENTO	22
4.2 SCAMBIATORE OLIO PER LA TRASMISSIONE:	23
4.3 SERBATOIO DI ESPANSIONE CON PRESSURE CAP:	25
4.4 POMPA:	26
4.5 VENTILATORE:	28
4.6 VALVOLA TERMOSTATICA:	29
4.7 LIQUIDO RAFFREDDAMENTO:	30
5. BILANCIO TERMICO	33
5.1 POTENZA TERMICA MASSIMA DA SMALTIRE MCI:	34
5.2 POTENZA TERMICA EFFETTIVA DA SMALTIRE MCI:	36
6. BILANCIO TERMICO SISTEMA ELETTRICO	40
6.1 POTENZA TERMICA DA SMALTIRE MOTORI ELETTRICI:	41
6.1.1 TEMPERATURA MASSIMA DI ESERCIZIO:	44
6.2 POTENZA TERMICA DA SMALTIRE PACCO BATTERIA:	48
6.2.1 APPROCCIO MACROSCOPICO:	49
6.2.2 APPROCCIO MICROSCOPICO:	50
6.2.3 TEMPERATURA MASSIMA DI ESERCIZIO	53

7. PROGETTAZIONE PARAMETRICA.....	57
7.1 ARCHITETTURA CONSIDERATA.....	58
7.2 AMBIENTE DI CALCOLO.....	59
7.2.1 VENTOLA DISATTIVATA.....	61
7.2.2 VENTOLA ATTIVA	61
7.3 PROPRIETA' GLOBALI.....	62
7.4 PERDITE POMPAGGIO LIQUIDO PER RADIATORE TERMICO	63
7.4.1 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE.....	65
7.4.2 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO CONCENTRATE	66
7.4.3 DETERMINAZIONE CURVA CARATTERISTICA CIRCUITO	67
7.5 PERDITE POMPAGGIO LIQUIDO PER RADIATORE SISTEMA ELETTRICO	70
7.5.1 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE.....	72
7.5.2 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO CONCENTRATE	74
7.5.3 CURVA CARATTERISTICA CIRCUITO	75
7.6 PERDITE POMPAGGIO GRUPPO VENTILANTE.....	77
7.6.1 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE.....	78
7.6.2 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO CONCENTRATE	82
7.6.3 CURVA CARATTERISTICA CIRCUITO	84
7.7 DIMENSIONAMENTO RADIATORE	86
7.7.1 GEOMETRIA E ALETTATURA.....	87
7.7.2 CARATTERISTICHE TERMOFISICHE ARIA AMBIENTALE.....	92
7.7.3 CARATTERISTICHE TERMOFISICHE LIQUIDO REFRIGERANTE	95
7.7.4 SCAMBIO TERMICO MASSA RADIANTE.....	100
8. SISTEMA VENTILAZIONE	105
8.2 CURVE CARATTERISRTICHE IMPIANTO REFRIGERAZIONE	106
8.2.1 Ramo A	106
8.2.2 Ramo B	108
8.3 ARCHITETTURA DOPPIA VENTOLA	111
8.4 ARCHITETTURA SINGOLA VENTOLA	114
8.5 CONSIDERAZIONI FINALI	117
9. CALIBRAZIONE IMPIANTO RAFFREDDAMENTO	119
9.1 CONDIZIONI DI RIFERIMENTO IMPOSTE.....	119
9.2 DIMENSIONI CANNETTE MASSA RADIANTE	121
9.3 VARIAZIONE PASSO FRONTALE TRA CANNETTE.....	126
9.4 VARIAZIONE PASSO TRA FILE DI CANNETTE.....	131
9.5 VARIAZIONE LUNGHEZZA FRONTALE CANNETTE.....	137
9.6 VARIAZIONE INCLINAZIONE MASSA RADIANTE RISPETTO ASSE VERTICALE.....	142

9.7 VARIAZIONE NUMERO DI ORDINI DI CANNETTE	144
9.8 VARIAZIONE NUMERO CANNETTE PER OGNI RANGO	150
9.9 POMPA LIQUIDO REFRIGERANTE RADIATORE TERMICO	155
10. RISULTATI OTTENUTI E LIMITI PROGETTUALI.....	160
11. CONCLUSIONI.....	162
BIBLIOGRAFIA:	163
SITOGRAFIA:.....	163

ELABORATO TESI:

La crescente complessità dei moderni veicoli da competizione, unita alla progressiva transizione verso architetture propulsive ibride ed elettrificate, rende sempre più centrale lo studio dei fenomeni termici e dei sistemi di gestione del calore. In questo contesto si inserisce il lavoro svolto nella presente tesi, sviluppata all'interno del progetto Formula Student della squadra universitaria MORE Modena Racing, con l'obiettivo di analizzare, verificare e calibrare il sistema di raffreddamento adottato nella configurazione ibrida di nuova generazione cui è predisposta la monoposto del Team.

Nella prima parte dell'elaborato viene presentata una panoramica generale dei principali sottosistemi del veicolo, con particolare attenzione alle differenze tra il precedente propulsore tradizionale a combustione interna e il nuovo powertrain elettrico. Tale confronto consente di evidenziare come l'introduzione di motori elettrici e pacco batteria comporti nuove esigenze termiche, maggiori difficoltà di dissipazione e una diversa distribuzione dei carichi termici complessivi. Parallelamente, viene fornita una descrizione dei componenti fondamentali del sistema di raffreddamento, analizzandone il funzionamento, le logiche di integrazione e le interazioni con il resto del veicolo.

Proseguiremo poi con un capitolo specifico, dedicato allo studio del regolamento Formula Student, necessario per definire i vincoli progettuali relativi ai materiali ammessi, ai fluidi refrigeranti utilizzabili, alle caratteristiche geometriche e funzionali degli impianti di raffreddamento e alle prescrizioni di sicurezza da adottare. Tale analisi costituisce la base normativa entro cui si colloca l'intero lavoro di dimensionamento, calibrazione e verifica.

Il cuore della tesi riguarda la valutazione coordinata delle prestazioni dei radiatori precedentemente installati per la refrigerazione del propulsore termico tradizionale e quelli di nuova generazione per l'architettura elettrica della monoposto. Sebbene i tradizionali componenti risultassero funzionanti nelle stagioni sportive precedenti, non erano disponibili analisi quantitative che ne giustificassero l'efficacia o che ne verificassero l'adeguatezza rispetto alle nuove esigenze termiche introdotte dall'architettura ibrida. Partendo dalle dimensioni e dalle caratteristiche dei radiatori esistenti, è stato sviluppato un modello di calcolo implementato tramite fogli di calcolo avanzati, in grado di stimare lo scambio termico generato dalle interazioni delle masse radianti della monoposto.

Sono stati quindi determinati i carichi termici maggiori da dissipare in situazioni critiche durante la competizione, sia per il motore a combustione interna sia per i motori elettrici e il sistema batteria, valutando la capacità dei radiatori di garantire la dissipazione richiesta nelle diverse condizioni operative. I risultati ottenuti hanno permesso di verificare la coerenza tra le prestazioni teoriche e il comportamento reale del sistema, fornendo una base quantitativa per la validazione dell'impianto refrigerante attuale.

Successivamente è stato condotto uno studio comparativo tra diverse possibili architetture e configurazioni dei radiatori, considerando vari scenari di disposizione, canalizzazione e ventilazione forzata. In particolare, è stata analizzata la possibilità di integrare una o due ventole aspiranti all'interno delle pance della monoposto, valutandone l'impatto sulle prestazioni complessive del sistema. Tale analisi ha permesso di individuare soluzioni alternative potenzialmente più efficienti, pur tenendo conto dei vincoli imposti dalla geometria delle pance laterali della monoposto, che per ragioni di costi, organizzazione e tempistiche non hanno potuto essere modificate nell'attuale stagione sportiva.

L'elaborato si conclude con un capitolo dedicato all'ottimizzazione parametrica e alla calibrazione del sistema di raffreddamento. Variando parametri geometrici, fluidodinamici e termici, è stato possibile osservare l'evoluzione dello scambio termico e identificare le configurazioni più promettenti per un futuro sviluppo del veicolo. Le analisi svolte costituiscono quindi una base metodologica e progettuale utile per le prossime evoluzioni del progetto, nelle quali sarà possibile studiare nuove masse radianti e pance laterali, alla luce dei risultati ottenuti nella presente trattazione.

Il lavoro complessivo fornisce dunque un contributo significativo alla comprensione e alla gestione dei fenomeni termici in un veicolo da competizione elettrico, offrendo strumenti analitici e progettuali che potranno supportare l'evoluzione del sistema di raffreddamento nelle future stagioni sportive della squadra MORE Modena Racing.

1. FORMULA SAE:

La Formula SAE (Society of Automotive Engineers) è una competizione universitaria internazionale nata negli Stati Uniti nel 1981 con l'intento di avvicinare il mondo accademico alle reali esigenze dell'ambiente del motorsport. In Italia l'organizzazione è affidata all'ATA (Associazione Tecnica dell'Automobile) e l'evento rappresenta uno dei contesti più prestigiosi per gli studenti di ingegneria che vogliono mettersi in gioco.

La concezione della competizione simula uno scenario industriale: un team di studenti è incaricato di progettare, produrre e testare un prototipo di vettura monoposto a ruote scoperte. Il veicolo deve garantire il bilancio tra prestazioni elevate, affidabilità, sicurezza e costi contenuti.

Il lavoro complessivo della squadra non si limita alle prestazioni pure della monoposto, ma copre l'intero ciclo di vita della vettura attraverso due categorie di prove: Statiche e Dinamiche.

1.1 PROVE STATICHE:

In queste fasi i giudici, esperti provenienti dall'industria automotive e sportiva, valutano la solidità ingegneristica e la sostenibilità economica del progetto.

-Engineering Design: è la valutazione tecnica principale. Il team deve motivare ogni scelta progettuale, dalla geometria delle sospensioni alla gestione termica del radiatore, presentandola alla commissione. Vengono valorizzati l'innovazione, la capacità di integrazione dei vari sistemi e la competenza tecnica dimostrata dai membri della squadra.

-Cost Analysis: attraverso il Cost Report, la squadra deve documentare nel dettaglio il costo di ciascun componente e dei relativi processi produttivi. Lo scopo è far comprendere agli studenti l'importanza del rapporto tra progettazione e costi sostenibili, un aspetto cruciale nell'industria automotive.

-Business Plan Presentation: il team presenta un'illustrazione del progetto a una giuria che simula potenziali investitori. L'obiettivo è dimostrare la fattibilità commerciale del prototipo per una produzione in piccola serie, illustrando strategie di marketing, logistica e vendita.

1.2 PROVE DINAMICHE:

Rappresentano la prova conclusiva per verificare se le simulazioni teoriche e le scelte progettuali si traducono in performance reali.

-Acceleration: la prova di accelerazione si svolge su un rettilineo di 75 metri in piano. Ogni team ha a disposizione quattro tentativi, solitamente suddivisi tra due piloti diversi. In questa fase, l'attenzione è focalizzata sulla gestione della trazione e sulla rapidità del sistema di cambiata. Per i veicoli a combustione, la calibrazione del motore, il suo scambio termico e la spaziatura dei rapporti del cambio sono fondamentali per minimizzare il tempo di percorrenza.

-Skid-Pad: Questa prova, che si effettua su un percorso specifico, è puramente dedicata alla valutazione dell'accelerazione laterale e della dinamica del telaio. Qui emergono le qualità del set-up delle sospensioni (camber, rigidità a rollio) e l'efficienza dei pacchetti aerodinamici nel generare downforce anche a velocità relativamente contenute.

-Autocross: questa è una prova di velocità pura su un circuito tortuoso, caratterizzato da curve a raggio costante e brevi rettilinei. Il tracciato è disegnato per testare la maneggevolezza e la capacità di risposta della vettura ai transitori. Il tempo ottenuto in questa prova è fondamentale, poiché determina l'ordine di partenza per la prova finale di Endurance.

-Endurance & Efficiency: è la prova cardine della Formula SAE. Si articola su una distanza complessiva di 22 km su un tracciato simile a quello dell'Autocross. A metà percorso è obbligatorio un cambio pilota, durante il quale la vettura deve essere spenta e riavviata entro un tempo limite. In questa fase, è imprescindibile l'affidabilità: vibrazioni, stress termici e cedimenti strutturali portano spesso al ritiro di alcuni team. Se nell'Acceleration il flusso d'aria è massimo per un tempo molto breve, nell'Endurance il sistema di raffreddamento deve lavorare a pieno carico per circa 25-30 minuti in condizioni di aria spesso sporca e velocità variabili, dunque, un errore di dimensionamento del radiatore porterebbe inevitabilmente al surriscaldamento della monoposto e al conseguente fallimento del test. Contestualmente all'Endurance viene valutata l'Efficiency, ovvero la capacità di completare il percorso consumando meno energia o carburante. Questo spinge i progettisti a cercare un equilibrio perfetto tra prestazioni motoristiche e ottimizzazione dei consumi.



(Imm. 1.1 Team More Modena Racing Hybrid)

2. REGOLAMENTI

Prima di iniziare lo studio generale del problema con relativa analisi, progettazione e dimensionamento del circuito di raffreddamento del motore a combustione interna e del circuito di raffreddamento dei motori elettrici per la parte ibrida del veicolo, sono stati opportunamente studiati i diversi regolamenti disponibili per poter competere negli svariati campionati internazionali: europei, inglesi e americani.

Questa operazione è stata fondamentale, per poter capire e analizzare gli ambiti su cui poter sviluppare tutto il successivo elaborato, assimilandone i limiti imposti e le libertà concettuali forniti dai vari enti ed organizzazioni.

Nel nostro caso si sono studiati due diversi regolamenti, uno riguardante il campionato inglese (U.K.)¹ e uno riguardante il campionato europeo nonché americano S.A.E. (Society of Automotive Engineers)². Nella seguente tabella si sono analizzate le principali differenze tra i due, intuendo che i vincoli imposti siano molto simili fra loro, variando solamente il volume del serbatoio di raccolta fluido degli impianti ibridi:

	UK	S.A.E
Refrigerante Motore endotermico	H2O Pura (NO additivi)	H2O Pura (NO additivi)
Refrigerante Motori elettrico	H2O Pura (NO additivi)+Olio	H2O Pura (NO additivi)+Olio
Refrigerante Elettronica di Potenza	H2O Pura (NO additivi)+Olio	H2O Pura (NO additivi)+Olio
Pressione Massima Impianti	2100KPa	2100 KPa
Volume Minimo Serbatoio Impianto M.C.I. (MAX tra 1-2)	1) 10% del volume totale del fluido 2) 900 ml	1) 10% del volume totale del fluido 2) 900 ml
Volume Minimo Serbatoio Impianto parte ibrida (MAX tra 1-2)	1) 10% del volume totale del fluido 2) 100 ml	1) 10% del volume totale del fluido 2) 500 ml
Massima Temperatura Impianti	120°C	120°C

(Tab 2.1: Differenza regolamenti diversi campionati)

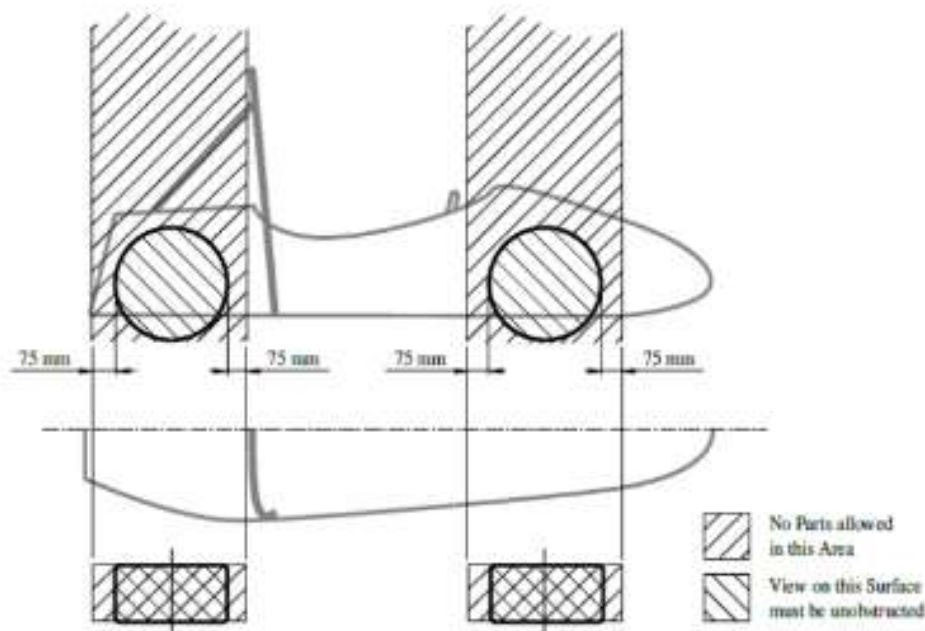
2.1 DESIGN GENERALIZZATO

Secondo entrambi i regolamenti, il design della vettura deve essere obbligatoriamente una monoposto a ruote scoperte ed abitacolo aperto, con quattro ruote non allineate. Il gruppo ruota non deve essere ostruito se visto lateralmente e nessuna parte del veicolo può essere posizionata all'interno dell'area delimitata da due rette che si estendono verticalmente a distanza di 75mm dal fronte e dal retro di ciascun pneumatico, con lo sterzo non ruotato. Questa zona di divieto si estende dal piano esterno al piano interno del gruppo ruota, nella visualizzazione superiore. È stata perciò resa vana ogni possibilità di inserire elementi dei sistemi di raffreddamento di entrambi gli impianti in tali posizioni,

¹ <https://teams.formulastudent.com: fsUK-2026-rules-v1.PDF>

² https://www.fsaonline.com: FSAE_Rules_2026_V1.PDF

limitandone in qualche modo la libertà di progettazione, soprattutto per una primitiva idea che prevedeva la possibile disposizione dei radiatori dei motori elettrici nell'intorno del gruppo ruota anteriore, visto il loro posizionamento all'interno dei mozzi. La seguente immagine mostra le zone vietate delimitate dai regolamenti, per una più intuitiva rappresentazione:



(Imm.2.1 Zone vietate per la definizione di veicolo a ruote scoperte)³

2.2 LIQUIDI REFRIGERANTI

In questa sezione si esaminano le caratteristiche dei liquidi e fluidi refrigeranti che è possibile utilizzare all'interno degli impianti di raffreddamento in esame. Si può facilmente notare, come sinteticamente schematizzato nella tabella 2.1 in che modo entrambi i regolamenti differiscano solamente per una sottile differenza a livello di volumi in gioco. La situazione più “gravosa” è dettata dal regolamento S.A.E., che impone un volume del serbatoio maggiore rispetto a quello U.K.

2.2.1 REGOLAMENTO UK:

Il liquido di raffreddamento per il motore a combustione interna deve essere necessariamente acqua pura, senza alcun tipo di additivo, inoltre il circuito deve essere progettato in modo tale da evitare perdite dell'impianto. Il liquido di raffreddamento per il sistema elettrico deve essere necessariamente acqua pura, senza alcun tipo di additivi, aria, oppure olio. Il sistema contenete acqua pura deve essere sviluppato con materiali in grado di resistere almeno a 120°C, oppure alla massima temperatura possibile raggiunta dal refrigerante, a seconda della quale sia maggiore. Tutti gli impianti che

³ <https://teams.formulastudent.com: fsUK-2026-rules-v1.PDF>

prevedono raffreddamento o lubrificazione devono essere dotati di serbatoi di raccolta degli stessi, con volume minimo di 900 ml oppure pari al 10% del volume del liquido contenuto nell'impianto, a seconda del quale sia il maggiore. Vale la stessa cosa per gli sfiati dei suddetti impianti, con la differenza che il serbatoio deve avere volume minimo di 100 ml oppure pari al 10% del volume del liquido contenuto nell'impianto, a seconda del quale sia il maggiore. I serbatoi devono essere posizionati dietro le spalle del pilota e ancorati rigidamente al telaio, inoltre ogni contenitore di raccolta deve sfiatare attraverso un tubo flessibile con un diametro interno minimo di 3 mm, fino al livello inferiore del telaio uscendo all'esterno della carrozzeria. Le pressioni massime degli impianti devono essere di 2100 Kpa, oppure eccedere tale valore, se è presente una schermatura in acciaio oppure in alluminio con spessore minimo di 1mm, per proteggere il pilota o chiunque altro all'esterno della monoposto.

2.2.2 REGOLAMENTO S.A.E.:

Il liquido di raffreddamento per il motore a combustione interna deve essere necessariamente acqua pura, senza alcun tipo di additivo, inoltre il circuito deve essere progettato in modo tale da evitare perdite dell'impianto. Il liquido di raffreddamento per il sistema elettrico deve essere necessariamente acqua pura, senza alcun tipo di additivi, aria, oppure olio. Il sistema contenete acqua pura deve essere sviluppato con materiali in grado di resistere almeno a 120°C, oppure alla massima temperatura possibile raggiunta dal refrigerante, a seconda della quale sia maggiore. Il sistema di raffreddamento per il motore endotermico deve essere dotato di serbatoio di raccolta dell'acqua, con volume minimo di 900 ml oppure pari al 10% del volume del liquido contenuto nell'impianto, a seconda del quale sia il maggiore. Per gli altri sistemi di lubrificazione o di raffreddamento che prevedono sfiati, come per la parte ibrida della vettura, il serbatoio deve avere volume minimo di 500 ml oppure pari al 10% del volume del liquido contenuto nell'impianto, a seconda del quale sia il maggiore. I serbatoi devono essere posizionati dietro le spalle del pilota e ancorati rigidamente al telaio, inoltre ogni contenitore di raccolta deve sfiatare attraverso un tubo flessibile con un diametro interno minimo di 3 mm, fino al livello inferiore del telaio uscendo all'esterno della carrozzeria. Le pressioni massime degli impianti devono essere di 2100 Kpa, oppure eccedere tale valore, se è presente una schermatura in acciaio oppure in alluminio con spessore minimo di 1mm, per proteggere il pilota o chiunque altro all'esterno della monoposto.

2.3 AERODINAMICA

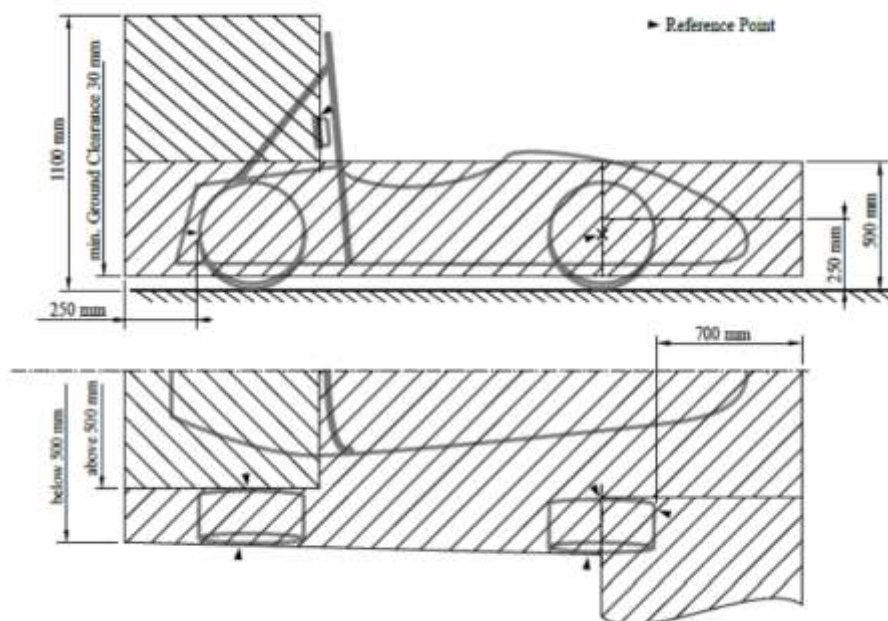
In questa sezione si esaminano le caratteristiche dimensionali dei dispositivi aerodinamici che è possibile progettare e sviluppare per la monoposto, al fine di ridurre la resistenza del veicolo al moto ed aumentare la deportanza della stessa. Occorre tenere in conto di tali dimensioni durante lo studio e lo sviluppo degli impianti di raffreddamento, perché valori eccessivi di tali caratteristiche potrebbero violare entrambi i regolamenti. Si dovrà porre molta attenzione quindi alle dimensioni dei radiatori che saranno alloggiati all'interno delle pance laterali della monoposto, cui dimensione sarà opportunamente calibrata in questa elaborato.

2.3.1 REGOLAMENTO UK:

Una struttura aerodinamica specificamente progettata e montata sul veicolo per guidare un flusso d'aria al fine di ridurre la resistenza aerodinamica e/o aumentarne la deportanza non è considerata

tale, a meno che non sia intenzionalmente progettata per esserlo. Nessun dispositivo elettrico (ad esempio una ventola) può essere utilizzato per spostare o rimuovere l'aria da sotto il veicolo.

- **Vincoli altezza dal suolo:** Tutti i dispositivi aerodinamici situati anteriormente ad un piano verticale, passante per il poggiatesta del pilota nella posizione più arretrata, devono avere un'altezza dal suolo inferiore a 500 mm. Inoltre, tutti i dispositivi aerodinamici posizionati anteriormente all'asse delle ruote anteriori deve avere altezza da terra inferiore a 250 mm. Tutti i dispositivi aerodinamici situati posteriormente ad un piano verticale, passante per il poggiatesta del pilota nella posizione più arretrata, devono avere un'altezza dal suolo inferiore a 1100 mm.
- **Vincoli di larghezza:** Tutti i dispositivi aerodinamici inferiori a 500 mm dal suolo, e più arretrati dell'asse anteriore, non devono essere più larghi di un piano verticale passante per il punto più esterno del gruppo ruota posteriore, mentre i dispositivi più alti di 500 mm dal suolo non devono estendersi oltre il punto più interno del gruppo ruota posteriore.
- **Vincoli di lunghezza:** Tutti i dispositivi aerodinamici non devono estendersi oltre 250 mm dalla parte arretrata delle ruote posteriori e oltre 700 mm dalla parte anteriore degli pneumatici anteriori.



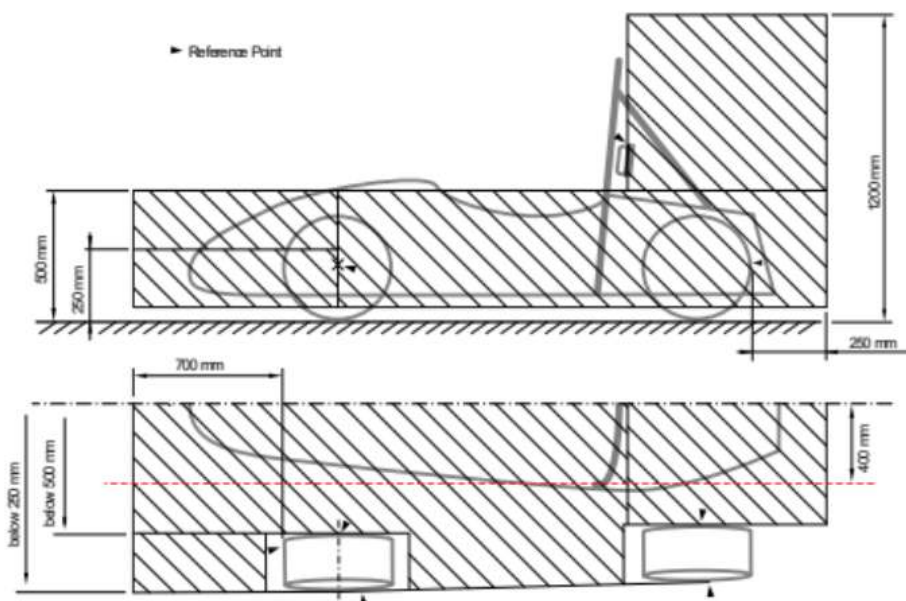
(Imm.2.2 Massime dimensioni e posizionamento dispositivi aerodinamici)⁴

⁴ <https://teams.formulastudent.com: fsUK-2026-rules-v1.PDF>

2.3.2 REGOLAMENTO S.A.E.:

Una struttura aerodinamica specificamente progettata e montata sul veicolo per guidare un flusso d'aria al fine di ridurre la resistenza aerodinamica e/o aumentarne la deportanza non è considerata tale, a meno che non sia intenzionalmente progettata per esserlo. L'effetto suolo è severamente proibito ed ogni dispositivo aerodinamico deve essere sufficientemente rigido in condizioni statiche, per non oscillare o muoversi troppo in condizioni dinamiche. Si definisce una zona anteriore e posteriore della monoposto, considerando un piano verticale passante per il poggiatesta del pilota, nella sua posizione più arretrata.

- **Vincoli altezza dal suolo:** I dispositivi aerodinamici nella parte posteriore non devono essere più alti di 1200 mm dal suolo, mentre nella parte anteriore non devono essere più alti di 500 mm dal terreno. Inoltre, i dispositivi situati nella zona frontale dell'assale anteriore devono avere altezza inferiore di 250 mm dal suolo.
- **Vincoli di larghezza:** Tutti i dispositivi aerodinamici che si trovano anteriormente all'asse delle ruote anteriori devono trovarsi tra due piani verticali paralleli, uno passante per il centro del veicolo ed uno per la parte esterna del gruppo ruota anteriore. Per i dispositivi aerodinamici che si trovano tra l'assale anteriore e posteriore la larghezza massima consentita è data da un piano verticale passante per il punto più esterno del gruppo ruota anteriore e posteriore. I dispositivi situati nella zona posteriore devono trovarsi tra due piani verticali paralleli, uno passante per il centro del veicolo ed uno per la parte interna del gruppo ruota posteriore.
- **Vincoli di lunghezza:** Qualsiasi dispositivo aerodinamico non si deve estendere non più di 700 mm dalla parte frontale delle ruote anteriori e non più di 250 mm dalla parte arretrata delle ruote posteriori.



(Imm.2.3 Massime dimensioni e posizionamento dispositivi aerodinamici)⁵

⁵ https://www.fsaonline.com: FSAE_Rules_2026_V1.PDF

3. SISTEMA ELETTRICO VEICOLO

In questa sezione si esplicitano le fondamentali caratteristiche del sistema elettrico della monoposto, fornendo le basi concettuali del meccanismo di scambio termico che governa le componenti costituenti il sistema.

3.1 BATTERIA:

Il pacco batteria è uno degli elementi più critici dal punto di vista termico dell'intero sistema elettrico, poiché le sue prestazioni, la sicurezza e la sua durata dipendono fortemente dalla temperatura che essa raggiunge. Durante un normale utilizzo, la batteria è soggetta a numerosi cicli termici, di riscaldamento e raffreddamento, per esempio in caso di brusca accelerazione richiesta dal pilota, i motori elettrici assorbono una potenza elettrica maggiore, con conseguente incremento della temperatura della batteria. Oppure in una situazione in cui la parte ibrida del veicolo non è soggetta a una forte richiesta di potenza da parte del pilota, come per esempio una frenata della monoposto o un tratto a percorrenza costante, la temperatura della batteria cala. Il comportamento termico della batteria può essere suddiviso in due fasi principali:

-Fase transitoria: Tipica dei primi minuti di utilizzo della monoposto, o in caso di repentina richiesta di potenza da parte dei motori elettrici. Questa fase comporta un significativo incremento della temperatura interna delle celle, dovuto principalmente all'effetto Joule e ai processi elettrochimici interni.

-Fase stazionaria: Tipica fase in cui si raggiunge una situazione di equilibrio delle condizioni di guida, come per esempio un tratto a percorrenza costante, in cui la temperatura delle celle della batteria si stabilizzano ad un valore tendenzialmente costante, cioè si ha un bilancio tra calore generato internamente e calore dissipato dal sistema di raffreddamento della stessa.

La temperatura ottimale per una batteria agli ioni di litio si aggira indicativamente tra i 15°C e 45°C. Tale temperatura non deve scendere al di sotto dei 15°C perché si possono disattivare i processi elettrochimici che avvengono al suo interno, e non superare i 60°C per evitare il "Thermal runaway", cioè la fusione dei film plastici interni della batteria, che farebbero andare in cortocircuito la stessa. Per il raffreddamento della batteria si usano diversi sistemi, attivi oppure passivi:

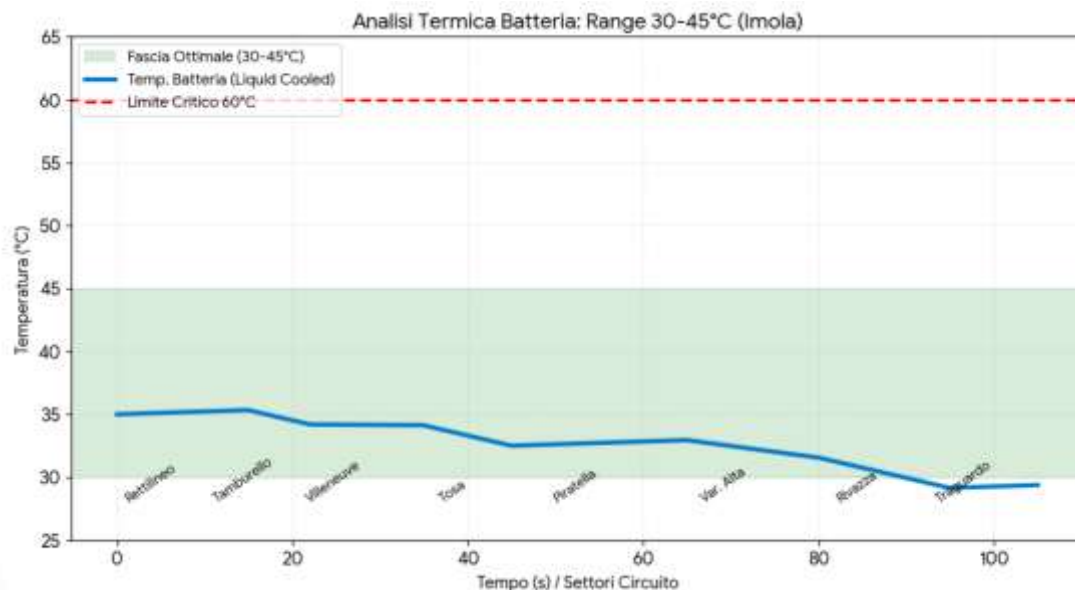
-Sistemi attivi: Fluidi refrigeranti come aria, olii e acqua con glicole con eventuale utilizzo di "Cold plates" supplementari, consentono di eliminare elevati gradienti di temperatura tra le celle ed ottenere una distribuzione di temperatura più uniforme possibile.

-Sistemi passivi: Sfruttano fenomeni naturali come la convezione naturale dell'aria, cioè i suoi moti ascendenti e discendenti. Altri sistemi passivi sono i cosiddetti PCM, cioè materiali a cambiamento di fase per esempio cere paraffiniche, che assorbono grandi quantità di calore tramite un passaggio di stato da solido a liquido ovvero un processo di fusione. Sono ottimi sistemi che dissipano brevi picchi di potenza, ma ovviamente non possono essere utilizzati per usi prolungati della batteria.

Durante un tipico evento in pista, tramite test effettuati sulla monoposto, la batteria del sistema elettrico mostra un andamento crescente della temperatura nelle prime fasi di utilizzo, per poi stabilizzarsi quando viene raggiunto un equilibrio operativo. In certi casi le curve termiche mostrano picchi localizzati di temperatura generati durante le brusche accelerazioni richieste dal pilota. È fondamentale porre molta attenzione nelle fasi di transitorio termico della batteria, soprattutto durante

le competizioni, dove la richiesta di potenza dei motori elettrici può essere molto elevata, per garantire prestazioni costanti, elevata efficienza energetica e sicurezza dell'intero impianto elettrico e della monoposto.

Nella seguente immagine si desidera mettere in luce l'andamento della temperatura delle celle della batteria agli ioni di litio durante un ipotetico giro sul circuito di Imola della nostra monoposto, raffreddate tramite Cold Plates e circuito dedicato. Sono state considerate le caratteristiche costruttive e geometriche della batteria utilizzata per il sistema elettrico, in un contesto puramente qualitativo ma funzionale al fine di mostrare la variazione degli andamenti termici:



(Imm.3.1 Andamento qualitativo celle batteria sistema elettrico con raffreddamento Cold plates sul circuito di Imola)

3.2 MOTORI ELETTRICI:

I motori elettrici costituiscono l'organo di conversione dell'energia elettrica proveniente dal pacco batterie in energia meccanica, fornita alle ruote del veicolo.

La progettazione di un propulsore destinato a una monoposto ad alte prestazioni richiede una valutazione fondata su tre elementi cardine: la densità di potenza (intesa come rapporto tra prestazioni erogate e massa del sistema), l'efficienza energetica (determinante per massimizzare l'autonomia nelle competizioni di durata) e la stabilità termica.

Tuttavia, il principale vincolo fisico che limita le prestazioni di un motore elettrico risiede nel raggiungimento delle temperature massime di esercizio sopportabili dai materiali che ne costituiscono gli avvolgimenti e le componenti strutturali. Poiché in un autoveicolo ad alte prestazioni lo spazio disponibile e la massa complessiva delle componenti sono limitati, risulta opportuno ridurre le superfici dedicate allo scambio termico. Tale riduzione, però, incrementa la densità di potenza termica e rende più complessa la dissipazione del calore generato dalle perdite elettriche e magnetiche. Ne

conseguendo che la capacità del sistema di smaltire efficacemente il calore generato, senza superare le soglie critiche dei materiali, costituisce il concreto limite operativo del propulsore.

Un motore elettrico è implementato da diverse componenti: lo statore costituisce la parte fissa del motore e ospita gli avvolgimenti attraverso i quali scorre la corrente, generando un campo magnetico rotante. All'interno dello statore è presente il rotore, la parte mobile collegata all'utenza, il quale si occupa della conversione dell'energia. La struttura del motore è racchiusa in una carcassa che assicura rigidità meccanica, protezione dagli agenti esterni e supporto per i cuscinetti del rotore.

Il sistema di raffreddamento rappresenta l'unità fondamentale per contrastare il limite fisico causato dalla dissipazione di energia.

Lo scambio termico è notevolmente influenzato dalle caratteristiche del rotore e dello statore, che determinano la diversificazione dei motori elettrici:

-MOTORI ASINCRONI: Questi motori si distinguono per la loro robustezza costruttiva e per l'assenza di magneti permanenti. Tuttavia, la formazione di correnti indotte all'interno del rotore comporta rilevanti dissipazioni per effetto Joule nel nucleo del motore. Poiché il rotore è un organo in rotazione, risulta difficilmente accessibile ai sistemi di raffreddamento diretti, infatti le temperature operative possono raggiungere valori elevati. La gestione termica è generalmente affidata a camicie di raffreddamento integrate nello statore, mentre nelle condizioni più gravose si rende necessario ricorrere a soluzioni più sofisticate, come il raffreddamento tramite l'utilizzo di Heat Pipe (tubo di calore) o Vapour Chamber (camera di vapore).

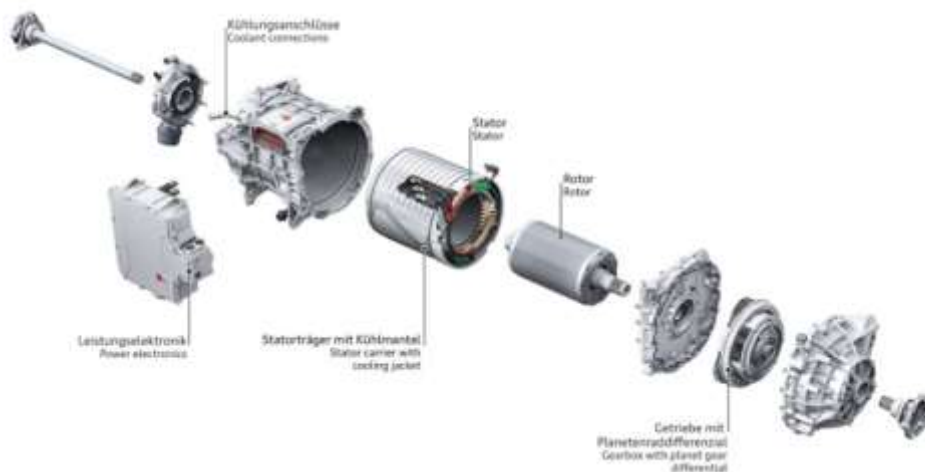


(Imm 3.2 Componenti Motore asincrono con ventola raffreddamento)⁶

-MOTORI SINCRONI: Questi motori si basano sul principio dell'interazione magnetica tra due campi: il campo magnetico rotante, generato dallo statore, e il campo magnetico solidale al rotore. Nello statore, l'alimentazione trifase crea un campo che ruota a una velocità angolare chiamata velocità di sincronismo, legata direttamente alla frequenza di alimentazione. Il rotore, che

⁶ <http://www.electroyou.com>

nei motori della nostra monoposto ospita magneti permanenti, tenta di allinearsi costantemente ai poli del campo statorico. A differenza del motore asincrono, dove esiste uno sfasamento tra le velocità dei due campi, nel motore sincrono il rotore ruota esattamente alla stessa frequenza del campo statorico. Nelle architetture più avanzate come quelle **IPM**, a questa forza d'attrazione magnetica si aggiunge la coppia di riluttanza, derivante dalla tendenza del rotore a posizionarsi nella configurazione di minima resistenza al flusso magnetico, aumentando l'efficienza complessiva della macchina. Nei motori sincroni, la produzione di calore è concentrata principalmente nello statore, dove le perdite per effetto Joule negli avvolgimenti in rame, insieme alle perdite nel materiale ferromagnetico dovute a isteresi e correnti parassite, rappresentano la parte predominante del carico termico complessivo da smaltire. Questa configurazione risulta particolarmente favorevole dal punto di vista della gestione termica: essendo lo statore la porzione fissa e periferica della macchina, il calore generato può essere trasferito verso l'esterno con relativa semplicità, grazie alla conduzione diretta verso l'involucro e ai sistemi di raffreddamento esterni ad aria o a liquido.



(Imm.3.3 Struttura tipica Motore sincrono a magneti permanenti)⁷

Nell'ultimo decennio l'evoluzione dei motori elettrici ha subito un'importante accelerazione sollecitata notevolmente da parte delle future imminenti regolamentazioni europee e mondiali del campo automotive. L'analisi delle diverse architetture elettromeccaniche evidenzia come il motore elettrico non sia più un componente isolato, ma il fulcro di un sistema integrato dove **elettronica di potenza, scienza dei materiali e termofluidodinamica** convergono per definire i limiti della performance.

La complessità delle sfide moderne richiede soluzioni sempre più raffinate, per questo sulla nostra monoposto è stata adottata una tecnologia **IPM (Interior Permanent Magnet)** la quale rappresenta la sintesi ideale di questa evoluzione tecnologica e contemporaneamente soddisfa la ricerca delle massime prestazioni in tutte le condizioni di utilizzo della monoposto. Infatti, collocando i magneti all'interno della struttura rotorica, si è ottenuto un propulsore capace di operare in regimi di rotazione elevatissimi e di garantire una stabilità termica superiore, fattori determinanti per la costanza di rendimento della vettura sul campo gara. Questa scelta non risponde solo a criteri di potenza pura e gestione della coppia motrice, ma riflette una filosofia progettuale orientata

⁷ <https://www.epaddock.it>

all'efficienza dinamica, e alla resilienza delle componenti meccaniche ed elettriche sottoposte a stress termico continuativo.



(Imm.3.4 Esploso Motore Sincrono IPM della monoposto del nostro Team)

L'innovazione nel campo dei motori elettrici si sta muovendo verso due frontiere principali:

-Raffreddamento ad Immersione e Olio Diretto: Il passaggio dalle camicie d'acqua tradizionali al raffreddamento diretto degli avvolgimenti con oli dielettrici permetterà di raddoppiare la densità di energia ammissibile, grazie ad uno scambio termico più efficace, riducendo ulteriormente il peso dei motori elettrici.⁸

-Integrazione Meccatronica (E-Axle): La tendenza futura vede il motore, l'inverter e la trasmissione fusi in un'unica unità strutturale, eliminando cablaggi pesanti e ottimizzando i percorsi termici, come già visibile nelle ultime evoluzioni della Formula E (come in parte già progettato sulla nostra monoposto).

In definitiva, il lavoro svolto su questa vettura è la ricerca correlata tra innovazione, progettazione funzionale e performance prestazionali concrete, attribuendo la capacità di gestire flussi termici ed energetici per tutta la durata necessaria della competizione, valori che rimarranno il pilastro fondamentale su cui si costruirà la prossima generazione di veicoli elettrici, sia in ambito racing che nella produzione di serie.

⁸ <https://www.analisiTecnica.it>

3.3 INVERTER:

L'inverter il componente che si occupa della gestione energetica nei veicoli a propulsione elettrificata. La sua funzione primaria è la conversione della corrente continua, proveniente dal pacco batteria, in corrente alternata trifase, necessaria per l'azionamento del motore elettrico della monoposto.

Il sistema si basa su una classica architettura a ponte trifase, generalmente composta da sei transistor di potenza. Il controllo della macchina elettrica è realizzato tramite modulazione PWM (Pulse Width Modulation). Variando le caratteristiche degli impulsi ad alta frequenza, l'inverter può generare una forma d'onda sinusoidale a frequenza e ampiezza variabili, consentendo un controllo accurato della coppia erogata e della velocità angolare del motore.

L'efficienza dell'inverter, seppur elevata, comporta una dissipazione di calore non trascurabile dovuta alle perdite di conduzione e commutazione dei semiconduttori. Lo smaltimento del calore generato, per effetto Joule, dall'inverter è una sfida critica. Poiché la densità di potenza in questi dispositivi è estremamente elevata, il percorso termico deve minimizzare la resistenza totale tra la giunzione del semiconduttore e il fluido refrigerante.

Il design del sistema di raffreddamento deve garantire che la temperatura di giunzione dei componenti elettronici non superi i limiti critici. Per il controllo di questa temperatura tipicamente si utilizza il raffreddamento a liquido, tramite l'ausilio di una piastra di raffreddamento (cold plate) integrata nel circuito idraulico principale oppure in un circuito a bassa temperatura dedicato.



(Imm.3.5 Inverter utilizzato durante lo sviluppo dei motori IPM a banco prova)

3.4 POWER CONTROL UNIT (PCU)

Questo componente coordina l'intero flusso informativo ed energetico nei veicoli elettrici o ibridi ad alte prestazioni, garantendo che ogni sottosistema operi in modo sinergico e sicuro. Il suo funzionamento si articola in un processo che inizia con l'acquisizione dei dati provenienti dai sensori: posizione dell'acceleratore, segnali degli encoder ruota e stato di carica della batteria. Queste informazioni vengono elaborate in tempo reale dagli algoritmi di controllo, che definiscono la strategia di erogazione della coppia e la ripartizione ottimale tra motore a combustione interna e unità elettrica, quando presenti.

Il corretto funzionamento della CPU è strettamente vincolato al mantenimento della temperatura operativa entro un range ristretto, infatti, un surriscaldamento comporterebbe la riduzione forzata delle prestazioni al fine di proteggere l'integrità dei circuiti. All'interno della CPU, il calore è generato principalmente per effetto Joule e per perdite nei componenti a semiconduttore. L'obiettivo del sistema di raffreddamento consiste nel trasferire questo calore dall'interno verso l'esterno attraverso una catena di resistenze termiche.

Generalmente l'asportazione di calore avviene tramite dispositivo cold plate e circuito di raffreddamento a liquido dedicato, oppure tramite convezione forzata di aria, tramite l'ausilio di ventole. La CPU implementa strategie di Thermal Management preventivo. Se i sensori interni rilevano un incremento della temperatura superiore ai gradienti previsti, la centralina può incrementare la velocità della pompa del refrigerante o delle ventole del radiatore oppure limitare la corrente massima erogabile (riducendo la coppia motrice e potenza del motore).



(Imm.3.6 Power Control Unit raffreddata tramite cold plate)⁹

⁹ <https://www.gtake.com>

4. SISTEMA I.C.E. VEICOLO:

In questa sezione si esplicitano le fondamentali caratteristiche del sistema I.C.E. (Internal Combustion Engine) della monoposto, illustrando le componenti principali e fornendo le basi concettuali del meccanismo di scambio termico che governa il sistema.

4.1 SCAMBIATORE LIQUIDO RAFFREDDAMENTO

Il sistema di raffreddamento di un motore a combustione interna (ICE) rappresenta un compromesso critico tra efficienza termica, massa radiante e resistenza all'avanzamento (drag). Il radiatore opera come uno scambiatore di calore a flussi incrociati, tipicamente del tipo tube-and-fin, dove il fluido refrigerante del motore (acqua pura nel nostro caso) cede energia termica all'aria ambiente convogliata attraverso le pance laterali della monoposto. Radiatori di dimensioni maggiori favoriscono lo scambio termico, efficienza e sicurezza evitando il danneggiamento del sistema propulsivo, a discapito di maggiore resistenza aerodinamica del veicolo, ingombri (panche più grandi), peso e consumi. Viceversa, un dimensionamento più spinto ed accurato del radiatore permette di ridurre le dimensioni frontali del veicolo, ridurre il peso, aumentare l'efficienza aerodinamica ma si rischia di compromettere irreparabilmente il motore. Pertanto, come spesso succede in ambito ingegneristico, occorre adottare pratiche di compromesso nella progettazione del sistema di raffreddamento del veicolo.

Il processo di scambio termico che governa il radiatore si basa su tre principali resistenze termiche:

-CONVEZIONE INTERNA: il primo stadio dello scambio avviene all'interno dei tubi del radiatore, dove il liquido cede calore alla parete metallica (tipicamente alluminio). Fondamentale è lo stato del moto, infatti per ottimizzare questo passaggio, i progettisti cercano di evitare il moto laminare, dove il fluido scorre in strati paralleli e solo lo strato a contatto con la parete si raffredda. Si punta invece ad ottenere un moto turbolento, in cui le particelle di fluido si rimescolano continuamente, portando il liquido più caldo dal centro del condotto verso le pareti. Occorre tenere in considerazione la superficie interna dei tubi che non è sempre perfettamente liscia. Piccole rugosità o deformazioni geometriche vengono utilizzate per agitare e mescolare il fluido, aumentando la capacità di cedere calore a parità di portata della pompa dell'acqua del motore.

-CONDUZIONE: una volta che il calore ha raggiunto la parete interna del tubo, deve attraversarla per arrivare alle alette esterne e di conseguenza all'aria ambiente. In questo stadio, il calore si propaga attraverso il materiale solido cui è costituito il radiatore, per cui la scelta di questo elemento è fondamentale per il meccanismo di scambio. L'alluminio è il materiale preponderante, perché offre un eccellente compromesso tra conducibilità termica (capacità di trasferire calore rapidamente) e leggerezza. Un materiale con bassa conducibilità creerebbe una resistenza elevata al flusso termico, rendendo futili anche i più energetici flussi d'aria esterni e flussi interni turbolenti del liquido. Altri aspetti critici occorre considerare: lo sporcamento del radiatore, la resistenza di giunzione tra i tubi e alette, ed il loro rendimento intrinseco. Quest'ultimo è dovuto al fatto che le alette sono elementi cui sperimentano gradienti di temperatura superficiali che riducono lo scambio termico. Considerando anche il contatto tra tubi e alette il quale non è sempre perfetto (a causa di una saldatura o brasatura difettosa) si crea una resistenza aggiuntiva oltre quella del materiale, a causa della presenza di sacche

d'aria microscopiche che isolerebbero termicamente le due parti, riducendo drasticamente l'efficienza del radiatore.

-CONVEZIONE ESTERNA: solitamente questo è il limite efficace dell'intero sistema. L'aria ha una capacità di assorbire calore molto inferiore rispetto all'acqua; quindi, la superficie di contatto esterna deve essere massizzata, per ottenere un'asportazione di calore più efficace. Per questo le alette ricoprono un ruolo fondamentale. Inoltre, creano un percorso tortuoso per l'aria con lo scopo di cedere più calore possibile all'ambiente. Per progettazioni più spinte si utilizzano spesso alette louvered: piccole incisioni nel metallo che obbligano l'aria a cambiare direzione continuamente e favorendo il mescolamento continuo. Quando l'aria scorre su una superficie piatta, tende a formare uno strato di aria stagnante chiamato strato limite, che agisce come un isolante. Le alette corrugate servono a rompere questo strato, permettendo a flussi di aria a temperatura inferiore di andare a contatto direttamente con il metallo caldo. La progettazione delle alette è un equilibrio delicato, infatti, si parla spesso di ottimizzazione, perché un'aletta molto fitta scambia molto calore, ma oppone una grande resistenza al passaggio dell'aria (perdita di carico maggiori). Se la resistenza è eccessiva, l'aria assumerà moti longitudinali sulla superficie frontale del radiatore piuttosto che attraversarlo, riducendo il raffreddamento effettivo nonostante la superficie sia elevata.



(Imm.4.1 Scambiatore di calore principale del propulsore della monoposto)

4.2 SCAMBIATORE OLIO PER LA TRASMISSIONE:

Negli autoveicoli moderni, la gestione termica del fluido della trasmissione riveste un ruolo cruciale per l'affidabilità del sistema. L'olio lubrificante, oltre a ridurre l'attrito tra gli ingranaggi della trasmissione, opera come mezzo di asporto del calore. Temperature eccessive degradano rapidamente le proprietà chimico-fisiche dell'olio, portando a fenomeni di ossidazione e perdita di viscosità, che possono compromettere la funzionalità del cambio e del differenziale.

Per garantire che l'olio operi entro un range di temperatura ottimale, vengono impiegati scambiatori di calore dedicati, tipicamente del tipo liquido-liquido, che sfruttano il refrigerante del motore come fluido a cui cedere calore. Una delle soluzioni classiche prevede l'integrazione dello scambiatore di calore per l'olio della trasmissione direttamente all'interno di una delle testate (convogliatori laterali) del radiatore principale del motore.

Lo scambiatore si presenta solitamente come un tubo alettato o una piccola batteria di tubi immersi nel liquido di raffreddamento. Il sistema sfrutta il differenziale di temperatura tra l'olio a temperature maggiori e il liquido refrigerante a temperature inferiori. Quest'ultimo, dopo essere stato raffreddato dal flusso d'aria che attraversa il radiatore, lambisce i tubi dello scambiatore integrato, asportando calore dall'olio della trasmissione che scorre al loro interno.

Lo scambiatore è posto "a valle" del flusso del liquido refrigerante nel radiatore, questa posizione è ottimale poiché il refrigerante si trova qui alla sua temperatura minima, massimizzando così il salto termico con l'olio caldo proveniente dal cambio e differenziale.

L'evoluzione tecnologica ha portato all'adozione di scambiatori di calore esterni, separati fisicamente dal corpo del radiatore principale, per facilitarne la sostituzione, la manutenzione, la sicurezza in caso di rottura e il rendimento dello scambio termico. Questi componenti sono tipicamente scambiatori a piastre, costituiti da una serie di lamelle di metallo stampato sovrapposte. I condotti interni sono configurati in modo che il fluido caldo (olio) e il fluido freddo (refrigerante) scorrano in vani alternati. Per massimizzare l'efficienza dello scambio, infatti, i due fluidi scorrono solitamente in direzioni opposte (scambiatore controcorrente). La struttura a piastre permette di ottenere un'area di contatto estremamente vasta in un volume molto compatto, garantendo un'elevata densità di potenza termica scambiata.

L'impiego di uno scambiatore a piastre esterno offre diversi benefici rispetto alla soluzione integrata:

-DISACCOPIAMENTO TERMICO: permette di gestire in modo indipendente le problematiche di raffreddamento del motore e della trasmissione, evitando che il carico termico dell'uno influenzi eccessivamente l'altro.

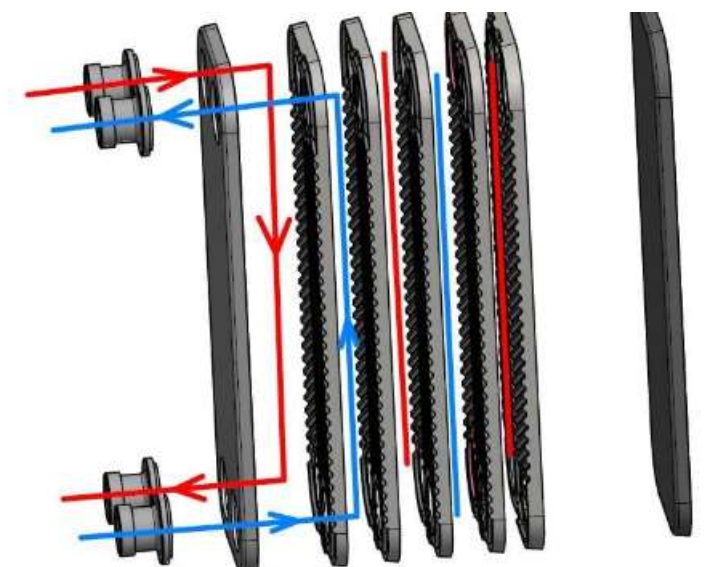
-FLESSIBILITA' DI LAYOUT: essendo un componente separato, può essere posizionato strategicamente nel vano motore per ottimizzare gli ingombri.

-EFFICIENZA SUPERIORE¹⁰: la tecnologia a piastre offre un coefficiente di scambio termico globale nettamente superiore rispetto ai sistemi a tubo alettato immerso nel liquido refrigerante del motore.

-MODULARITA': è più semplice scalare il sistema per incrementare o diminuire lo scambio termico, inoltre è possibile inserire valvole termostatiche che bypassano lo scambiatore quando l'olio è ancora freddo, accelerando il raggiungimento della temperatura d'esercizio (fase di *warm-up*) nelle prime fasi della competizione.

Mentre lo scambiatore integrato rappresenta una soluzione economica e compatta per veicoli con carichi termici contenuti, la tendenza attuale verso trasmissioni ad alte prestazioni e motori termicamente sollecitati come la nostra monoposto, spinge verso l'adozione di scambiatori a piastre esterni opportunamente progettati e dimensionati. Questa scelta garantisce una maggiore longevità dell'olio e una stabilità operativa della trasmissione superiore in tutte le condizioni di carico del veicolo.

¹⁰ SAE International, *Principles of Engine Cooling Systems, Components, and Maintenance*, 1991



(Imm.4.2 Scambiatore a piastre olio-acqua con superficie ondulata)¹¹

4.3 SERBATOIO DI ESPANSIONE CON PRESSURE CAP:

Il corretto funzionamento di un circuito di raffreddamento a liquido non deve essere influenzato dalle inevitabili variazioni di volume del refrigerante, generate dai gradienti di temperatura e dovute ai diversi cicli termici del motore.

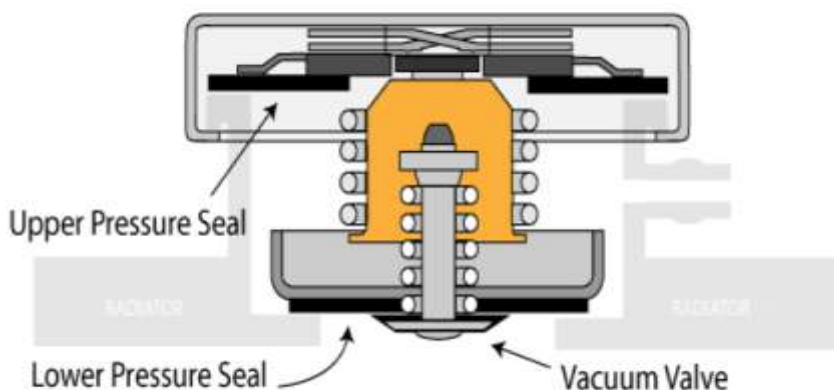
Dal momento che tutte le sostanze si espandono all'aumentare della temperatura, un sistema completamente sigillato e privo sfogo in ambiente tenderebbe a generare pressioni interne insostenibili per l'integrità strutturale dei condotti e delle componenti del circuito. Al fine di eliminare questo fenomeno, il circuito è collegato a un serbatoio di espansione, il cui compito è accogliere l'eccesso di fluido che si genera quando il sistema entra in temperatura e il liquido si dilata. Questo serbatoio agisce come un polmone dinamico che restituisce il fluido al circuito principale durante la fase di raffreddamento e contrazione del volume, garantendo che l'impianto rimanga costantemente pieno e privo di sacche d'aria o vapore, che ridurrebbero drasticamente la capacità di scambio termico dell'impianto e danneggerebbero le pompe del circuito.

L'elemento che governa attivamente questo scambio tra il radiatore e il serbatoio è il tappo del circuito di refrigerazione, una valvola di regolazione sofisticata, opportunamente tarata, posta solitamente sul radiatore o sul serbatoio stesso. La sua funzione primaria è mantenere il sistema a una pressione operativa superiore a quella atmosferica; questo aumento di pressione è fondamentale poiché innalza il punto di ebollizione del liquido refrigerante, permettendo al motore di operare a temperature più elevate senza il rischio che il fluido passi allo stato gassoso. Operare a temperature operative superiori permette di massimizzare il salto termico rispetto all'aria esterna, aumentando la potenza termica smaltita a parità di superficie radiante o, viceversa, consentendo l'uso di radiatori più compatti a vantaggio dell'aerodinamica del veicolo.

¹¹ www.wielanda_onda_scambiatore_piastre.com

Per prevenire cedimenti strutturali dei travasi e condotti del blocco motore o della testata, la valvola limita la pressione relativa entro valori di sicurezza, tipicamente compresi tra 0,7 e 1,4 bar per i sistemi ordinari. Il funzionamento della taratura si basa su un sistema a doppia valvola azionato da molle opportunamente progettate. Nella fase di riscaldamento, l'aumento di pressione del fluido vince il precarico della molla principale (valvola di pressione), permettendo all'aria e al liquido in eccesso di defluire nel serbatoio di espansione finché la pressione non si stabilizza al valore di taratura. Al contrario, quando il motore si spegne e il carico termico cala, il liquido si contrae creando una depressione interna rispetto al serbatoio. In questa condizione interviene la valvola di vuoto (o valvola di recupero), che si apre per permettere il richiamo del refrigerante dal fondo del serbatoio all'interno del circuito. Questo ciclo continuo assicura che il sistema funzioni sempre in pressione e sia costantemente spurgato dai gas.

In definitiva, l'azione combinata del serbatoio di espansione e del tappo tarato garantiscono una stabilità volumetrica del liquido ed una pressione di esercizio costante dell'impianto, permettendo così al propulsore di operare in sicurezza anche in condizioni funzionali in cui è richiesto un elevato carico termico.



(Imm.4.3 Pressure Cap con le due molle per taratura pressione di esercizio)¹²

4.4 POMPA:

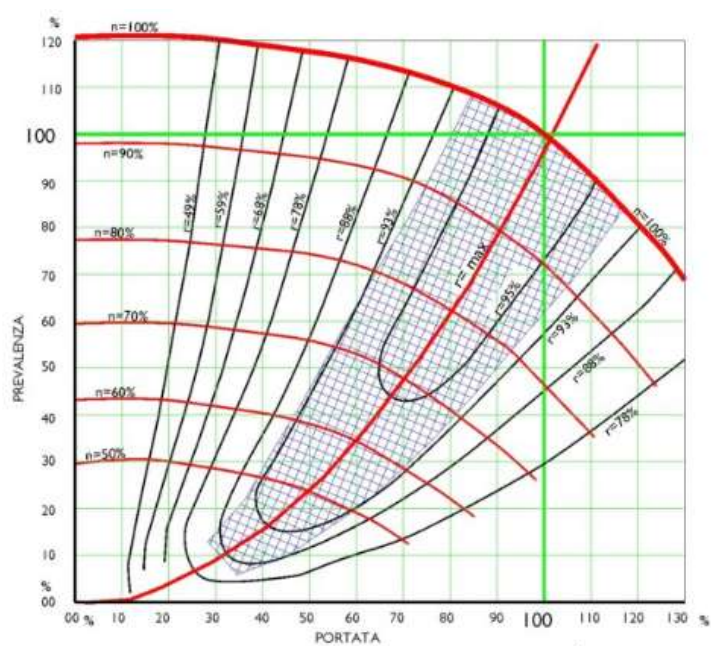
La pompa dell'acqua è un elemento basilare e fondamentale quando si parla di sistema di raffreddamento, perché è la responsabile della movimentazione di tutto il liquido dell'impianto. Nella quasi totalità delle applicazioni automobilistiche, la pompa dell'acqua è una pompa centrifuga. Il suo funzionamento si basa sulla trasformazione dell'energia meccanica fornita dall'albero motore (tramite cinghia, ingranaggi o motore elettrico dedicato) in energia cinetica e poi in energia di pressione del fluido. L'elemento fondamentale della pompa è la girante, dotata di pale che imprime al refrigerante un moto rotatorio. Per effetto della forza centrifuga, il fluido viene spinto verso la periferia della girante, aumentando la propria pressione e venendo convogliato nel circuito di raffreddamento. Contemporaneamente nella zona centrale della girante si crea una depressione che richiama nuovo fluido proveniente dal sistema, garantendo un flusso continuo di circolazione.

Il comportamento della pompa è influenzato da vari parametri: geometria della girante, numero di pale, velocità di rotazione, caratteristiche della voluta e proprietà fisiche-chimiche del refrigerante. Occorre tenere in conto di fenomeni indesiderati che possono verificarsi durante il funzionamento

¹² <https://www.freeasestudyguides.com/ac-radiator-pressure-cap.html>

della pompa come la cavitazione, che si manifesta quando la pressione locale del liquido scende al di sotto della tensione di vapore del fluido, generando bolle che collassano violentemente su se stesse, e se questo fenomeno avviene nella zona limitrofa alla girante (nella maggior parte dei casi) è possibile danneggiare le superfici interne della pompa.

Il funzionamento di una pompa centrifuga viene descritto attraverso la sua curva caratteristica, che mette in relazione la portata volumetrica con la prevalenza, ovvero l'incremento di pressione fornito al fluido. La curva presenta tipicamente un andamento decrescente: all'aumentare della portata, la prevalenza diminuisce. A questa si affiancano altre curve fondamentali, come quella del rendimento e quella della potenza assorbita:



(Imm.4.4 Curva caratteristica pompa al variare del numero di giri della girante, zona di lavoro con rendimento ottimale e curva caratteristica impianto)¹³

Il punto di lavoro effettivo della pompa si determina dall'intersezione tra la curva caratteristica della pompa e quella del circuito, che rappresenta le perdite di carico del sistema. Un corretto dimensionamento deve garantire che il punto di lavoro cada in una zona ad alto rendimento, evitando condizioni di sovra portata o sotto portata che potrebbero compromettere il raffreddamento del motore.

Nelle applicazioni moderne, soprattutto nei veicoli ibridi ed elettrificati, si stanno diffondendo pompe elettriche a controllo elettronico, che permettono di modulare la portata in funzione delle reali esigenze termiche del motore. Questo approccio consente di ridurre i consumi, migliorare il warm-up e ottimizzare la gestione termica complessiva.

La pompa dell'acqua riveste un ruolo fondamentale nella stabilità termica del motore. La sua progettazione richiede un equilibrio tra efficienza idraulica, affidabilità meccanica ed integrazione con la restante parte del sistema di raffreddamento. Comprendere le curve caratteristiche, le condizioni operative dell'impianto ed il comportamento della pompa stessa, consente di analizzare in

¹³ <https://www.altratecnica.it>

modo più consapevole le scelte progettuali e le strategie di controllo adottate nei moderni motori a combustione interna, ibridi ed elettrici.

4.5 VENTILATORE:

Nei sistemi di raffreddamento per autoveicoli, il compito principale è lo smaltimento del calore generato dal propulsore verso l'ambiente esterno. Sebbene a velocità elevate la pressione dinamica dell'aria (data dalla velocità del veicolo stesso) sia sufficiente a garantire il flusso necessario allo scambio termico attraverso il radiatore, spesso in condizioni critiche, come a basse velocità, pause prolungate o utilizzo gravoso della vettura, questa non basta più per garantire la sicurezza del motore.

In queste condizioni risulta fondamentale l'utilizzo di una ventola: essa ha il compito di generare la differenza di pressione necessaria a vincere la resistenza aerodinamica del pacco radiante, al fine di garantire sufficiente portata massica d'aria, richiesta per mantenere elevata l'efficienza dello scambio termico.

Un'unità di ventilazione è un sistema meccatronico complesso, costituito da una girante, un motore elettrico (tipicamente di tipo Brushless) ed un convogliatore, che ha il compito di impedire il ricircolo dell'aria e forzare il flusso attraverso il passaggio dell'intera superficie del radiatore e minimizzare quindi le zone d'ombra aerodinamiche.

Le prestazioni di una ventola sono descritte dalla sua curva caratteristica, che mette in relazione l'incremento di pressione statica fornito (prevalenza) con la portata volumetrica elaborata dalla girante. In generale, la curva ha un andamento decrescente: la pressione massima si ottiene a portata nulla (condizione di *stallo*), mentre la portata massima si ha a pressione nulla.

Come per il caso della pompa descritta al punto precedente, il punto di funzionamento del sistema di raffreddamento è determinato dall'intersezione tra la curva caratteristica della ventola e la curva di resistenza del sistema, descritta dalle perdite di carico dell'impianto. Generalmente la curva caratteristica del sistema ha andamento crescente della caduta pressione in funzione della portata volumetrica di fluido che attraversa l'impianto. In questo modo è possibile determinare il punto di lavoro. Il dimensionamento ottimale prevede che tale punto si trovi nella zona di massima efficienza della ventola, evitando fenomeni di stallo aerodinamico sulle pale che causerebbero vibrazioni, rumori indesiderati e crolli del rendimento.

Un radiatore con alettatura molto fitta aumenterà lo scambio termico, ma incrementerà drasticamente le perdite di carico del sistema, richiedendo una ventola con una prevalenza maggiore oppure un convogliatore più efficiente. Viceversa, un radiatore con meno superficie alettata diminuirà lo scambio termico effettivo, ma richiederà minore prevalenza del ventilatore, perché le perdite di carico diminuiscono. Occorre porre particolare attenzione nella progettazione di questi impianti, perché l'interazione tra questi sistemi complessi, definisce la capacità del veicolo di operare stabilmente sotto carichi termici estremi, senza incorrere in fenomeni di surriscaldamento del propulsore e senza compromettere la sicurezza del pilota e della vettura stessa:

suction / aspirante				
Static pressure Pressione statica mm H ₂ O	Airflow Portata m ³ /h	Current input Corrente assorbita A	Airflow Portata CFM	Static pressure Pressione statica inH ₂ O
0	700	4,3	413	0
5	620	4,5	366	0,2
7,5	580	4,6	342	0,3
10	540	4,7	319	0,4
12,5	500	4,9	295	0,5
15	470	5,0	277	0,6
17,5	420	5,1	248	0,7
20	330	5,3	195	0,8
25	200	5,7	118	1,0
30	130	5,9	77	1,2
35	0	6,3	0	1,4

Test voltage 13 V. d.c. - Tensione di prova 13 V. c.c.

(Imm.4.5 Curva caratteristica ventola SPAL VA75-A101-90A 12V, montata sulla monoposto)¹⁴

4.6 VALVOLA TERMOSTATICA:

La valvola termostatica è un componente passivo fondamentale del sistema di raffreddamento di un motore a combustione interna. Il suo ruolo principale è la regolazione del flusso di liquido refrigerante tra il propulsore e il radiatore, al fine di accelerare il raggiungimento della temperatura operativa ottimale nelle fasi di avviamento a freddo del motore stesso. La valvola, infatti, isola il radiatore dal circuito, forzando il fluido a ricircolare esclusivamente all'interno del propulsore. Questo permette di: ridurre drasticamente i tempi di riscaldamento (limitando le usure meccaniche dovute alle tolleranze non ancora a regime termico), ed ottimizzare la combustione per limitare quindi gli inquinanti prodotti.

Nella sua versione standard la valvola termostatica è un dispositivo che non richiede segnali elettrici esterni, e si basa sulla variazione di stato fisico di un materiale sensibile, cioè cera termostatica, la quale è contenuta all'interno di una specifica capsula. Al raggiungimento di una temperatura specifica, la cera subisce una transizione di fase solido-liquido, espandendosi volumetricamente in modo significativo.

Il funzionamento si basa sull'equilibrio tra la forza esercitata dalla pressione interna della cera e la forza di contrasto della molla:

¹⁴ <https://www.tecnopiu.com>

-FASE DI CHIUSURA ($T_{\text{fluido}} < T_{\text{attivazione cera}}$): la cera è allo stato solido. La molla mantiene l'otturatore meccanico premuto sulla sede. Il refrigerante fluisce solo attraverso il bypass, escludendo lo scambiatore di calore esterno.

-FASE DI TRANSIZIONE ($T_{\text{attivazione cera}} < T_{\text{fluido}} < T_{\text{completa liquefazione}}$): la cera inizia a fondere ed espandersi. L'asta di spinta solleva l'otturatore, permettendo a una frazione del fluido di dirigersi verso il radiatore. Il sistema si comporta come un regolatore proporzionale meccanico.

-FASE APERTURA ($T_{\text{fluido}} > T_{\text{completa liquefazione}}$): la cera è completamente liquida e l'espansione è massima. L'otturatore libera totalmente il passaggio verso il radiatore. In questa condizione, la capacità di smaltimento termico dipende esclusivamente dall'efficienza della massa radiante e dalla portata d'aria che confluisce su di esso.

L'integrazione della valvola termostatica all'interno del circuito di raffreddamento garantisce la stabilità termica necessaria per coniugare l'integrità dei componenti interni del propulsore, l'efficienza di combustione ed inquinamento atmosferico. La sua natura auto-attuante offre un'affidabilità intrinseca fondamentale in tutte le applicazioni in cui è richiesta semplicità costruttiva e precisione sul controllo del fluido. L'analisi del comportamento di questo componente permette di definire con accuratezza la portata del liquido termovettore effettiva che attraversa la massa radiante, parametro fondamentale per il dimensionamento parametrico del radiatore, come vedremo nei successivi capitoli.



(Imm.4.6 Termostato per sistema raffreddamento M.C.I.)¹⁵

4.7 LIQUIDO RAFFREDDAMENTO:

Nei sistemi di raffreddamento ad alte prestazioni, l'uso di acqua pura come fluido termovettore è sconsigliato a causa dei limiti legati ai punti di congelamento ed ebollizione, oltre alla suscettibilità ambientale ed ai fenomeni corrosivi. Generalmente si adotta una miscela di acqua demineralizzata e glicole etilenico, additivata con inibitori di corrosione. Il ruolo del glicole è duplice: abbassare il punto di congelamento (protezione antigelo) e innalzare il punto di ebollizione, garantendo la stabilità

¹⁵ <https://www.valeoservice.it>

della fase liquida a temperature di esercizio superiori ai 100°C (questo anche grazie al pressure cap discusso nel paragrafo 4.3).

La percentuale di glicole in volume (tipicamente compresa tra il 30% e il 50%) altera drasticamente le proprietà del fluido. È fondamentale comprendere che, mentre il glicole protegge il sistema, esso presenta proprietà di scambio termico inferiori rispetto all'acqua pura:

-CALORE SPECIFICO: l'acqua possiede uno dei calori specifici più elevati e l'aggiunta di glicole riduce fortemente questa proprietà della miscela. Ciò significa che, a parità di portata massica e calore fornito al fluido attraverso i travasi del motore, una miscela con più glicole subirà un aumento di temperatura maggiore:

$$Q = \dot{m} * c_p * \Delta T [W] \quad (4.1)$$

-DENSITA': il glicole etilenico è più denso dell'acqua. Un aumento della concentrazione aumenta la densità della miscela, influenzando la potenza assorbita dalla pompa meccanica o elettrica necessaria per movimentare il fluido, incrementando quindi le perdite di carico dell'intero impianto.

-CONDUTTIVITA' TERMICA: la capacità del fluido di condurre calore a livello molecolare diminuisce all'aumentare della percentuale di glicole. Questo peggiora il coefficiente di scambio termico convettivo all'interno dei tubi del radiatore.

-EBOLLIZIONE: in un sistema pressurizzato, una miscela al 50% di glicole può raggiungere temperature di circa 125-130 gradi Celsius prima di bollire, favorendo lo scambio termico tramite l'ambiente, perché aumenta il differenziale di temperatura rispetto alla temperatura dell'aria a cui cedere calore.

-VISCOSITA': all'aumentare della percentuale di glicole, la viscosità cinematica cresce sensibilmente, specialmente a basse temperature. Una viscosità elevata aumenta le perdite di carico nel circuito come accade per la densità, richiedendo una prevalenza maggiore della pompa per movimentare il fluido nell'impianto.

Occorre evidenziare che la scelta della miscela è un compromesso: una concentrazione elevata protegge il motore in inverno e permette temperature di utilizzo più alte, ma richiede un radiatore di dimensioni maggiori a causa delle peggiori proprietà di trasporto termico del fluido. Per una vettura da competizione che opera in climi controllati, si tende a minimizzare la percentuale di glicole per massimizzare il calore specifico e l'efficienza del sistema. Nel nostro caso, come evidenziato nel capitolo 2 (specifico per la regolamentazione della formula SAE) non è consentito l'utilizzo di glicole miscelabile all'acqua, perché ha una consistenza viscosa e oleosa. In caso di incidente, rottura di un manicotto dell'impianto o perdita involontaria dal radiatore, il liquido che si riversa sull'asfalto crea una patina estremamente scivolosa che non evapora rapidamente e quindi pericolosa. Sebbene sia miscelato con acqua, il glicole etilenico puro è un liquido infiammabile. In condizioni di alta pressione e temperatura, se nebulizzato su parti roventi (come i collettori di scarico che possono superare gli

800 gradi Celsius), può innescare incendi nel vano motore. L'acqua pura, al contrario, agisce come estinguente naturale.

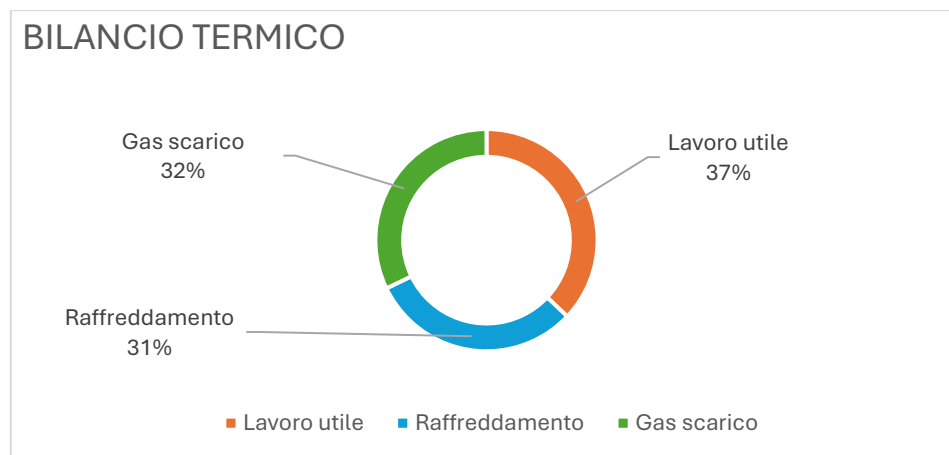
Per ovviare alla mancanza di glicole senza rinunciare alla protezione del motore, nei sistemi di raffreddamento per veicoli da competizione si utilizzano:

-ACQUA DISTILLATA+TENSIOATTIVI: si aggiungono additivi chimici (tensioattivi) che riducono la tensione superficiale dell'acqua. Questo permette al liquido di raggiungere meglio le pareti metalliche del radiatore e del monoblocco, eliminando le microbolle d'aria e migliorando lo scambio termico globale.

-INIBITORI DI CORROSIONE: poiché l'acqua pura è altamente corrosiva per l'alluminio e le leghe del motore, si aggiungono pacchetti di inibitori specifici per limitare questo fenomeno, senza alterare le proprietà dell'acqua in caso di perdita.

5. BILANCIO TERMICO

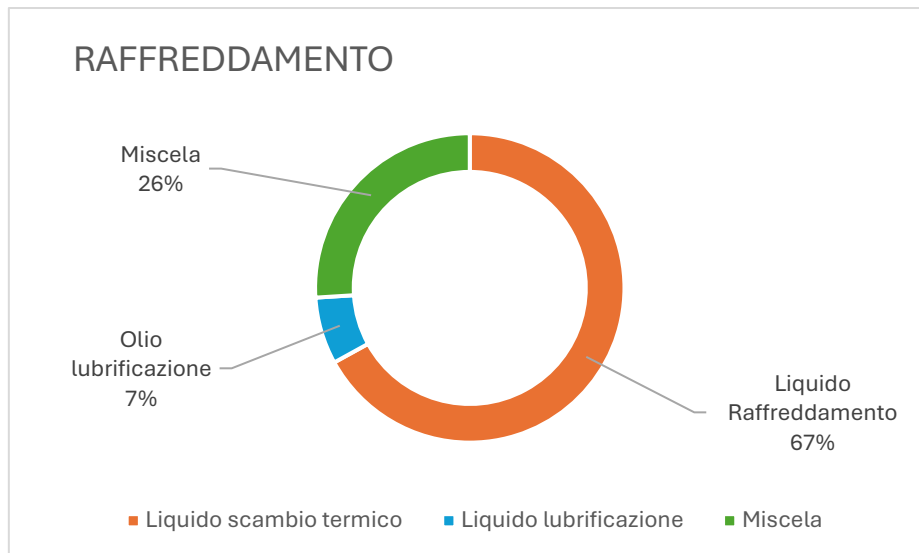
Un motore da competizione (come d'altronde qualsiasi altro motore) trasforma la potenza termica totale in esso introdotta dal combustibile in una frazione inferiore di potenza meccanica utile. La differenza tra le precedenti è la potenza termica, che occorre asportare attraverso diverse vie: il sistema di raffreddamento a liquido, i gas di scarico, ed i meccanismi di radiazione e convezione delle componenti del motore stesso verso l'ambiente:



(Imm.5.1 Bilancio termico motore a combustione interna ciclo Otto)¹⁶

Il raffreddamento a sua volta può essere scomposto in varie componenti. Il 21% è affidato allo scambio termico con il fluido dell'impianto dedicato, il 2% è adibito allo scambio termico tramite il fluido di lubrificazione (olio) e il rimanente 8% è associato al raffreddamento dei pistoni all'interno del motore non appena la miscela aria-benzina entra all'interno della camera di combustione:

¹⁶ Dante Giacosa, *Motori Endotermici*, 2000.



(Imm.5.2 Scomposizione componenti raffreddamento motore a combustione interna ciclo Otto)¹⁷

La dissipazione di calore attraverso i gas di scarico corrisponde al riscaldamento dell'aria e del combustibile, che entrati a temperatura ambiente, ne escono trasformati in gas di scarico a temperatura maggiore, assorbendo così calore generato dai processi di combustione.

5.1 POTENZA TERMICA MASSIMA DA SMALTIRE MCI:

In questa sezione si determina la potenza termica massima che occorre smaltire tramite il sistema di raffreddamento a liquido del motore a combustione interna alloggiato sulla monoposto della squadra, in condizioni di potenza massima a regime costantemente erogata.

Il bilancio energetico (in potenza) in forma semplificata risulta:

$$\dot{Q}_{\text{comb}} = P_{\text{albero}} + \dot{Q}_{\text{raff}} + \dot{Q}_{\text{scarico}} + \dot{Q}_{\text{perdite}} \quad (5.1)$$

dove:

- $\dot{Q}_{\text{comb}}$: potenza termica introdotta con il combustibile
- P_{albero} : potenza utile all'albero
- $\dot{Q}_{\text{raff}}$: potenza termica da smaltire dal sistema di raffreddamento
- $\dot{Q}_{\text{scarico}}$: calore che esce con i gas di scarico
- $\dot{Q}_{\text{perdite}}$: irraggiamento, convezione, e attriti

¹⁷ Giacomo Augusto Pignone, Ugo Romolo, *Motori ad Alta Potenza Specifica*, 2023.

L'obiettivo è stimare $\dot{Q}_{\text{raff}}$ a partire dalla conoscenza della potenza utile del motore, dall'ipotesi sul rendimento globale del sistema, e dalla ripartizione del calore nel bilancio termico. Facciamo l'assunzione di un propulsore con rendimento globale pari al 30% e potenza utile massima all'albero motore pari a 95 cavalli vapore (69,9 kW):

$$P_{\text{albero}}[\text{kW}] = 0,7355 \cdot P_{\text{albero}}[\text{cv}] \quad (5.2)$$

$$P_{\text{albero}} = 0,7355 \cdot 95 \approx 69,87 [\text{kW}] \quad (5.3)$$

Si assume:

$$P_{\text{albero}} \approx 69,9 [\text{kW}]$$

Per quanto riguarda il rendimento globale, per sua definizione:

$$\eta_g = \frac{P_{\text{albero}}}{\dot{Q}_{\text{comb}}} \Rightarrow \dot{Q}_{\text{comb}} = \frac{P_{\text{albero}}}{\eta_g} \quad (5.4)$$

Sostituendo:

$$\dot{Q}_{\text{comb}} = \frac{69,9}{0,30} \approx 233 [\text{kW}] \quad (5.5)$$

Quindi il propulsore per erogare 95 cv di potenza utile in caso di massima erogazione utilizza 233 kW di potenza termica introdotta dal combustibile. Assumiamo, come mostra la figura 5.1, una ripartizione tipica di scambio termico pari a:

$$f_{\text{raff}} \approx 0,21$$

Perciò:

$$\dot{Q}_{\text{raff}} = f_{\text{raff}} \cdot \dot{Q}_{\text{comb}} = 0,21 \cdot 233 = 48,93 [\text{kW}] \quad (5.6)$$

Quindi a pieno carico, il sistema di raffreddamento deve essere in grado di poter smaltire circa 50 kW di potenza termica derivante l'utilizzo del motore a regime continuativo di potenza massima erogabile.

5.2 POTENZA TERMICA EFFETTIVA DA SMALTIRE MCI:

Il motore a combustione interna della nostra monoposto non lavora sempre in condizioni di regime a potenza massima in ogni condizione operativa, ma spazia un notevole arco di punti di funzionamento durante le competizioni¹⁸. La condizione di potenza massima è decisamente sfruttata durante la prova di accelerazione della monoposto, la quale però ha durata limitata, al massimo qualche decina di secondi, per cui non è necessario dimensionare e progettare il sistema di raffreddamento considerando il massimo carico termico sviluppato dal motore, calcolato al paragrafo precedente (5.1).

Occorre porre molta più attenzione alla prova di durata, la cosiddetta gara Endurance, dove la vettura è sottoposta a carico termico sicuramente inferiore a quello ottenibile a potenza massima in condizioni di regime, ma la durata di tale prova è notevolmente maggiore di quella di accelerazione.

Per determinare il carico termico che occorre smaltire in questa condizione decisamente più gravosa, utilizziamo l'ausilio di un software di simulazione 1-D chiamato GT-POWER, il quale è in grado di simulare accuratamente il carico termico totale da smaltire tramite la modellazione specifica del motore della monoposto. Tramite questo ausilio, siamo in grado di conoscere questo valore a diversi regimi di rotazione:

rpm engine	Total heat transfer [kW]
12000	40,2
11500	40,3
11000	39,6
10500	38,1
10000	36,5
9500	33,0
9000	31,2
8500	32,1
8000	32,1
7500	30,9
7000	28,1
6000	20,7
5500	19,9
5000	18,5
4500	16,6

(Imm.5.3 Calore totale da smaltire a diversi regimi di rotazione del motore)

¹⁸ Giancarlo Ferrari, *Motori a combustione interna* 2016.

Questo contributo tiene conto del calore generato dalla combustione all'interno delle quattro camere di scoppio del propulsore, del calore generato per attriti e frizioni, del calore ceduto ai gas di scarico e del calore assorbito dalla miscela di aria e benzina nella fase di aspirazione:

rpm engine	Friction power [kW]
12000	17,8
11500	16,6
11000	15,3
10500	14,1
10000	13,0
9500	11,7
9000	10,6
8500	9,8
8000	8,9
7500	8,1
7000	7,1
6000	5,2
5500	4,6
5000	3,9
4500	3,3

(Imm.5.4 Quota parte del calore totale generato per attriti e frizioni dal propulsore)

Una volta determinato il calore totale da smaltire a diverse rotazioni del propulsore, è necessario estrapolare un valore medio di tale parametro al fine di eseguire il dimensionamento opportuno dell'impianto di raffreddamento. Per procedere in questo modo occorre analizzare il comportamento della monoposto durante la competizione Endurance, nello specifico i vari punti di lavoro del propulsore del veicolo. Tramite l'estrapolazione dei dati dalla centralina della monoposto, è stato possibile ricavare il numero dei punti di funzionamento del veicolo, a cui riferirci per determinare una condizione media di utilizzo:

		RPM															
TPS		4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000	10500	11000	11500
	25-30	854	1038	1423	2136	2026	2321	2274	1227	822	510	320	224	48	25	41	115
	30-35	780	1043	1457	2507	2188	2613	2910	1539	887	468	275	151	60	24	23	14
	35-40	437	848	1213	2400	2455	2640	3579	2373	1164	781	217	125	69	37	26	11
	40-45	253	476	655	1680	2094	1921	2662	2885	1609	1053	361	229	84	44	44	9
	45-50	131	321	576	1192	1702	1451	1788	2328	1990	1068	404	330	130	51	45	10
	50-60	38	208	456	834	1660	1850	2342	3588	4310	2141	941	798	312	248	135	26
	60-70	21	81	131	368	787	921	1155	1008	1737	1299	902	519	375	491	189	31
	70-80	7	23	35	183	330	447	662	615	768	712	591	360	268	274	162	25
	80-100	1	13	117	702	1241	2182	3165	3752	6790	7683	8168	9212	8987	7848	3399	198

(Imm.5.5 Numero punti di funzionamento del veicolo in diverse condizioni operative durante gara Endurance)

Nella precedente tabella sono mostrati il numero di punti di funzionamento del veicolo per diverse condizioni operative, date dalla variazione della posizione della farfalla del motore TPS (Throttle Position Sensor) ed il corrispettivo numero di giri. Nella colorazione rossa si hanno condizioni di lavoro maggiormente sfruttate dal propulsore, mentre in verde le condizioni meno utilizzate. La colorazione gialla indica un utilizzo medio di quegli specifici punti di funzionamento.

Dobbiamo procedere con una media ponderata, dove il "peso" di ogni classe di giri è rappresentato dalla frequenza (il numero di punti di funzionamento) contenuta nelle celle. La formula per la media ponderata degli RPM è:

$$\overline{RPM} = \frac{\sum(RPM_i * P_i)}{\sum P_i} \quad (5.7)$$

Dove:

- RPM_i è il valore della colonna ovvero la classe dei giri
- P_i è la somma dei punti di funzionamento per quella specifica colonna (totale verticale per classe di giri)

Sommiamo i valori di ogni colonna per capire quanto tempo il motore ha passato a quel determinato regime, indipendentemente dall'apertura farfalla (TPS):

- **4000:** 2522 punti
- **4500:** 4051 punti
- **5000:** 6063 punti
- **5500:** 12002 punti
- **6000:** 14483 punti
- **6500:** 16346 punti
- **7000:** 20537 punti
- **7500:** 19315 punti
- **8000:** 20077 punti
- **8500:** 15715 punti

- **9000:** 12179 punti
- **9500:** 11948 punti
- **10000:** 10333 punti
- **10500:** 9042 punti
- **11000:** 4064 punti
- **11500:** 439 punti

Il numero totale dei punti di funzionamento risulta essere: **179116**.

Svolgendo i calcoli, il valore medio è: **7658** giri/min

Se consideriamo l'apertura della farfalla (TPS), nello specifico la distribuzione delle celle rosse, notiamo una forte polarizzazione:

-CARICO PARZIALE (TPS 25-60%): il motore lavora molto tra i 5500 e i 7500 RPM. Questi sono probabilmente i punti di funzionamento durante le fasi di percorrenza curva ed eventuali correzioni durante la traiettoria.

-PIENO CARICO (TPS 80-100%): Qui si concentra la maggior parte dei punti ad alti regimi (9000 - 10500 RPM). Questo indica le fasi di rettilineo o accelerazione pura.

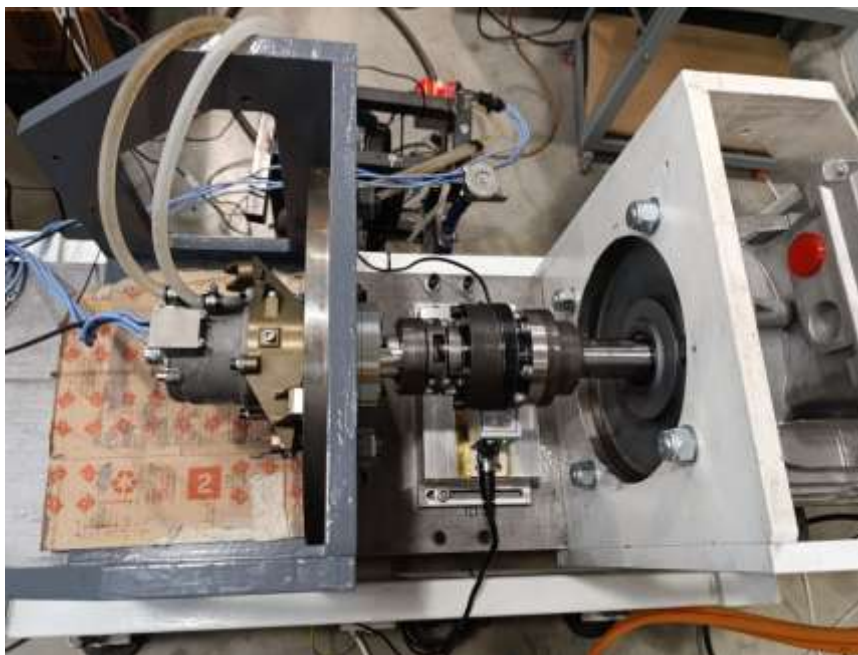
In definitiva, dall'analisi dei dati telemetrici raccolti grazie all'acquisizione dalla centralina della vettura, si evince che il motore opera ad un regime medio ponderato di 7645 RPM, e considerando i valori del TPS, si determina una velocità media corrispondente del veicolo pari a $v = 55 \left[\frac{km}{h} \right]$. Tuttavia, per porci in condizioni di sicurezza e semplificare il ragionamento per il dimensionamento dell'impianto di raffreddamento, considereremo 8000 RPM. Riferendosi così alla tabella 5.3, è possibile andare a determinare il calore totale che occorre dissipare durante la condizione più gravosa, ovvero la competizione di Endurance, equivalente a 32.1 kW.

Dall'immagine 5.2 è facile rendersi conto che la quantità effettiva di calore che occorre asportare dal sistema di raffreddamento a liquido in suddette condizioni è pari a:

$$\bar{Q} = 0.67 * 32.1 \cong 21.5 [kW] \quad (5.8)$$

6. BILANCIO TERMICO SISTEMA ELETTRICO

Il presente capitolo si pone l'obiettivo di analizzare in dettaglio il bilancio termico del sistema di propulsione ibrida, integrando le esigenze dissipative dei motori elettrici, degli inverter di potenza e del pacco batteria. La gestione del calore in un'architettura così complessa richiede un approccio sistematico per garantire l'efficienza termodinamica e la longevità dei componenti elettronici. Date le marcate divergenze nelle temperature di esercizio ottimali, dove i motori elettrici tollerano soglie termiche superiori rispetto alla sensibilità termica di inverter e celle elettrochimiche, la strategia progettuale converge verso la separazione progettuale degli impianti. Si ipotizza, pertanto, l'implementazione di due circuiti di raffreddamento distinti: un ramo ad alta temperatura (HT) dedicato alle componenti elettromeccaniche e un ramo a bassa temperatura (LT) per l'elettronica di potenza e l'accumulo¹⁹. Tale separazione permette di ottimizzare il dimensionamento degli scambiatori di calore e la modulazione delle portate in gioco, minimizzando i consumi energetici ausiliari e massimizzando le prestazioni globali del veicolo in ogni condizione operativa. Per determinare questi parametri in modo accurato abbiamo eseguita un'intensiva analisi al banco prova per quanto riguarda il motore elettrico e corrispettivo riduttore, azionati dall'elettronica di potenza:



(Imm.6.1 Sperimentazione a banco prova del propulsore e riduttore)

¹⁹ SAE International, *Vehicle Thermal Management: Heat Exchangers & Climate Control 2004*

6.1 POTENZA TERMICA DA SMALTIRE MOTORI ELETTRICI:

L'obiettivo di questa sezione è stimare la quantità di potenza termica che deve essere smaltita dal sistema di raffreddamento per i due motori elettrici da 4 kW ciascuno, montati sui mozzi anteriori della nostra monoposto. Occorre considerare che ogni motore elettrico assorbe potenza elettrica, converte questa potenza in meccanica utile all'albero ovvero le ruote anteriori della vettura attraverso l'utilizzo di un riduttore. Non tutta la potenza elettrica è convertita in meccanica, la parte rimanente si traduce in perdite, che si manifestano principalmente sotto forma di calore. Il sistema di raffreddamento deve essere progettato per evacuare questo calore generato, in modo da mantenere la temperatura di esercizio ottimale dei motori.

Indichiamo con:

- $P_{\text{elec,tot}}$: potenza elettrica totale fornita dalla batteria ai due motori;
- $P_{\text{mecc,tot}}$: potenza meccanica totale erogata dagli alberi dei motori (ruote);
- P_{loss} : perdite complessive, che si manifestano principalmente come calore;
- η : rendimento globale del sistema motore (motore elettrico + riduttore).

Nel nostro caso:

$$P_{\text{elec,tot}} = 2 * 4 = 8 \text{ [kW]} \quad (6.1)$$

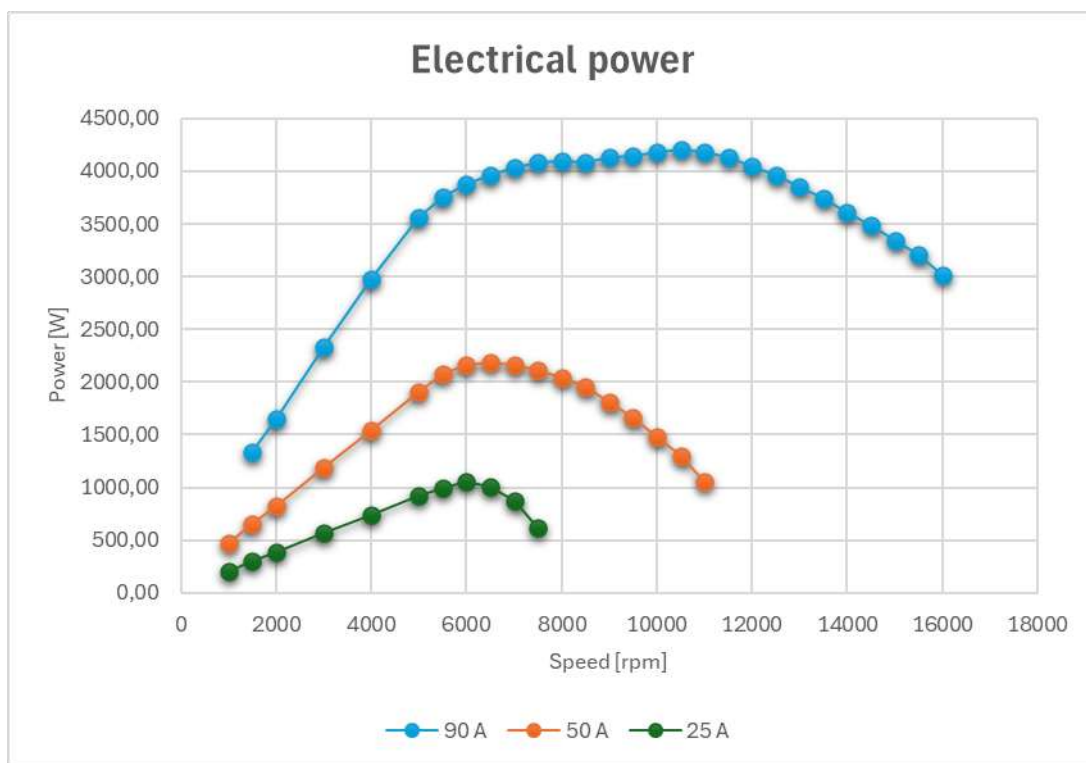
Per un motore elettrico, il rendimento si definisce come:

$$\eta = \frac{P_{\text{mecc,tot}}}{P_{\text{elec,tot}}} \quad (6.2)$$

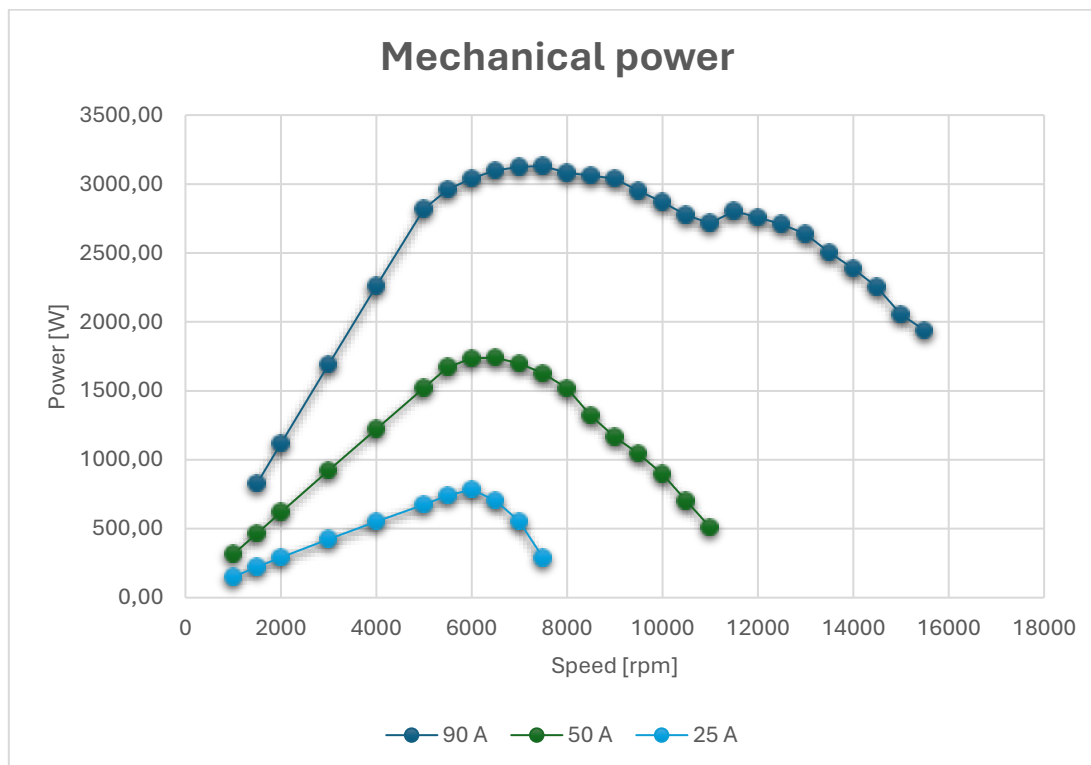
da cui si ricava:

$$P_{\text{mecc,tot}} = \eta \cdot P_{\text{elec,tot}} \quad (6.3)$$

Per determinare il rendimento del gruppo motore elettrico e riduttore, costituente il mozzo ruota anteriore, è stato necessario tramite analisi a banco prova, determinare la potenza elettrica fornita al propulsore tramite l'elettronica di potenza e l'effettiva potenza meccanica fornita alla ruota misurata dal freno meccanico. Una volta individuate, per ogni condizione operativa è stato eseguito il rapporto tra i due valori delle precedenti tramite foglio di calcolo per determinare il desiderato rendimento totale del gruppo ruota. Il sistema elettromeccanico è stato alimentato con differenti valori di corrente, per simulare le diverse condizioni operative cui potrebbe essere sottoposto il motore durante una competizione. È stato così possibile determinare i valori di potenza elettrica e meccanica per diverse velocità di rotazione del propulsore alimentato con diverse condizioni valori nominali di corrente:



(Imm. 6.2 Potenza elettrica motore per diversi valori nominali di corrente)



(Imm. 6.3 Potenza meccanica motore per diversi valori nominali di corrente)

SAMPLED QUANTITIES										COMPUTED QUANTITIES									
Target I	Motor speed	Type speed	Torque	Phase current	DC current	Iq	Id	Vq	Vd	Iq rms	Id rms	Inmodule	Inmodule	Vmodule	Angle	Mechanical power	Electrical power	Efficiency	
Apk	rpm	rpm	Nm	Arms	A	A	A	V	V	Arms	Arms	Arms	Apeak	Vpeak	deg	W	W	-	
	1500	154.5	51.2	65	22.8	86.7	-24.13	9.2	-5.5	61.31	-17.06	63.64	89.99	15.16	-15.55	828.27	1340.41	0.62	
	2000	206.0	51.8	65	28	86.7	-24.13	11.2	-7.5	61.31	-17.06	63.64	89.99	19.06	-15.55	1117.30	1646.12	0.68	
	3000	309.0	52.3	65	39.6	86.7	-24.13	14.9	-11.9	61.31	-17.06	63.64	89.99	26.97	-15.55	1692.12	2328.08	0.73	
	4000	411.9	52.4	64.5	50.6	86.7	-24.13	18	-16.3	61.31	-17.06	63.64	89.99	34.34	-15.55	2260.48	2974.77	0.76	
	5000	514.9	52.3	65	60.6	86	-26.5	20	-21	60.81	-18.74	63.63	89.99	41.01	-17.13	2820.21	3562.67	0.79	
	5500	566.4	49.9	64.7	63.8	82.6	-35.5	19.8	-22	58.41	-25.10	63.57	89.91	41.86	-23.26	2959.87	3750.80	0.79	
	6000	617.9	47	64	66	79.2	-42.7	19	-23.5	56.00	-30.19	63.62	89.98	42.74	-28.33	3041.29	3880.14	0.78	
	6500	669.4	44.2	63.8	67.4	76	-48.15	18.2	-24	53.74	-34.05	63.62	89.97	42.60	-32.36	3098.45	3962.45	0.78	
	7000	720.9	41.4	63.4	68.6	73.2	-52.3	18	-25	51.76	-36.98	63.61	89.96	43.57	-35.55	3125.42	4032.99	0.77	
	7500	772.4	38.7	63.4	69.4	70.5	-55.8	17.5	-25.8	49.85	-38.46	63.58	89.91	44.09	-36.36	3130.27	4080.03	0.77	
	8000	823.9	35.7	63	69.6	68.6	-58	17	-26	48.51	-41.01	63.52	89.83	43.93	-40.21	3080.12	4091.78	0.75	
	8500	875.4	33.4	62.7	69.5	66.1	-60.7	16.5	-25.8	46.74	-42.92	63.46	89.74	43.31	-42.56	3061.79	4085.91	0.75	
	9000	926.9	31.3	64	70.4	63.7	-63.4	16.1	-26.1	45.04	-44.83	63.55	89.67	43.37	-44.86	3038.06	4138.82	0.73	
	9500	978.4	28.8	65	70.6	61	-66	15.8	-26.2	43.13	-46.67	63.55	89.67	43.27	-47.25	2950.70	4150.57	0.71	
	10000	1029.9	26.6	65	71.15	58.3	-68.5	15	-26.2	41.22	-48.44	63.60	89.95	42.70	-49.60	2868.74	4182.91	0.69	
	10500	1081.4	24.5	65.5	71.5	55.6	-70.9	14	-26.4	39.32	-50.13	63.71	90.10	42.26	-51.90	2774.37	4203.49	0.66	
	11000	1132.9	22.9	64.7	71.1	52.8	-72.15	13.8	-26.8	37.34	-51.02	63.22	89.41	42.63	-53.80	2716.67	4179.97	0.65	
	11500	1184.3	22.6	63.2	70.4	51.38	-72.15	13.9	-27.8	36.33	-51.02	62.63	88.57	43.96	-54.54	2802.95	4138.82	0.68	
	12000	1235.8	21.3	62.5	68.8	49.3	-72.15	14.2	-28	34.86	-51.02	61.79	87.38	44.40	-55.66	2756.58	4044.75	0.68	
	12500	1287.3	20.1	61.7	67.45	47.2	-72.15	14.3	-28.1	33.38	-51.02	60.97	86.22	44.59	-56.81	2709.66	3965.39	0.68	
	13000	1338.8	18.8	60.7	65.5	44.8	-72.15	14.8	-28	31.68	-51.02	60.05	84.93	44.79	-58.16	2635.79	3850.75	0.68	
	13500	1390.3	17.2	59.6	63.6	42.3	-72.15	15	-28	29.91	-51.02	59.14	83.64	44.92	-59.62	2504.21	3739.04	0.67	
	14000	1441.8	15.8	59	61.5	40	-72.15	15.7	-27.8	28.28	-51.02	58.33	82.50	45.15	-61.00	2385.58	3615.59	0.66	
	14500	1493.3	14.4	58	59.4	37.85	-72.15	16	-27.6	26.76	-51.02	57.61	81.48	45.12	-62.32	2261.65	3492.13	0.64	
	15000	1544.8	12.7	57.2	56.9	35.55	-72.15	16.2	-27	25.14	-51.02	56.87	80.43	44.53	-63.77	2054.49	3345.15	0.61	
	15500	1596.3	11.6	56.4	54.6	33.4	-72.15	16.5	-27	23.62	-51.02	56.22	79.51	44.75	-65.16	1939.09	3209.93	0.60	
	16000	1647.8	10	55.7	51.28	30.75	-72.15	18	-26.5	21.74	-51.02	55.46	78.43	45.30	-66.92	1725.56	3014.75	0.57	

(Imm. 6.4 Valori di efficienza per diverse condizioni operative con un valore nominale di corrente pari a 90 Ampere)

Dalla precedente tabella si nota che al variare del numero di giri del propulsore il valore dell'efficienza varia leggermente a parità di corrente erogata (90 Ampere), inoltre aumentando il valore nominale della stessa il rendimento diminuisce a causa dell'aumento stesso della corrente di alimentazione che favorisce l'innalzamento delle perdite per effetto Joule nei conduttori, che si traduce in maggiore calore da dissipare. Ci siamo posti quindi nelle condizioni più gravose di utilizzo considerando il valore massimo di alimentazione del gruppo elettromeccanico. Consideriamo un valore medio di efficienza del propulsore e riduttore pari a 0.7.

Applicando la formula 6.3 nel caso di rendimento calcolato precedentemente:

$$P_{\text{mecc,tot}} = 0,70 \cdot 8 \text{ kW} = 5.6 \text{ [kW]} \quad (6.4)$$

Quindi, a fronte di 8 kW elettrici forniti dalla batteria, i due motori erogano complessivamente circa 5.6 kW di potenza meccanica in condizioni più gravose.

Le perdite complessive sono date dalla differenza tra potenza elettrica in ingresso e potenza meccanica in uscita:

$$P_{\text{loss}} = P_{\text{elec,tot}} - P_{\text{mecc,tot}} \quad (6.5)$$

Sostituendo i valori:

$$P_{\text{loss}} = 8 - 5.6 = 2.4 \text{ [kW]} \quad (6.6)$$

Quindi:

$$P_{\text{loss}} \approx 2.5 \text{ [kW]} \quad (6.7)$$

Questa è la potenza termica che, in condizioni nominali di utilizzo con rendimento del 70% del gruppo elettromeccanico, deve essere smaltita dal sistema di raffreddamento HT (Hot Temperature) dedicato dei motori elettrici.

6.1.1 TEMPERATURA MASSIMA DI ESERCIZIO:

In questo capitolo si illustra, passo dopo passo, il procedimento per determinare la portata di fluido di raffreddamento necessaria in un impianto HT (Hot Temperature) dedicato ai motori elettrici assumendo che il sistema debba smaltire una potenza termica pari a:

$$P_{\text{loss,tot}} = 2,5 \text{ [kW]}$$

e che la temperatura massima di esercizio dei motori non debba superare:

$$T_{\text{mot,max}} = 80[^\circ\text{C}]$$

L'obiettivo è ricavare una portata di progetto del fluido (per regolamentazione acqua pura) che consenta di mantenere i motori entro questo limite termico nelle condizioni di funzionamento più gravose. Il sistema di raffreddamento viene modellato, in prima approssimazione, come un circuito in cui un fluido di raffreddamento:

- assorbe il calore generato dai motori elettrici attraverso le camicie di raffreddamento;
- lo cede all'ambiente esterno tramite radiatore

Si consideri il fluido di raffreddamento che attraversa il circuito a contatto con i motori. Il fluido entra nello scambiatore (camicia) a una temperatura T_{in} ed esce a una temperatura più elevata T_{out} , avendo assorbito il calore generato dai motori.

In condizioni stazionarie, il bilancio energetico sul fluido può essere espresso come:

$$P_{\text{loss,tot}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (6.8)$$

dove:

- $\dot{m}$ è la portata massica del fluido [kg/s],
- c_p è il calore specifico a pressione costante del fluido $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$,
- $\Delta T = T_{\text{out}} - T_{\text{in}}$ è il salto termico del fluido attraverso i motori [K],
- $P_{\text{loss,tot}}$ è la potenza termica da smaltire [W].

Da questa relazione si ricava la portata massica:

$$\dot{m} = \frac{P_{\text{loss,tot}}}{c_p \cdot \Delta T} \quad (6.9)$$

Si assumono i seguenti valori medi per il fluido:

$$c_p \approx 4186 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$$

$$\rho \approx 1050 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

dove ρ è la densità del fluido. Questi valori sono indicativi ma rappresentativi delle condizioni operative tipiche. Il vincolo di temperatura massima dei motori, $T_{\text{mot,max}} = 80[^\circ\text{C}]$, entra in gioco nella scelta delle temperature del fluido. In generale, la temperatura del fluido in ingresso ai motori, T_{in} , deve essere sufficientemente inferiore a $T_{\text{mot,max}}$ per garantire un adeguato gradiente termico tra motore e fluido, necessario a favorire lo scambio di calore. Si può ipotizzare:

- temperatura massima del fluido in uscita dai motori:

$$T_{\text{out}} \approx 60[^\circ\text{C}]$$

- temperatura del fluido in ingresso:

$$T_{\text{in}} \approx 50[^\circ\text{C}]$$

In questo caso, il salto termico sul fluido risulta:

$$\Delta T = T_{\text{out}} - T_{\text{in}} = 60 - 50 = 10 \text{ [K-}^\circ\text{C]} \quad (6.10)$$

Il fatto che il fluido operi a temperature inferiori rispetto agli 80 °C massimi ammessi per il motore consente di mantenere un gradiente di temperatura motore–fluido sufficiente a garantire lo scambio termico, tenendo conto della resistenza termica complessiva tra avvolgimenti, carcassa e camicia. Trattandosi di un dimensionamento preliminare è comunque utile analizzare più di uno scenario di ΔT , ad esempio:

- Caso A: $\Delta T = 5 \text{ [K]}$,
- Caso B: $\Delta T = 10 \text{ [K]}$.

-Caso A: salto termico $\Delta T = 5 \text{ [K]}$:

Si sostituiscono i valori nella relazione:

$$\dot{m} = \frac{P_{\text{loss,tot}}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{2500}{4186 \cdot 5} \approx 0.12 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (6.11)$$

La portata massica richiesta, per un salto termico di 5 [K], è quindi:

$$\dot{m} = 0,12 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

-Caso B: salto termico $\Delta T = 10$ K:

Analogamente:

$$\dot{m} = \frac{2500}{4186 \cdot 10} \approx 0.06 \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (6.12)$$

In questo caso, la portata massica richiesta è:

$$\dot{m} = 0.06 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Per la progettazione pratica del circuito è spesso più comodo esprimere la portata in termini volumetrici $\dot{V} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ o $\left[\frac{l}{min} \right]$. La relazione tra portata massica e volumetrica è:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (6.13)$$

Caso A: salto termico $\Delta T = 5$ [K]:	$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = 6.8 \left[\frac{l}{min} \right]$
Caso B: salto termico $\Delta T = 10$ [K]:	$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = 3.4 \left[\frac{l}{min} \right]$

(Tab 6.1 Portata volumetrica impianto HT)

I risultati ottenuti mostrano che, per smaltire una potenza termica pari a 2,5 [kW]:

- con un salto termico di 5 [K], è necessaria una portata volumetrica di $6.8 \left[\frac{l}{min} \right]$;
- con un salto termico di 10 [K], è sufficiente una portata volumetrica di $3.4 \left[\frac{l}{min} \right]$.

La scelta del valore di ΔT dipende da diversi fattori:

- uniformità di temperatura nei motori: un ΔT ridotto tende a garantire temperature più omogenee del motore;
- dimensionamento della pompa: portate maggiori richiedono pompe più potenti ed ingombranti; perciò, comportano perdite di carico maggiori;

Questi valori sono relativamente contenuti e compatibili con le capacità di piccole pompe elettriche che è possibile alloggiare in punti specifici della monoposto per favorire la disposizione delle componenti del circuito e permettere così l'evacuazione ottimale del calore da smaltire per l'impianto HT (Hot Temperature).

6.2 POTENZA TERMICA DA SMALTIRE PACCO BATTERIA:

Nel dimensionamento del sistema di raffreddamento di un veicolo elettrico o elettrico ad alte prestazioni, uno degli elementi più critici è il pacco batteria. Oltre a garantire l'erogazione della potenza richiesta dal propulsore, la batteria deve operare entro un intervallo di temperatura sicuro, al fine di preservare prestazioni, efficienza e vita utile. Nel caso in esame, si considera un pacco batteria che alimenta due motori elettrici con una potenza elettrica massima fornita pari a $P_{out} = 8$ [kW], con una tensione nominale di circa 60 [V] ed una corrente massima di 135 [A]. La batteria è costituita da 14 celle cilindriche in serie, ripetute in 3 rami in parallelo (configurazione 14s3p), e la temperatura massima ammessa per le celle è fissata a 60[°C] non per limitazioni regolamentari ma per caratteristica propria delle celle. L'obiettivo è stimare la potenza termica che deve essere smaltita tramite il cold plates a contatto con il pacco batteria, utilizzando due approcci complementari:

1. un approccio macroscopico, basato sul rendimento elettrico complessivo della batteria;
2. un approccio microscopico, basato sulla resistenza interna equivalente delle celle.



(Imm. 6.5 Pacco Batteria 14s3p con Cold Plates)

6.2.1 APPROCCIO MACROSCOPICO:

Si definiscono le seguenti grandezze:

- P_{out} : potenza elettrica erogata ai morsetti della batteria (verso l'inverter e i motori elettrici);
- P_{in} : potenza elettrica equivalente generata dal sistema elettrochimico interno;
- $P_{\text{loss,bat}}$: potenza persa all'interno della batteria, che si manifesta prevalentemente sottoforma di calore;
- η_{bat} : rendimento elettrico complessivo della batteria.

Per definizione:

$$\eta_{\text{bat}} = \frac{P_{\text{out}}}{P_{\text{in}}} \quad (6.14)$$

da cui:

$$P_{\text{in}} = \frac{P_{\text{out}}}{\eta_{\text{bat}}} \quad (6.15)$$

Le perdite complessive sono:

$$P_{\text{loss,bat}} = P_{\text{in}} - P_{\text{out}} \quad (6.16)$$

Sostituendo l'espressione di P_{in} :

$$P_{\text{loss,bat}} = \frac{P_{\text{out}}}{\eta_{\text{bat}}} - P_{\text{out}} = P_{\text{out}} \left(\frac{1}{\eta_{\text{bat}}} - 1 \right) \quad (6.17)$$

Per celle agli ioni di litio, in condizioni di scarica sostenuta, un rendimento elettrico realistico è compreso tra 0,95 e 0,98. Per una stima prudentiale si assume:²⁰

$$\eta_{\text{bat}} = 0,85 \quad (6.18)$$

²⁰ SAE International, *Vehicle Thermal Management: Heat Exchangers & Climate Control 2004*

La potenza elettrica erogata ai motori è:

$$P_{\text{out}} = 8 \text{ [kW]} \quad (6.19)$$

Applicando la formula:

$$P_{\text{loss,bat}} = 8 \left(\frac{1}{0,85} - 1 \right) \quad (6.20)$$

$$P_{\text{loss,bat}} \approx 8 * 0,0526 \approx 1.411 \text{ [kW]} \quad (6.21)$$

Si ottiene quindi:

$$P_{\text{loss,bat}} \approx 1411 \text{ [W]} \quad (6.22)$$

Questo valore rappresenta la potenza termica che la batteria dissipa internamente sotto forma di calore quando eroga 8 kW elettrici con un rendimento pari al 85%.

6.2.2 APPROCCIO MICROSCOPICO:

Un modello elettrico semplificato della batteria rappresenta il pacco come un generatore ideale di tensione in serie a una resistenza interna equivalente $R_{\text{int,pack}}$. Nel nostro modello, la potenza dissipata per effetto Joule è:

$$P_{\text{Joule}} = I^2 \cdot R_{\text{int,pack}} \quad (6.23)$$

dove I è la corrente erogata dalla batteria.

La configurazione del pacco è 14s3p:

- 14 celle in serie per ogni stringa;
- 3 stringhe in parallelo.

Se si conosce la resistenza interna di una singola cella, R_{cell} , è possibile ricavare la resistenza interna equivalente del pacco. Per le resistenze in serie vale:

$$R_{\text{stringa}} = 14 \cdot R_{\text{cell}} \quad (6.24)$$

Per le resistenze in parallelo (3 stringhe identiche):

$$R_{\text{int,pack}} = \frac{R_{\text{stringa}}}{3} \quad (6.25)$$

Combinando:

$$R_{\text{int,pack}} = \frac{14 \cdot R_{\text{cell}}}{3} \quad (6.26)$$

■ CELL CHARACTERISTICS

Capacity	Typical	4500 mAh 16.2 Wh
	Minimum	4300 mAh 15.5 Wh
Cell Voltage	Nominal	3.6 V
	Charge	4.2 V
	Discharge	2.5 V
Charge Current	Standard	4.5 A
	Maximum	13.5 A (70°C cut-off)
Charge Time	Standard	1.5 hr
Discharge Current	Continuous	45 A (80°C cut-off)
Temperature	Charge	0°C to 60°C
	Discharge	-40°C to 60°C
Energy Density	Volumetric	643 Wh/l
	Gravimetric	242 Wh/kg
Typical Impedance	AC (30%SOC)	7 mΩ
	DC (50%SOC)	15 mΩ

(Tab. 6.2 Caratteristiche celle pacco batteria)²¹

²¹ Report_Tecnico_Batteria_ITA.pdf

Si consideri una resistenza interna per cella fornita dal costruttore pari a:

$$R_{\text{cell}} = 15 \text{ [m}\Omega\text{]} = 0,015 \text{ [m}\Omega\text{]} \quad (6.27)$$

Allora:

$$R_{\text{stringa}} = 14 \cdot 0,015 = 0,21 \text{ [m}\Omega\text{]} \quad (6.28)$$

$$R_{\text{int,pack}} = \frac{0,21}{3} \approx 0,07 \text{ [m}\Omega\text{]} \quad (6.29)$$

La corrente massima erogata dalla batteria è:

$$I = 135 \text{ [A]}$$

La potenza dissipata per effetto Joule nel pacco è (richiamando la formula 6.17):

$$P_{\text{Joule}} = I^2 \cdot R_{\text{int,pack}} = 135^2 \cdot 0,07$$

$$P_{\text{Joule}} \approx 18225 \cdot 0,07 \approx 1276 \text{ [W]}$$

Quindi, con i valori ipotizzati, la batteria dissiperebbe circa:

$$P_{\text{Joule}} \approx 1.276 \text{ [kW]} \quad (6.30)$$

L'approccio basato sul rendimento globale fornisce valori superiori di potenza termica da dissipare, mentre l'approccio basato sulla resistenza interna tramite i parametri forniti dal costruttore evidenzia valori leggermente inferiori. La differenza è spiegabile considerando che:

- il modello a rendimento ingloba anche altri contributi di perdita (effetti entropici, non idealità, dispersioni);
- il modello puramente ohmico considera solo le perdite resistive, trascurando altri fenomeni.

Per una progettazione prudentiale, è ragionevole adottare il valore più gravoso o un valore intermedio con margine di sicurezza, ad esempio:

$$P_{\text{loss}} \approx 1300 \text{ [W]} = 1.3 \text{ [kW]} \quad (6.31)$$

6.2.3 TEMPERATURA MASSIMA DI ESERCIZIO

Una volta stimata la potenza termica da dissipare generata dal pacco batteria, occorre determinare la portata di fluido necessaria per smaltire tale calore tramite il cold plates, garantendo che la temperatura delle celle non superi il limite di progetto, fissato a 60°C fornito dal costruttore (Tabella 6.2).

Nel seguito si assume, in accordo con le valutazioni precedenti, che la batteria generi una potenza termica da smaltire dell'ordine di:

$$P_{\text{loss}} = 1.3 \text{ [kW]} = 1300 \text{ [W]} \quad (6.32)$$

Questo valore rappresenta la potenza termica che il circuito di raffreddamento deve evacuare in condizioni di funzionamento gravoso del sistema elettrico del veicolo, durante per esempio la competizione Endurance. Il dimensionamento della portata si basa sul bilancio di energia applicato al fluido che attraversa i cold plates. Si considera un fluido di raffreddamento (nel nostro caso acqua pura per limiti regolamentari) che entra nel cold plate a una certa temperatura T_{in} ed esce a una temperatura più elevata T_{out} , avendo assorbito il calore generato dalla batteria.

Il bilancio energetico in regime stazionario può essere scritto come:

$$P_{\text{loss}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (6.33)$$

dove:

- $\dot{m}$ è la portata massica del fluido $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$;
- c_p è il calore specifico a pressione costante del fluido $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$;
- $\Delta T = T_{\text{out}} - T_{\text{in}}$ definisce il salto termico del fluido attraverso il cold plate [K];
- P_{loss} è la potenza termica da smaltire [W].

Da questa relazione si ricava la portata massica:

$$\dot{m} = \frac{P_{\text{loss, bat}}}{c_p \cdot \Delta T} \quad (6.34)$$

Assumiamo:

- calore specifico medio:

$$c_p \approx 4186 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

- densità media:

$$\rho \approx 1050 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Il vincolo di temperatura massima della batteria, $T_{\text{bat, max}} = 60[^\circ\text{C}]$, entra in gioco nella scelta delle temperature del fluido. In generale, la temperatura del fluido in ingresso alla batteria, T_{in} , deve essere sufficientemente inferiore a $T_{\text{bat, max}}$ per garantire un adeguato gradiente termico tra celle e fluido, necessario a favorire lo scambio di calore. Si può ipotizzare:

- temperatura massima del fluido in uscita dalla batteria:

$$T_{\text{out}} \approx 55[^\circ\text{C}]$$

- temperatura del fluido in ingresso:

$$T_{\text{in}} \approx 50[^\circ\text{C}]$$

In questo caso, il salto termico sul fluido risulta:

$$\Delta T = T_{\text{out}} - T_{\text{in}} = 55 - 50 = 5 \text{ [K-}^\circ\text{C]} \quad (6.35)$$

Il fatto che il fluido operi a temperature inferiori rispetto agli 60°C massimi ammessi per le celle consente di mantenere un gradiente di temperatura batteria–fluido sufficiente a garantire lo scambio termico, tenendo conto della resistenza termica complessiva tra celle stesse, resistenze di contatto, e materiali conduttori termici interposti tra cold plate e celle. Trattandosi di un dimensionamento preliminare è comunque utile analizzare più di uno scenario di ΔT , ad esempio:

- Caso A: $\Delta T = 5 \text{ [K]}$,
- Caso B: $\Delta T = 10 \text{ [K]}$.

Per quanto riguarda la scelta del salto termico ΔT è un compromesso progettuale:

- un ΔT inferiore (ad esempio 5 [K]) implica una maggiore uniformità di temperatura nel pacco batteria, ma richiede portate più elevate di liquido di raffreddamento;
- un ΔT superiore (ad esempio 10 [K]) consente portate inferiori, ma comporta un gradiente termico più marcato tra ingresso e uscita del cold plates.

Procediamo con il calcolo della portata di liquido di raffreddamento considerando entrambe le casistiche enunciate in precedenza:

-Caso A: $\Delta T = 5$ [K]

Si sostituiscono i valori nella formula 6.34:

$$\dot{m} = \frac{P_{\text{loss,bat}}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{1300}{4186 \cdot 5} = 0.062 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Quindi, per un salto termico di 5 K, la portata massica richiesta è:

$$\dot{m} \approx 0,062 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

-

-Caso B: $\Delta T = 10$ [K]

Analogamente al caso precedente:

$$\dot{m} = \frac{P_{\text{loss,bat}}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{1300}{4186 \cdot 10} = 0.031 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

In questo caso, la portata massica richiesta è:

$$\dot{m} \approx 0,031 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Per la progettazione pratica del circuito (pompa, tubazioni, cold plates) è spesso più comodo esprimere la portata in termini volumetrici. La relazione tra portata massica e volumetrica è:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (6.36)$$

dove ρ è la densità del fluido:

Caso A: $\Delta T = 5$ [K]	$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = 3.54 \left[\frac{l}{min} \right]$
Caso B: $\Delta T = 10$ [K]	$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = 1.74 \left[\frac{l}{min} \right]$

(Tab 6.2 Portata volumetrica impianto LT)

I risultati ottenuti mostrano che, per smaltire una potenza termica dell'ordine di 1.3 [kW]:

- con un salto termico di 5 [K], è sufficiente una portata dell'ordine di **3.54** $\left[\frac{l}{min} \right]$;
- con un salto termico di 10 [K], è sufficiente una portata dell'ordine di **1.74** $\left[\frac{l}{min} \right]$.

Questi valori sono relativamente contenuti e compatibili con le capacità di piccole pompe elettriche che è possibile alloggiare in punti specifici della monoposto per favorire la disposizione delle componenti del circuito e permettere così l'evacuazione ottimale del calore da smaltire per l'impianto LT (Low Temperature).

7. PROGETTAZIONE PARAMETRICA

Questo capitolo costituisce il cuore pulsante dell'intero elaborato, il momento in cui la ricerca teorica si cristallizza in uno strumento ingegneristico di eccezionale valore operativo. La produzione di questa sezione ha richiesto uno sforzo analitico imponente, finalizzato ad approfondire ogni variabile coinvolta nel processo di raffreddamento della monoposto. Il risultato è un modello di dimensionamento parametrico che si configura come un asset unico: un file di calcolo personalizzato, la cui accuratezza di dettaglio supera spesso i software standard in dotazione alle aziende del settore, poiché cucito sartorialmente sulle esigenze specifiche della nostra monoposto.

Il focus risiede nell'ottimizzazione degli scambiatori a flussi incrociati acqua-aria dei vari sistemi del veicolo, analizzati ipotizzando l'impiego di acqua pura per massimizzare le proprietà termofisiche di scambio termico e tenuto conto delle varie limitazioni regolamentari. La sfida progettuale qui affrontata è duplice: da un lato, la necessità di smaltire le elevate potenze termiche generate dal propulsore in condizioni di massimo carico; dall'altro, l'esigenza di garantire l'affidabilità del sistema in scenari operativi critici. Il modello tiene infatti conto delle severe temperature ambientali tipiche delle sessioni estive e delle variazioni di densità dell'aria legate alla quota geografica dei circuiti, fattori che riducono drasticamente l'efficienza degli scambiatori e che richiedono una gestione chirurgica dei flussi.

Nonostante il progetto entri nei minimi dettagli costruttivi, la sua vera forza risiede in un'architettura profondamente modulare. Il sistema è stato concepito per essere estremamente versatile: permette di variare input e parametri con agilità, rendendo possibile l'analisi istantanea di nuove geometrie o configurazioni alternative delle masse radianti. Si ottiene così una metodologia che coniuga il rigore della microanalisi con la scalabilità di un sistema adattivo, consegnando alla squadra uno strumento capace di trasformare le criticità ambientali in un vantaggio tecnologico gestibile e prevedibile.

Per rendere lo strumento fruibile e immediato, la scelta dell'ambiente di sviluppo è ricaduta su Microsoft Excel. Questa piattaforma permette una consultazione intuitiva e una gestione rapida dei dati, rendendo il modello accessibile anche per analisi sul campo gara durante le sessioni di test. Tuttavia, la semplicità dell'interfaccia nasconde una struttura logica di estrema complessità: l'architettura è suddivisa in diversi fogli di lavoro interconnessi che operano in costante sinergia. La realizzazione è stata tutt'altro che banale, richiedendo l'implementazione di algoritmi iterativi avanzati e l'utilizzo intensivo dello strumento "Risolutore", indispensabile per convergere verso soluzioni stabili in sistemi di equazioni non lineari dove le variabili termofisiche mutano simultaneamente.

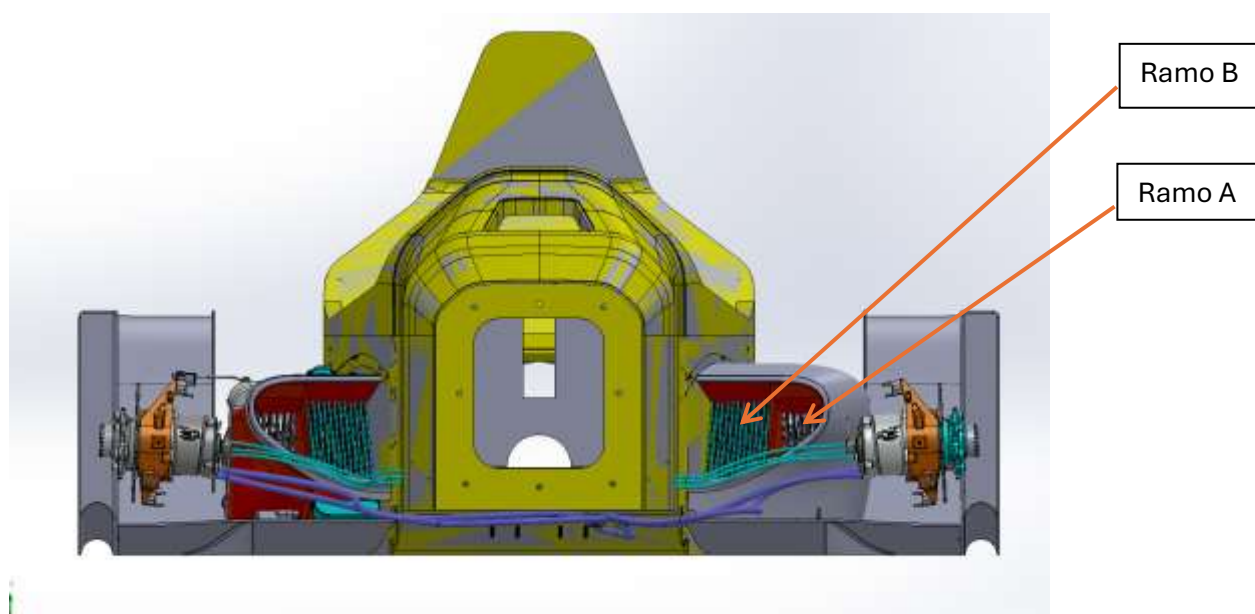
L'obiettivo ultimo di questo ecosistema digitale è la determinazione precisa dello scambio termico dei radiatori in qualsiasi configurazione operativa. Nello specifico, in questo capitolo verrà analizzata nel dettaglio la configurazione definitiva che sarà montata sulla vettura entro la fine di quest'anno. Tale assetto è stato progettato con una visione lungimirante: esso costituirà la base per il sistema di raffreddamento della prossima stagione, dove il già presente sistema termico dovrà interfacciarsi con il nuovo sistema elettrico. La sfida, dunque, non è stata solo quella di ottimizzare i flussi termici, ma di creare una piattaforma capace di far lavorare in perfetta sinergia la parte termica e quella elettrica, garantendo un equilibrio termico globale indispensabile per le massime prestazioni della futura monoposto.

7.1 ARCHITETTURA CONSIDERATA

La configurazione attuale della monoposto prevede di posizionare i due radiatori della nuova parte elettrica del veicolo (uno adibito al raffreddamento dei motori elettrici ed inverter, l'altro per la batteria) anteriormente a quelli utilizzati per la refrigerazione del motore a combustione interna, e tramite specifico convogliatore, l'utilizzo di una singola ventola per la refrigerazione della globalità del sistema (nel prossimo capitolo ovvero il capitolo 8, considereremo la possibilità di utilizzare una doppia ventola per ogni pancia della monoposto).

La massa radiante del sistema elettrico è stata posta anteriormente a quella termica, ricoprendone esattamente la metà di quest'ultima; perciò, tale architettura ha reso obbligatorio lo studio e l'analisi dell'impianto considerando due rami in modo separato, posti in parallelo, ciascuno con proprie caratteristiche e peculiarità. Nella seguente trattazione si denoterà con "RAMO A" il canale di refrigerazione all'interno delle pance della vettura occupato dalla metà della massa radiante del propulsore termico, mentre con "RAMO B" il condotto adibito al raffreddamento sia del radiatore per la parte elettrica, sia per la restante metà di quella termica. Quindi la totalità del radiatore termico è stata analizzata considerando prima la mezzeria che insieme al radiatore elettrico formano il canale B, poi la restante mezzeria che fa parte del ramo A. Questi due elementi lavorano quindi in sinergia fra essi, essendo due parti della stessa massa radiante, ma è stato necessario creare due differenti fogli di calcolo per la loro analisi individuale.

Per fare in modo che le trattazioni in questo capitolo siano veritiere, occorre considerare il flusso d'aria all'interno dei due rami completamente indipendente uno dall'altro, cioè è necessario che il convogliatore interno alle pance non permetta all'aria di trafilare da una parte all'altra dei due rami in modo tale che siano ben isolati, al fine di escludere variazioni indesiderate di pressioni e portate del flusso generate da tali perdite:



(Imm. 7.1 Architettura sistema di raffreddamento)

7.2 AMBIENTE DI CALCOLO

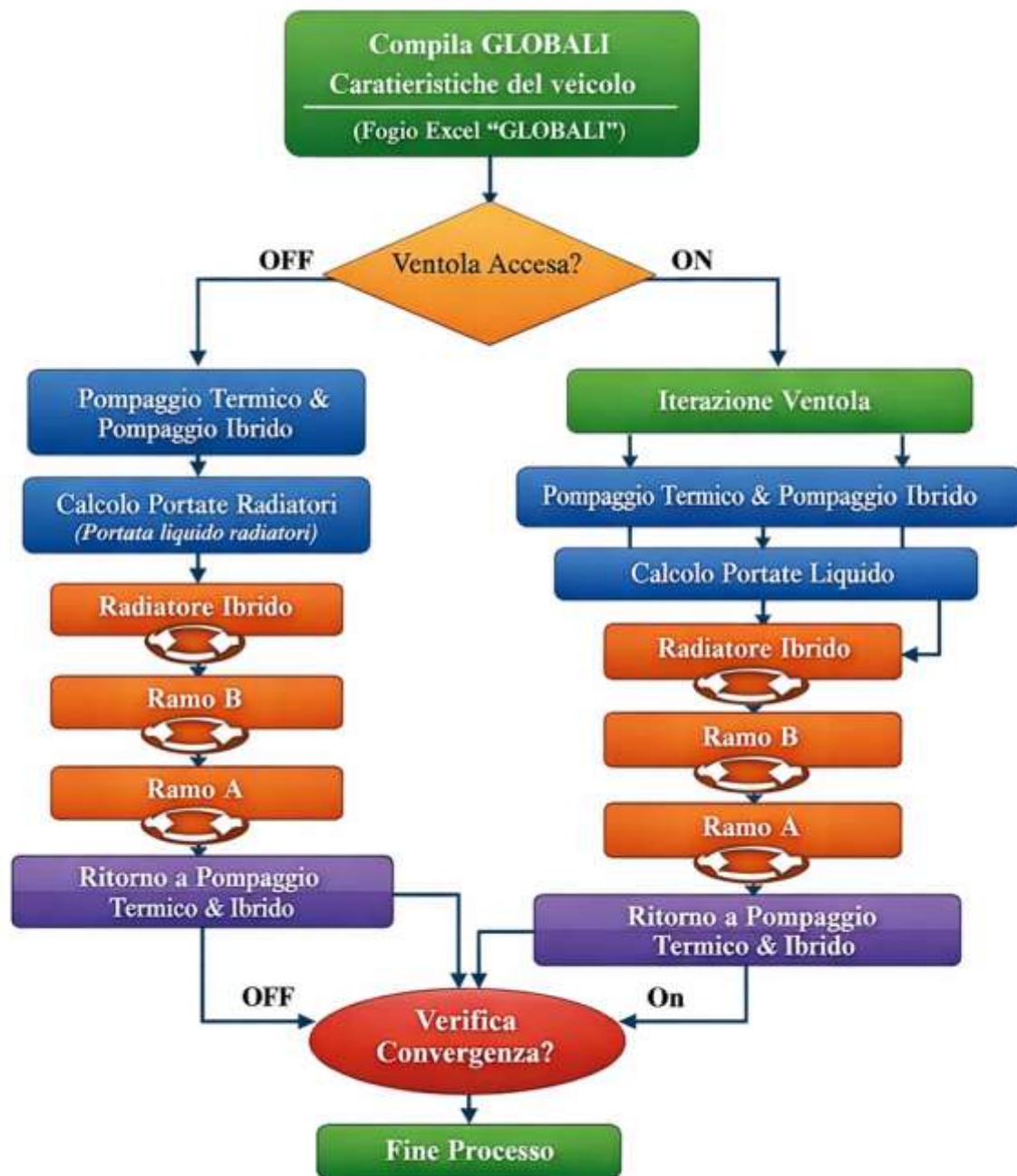
Il file di Excell è stato diviso in diversi fogli, ciascun foglio è identificativo di una massa radiante presente sulla nostra monoposto, dove è possibile considerare diverse variazioni di parametri che lo riguardano, come per esempio dimensioni geometriche, configurazione strutturale e alettatura. In essi, si valuterà alla fine del processo il valore di flusso termico che il radiatore è in grado di scambiare e conseguenti temperature di ingresso e uscita dei due fluidi fondamentali.

Oltre a questi fogli di calcolo specifici, cui numero varia in base al numero di masse radianti presenti, a sostenere la modularità di questo progetto, sono presenti anche ambienti di calcolo con grandezze fisiche globali del veicolo, necessarie per ottenere sinergia tra i fogli di calcolo precedenti e per analizzare diversi scenari operativi. Troveremo infatti una sezione in cui è possibile inserire la velocità del veicolo, la quota sul livello del mare e la condizione operativa della ventola.

Infine, per il sistema di ventilazione e per ogni sistema di pompaggio del fluido è stato creato un ambiente di lavoro apposito, dove è possibile variare le proprietà costruttive e conseguenti curve caratteristiche di tali elementi, grazie alle quali è stato possibile eseguire cicli iterativi tramite il Risolutore di Excell per determinare punti specifici di lavoro del nostro impianto.

Queste tre tipologie di ambienti di lavoro non sono da immaginarsi come fogli di calcolo che lavorano in modo indipendente uno dall'altro, ma al contrario in modo sinergico, dipendente e coeso:

Errore (obiettivo)		0							
Portata effettiva liquido		66,7 l/min							



(Imm. 7.2 Struttura ambiente di calcolo parametrico)

Nella precedente immagine è possibile osservare la logica corretta per la compilazione dei fogli di calcolo, la quale ci permette di ottenere tutte le informazioni necessarie per il dimensionamento parametrico. Per prima cosa occorre completare il primo ambiente in cui sono contenute le proprietà globali del progetto. Come vedremo nel prossimo paragrafo, in questo ambiente occorre implementare una scelta riguardante l'attivazione o meno della ventola del sistema di raffreddamento, per poter considerare la condizione operativa adeguata alle nostre esigenze. In base alla scelta effettuata, la logica analitica varia.

7.2.1 VENTOLA DISATTIVATA

Nel caso la ventola sia spenta, dopo aver fissato le condizioni globali del veicolo, occorre implementare i fogli di calcolo riguardanti le perdite di pompaggio del sistema, sia nella parte ibrida che termica. I valori delle portate volumetriche dei due liquidi ottenuti da entrambi i fogli sono fondamentali per l'analisi successiva. In questo breve passaggio si è reso necessario eseguire il primo ciclo iterativo del programma, ottenendo i valori desiderati tramite la considerazione di parametri sensibili presenti nell'ambiente di calcolo successivo. Una volta ottenute le portate, è possibile proseguire nei fogli dedicati alla progettazione delle masse radianti. La logica prevede per prima cosa di implementare l'ambiente di lavoro riguardante il radiatore elettrico, per poi passare alla parte termica del Ramo B ed infine alla parte termica del Ramo A. Questo perché, l'aria in uscita dalla massa radiante del sistema elettrico entrerà direttamente nel radiatore termico del canale B, influenzandone notevolmente il funzionamento. Inoltre, la geometria caratteristica di questo impianto, prevede che il liquido refrigerante in uscita dal radiatore termico del ramo B entri direttamente all'interno del radiatore termico del ramo A, grazie ad un separatore di flusso presente all'interno delle testate della massa radiante termica completa (considerazioni svolte in precedenza nel paragrafo 7.1). Al termine delle implementazioni dei radiatori, occorre in ogni ambiente di calcolo specifico, eseguire un secondo ciclo iterativo annidato, riguardante le temperature dei fluidi in ingresso e uscita delle singole masse radianti, cui valori determinano una possibile variazione delle portate di liquido refrigerante iniziale ed influente nuovamente sulle perdite di pompaggio generali. Quindi occorre eseguire una nuova iterazione, utilizzando i valori aggiornati, che permette di raggiungere velocemente la convergenza del processo. Tipicamente in 2-3 passaggi la convergenza è verificata e finalmente si può ottenere una stima precisa dello scambio termico generato dal sistema nella sua globalità.

7.2.2 VENTOLA ATTIVA

Anche in questo caso, come per il precedente, occorre eseguire i medesimi passaggi, ma in questo caso la difficoltà aumenta, in quanto al precedente contesto si va ad aggiungere un terzo ciclo iterativo annidato nei precedenti, fondamentale per determinare la portata d'aria che attraversa le masse radianti. Considerando la ventola accesa, dopo aver implementato le condizioni globali del veicolo, occorre compilare parallelamente due fogli di calcolo, entrambi riguardanti le perdite di pompaggio del sistema, sia dal lato liquido sia dal lato aeriforme. I valori delle portate volumetriche ottenute da entrambi gli ambienti di lavoro sono fondamentali per l'analisi successiva. In ambedue i passaggi analitici si è reso necessario eseguire i primi cicli iterativi del programma, ottenendo i valori desiderati tramite la considerazione di parametri sensibili presenti nell'ambiente di calcolo successivo. Una volta ottenute le portate, è possibile proseguire nei fogli dedicati alla progettazione delle masse radianti. La logica prevede, come nel caso precedente, la necessità di dover per prima cosa implementare l'ambiente di lavoro riguardante il radiatore elettrico, per poi passare alla parte termica del Ramo B ed infine alla parte termica del Ramo A. Questo perché, l'aria in uscita dalla massa radiante del sistema elettrico entrerà direttamente nel radiatore termico del canale B, influenzandone notevolmente il funzionamento. Inoltre, la geometria caratteristica di questo impianto, prevede che il liquido refrigerante in uscita dal radiatore termico del ramo B entri direttamente all'interno del radiatore termico del ramo A, grazie ad un separatore di flusso presente all'interno delle testate della

massa radiante termica completa (considerazioni svolte in precedenza nel paragrafo 7.1). Al termine delle implementazioni dei radiatori, occorre in ogni ambiente di calcolo specifico, eseguire un secondo ciclo iterativo annidato, riguardante le temperature dei fluidi in ingresso e uscita delle singole masse radianti, cui valori determinano una possibile variazione delle portate dei fluidi refrigeranti iniziali ed influenti nuovamente sulle perdite di pompaggio generali, sia aeriformi che liquide. Quindi alla fine del terzo ciclo iterativo, utilizzando i valori aggiornati, è possibile raggiungere velocemente la convergenza del processo. Tipicamente in 2-3 passaggi la convergenza è verificata e finalmente si può ottenere una stima precisa dello scambio termico generato dal sistema nella sua globalità.

7.3 PROPRIETA' GLOBALI

In questo basilare ambiente di calcolo è possibile effettuare una variazione delle proprietà globali del veicolo:

CARATTERISTICHE GLOBALI VEICOLO				
Quota sul livello del mare	0	m		
velocità avanzamento veicolo	13,9	m/s	50	km/h
La ventola è accesa oppure spenta?	OFF			
Potenza elettrica ventola	50	W		

(Tab7.2 Proprietà globali del veicolo)

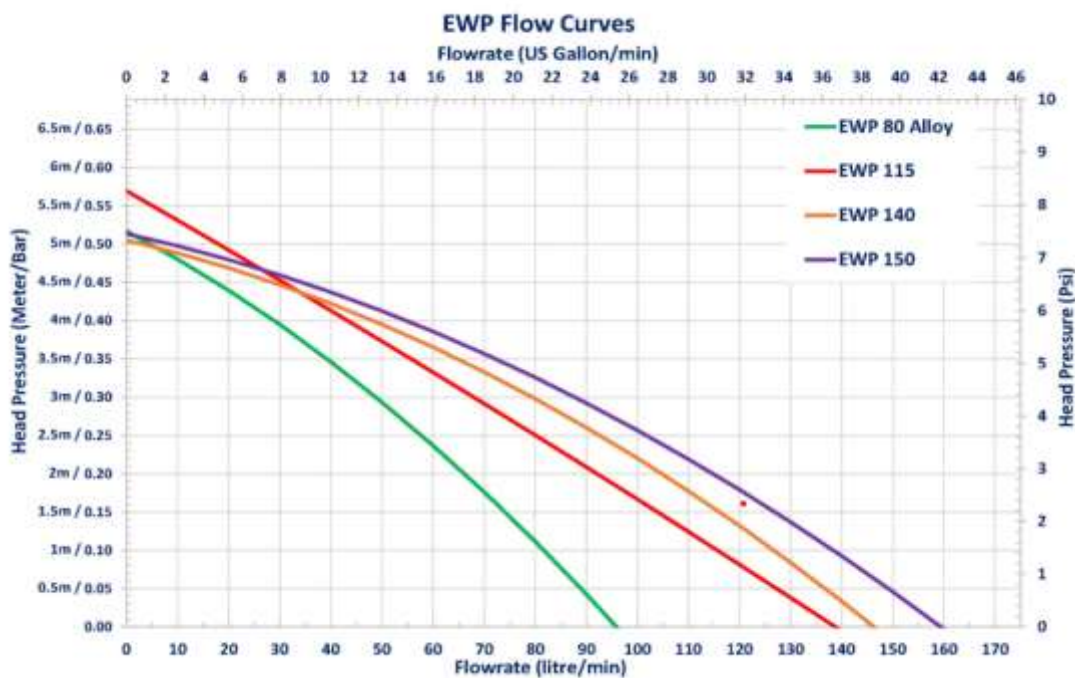
In particolare, è possibile impostare la quota sul livello del mare, cioè l'altitudine a cui si trova per esempio il circuito su cui prenderà parte la competizione oppure durante i test sul veicolo, la quale influenza notevolmente la pressione atmosferica e di conseguenza la densità dell'aria ambientale. Una variazione considerevole della densità del fluido può portare a una sostanziale variazione della capacità termica istantanea dell'aria, la quale incide particolarmente sulla capacità della massa radiante di scambiare calore con l'esterno. La pressione è inversamente proporzionale all'altitudine considerata.

La velocità del veicolo è un altro parametro fondamentale da considerare, perché coniugata alla possibilità di considerare la ventola dell'impianto di refrigerazione accesa oppure spenta (nella tabella precedente è considerata spenta) ci permettono di considerare una varietà notevole di condizioni operative di tutto il sistema. Nello specifico è possibile analizzare configurazioni ad alta velocità del veicolo, dove la portata d'aria che investe le masse radianti è notevolmente superiore rispetto a quella garantita dalla ventola, per cui è conveniente spegnerla per evitare sprechi energetici ed eventuale ostruzione al passaggio del flusso. Oppure, a bassa velocità del veicolo, quando la portata risulta insufficiente è possibile analizzare le condizioni operative considerando la ventola accesa, la quale rende lo scambio termico efficiente anche in situazioni critiche. È possibile quindi avere un importante ventaglio di situazioni da poter considerare, come la possibilità di imporre una certa velocità della monoposto e analizzare se a tale valore il flusso termico del veicolo sia maggiore in

una configurazione piuttosto che in un'altra. La potenza invece, è il valore di potenza elettrica assorbita dalla ventola montata sul veicolo in condizioni nominali di funzionamento, dato fornito direttamente dal produttore della ventola SPAL VA75-A101-90A 12V²², sarà utile per determinare in che condizione operativa prestazionale lavora la ventola di raffreddamento una volta accesa, al variare della velocità del veicolo.

7.4 PERDITE POMPAGGIO LIQUIDO PER RADIATORE TERMICO

In questa sezione si analizzeranno le perdite di pompaggio che il liquido refrigerante (acqua pura) genera durante la circolazione all'interno dell'impianto stesso. Lo scopo di questa analisi risiede nella determinazione del valore effettivo di portata di tale fluido, fondamentale per la determinazione dello scambio termico delle masse radianti. In primo luogo, è necessario ricercare la curva caratteristica della pompa EPW80 Alloy²³, adibita alla movimentazione del fluido del nostro circuito, fornita dal costruttore stesso:



(Imm. 7.3 Curva caratteristica pompa liquido refrigerante per radiatore termico)

Considerando le unità di misura fondamentali per la nostra trattazione, è stato possibile convertire la curva caratteristica, in modo tale da ottenere la prevalenza della pompa espressa in [Pa] e la portata volumetrica di fluido espressa in $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ (come si nota nel grafico 7.5).

²² <https://www.spalautomotive.com/it>

²³ <https://daviescraig.com.au/product/ewp80>

Per determinare il punto di lavoro dell'impianto, cioè la portata di fluido effettiva, è necessario ricavare l'intersezione tra la curva caratteristica delle perdite di carico del circuito e quella della pompa, in modo tale da determinare la caduta di pressione specifica a quella relativa portata. Data la geometria costruttiva del circuito, le tubazioni incontrano una biforcazione, generando due rami ben distinti, ciascuno adibito alla refrigerazione dei due lati del veicolo. Siccome un condotto ha lunghezze delle tubazioni maggiori rispetto all'altro, dovute all'asimmetria del sistema, al fine di garantire il corretto funzionamento dell'intero circuito, il dimensionamento viene effettuato sul ramo critico, ovvero quello che presenta la maggiore resistenza idraulica. Tale approccio garantisce che, una volta soddisfatta la pressione minima richiesta nel punto più sfavorito, essa sia automaticamente garantita nell'altro ramo del circuito. Per fare ciò, si è reso indispensabile ricavare le perdite di carico del ramo critico tramite formulazione teorica analitica:

Errore (obiettivo)	0
Portata effettiva liquido	66,7 l/min

PROPRIETÀ GENERALI			
Portata effettiva pompa	66,7 l/min	0,001112233	m ³ /s
Materiale tubi alluminio	0,0015 mm	0,0000015	m
Portata dimezzata impianto	33,37 l/min	0,000556116	m ³ /s
Densità liquido refrigerante	897 kg/m ³		
Viscosità liquido refrigerante	0,000338168 Pa·s		

PREVALENZA POMPA	
Coefficiente polinomio a2	-3780000000
Coefficiente polinomio a3	-26000000
Coefficiente polinomio a4	50775
Costante polinomio a5	2718

TRATTO CIRCUITO MAGGIORE PERDITA CARICO	Spessore Materiale [m]	Lunghezza condotto [m]	Diametro condotto [m]	Sezione [m ²]	Velocità [m/s]	Reynold	Coefficiente attrito (Swamee-Jain)	Perdita di carico (Darcy) [Pa]
mandata dopo y	0,0000015	0,164	0,023	0,000415475	2,7	163234	0,016218656	372
Perdita concentrata Y	0,0000015	0,362	0,017	0,00022698	2,5	110423	0,017555672	1006
Perdita concentrata mandata 90 gradi					2,7		0,4	1285
mandata input radiatore	0,0000015	0,324	0,017	0,00022698	2,5	110423	0,017555672	900
ritorno output radiatore	0,0000015	0,35	0,017	0,00022698	2,5	110423	0,017555672	973
ritorno in pompa	0,0000015	0,572	0,017	0,00022698	2,5	110423	0,017555672	1589
Perdita concentrata ritorno 90 gradi					2,5		0,3	807
Perdita concentrata ingresso pompa					2,5		0,35	942
Perdita concentrata Y input radiatore					2,5		0,4	1076
Perdita distribuita cannetta radiatore	0,0000015	0,4	0,002577273	0,000023	1,4	9345	0,0316572	4067
Perdita concentrata testata radiatore			0,02	0,002314	1,8		1	1405
Perdita travasi motore			0,035	0,000962	1		3	1787
PERDITE TOTALI (Pescara)								2718

(Tab.7.3 Perdite di carico impianto monoposto)

Per prima cosa si è considerato un valore di portata volumetrica di prima approssimazione pari a quella massima che la pompa riesce a garantire in condizioni di prevalenza nulla, cioè 95 [l/min] e una densità media del liquido refrigerante a temperatura di esercizio prossima a 90 [°C] (valore che dipende fortemente dalla temperatura di esercizio dalle masse radianti). Successivamente è stata analizzata nei minimi dettagli la configurazione geometrica dell'impianto, per determinare nel modo più accurato possibile le perdite di carico distribuite e concentrate generate nel ramo critico. Come si può notare nella tabella precedente, per ogni tratto di condotto, è stato considerato il tipo di materiale di cui è costituito, la portata volumetrica di fluido che lo attraversa, la lunghezza effettiva e il diametro della sua sezione.

Le perdite distribuite in un impianto di raffreddamento rappresentano l'energia dissipata dal fluido a causa dell'attrito lungo le pareti interne delle tubazioni. Queste cadute di pressione avvengono in modo continuo su tutti i tratti rettilinei e dipendono direttamente dalla lunghezza dei condotti, dalla viscosità del fluido e dalla rugosità dei materiali utilizzati. Il procedimento seguente illustra le

modalità con le quali sono giunto alla determinazione della perdita di carico distribuita nella sezione in esame.

7.4.1 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE

Per prima cosa si imposta la scabrezza del materiale cui è costituito il tubo (nel nostro caso principalmente alluminio) e la sua lunghezza effettiva, tenuto conto di possibili leggere curvature che vanno analiticamente ad incrementarne il valore. Si considera inoltre il diametro del condotto, da cui è possibile ricavare facilmente la sezione:

$$A = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2 [m^2] \quad (7.1)$$

Una volta ricavata la sezione, utilizzando il valore di portata volumetrica di primo tentativo, è possibile ottenere la velocità del liquido all'interno di quel condotto:

$$v = \frac{Q_{1t}}{A} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.2)$$

Nota la velocità è possibile calcolare il numero caratteristico di Reynold per la sezione considerata, in modo da determinare il tipo di regime di flusso del fluido, nel nostro caso in tutte le sezioni si ottiene un regime di flusso turbolento, perché Reynold > 2300:

$$Re = \frac{\rho * v * d}{\nu} [ad] \quad (7.3)$$

Dove:

- ν viscosità dinamica dipendente dalla temperatura [Pa*s]
- ρ densità del liquido dipendente dalla temperatura $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Una volta determinato il numero adimensionale di Reynold, è possibile tramite la relazione fluidodinamica di Swamee e Jane ricavare direttamente il coefficiente d'attrito di Darcy, cui fluido genera nel passaggio all'interno del condotto in esame:

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3.7 * d} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} [ad] \quad (7.4)$$

Dove i parametri sono:

- λ fattore d'attrito adimensionale di Darcy
- ϵ scabrezza assoluta della parete del fluido
- d diametro interno del condotto
- Re numero di Reynold

Tale relazione risulta valida sperimentalmente per valori del numero di Reynold e scabrezza relativa compresi fra (verificati nel nostro caso):

$$4 * 10^3 < Re < 1 * 10^8$$

$$10^{-6} < \frac{\epsilon}{d} < 10^{-2}$$

Determinati i valori di λ in ogni condotto, è possibile determinare la caduta di pressione che il liquido sviluppa nel passaggio all'interno del tubo, tramite la relazione:

$$\Delta p_d = \frac{1}{2} * \lambda * \rho * \left(\frac{l}{d}\right) * v^2 [Pa] (7.5)$$

Dove i parametri sono:

- λ fattore d'attrito adimensionale di Darcy
- d diametro interno del condotto
- l lunghezza del condotto
- ρ densità del fluido
- v velocità del flusso

7.4.2 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO CONCENTRATE

Determinate tutte le perdite distribuite per ogni condotto, si procede successivamente alla determinazione delle perdite di carico concentrate. Le perdite di carico concentrate rappresentano la quota di energia dissipata da un fluido a causa della variazione brusca della sua direzione o velocità. Queste resistenze localizzate si verificano in corrispondenza di componenti specifici del circuito, come curve, gomiti, valvole, restringimenti o allargamenti di

sezione. A differenza delle perdite distribuite lungo i tratti rettilinei, esse dipendono esclusivamente dalla geometria dell'ostacolo incontrato. Per il calcolo, si utilizza un coefficiente adimensionale K, che moltiplica l'energia cinetica del flusso. Tali coefficienti non sono calcolabili teoricamente in modo semplice, pertanto i loro valori vengono estratti da apposite tabelle tecniche basate su dati sperimentali.

Il procedimento seguente illustra le modalità con le quali sono giunto alla determinazione della perdita di carico concentrata in corrispondenza di una curva a gomito di 90° gradi.

Occorre determinare la velocità del liquido nella sezione in cui è presente la brusca curvatura, e tramite il valore tabellato del parametro K, siamo in grado di ricavarci la perdita di carico in questo specifico punto:

$$\Delta p_c = \frac{1}{2} * K * \rho * v^2 [Pa] (7.5)$$

Dove:

- K coefficiente adimensionale tabellato
- ρ densità del fluido
- v velocità del flusso

Nella tabella 7.3 le perdite concentrate sono evidenziate in azzurro, mentre quelle distribuite hanno sfondo bianco. In definitiva, sommando tutte le perdite, sia distribuite sia concentrate, abbiamo ricavato il valore totale di perdita di carico del ramo critico, ovvero quello maggiormente sollecitato.

7.4.3 DETERMINAZIONE CURVA CARATTERISTICA CIRCUITO

Caratterizzando il circuito per diversi valori di portata elaborati dalla pompa, si sono ottenuti diversi valori di caduta di pressione, grazie ai quali si è generata una apposita tabella, che ci ha permesso di determinare la curva caratteristica delle perdite di carico del ramo critico. Tramite la funzione apposita di Excell, in seguito alla generazione del grafico dalla tabella precedente, ho ricercato la linea di tendenza: la funzione che passa per tali punti, ovvero la curva caratteristica stessa di questo condotto. Ho così ricavato l'andamento delle perdite in [Pa] e la portata volumetrica in $\left[\frac{m^3}{s}\right]$. Il polinomio di secondo grado che rappresenta la curva caratteristica vale (linea blu nel grafico 7.5):

$$y = 1 * 10^{10} x^2 + 2 * 10^6 x - 92 (7.6)$$

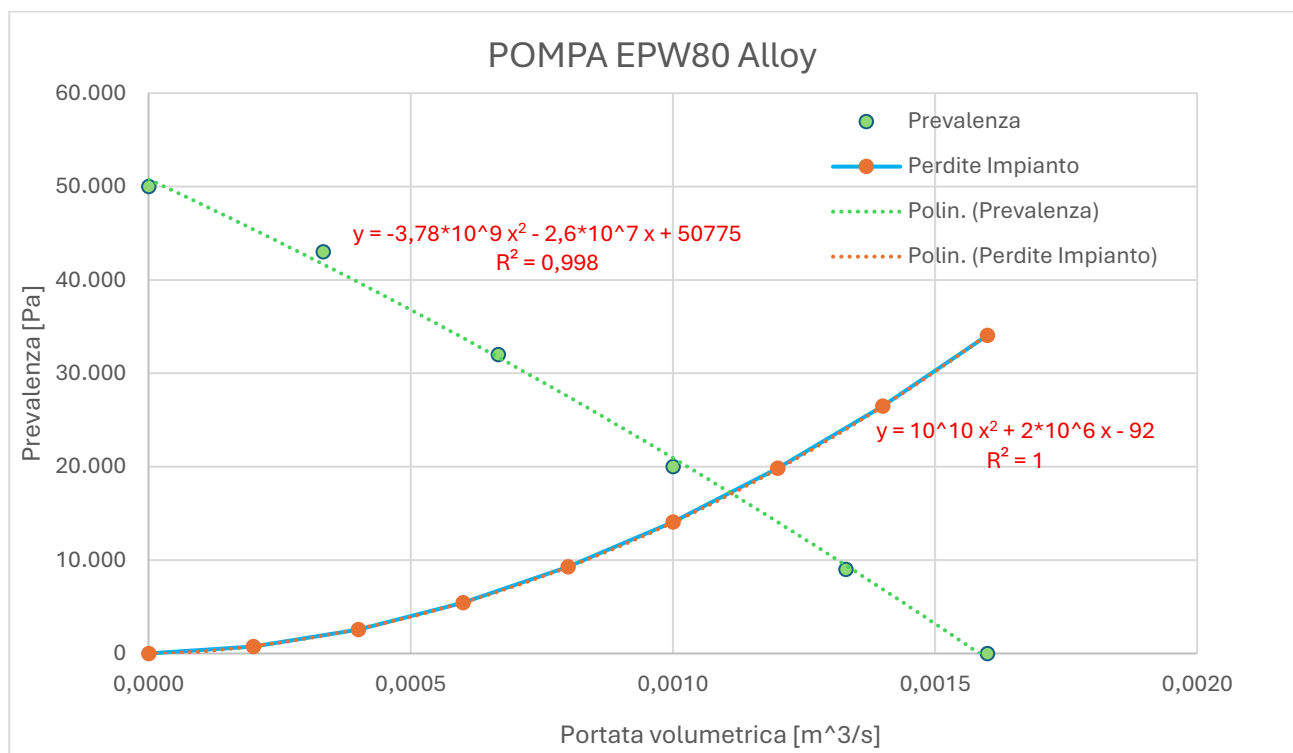
La stessa cosa è stata eseguita per determinare la curva caratteristica della pompa, come preannunciato precedentemente, generando il grafico apposito dalla seguente tabella:

POMPA EPW80 Alloy	
Prevalenza [Pa]	Portata volumetrica [m ³ /s]
50.000	0,0000000
43.000	0,0003330
32.000	0,0006670
20.000	0,0010000
9.000	0,0013300
0	0,0016000

(Tab.7.4 Dati pompa in unità fondamentali)

Tramite la funzione apposita di Excell, ho ricercato la linea di tendenza: la funzione che passa per tali punti, ovvero la curva caratteristica della pompa in esame. Il polinomio di secondo grado che rappresenta la funzione è una buona approssimazione, perché il parametro “ R^2 ” nella leggenda del grafico è molto elevato. Maggiore è il valore (massimo 1, minimo 0) più la curva che approssima i punti è precisa. Il polinomio che rappresenta la curva caratteristica vale (linea verde nel grafico 7.5):

$$y = -3.78 \cdot 10^9 x^2 - 2.6 \cdot 10^7 x + 50775 (7.7)$$



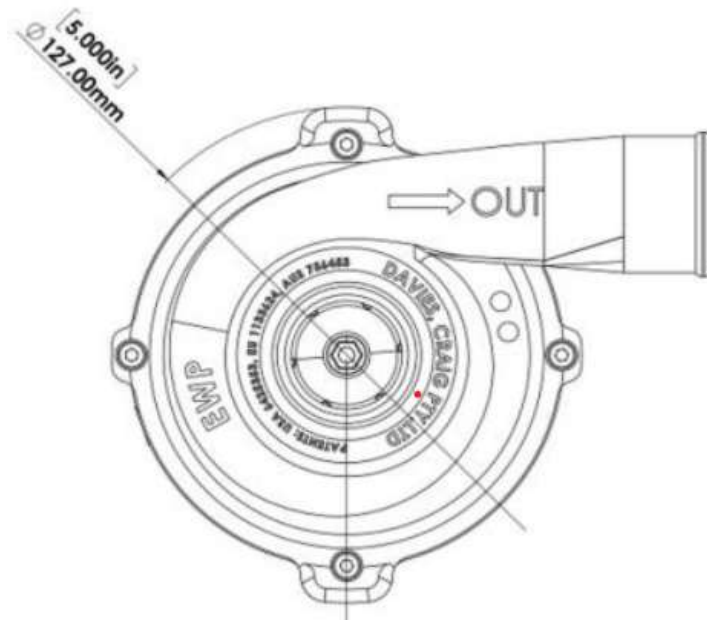
(Imm.7.5 Punto di lavoro impianto refrigerante per radiatore termico)

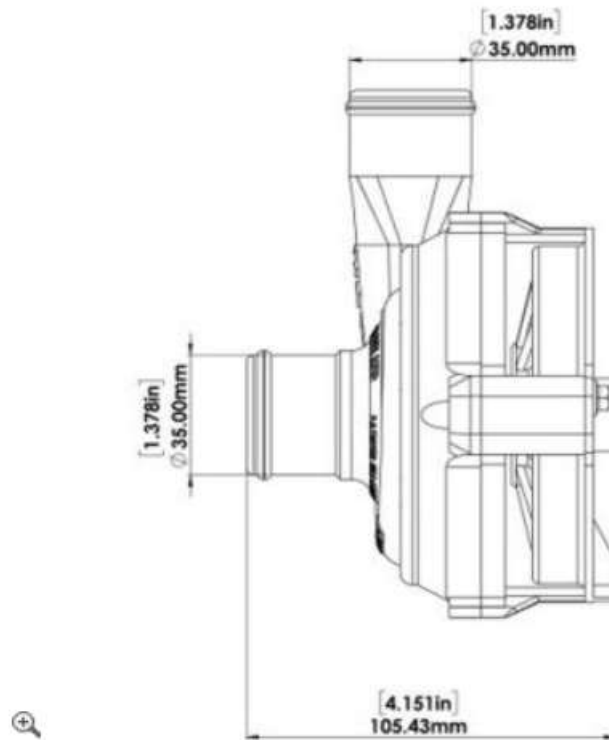
Tramite il foglio di calcolo di Excell, eseguendo un ciclo iterativo tramite la funzione apposita “Risolutore”, ho determinato il valore di portata effettiva di liquido che attraversa il nostro impianto adibito alla refrigerazione del propulsore termico. Il funzionamento del ciclo iterativo si implementa imponendo equivalenti la caduta di pressione nel ramo critico e la prevalenza della pompa, tenendo conto che la portata elaborata dalla stessa è la somma delle singole portate di fluido nei due condotti asimmetrici. I risultati ottenuti sono i seguenti (Tab.7.3):

-Portata effettiva liquido impianto refrigerazione termico pari a $66.7 \left[\frac{l}{min} \right]$

-Prevalenza della pompa pari a 17181 [Pa]

Occorre ricordare che i precedenti valori subiscono modeste variazioni in funzione delle temperature di esercizio dei fluidi delle masse radianti del sistema; quindi, sarà necessario iterare il procedimento ripetutamente, in modo tale da raggiungere la convergenza. Una volta raggiunta, si avrà una stima precisa ed affidabile delle portate in gioco e di conseguenza dell’effettivo valore di scambio termico che i radiatori dell’impianto forniscono.





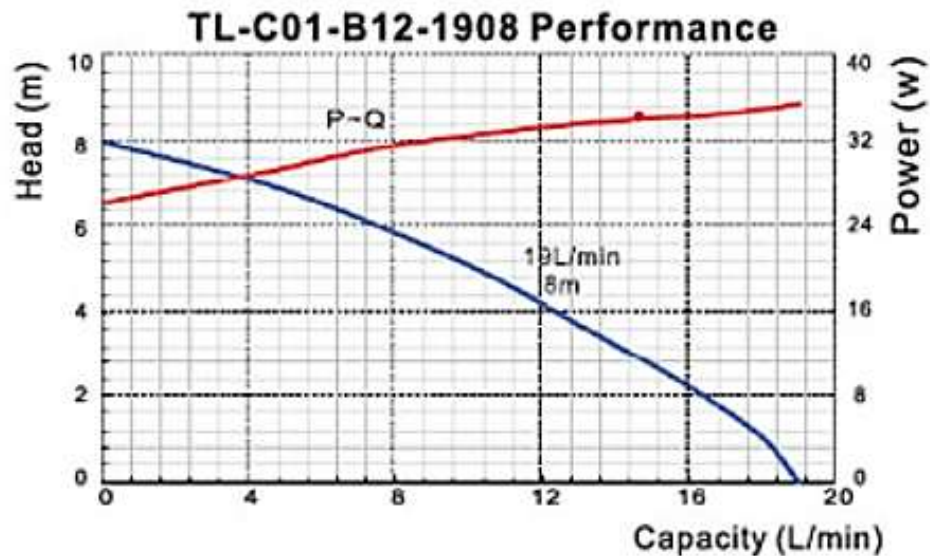
(Imm.7.6 Pompa EPW 80 Alloy)²⁴

7.5 PERDITE POMPAGGIO LIQUIDO PER RADIATORE SISTEMA ELETTRICO

In questa sezione si analizzeranno le perdite di pompaggio che il liquido refrigerante genera durante la circolazione all'interno dell'impianto stesso. Lo scopo di questa analisi risiede nella determinazione del valore effettivo di portata di tale fluido, fondamentale per la determinazione dello scambio termico delle masse radianti. In primo luogo, è necessario ricercare la curva caratteristica della pompa TL-C01-B12-1908 Performance²⁵ adibita alla movimentazione del fluido del nostro circuito, fornita dal costruttore stesso:

²⁴ <https://daviescraig.com.au/product/ewp80>

²⁵ <https://daviescraig.com.au/product/ewp80>



(Imm.7.7 Curva caratteristica pompa liquido refrigerante per radiatore elettrico)

Considerando le unità di misura fondamentali per la nostra trattazione, è stato possibile convertire la curva caratteristica, in modo tale da ottenere la prevalenza della pompa espressa in [Pa] e la portata volumetrica di fluido espressa in $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ (come si nota nel grafico 7.8).

Per determinare il punto di lavoro dell'impianto, cioè la portata di fluido effettiva, è necessario ricavare l'intersezione tra la curva caratteristica delle perdite di carico del circuito e quella della pompa, in modo tale da determinare la caduta di pressione specifica a quella relativa portata. Data la geometria costruttiva del circuito, la disposizione delle tubazioni delle masse radianti per la refrigerazione del sistema elettrico risultano asimmetriche rispetto al piano longitudinale della monoposto, generando due rami idraulici ben distinti. Siccome un condotto ha lunghezze delle tubazioni maggiori rispetto all'altro, al fine di garantire il corretto funzionamento dell'intero circuito, il dimensionamento viene effettuato sul ramo critico, ovvero quello che presenta la maggiore resistenza idraulica. Tale approccio garantisce che, una volta soddisfatta la pressione minima richiesta nel punto più sfavorito, essa sia automaticamente garantita nell'altro ramo del circuito. Per fare ciò, si è reso indispensabile ricavare le perdite di carico del ramo critico tramite formulazione teorica analitica:

Carica (barrel)	0
Portata effettiva liquido	14.2 [l/min]

PROPRIETA' GENERALI			
Portata effettiva pompa	14.2 [l/min]	0.000237120 [m³/s]	
Materiali tubi e flange	0.02 [mm]	0.00002 [m]	
Densità liquido refrigerante	894 [kg/m³]	0.00002 [m]	
Viscosità liquido refrigerante	0.000328860 [Pa·s]		

PREVALENZA POMPA		
Coefficiente polinomiale a2	-6000000000000	
Coefficiente polinomiale a3	-400000000	
Coefficiente polinomiale a4	78115	

TRATTO CIRCUITO MAGGIORE PERDITA CARICO	Scabrezza Materiale [m]	Lunghezza effettiva [m]	Diametro condotto [m]	Sezione [m²]	Velocità [m/s]	Perdita	Coefficiente attrito (Swamee) [m]	Perdita di carico (Darcy) [Pa]
Perdita motore elettrico	0.00002	0.081	0.01	7.85398E-05	3.0	82089	0.019645796	6453
Ritorno motore elettrico	0.00002	0.081	0.01	7.85398E-05	3.0	82089	0.019645796	6453
Perdita concentrata Y					3.0		0.4	1600
Perdita concentrata 90 gradi					3.0		0.35	1428
Perdita input radiatore	0.00002	0.328	0.01	7.85398E-05	3.0	82089	0.019645796	2610
Ritorno output radiatore	0.00002	0.328	0.01	7.85398E-05	3.0	82089	0.019645796	2610
Perdita concentrata Y					3.0		0.4	1600
Perdita concentrata 90 gradi					3.0		0.35	1428
Perdita distribuita camera radiatore	0.0000015	0.4	0.00026412	0.000030	1.3	12642	0.029151504	2564
Perdita concentrata ritorno radiatore			0.01	0.000079	3.0		1	4876
Perdita camera motori elettrici		0.02	0.000354	0.0			5	1274
Perdita ritorno motore								6453

(Tab.7.5 Perdite di carico impianto monoposto)

Per prima cosa si è considerato un valore di portata volumetrica di prima approssimazione pari a quella massima che la pompa riesce a garantire in condizioni di prevalenza nulla, cioè 19 [l/min] e una densità media del liquido refrigerante a temperatura di esercizio prossima a 50 [°C] (valore che dipende fortemente dalla temperatura di esercizio dalle masse radianti). Successivamente è stata analizzata nei minimi dettagli la configurazione geometrica dell'impianto, per determinare nel modo più accurato possibile le perdite di carico distribuite e concentrate generate nel ramo critico. Come si può notare nella tabella precedente, per ogni tratto di condotto, è stato considerato il tipo di materiale di cui è costituito, la portata volumetrica di fluido che lo attraversa, la lunghezza effettiva e il diametro della sua sezione.

Le perdite distribuite in un impianto di raffreddamento rappresentano l'energia dissipata dal fluido a causa dell'attrito lungo le pareti interne delle tubazioni. Queste cadute di pressione avvengono in modo continuo su tutti i tratti rettilinei e dipendono direttamente dalla lunghezza dei condotti, dalla viscosità del fluido e dalla rugosità dei materiali utilizzati. Il procedimento seguente illustra le modalità con le quali sono giunto alla determinazione della perdita di carico distribuita nella sezione in esame. Nulla è cambiato rispetto al paragrafo 7.5.

7.5.1 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE

Si imposta la scabrezza del materiale cui è costituito il tubo (nel nostro caso tubo siliconico) e la sua lunghezza effettiva, tenuto conto di possibili leggere curvature che vanno analiticamente ad incrementarne il valore. Si considera inoltre il diametro del condotto, da cui è possibile ricavare facilmente la sezione:

$$A = \pi \left(\frac{d}{2} \right)^2 [m^2] \quad (7.8)$$

Una volta ricavata la sezione, utilizzando il valore di portata volumetrica di primo tentativo, è possibile ottenere la velocità del liquido all'interno di quel condotto:

$$v = \frac{Q_{1t}}{A} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.9)$$

Nota la velocità è possibile calcolare il numero caratteristico di Reynold per la sezione considerata, in modo da determinare il tipo di regime di flusso del fluido, nel nostro caso in tutte le sezioni si ottiene un regime di flusso turbolento, perché Reynold > 2300:

$$Re = \frac{\rho * v * d}{\nu} [ad] \quad (7.10)$$

Dove:

- ν viscosità dinamica dipendente dalla temperatura [Pa*s]

- ρ densità del liquido dipendente dalla temperatura $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Una volta determinato il numero adimensionale di Reynold, è possibile tramite la relazione fluidodinamica di Swamee e Jane ricavare direttamente il coefficiente d'attrito di Darcy, cui fluido genera nel passaggio all'interno del condotto in esame:

$$\lambda = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3.7 * d} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} [ad] \quad (7.11)$$

Dove i parametri sono:

- λ fattore d'attrito adimensionale di Darcy

- ϵ scabrezza assoluta della parete del fluido

- d diametro interno del condotto

- Re numero di Reynold

Tale relazione risulta valida sperimentalmente per valori del numero di Reynold e scabrezza relativa compresi fra (verificati nel nostro caso):

$$4 * 10^3 < Re < 1 * 10^8$$

$$10^{-6} < \frac{\epsilon}{d} < 10^{-2}$$

Determinati i valori di λ in ogni condotto, è possibile determinare la caduta di pressione che il liquido sviluppa nel passaggio all'interno del tubo, tramite la relazione:

$$\Delta p_d = \frac{1}{2} * \lambda * \rho * \left(\frac{l}{d}\right) * v^2 [Pa] (7.12)$$

Dove i parametri sono:

- λ fattore d'attrito adimensionale di Darcy
- d diametro interno del condotto
- l lunghezza del condotto
- ρ densità del fluido
- v velocità del flusso

7.5.2 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO CONCENTRATE

Determinate tutte le perdite distribuite, si procede successivamente alla determinazione delle perdite di carico concentrate. A differenza delle perdite distribuite lungo i tratti rettilinei, esse dipendono esclusivamente dalla geometria dell'ostacolo incontrato. Per il calcolo, si utilizza un coefficiente adimensionale K , che moltiplica l'energia cinetica del flusso. Tali coefficienti non sono calcolabili teoricamente in modo semplice, pertanto i loro valori vengono estratti da apposite tabelle tecniche basate su dati sperimentali.

Il procedimento seguente illustra le modalità con le quali sono giunti alla determinazione della perdita di carico concentrata in corrispondenza di un raccordo a forma di “Y”.

Occorre considerare la velocità maggiore del liquido in prossimità del raccordo in esame e tramite il valore tabellato del parametro K , siamo in grado di ricavarci la perdita di carico in questo specifico punto:

$$\Delta p_c = \frac{1}{2} * K * \rho * v^2 [Pa] (7.13)$$

Dove:

- K coefficiente adimensionale tabellato
- ρ densità del fluido
- v velocità del flusso

Nella tabella 7.5 le perdite concentrate sono evidenziate in azzurro, mentre quelle distribuite hanno sfondo bianco. In definitiva, sommando tutte le perdite, sia distribuite sia concentrate, abbiamo ricavato il valore totale di perdita di carico del ramo critico, ovvero quello maggiormente sollecitato.

7.5.3 CURVA CARATTERISTICA CIRCUITO

Come eseguito nel paragrafo 7.4, caratterizzando il circuito per diversi valori di portata elaborati dalla pompa, si sono ottenuti diversi valori di caduta di pressione, grazie ai quali si è generata una apposita tabella, che ci ha permesso di determinare la curva caratteristica delle perdite di carico del ramo critico. Tramite la funzione apposita di Excell, in seguito alla generazione del grafico dalla tabella precedente, ho ricercato la linea di tendenza: la funzione che passa per tali punti, ovvero la curva caratteristica stessa di questo condotto. Ho così ricavato l'andamento delle perdite in [Pa] e la portata volumetrica in $\left[\frac{m^3}{s}\right]$. Il polinomio di secondo grado che rappresenta la curva caratteristica vale (linea blu nel grafico 7.8):

$$y = 5 * 10^{11}x^2 + 1 * 10^7x - 78 \quad (7.14)$$

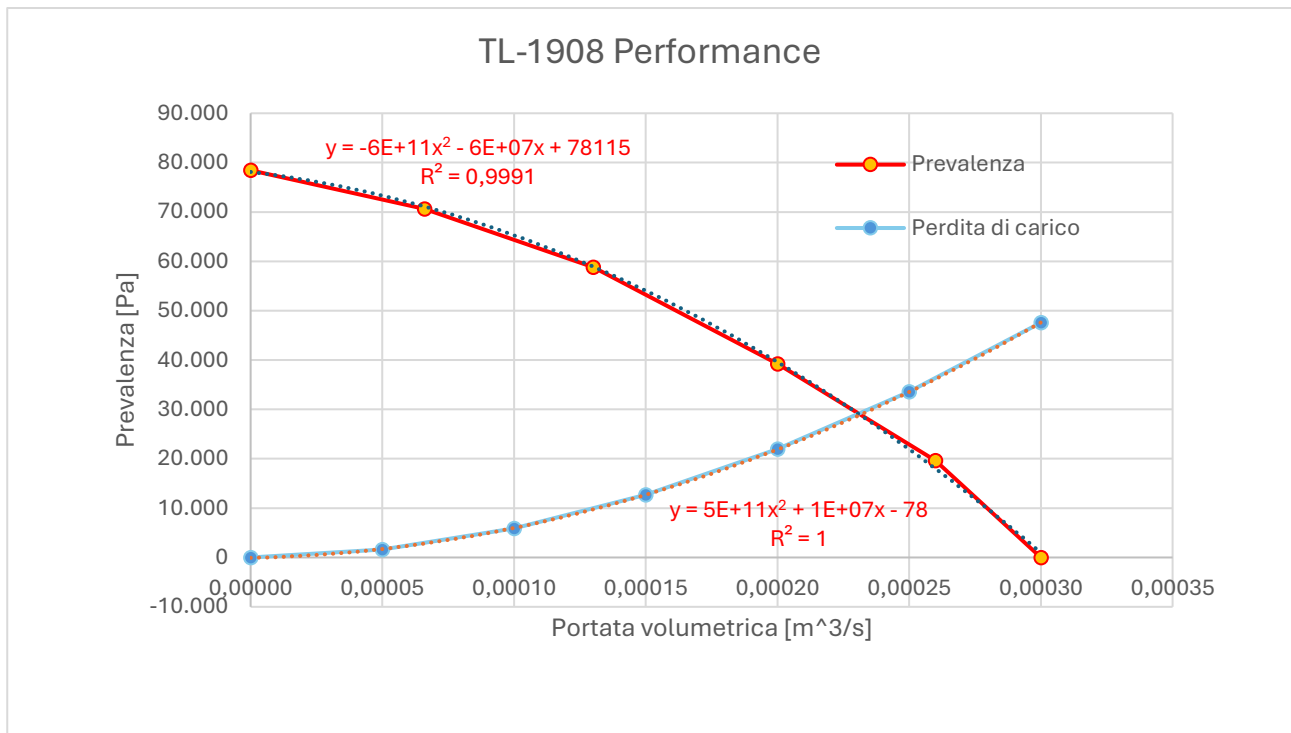
La stessa cosa è stata eseguita per determinare la curva caratteristica della pompa, come preannunciato precedentemente, generando il grafico apposito dalla seguente tabella:

TL-1908 Performance	
Prevalenza [Pa]	Portata volumetrica [m ³ /s]
78.453	0,0000000
70.608	0,0000660
58.840	0,0001300
39.227	0,0002000
19.613	0,0002600
0	0,0003

(Tab.7.6 Dati pompa in unità fondamentali)

Tramite la funzione apposita di Excell, ho ricercato la linea di tendenza: la funzione che passa per tali punti, ovvero la curva caratteristica della pompa in esame. Il polinomio di secondo grado che rappresenta la funzione è una buona approssimazione, perché il parametro “ R^2 ” nella leggenda del grafico è molto elevato. Il polinomio che rappresenta la curva caratteristica vale (linea rossa nel grafico 7.8):

$$y = -6 * 10^{11}x^2 - 6 * 10^7x + 78115 \quad (7.15)$$



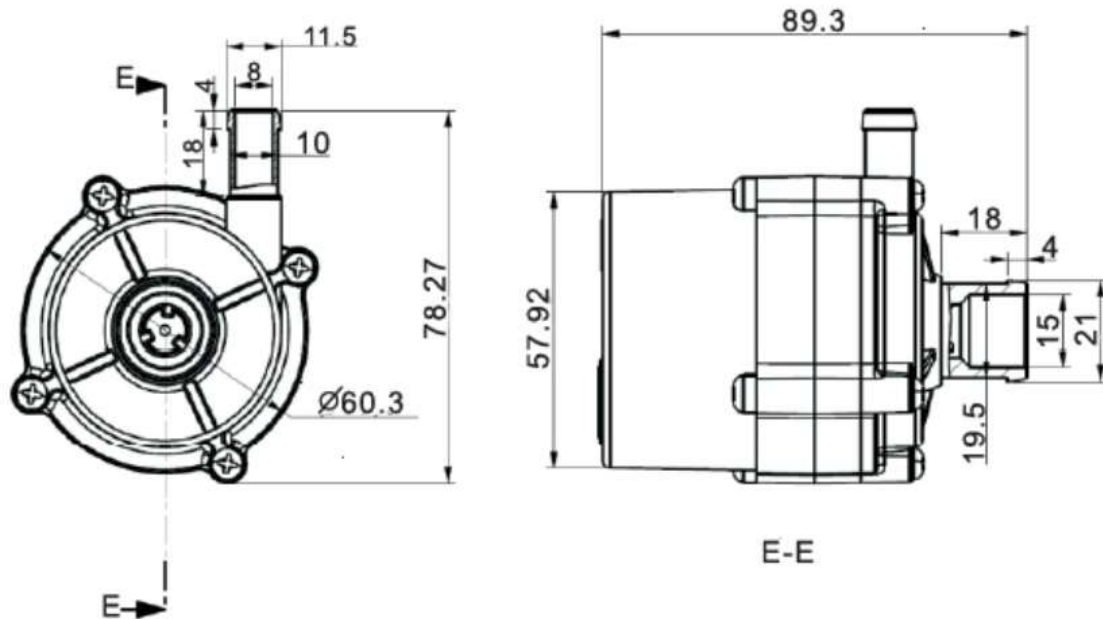
(Imm.7.8 Punto di lavoro impianto refrigerante per radiatore termico)

Tramite il foglio di calcolo di Excell, eseguendo un ciclo iterativo tramite la funzione apposita “Risolutore”, ho determinato il valore di portata effettiva di liquido che attraversa il nostro sistema di refrigerazione. Il funzionamento del ciclo iterativo si implementa imponendo equivalenti la caduta di pressione nel ramo critico e la prevalenza della pompa. I risultati ottenuti sono i seguenti (Tab.7.5):

-Portata effettiva liquido impianto refrigerazione termico pari a $14,2 \left[\frac{l}{min} \right]$

-Prevalenza della pompa pari a 30151 [Pa]

Occorre ricordare che i precedenti valori subiscono modeste variazioni in funzione delle temperature di esercizio dei fluidi delle masse radianti del sistema; quindi, sarà necessario iterare il procedimento ripetutamente, in modo tale da raggiungere la convergenza. Una volta raggiunta, si avrà una stima precisa ed affidabile delle portate in gioco e di conseguenza dell’effettivo valore di scambio termico che i radiatori dell’impianto forniscono.



(Imm.7.9 Pompa TL-C01-B12-1908 Performance)²⁶

7.6 PERDITE POMPAGGIO GRUPPO VENTILANTE

L'analisi fluidodinamica del gruppo ventilante del sistema di raffreddamento si concentra sulla determinazione della portata d'aria effettiva che attraversa i due condotti (Ramo A e Ramo B) analizzando le corrispettive masse radianti, parametri cruciali per garantire lo scambio termico analizzato in questa trattazione. Tali valori non sono costanti, ma deriva dall'equilibrio dinamico tra la capacità del ventilatore di muovere il fluido e la resistenza offerta dal circuito stesso (come vedremo anche nel capitolo successivo). In questo paragrafo, l'obiettivo principale è l'individuazione del punto di lavoro del sistema attraverso l'intersezione tra la curva caratteristica della ventola e le curve di carico del circuito. Quest'ultime sono state accuratamente modellate attraverso l'apposito foglio di calcolo, dove si sono sommati i contributi delle perdite distribuite, dovute al passaggio dell'aria tra le masse radianti, e delle perdite concentrate legate alle restrizioni e ai componenti accessori del sistema. La sovrapposizione grafica e analitica di queste curve permette di quantificare con precisione il flusso di massa d'aria effettivo in ogni condizione operativa, validando così le scelte progettuali relative al dimensionamento del gruppo ventilante e garantendo l'efficienza operativa dell'intero comparto termico.

Il processo di determinazione della curva di carico delle masse radianti è il medesimo per ogni radiatore, la differenza risiede solamente nella geometria intrinseca del modello considerato. Nella tabella seguente consideriamo il caso della massa radiante adibita al raffreddamento del sistema elettrico (i valori evidenziati in rosso sono parametri variabili opportunamente calibrati):

²⁶ <https://daviescraig.com>

AERODINAMICA			
Portata volumica aria	0,127 m ³ /s	127 l/s	Derivate ciclo iterativo
Velocità aria	12,0 m/s		Determinate considerando area frontale - area impervia
Re azione alette	1238		Numero di Reynolds relativo alla sezione delle alette
Fattore attrito canale delle alette	0,052		Fattore attrito tramite formula empirica di Haaland 0,03-0,04 se REYNOLD turbolento. SE REYNOLD laminare $f=64/Re$.
Perdite distribuite lungo il radiatore	40,9 Pa		
Perdite concentrate struttura lamellare	30,6 Pa		
Rendimento imbocco aria	0,90	90 %	Ipotizzato
Pressione dinamica (da velocità veicolo)	75,2 Pa		
Perdite totali (Pa)	147,7 Pa		
Area frontale radiatore	0,0186 m ² *	18600 mm ²	Area frontale radiatore per numero totale cannelle
Area impervia	0,0081 m ² *	8100 mm ²	Area occupata dalla cannalette vista frontalmente
Diametro aerodinamico alette	0,00167 m *	1,66871 mm	Diametro idraulico passaggio singola aletta (riferito sezione triangolare)
Fattore di contrazione aria	0,267		Area netto di flusso/Area frontale
Scabrezza alluminio estruso/lam.	1,3336E-06 m *	0,001594 mm	
Perdite ingresso strutture lamellari	0,29		Correlazione empirica dal fattore contrazione
Perdite uscita strutture lamellari	0,7		Correlazione empirica dal fattore contrazione

(Tab.7.7 Procedura analita per determinazione perdite di carico masse radianti)

7.6.1 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE

In primo luogo, occorre analizzare la condizione operativa che si sta considerando. Se la ventola di raffreddamento fosse accesa, la portata d'aria effettiva e la relativa velocità del flusso deriverebbero dal calcolo iterativo che sarà illustrato successivamente. Invece, se la ventola fosse spenta, la portata d'aria sarebbe direttamente garantita dalla velocità della monoposto in marcia. Nel primo caso vale:

$$v = \frac{Q_{it}}{A_{eff} * \cos \alpha} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.16)$$

$$A_{eff} = A_{frontale} - A_{impervia} [m^2] \quad (7.17)$$

In cui:

- Q_{it} è la portata imposta dal ciclo iterativo

- A_{eff} è l'area effettiva attraversata dal flusso all'interno della massa radiante

- $A_{frontale}$ è l'area frontale occupata dal radiatore

- $A_{impervia}$ è l'area occupata dalle cannelle e dalle alette della massa radiante viste frontalmente

- α descrive l'angolo effettivo di inclinazione del radiatore rispetto all'asse verticale del veicolo

Mentre nel secondo caso:

$$v = v_{veicolo} * \cos \alpha \left[\frac{m}{s} \right] \quad (7.18)$$

$$Q = v * A_{eff} = v * (A_{frontale} - A_{impervia}) \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (7.19)$$

Una volta determinata la velocità del flusso d'aria all'interno della massa radiante tramite una delle due casistiche, si procede con la determinazione del tipo di regime di flusso all'interno dell'alettatura, tramite l'analisi del numero di Reynold:

$$Re = \frac{\rho * v * d}{\nu} [ad] \quad (7.20)$$

$$d = \frac{4 * A_{alettatura}}{P_{alettatura}} [m] \quad (7.21)$$

Dove:

- v velocità flusso aria all'interno della massa radiante $\left[\frac{m}{s} \right]$
- ν viscosità dinamica aria dipendente dalla temperatura $[Pa*s]$
- ρ densità aria dipendente dalla temperatura $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
- d diametro aeraulico alettatura $[m]$
- $A_{alettatura}$ area sezione canale alettatura
- $P_{alettatura}$ perimetro della sezione formata dall'alettatura

Se il numero di Reynold è inferiore ad un valore pari a $Re < 2300$, il tipo di regime di flusso è laminare, mentre per $Re > 4000$ si ha regime di moto turbolento. A seconda del tipo di regime di flusso, si determina il coefficiente d'attrito di Darcy all'interno del canale stesso:

$$f = \frac{64}{Re} \text{Hagen - Poiseuille} \quad (7.22)$$

se regime laminare ($Re < 2300$)

$$f = \left\{ -1.8 * \log_{10} \left[\left(\frac{\epsilon}{3.7} \right)^{1.11} + \left(\frac{6.9}{Re} \right) \right] \right\}^{-2} \quad \text{Haaland (7.23)}$$

se regime turbolento ($Re > 4000$)

- f fattore d'attrito di Darcy-Weisbach (adimensionale).
- ϵ scabrezza assoluta del condotto formato dall'alettatura [m]
- d diametro aeraulico alettatura [m]
- $\frac{\epsilon}{d}$ scabrezza relativa del condotto (adimensionale)
- Re numero di Reynolds, che definisce il regime di moto (laminare o turbolento)

Per determinare la scabrezza assoluta del condotto generato dall'alettatura, si considera il tipo di materiale di cui è costituito (alluminio) e diversi altri fattori, tra cui il cosiddetto fenomeno di “sporco” della massa radiante stessa, parametro fondamentale che influenza la rugosità superficiale del materiale. Per determinarla correttamente, occorre assumere diversi parametri in modo realistico, nel nostro caso consideriamo un veicolo utilizzato in un ambiente idoneo per le competizioni, quindi relativamente poco inquinato, equiparabile ad un utilizzo autostradale. I valori assunti sono evidenziati in rosso nella seguente tabella:

- φ fattore di forma del deposito, che per particelle polverose circolari vale 0.6 [ad]
- κ concentrazione della polvere in aria, pari a $0.000001 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$, tipico di un ambiente autostradale
- ρ densità del deposito, assunta pari a $1500 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ nel caso di polvere oppure sabbia
- χ efficienza di deposizione delle polveri, assunta pari al 20%
- ψ costante di rimozione del deposito, pari a $0.00001 \left[\frac{1}{s} \right]$ per particelle secche su alluminio
- t tempo di guida, impostato a 360000 [s]

Fattore di forma del deposito per sporco	0.6		Fattore che influenza sulla scabrezza dovuto allo sporco (0.5-1.5). 0.6 per particelle circolari uniformi
Concentrazione polvere in aria	0.000001	kg/m^3	Tipico ambiente autostradale pulito
Densità del deposito	1500	kg/m^3	Polvere/sabbia
Efficienza deposizione	0.2	20%	Percentuale di particelle che impattando si depositano
Costante di rimozione	0.00001	s^{-1}	Valore tipico per depositi secchi su alluminio
TASSO DI DEPOSITO INIZIALE	1.60375E-05	m/s	Valore che rappresenta velocità crescita spessore se non ci fosse erosione
SPESORE ASINTOTICO	0.000160375	mm	Spessore massimo raggiungibile dallo sporco
TEMPO DI GUIDA	360000	s	Durata della guida
SPESORE DI SPORCAMENTO	0.000156890	mm	
SCABREZZA ALLUMINIO CON SPORCAMENTO	0.001503906	mm	Scabrezza alluminio tenuto conto del tempo di guida e le caratteristiche ambientali

(Tab.7.8 Determinazione scabrezza massa radiante)

Si definisce tasso di depositazione iniziale la rapidità con cui il materiale aderisce alla superficie prima che lo spessore del deposito stesso renda significativo il processo di rimozione per erosione:

$$\zeta = \frac{\chi * \kappa * v}{\rho} \left[\frac{m}{s} \right] (7.24)$$

Si definisce così lo spessore limite asintotico derivante dall'accumulo di particolato sulla massa radiante:

$$\phi_{limite} = \frac{\zeta}{\psi} [m] (7.25)$$

Si definisce spessore effettivo di deposito la grandezza risultante dal processo di sporcamento della massa radiante, calcolata come:

$$\phi_{effettivo} = \phi_{limite} * (1 - e^{-\psi * t}) [m] (7.26)$$

Tenendo conto dell'incidenza di tale fenomeno, la scabrezza risultante della massa radiante può essere espressa come:

$$\epsilon = \phi_{effettivo} * \varphi + \epsilon_{teorica} [m] (7.27)$$

Dove:

— $\epsilon_{teorica}$ è la scabrezza nominale tipica dell'alluminio, ovvero 0.0015 [mm]

In definitiva, determinato il coefficiente adimensionale di Darcy, è possibile ricercare il valore di perdita di carico distribuita che il fluido genera nel passaggio della massa radiante in esame:

$$\Delta p_{dist} = \frac{1}{2} * \rho * f * \left(\frac{s}{d} \right) * v^2 [Pa] (7.24)$$

In cui:

— ρ densità dell'aria funzione della temperatura $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

- f coefficiente d'attrito di Darcy-Weisbach (adimensionale)
- s spessore massa radiante [m]
- d diametro aeraulico canale alettatura [m]
- v velocità flusso d'aria all'interno della sezione generata dall'alettatura

7.6.2 DETERMINAZIONE PERDITE DI CARICO CONCENTRATE

Ricavata la perdita di carico distribuita che il fluido genera nel passaggio all'interno del radiatore, occorre concentrarsi sulla determinazione delle perdite di carico concentrate, relative alla caduta di pressione generata dall'ingresso e dell'uscita del flusso nella massa radiante (imbocco e scarico). Per quantificare tali valori, si è considerato il radiatore come una struttura lamellare porosa, assunzione che ci ha permesso la determinazione delle perdite in modo chiaro ed efficace.

Il fattore di contrazione dell'aria, parametro fondamentale per la quantificazione delle perdite di carico concentrate è definito come:

$$\sigma = \frac{A_{frontale} - A_{impervia}}{A_{frontale}} \quad (7.25)$$

La sua determinazione permette l'utilizzo della formulazione di Idelchik, ovvero la relazione che permette la quantificazione delle perdite di carico in ingresso alla massa radiante:

$$\Delta p_{Input} = 0.42 * (1 - \sigma^2) [Pa] \quad (7.26)$$

Equivalentemente la relazione che permette la valutazione della caduta di pressione in uscita al radiatore vale:

$$\Delta p_{output} = (1 - \sigma^2) [Pa] \quad (7.27)$$

È possibile considerare anche la perdita di carico generata dal convogliatore presente tra ventola e radiatore, generalmente di più piccola entità rispetto alle precedenti, ma degne di nota. Ipotizziamo per semplicità che la posizione della ventola sia esattamente collocata in prossimità della zona baricentrica della massa radiante, in modo tale da conferire al convogliatore una forma simmetrica.

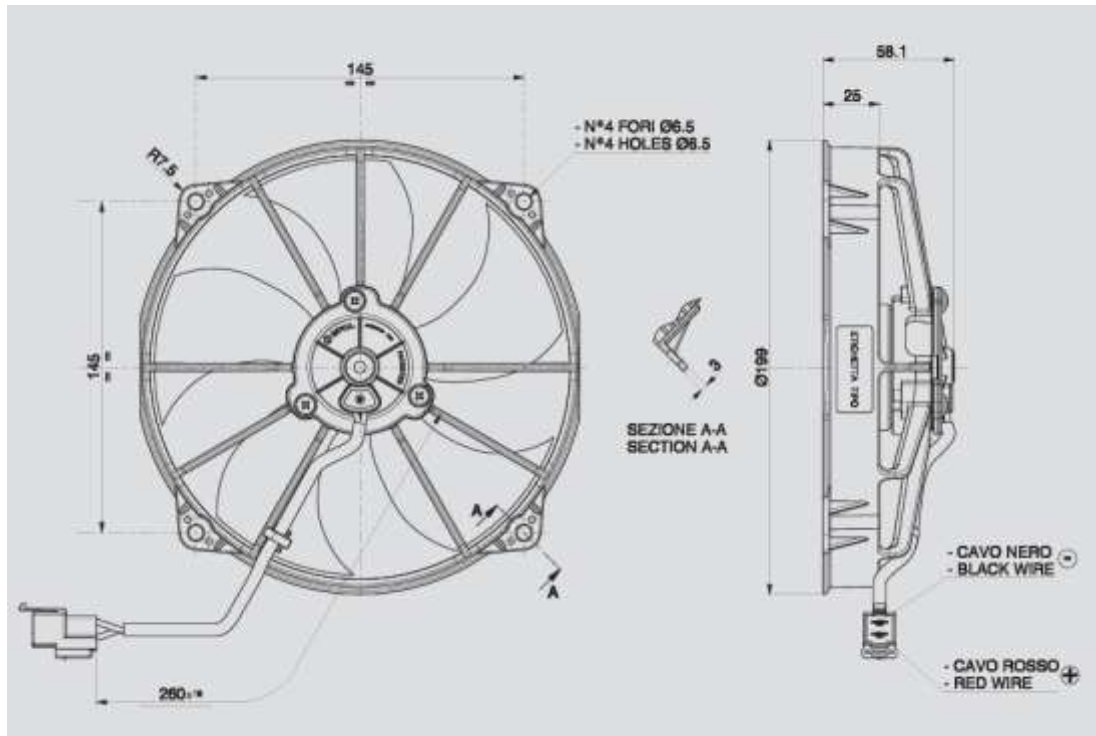
Per prima cosa si determina l'area della sezione di passaggio del flusso d'aria in prossimità della ventola, considerando una corona circolare:

$$A_{fan} = \pi \left(\frac{d_e - d_i}{2} \right)^2 \quad (7.28)$$

Dove:

– d_e diametro esterno corona circolare ventola [m]

– d_i diametro interno corona circolare ventola [m]



(Imm.7.10 Ventola impianto raffreddamento SPAL VA75-A101-90A 12V)²⁷

Successivamente, tramite il bilancio di portata volumetrica si determina la velocità del flusso d'aria in prossimità della sezione della ventola:

$$v_{fan} = \frac{v * A_{eff}}{A_{fan}} \quad (7.29)$$

Il coefficiente di perdita di carico e il suo relativo valore tiene conto dell'angolo di inclinazione delle pareti del convogliatore, tramite la seguente relazione:

²⁷ SPAL-VA-75_1.pdf

$$\mathcal{K} = \sin(\beta) * (1 - \frac{A_{fan}}{A_{frontale}}) \quad (7.30)$$

$$\Delta p_{fan} = \frac{1}{2} * \rho * \mathcal{K} * v_{fan}^2 [Pa] \quad (7.31)$$

In cui:

- β angolo pareti convergente
- ρ densità aria funzione della temperatura
- $\mathcal{K}$ coefficiente di perdita di carico
- $A_{frontale}$ area frontale del radiatore [m^2]

In definitiva, la perdita di carico totale che il fluido sperimenta nell'attraversamento della massa radiante e relativo convogliatore risulta:

$$\Delta p_{con} = \Delta p_{Input} + \Delta p_{output} + \Delta p_{fan} [Pa] \quad (7.32)$$

7.6.3 CURVA CARATTERISTICA CIRCUITO

Per determinare in modo definitivo le curve caratteristiche del Ramo A e del Ramo B, occorre considerare un ultimo fattore, ovvero la pressione dinamica del flusso. La pressione dinamica rappresenta la componente di pressione legata esclusivamente allo stato di moto di un fluido e corrisponde all'energia cinetica per unità di volume. Essa dipende direttamente dalla densità del fluido e dal quadrato della sua velocità:

$$\Delta p_{din} = \frac{1}{2} * \rho * v^2 [Pa] \quad (7.33)$$

In un sistema ideale, questa grandezza può convertirsi in pressione statica quando il fluido viene rallentato, ciò avviene quando il flusso entra a contatto con le masse radianti del nostro sistema. Questo recupero di pressione è fondamentale per l'efficienza del sistema, poiché permette di riconvertire l'energia cinetica residua in pressione statica utile. Invece di dissipare la velocità del fluido in calore, si trasforma nuovamente in pressione e permette di "compensare" parte delle perdite di carico incontrate lungo il percorso dal flusso. Di conseguenza, il contributo del recupero si sottrae idealmente alle perdite di carico totali, limitando il calo energetico complessivo e riducendo il lavoro richiesto alle pompe o ai ventilatori per mantenere il flusso desiderato. Siccome nella realtà, le prese

d'aria per l'imbocco del flusso nelle pance della monoposto dissipano una certa quantità di energia, il processo risulta non ideale; perciò, si tiene conto di un rendimento (rispetto alla formula 7.33):

$$\Delta p_{din} = \eta * \frac{1}{2} * \rho * v^2 \text{ [Pa]} \quad (7.34)$$

Dove:

– η rendimento d'imbocco della presa d'aria [ad]

– ρ densità del fluido funzione della temperatura $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

– v velocità del flusso $\left[\frac{m}{s}\right]$

In definitiva la perdita di carico complessiva che il flusso genera attraversando la massa radiante risulta:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{dist} + \Delta p_{con} - \Delta p_{din} \text{ [Pa]} \quad (7.35)$$

Come vedremo nel dettaglio nel capitolo successivo, caratterizzando il radiatore per diversi valori di portata volumetrica (e relativa velocità) di flusso che li attraversa, si sono ottenuti diversi valori di caduta di pressione, che ci hanno permesso di determinare la curva caratteristica delle perdite di carico della massa radiante considerata. Ho così ricavato l'andamento delle perdite in [Pa] e la portata volumetrica in $\left[\frac{m^3}{s}\right]$. La stessa cosa è stata eseguita per determinare la curva caratteristica della ventola.

Data la disposizione in parallelo del ramo A e del ramo B, la portata totale elaborata dalla ventola è pari alla somma delle singole portate dei due rami; contestualmente la caduta di pressione ai capi dei due condotti deve essere la medesima. A causa dell'interdipendenza che lega i due condotti l'elaborazione del ciclo iterativo è stato molto più complicato:

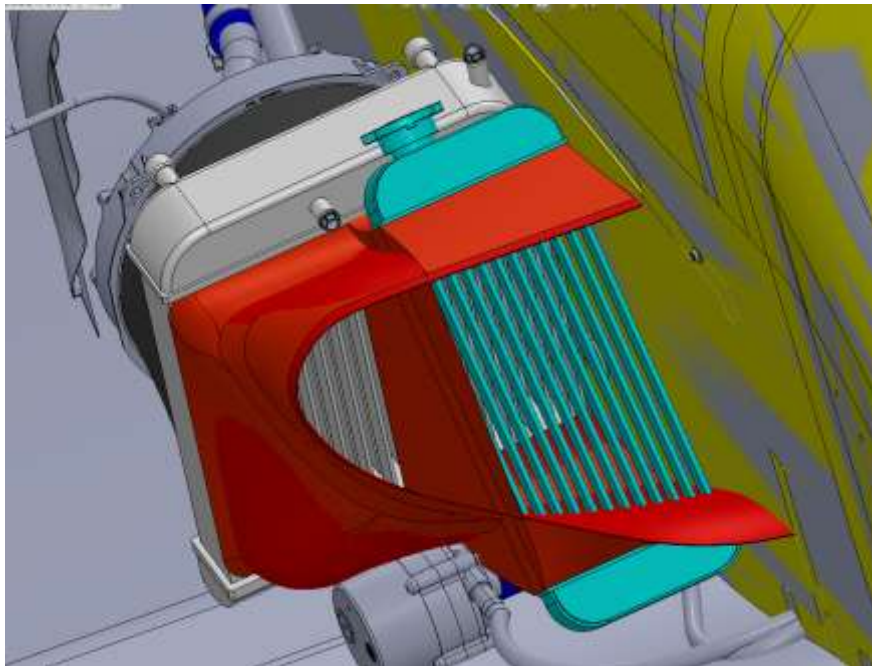
CICLO ITERATIVO			
ERRORE	0,0000000000		
PERDITE RAMO A	108,6 Pa		
PERDITE RAMO B	108,6 Pa		
PORTATA A	0,095 m ³ /s		
PORTATA B	0,067 m ³ /s		
Portata totale	0,162 m ³ /s		PORTATA MASSIMA 0,194 m ³ /s

(Tab. 7.9 Impostazione ciclo iterativo gruppo ventilazione)

Nella precedente tabella, la cella obiettivo del ciclo iterativo è la cella “ERRORE”, dove è contenuta la differenza tra le perdite di carico nel ramo A e nel ramo B, imposta nulla; mentre le celle variabili corrispondono alle portate volumetriche relative ai due condotti. I vincoli imposti per la risoluzione del calcolo iterato sono l'uguaglianza tra la prevalenza del gruppo ventilante (che elabora la portata totale) e le perdite di carico nei due condotti. Una volta ottenuta la convergenza dal calcolo, i valori effettivi della portata del flusso nei due rami risultano quantificate, ed è così possibile determinare tramite gli altri fogli di calcolo la quantità di calore dissipato dal sistema. Occorre ricordare che i precedenti valori subiscono modeste variazioni in funzione delle temperature di esercizio dei fluidi delle masse radianti del sistema; quindi, sarà necessario iterare il procedimento ripetutamente.

7.7 DIMENSIONAMENTO RADIATORE

In questo paragrafo analizzeremo attentamente il procedimento per il dimensionamento e la stima efficace dello scambio termico effettivo di ogni massa radiante considerata. Il processo per ogni radiatore è il medesimo, variano solamente i parametri in ingresso al sistema, come conseguenza della sua architettura specifica. Per esempio, all'interno del condotto B, per quanto riguarda la temperatura dell'aria in ingresso al radiatore adibito al raffreddamento del propulsore termico, sarà imposta equivalente a quella uscente dalla massa radiante ibrida, siccome posti in serie. Oppure, per quanto riguarda il condotto A, la temperatura del liquido refrigerante in ingresso al radiatore del propulsore elettrico sarà imposta equivalente a quella uscente dalla stessa massa radiante ma dal condotto B. Queste interazioni non sono da considerarsi indipendenti una dall'altra, ma si ricorda la forte interconnessione tra i parametri in gioco del sistema di raffreddamento del veicolo.



(Imm.7.11 Condotti sistema di Raffreddamento della monoposto)

7.7.1 GEOMETRIA E ALETTATURA

I primi parametri fondamentali da impostare riguardano la geometria e le dimensioni della massa radiante in esame. Evidenziati in rosso nella seguente tabella troviamo i parametri variabili, i quali sono stati impostati in seguito delle rilevazioni dimensionali della massa radiante per il propulsore termico nel ramo A:

DIMENSIONI				
Altezza interna sezione cannetta (passaggio acqua)	0,0014	m <=	1,4	mm
Larghezza interna sezione cannetta (passaggio acqua)	0,0162	m <=	16,2	mm
Lunghezza cannetta pari altezza frontale radiatore	0,2000	m <=	200	mm
Spessore parete cannette	0,0004	m <=	0,4	mm
Numero ordini cannette	9			
Numero cannette in un ordine (nella profondità)	2			
Numero cannette totali	18			
Passo cannette nella profondità del radiatore	0,0250	m <=	25,0	mm
Passo tra ordini di cannette	0,0091	m <=	9,1	mm
Spessore totale pacco radiante	0,0420	m =	42,0	mm
Larghezza frontale radiatore	0,0750	m =	75,0	mm
Angolo inclinazione radiatore rispetto alla verticale	0	gradi		

(Tab.7.10 Geometria massa radiante)

Si ipotizzano cannette a sezione rettangolare, per facilitare i successivi calcoli analitici. Il numero totale delle stesse è dato dal prodotto tra il numero di cannette presenti in una fila e il numero di ordini presenti nella massa radiante. Impostati quindi le dimensioni della singola cannetta, il loro numero, lo spessore del materiale della parete ed il corrispettivo passo (sia tra gli ordini nella profondità sia tra le cannette in una singola fila) è possibile determinare gli ingombri effettivi del radiatore stesso:

$$s = f * ((2 * m) + b) + (f - 1) * (p_p - ((2 * m) + b)) [m] (7.36)$$

$$l = n * ((2 * m) + a) + (n - 1) * (p_o - ((2 * m) + a)) [m] (7.37)$$

$$h = c [m] (7.38)$$

In cui:

—s spessore del radiatore [m]

—l larghezza frontale massa radiante [m]

- f numero file di cannette [ad]
- m spessore parete cannetta materiale (alluminio) [m]
- b altezza passaggio liquido sezione rettangolare cannetta [m]
- p_p passo tra file di ordini di cannette [m]
- α angolo inclinazione massa radiante rispetto asse verticale veicolo [m]
- a larghezza passaggio liquido sezione rettangolare cannetta [m]
- n numero ordini di cannette per fila [ad]
- p_o passo frontale tra cannette [m]
- h altezza della massa radiante esclusi le testate [m]
- c altezza frontale cannette [m]

Una volta assunte le dimensioni elementari, si procede nella quantificazione delle aree effettive del radiatore a contatto con i due fluidi in gioco (liquido refrigerante e aria), cui valori sono fondamentali per la determinazione dello scambio termico dell'intero impianto. Nella tabella seguente si possono osservare i risultati corrispettivi della geometria analizzata nella tabella precedente 7.10:

GEOMETRIA				
Area sezione interna cannetta	0,000023	m ² =	22,68	mm ²
Perimetro bagnato	0,0352	m =	35,2	mm
Diametro idraulico	0,0026	m =	2,6	mm
Area esterna singola cannetta	0,0077	m ² =	7680	mm ²
Area TOTALE esterna cannette	0,1382	m ² =	138240	mm ²
Numero vertici triangoli per unità di lunghezza	100			
Area esterna singola aletta	0,0006	m ² =	586	mm ²
Area esterna alette per ordine di cannette	0,1171	m ² =	117131	mm ²
Area TOTALE alette radiatore	1,0542	m ²	1054180	mm ²
Area TOTALE lato aria	1,1924	m ²	1192420	mm ²
Area TOTALE lato liquido	0,1267	m ²	126720	mm ²

(Tab.7.11 Aree fondamentali per la determinazione dello scambio termico)

Per determinare l'area di passaggio del fluido per la singola cannetta, il rispettivo perimetro bagnato dal liquido refrigerante e diametro idraulico della sezione, poniamo:

$$A_{can} = a * b \text{ [m}^2\text{]} \quad (7.39)$$

$$P_{can} = 2 * (a + b) \text{ [m]} \quad (7.40)$$

$$d_{can} = \frac{4 * A_{can}}{P_{can}} = \frac{a * b}{2 * (a + b)} [m] \quad (7.41)$$

Una volta quantificati i precedenti dati, è possibile calcolare l'area della massa radiante a stretto contatto con il fluido refrigerante del motore:

$$A_{tot_liquido} = P_{can} * c * (f * n) [m^2] \quad (7.42)$$

Questa sezione è notevolmente inferiore rispetto a quella attraversata dal flusso d'aria, grazie al notevole incremento dato dall'alettatura del radiatore, parametro che determiniamo nella successiva formulazione. Quantifichiamo a questo scopo l'area esterna della singola cannetta rettangolare:

$$A_{ext} = 2 * [(2 * a + b) + (2 * a + b)] * c [m^2] \quad (7.43)$$

Espandendola per il numero totale di cannette presenti nella massa radiante in esame:

$$A_{tot_ext} = (f * n) * 2 * [(2 * a + b) + (2 * a + b)] * c [m^2] \quad (7.44)$$

Una volta determinata l'area esterna totale delle cannette si passa alla quantificazione dell'area che le alette del radiatore generano. Assumiamo un'alettatura profonda come tutto lo spessore della massa radiante e con altezza pari al parametro t [m], il quale non è equivalente al passo tra le singole cannette viste frontalmente (valore p_o) data la geometria del sistema:

$$A_{aletta} = t * s [m^2] \quad (7.45)$$

L'area generata dell'alettatura tra una fila di cannette e l'altra, tiene conto del numero di alette presenti, parametro fortemente dipendente dal numero di vertici dei triangoli che l'alettatura forma. Nel nostro caso si è assunto un valore di tali vertici pari a cento unità per ogni lato della cannetta. Quindi tra un ordine e l'altro saranno presenti in totale duecento vertici:

$$A_{totale_alettatura} = n * 200 * A_{aletta} [m^2] \quad (7.46)$$



(Imm.7.12 Alettatura tra ordini di cannette)²⁸

In definitiva, l'area totale della massa radiante cui risulta a stretto contatto con il flusso d'aria che l'attraversa è pari a:

$$A_{tot_aria} = \eta * A_{totale_alettatura} + A_{tot_ext}[m^2] \quad (7.47)$$

$$A_{tot_aria} \gg A_{tot_liquido} \quad (7.48)$$

In cui il parametro η tiene conto del rendimento dell'alettatura. Tale valore rappresenta il rapporto tra il calore effettivamente scambiato dalla superficie alettata e quello che si scambierebbe se l'intera aletta si trovasse alla temperatura della base a contatto con la cannetta. Questo parametro è fondamentale nella progettazione di una massa radiante e relativa alettature, poiché quantifica l'efficienza della superficie estesa nel dissipare energia termica. Infatti, permette di bilanciare correttamente l'incremento di area superficiale generato e relativa resistenza alla conduzione interna al materiale. Una corretta determinazione del rendimento è quindi indispensabile per ottimizzare il dimensionamento geometrico e la scelta del materiale del radiatore, garantendo la massima capacità dissipativa al minor peso possibile.

Per quantificarlo occorre considerare il parametro caratteristico m dell'alettatura, che ha le dimensioni fisiche di una lunghezza reciproca $\left[\frac{1}{m}\right]$, il quale raggruppa le proprietà geometriche e termofisiche del sistema: il coefficiente di scambio termico convettivo, la conducibilità termica del materiale e il rapporto tra perimetro e area della sezione trasversale. Fisicamente, rappresenta la rapidità con cui la temperatura dell'aletta decade allontanandosi dalla base; un valore elevato di questo parametro indica una brusca caduta termica, influenzando direttamente l'efficienza e la capacità dissipativa del radiatore:

²⁸ Dante Giacosa

$$\eta = \frac{\tan(m * \frac{t}{2})}{m * \frac{t}{2}} [ad] (7.49)$$

$$m = \sqrt{\frac{h_{aria} * P_{alette}}{k_{mat} * A_{alette}}} \left[\frac{1}{m} \right] (7.50)$$

$$P_{alette} = 2 * (s + l) [m] (7.51)$$

$$A_{alette} = s * l [m^2] (7.52)$$

In cui:

- h_{aria} coefficiente convettivo lato aria della massa radiante $\left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$
- s spessore frontale singola aletta [m]
- l larghezza singola aletta [m]
- t altezza aletta (considerata la metà per considerazioni geometriche) [m]
- k_{mat} conduttività termica materiale massa radiante $\left[\frac{W}{m * K} \right]$
- P_{alette} perimetro relativo alla sezione della singola aletta [m]
- A_{alette} sezione singola aletta $[m^2]$

ALETTATURA			
Lato obliquo triangolo isoscele (mezza altezza)	0,0035	m =	3,5 mm
Lato obliquo triangolo isoscele (altezza completa)	0,0070	m =	7,0 mm
Spessore aletta vista frontale	0,0001	m <=	0,1 mm
Passo vertici triangoli visto frontalmente	0,0020	m <=	2,0 mm
Larghezza sezione aletta (spessore pacco radiante)	0,0420	m =	42,0 mm
Conduttività materiale aletta	180	W/(m*K)	
Parametro m aletta	179,3	1/m	
Efficienza aletta	0,89	=	89 %
Area equivalente	1,07	m*2	

(Tab.7.12 Caratteristica alettatura massa radiante)

7.7.2 CARATTERISTICHE TERMOFISICHE ARIA AMBIENTALE

L'aria atmosferica rappresenta un fluido termodinamicamente complesso le cui proprietà termofisiche non possono essere considerate costanti. La comprensione del comportamento di tale fluido richiede l'analisi delle strette interdipendenze tra le variabili di stato che ne governano l'equilibrio.

In particolare, la pressione, la densità e la temperatura risultano legate da correlazioni intrinseche, tuttavia, nel contesto reale, tali grandezze subiscono variazioni significative in funzione della coordinata spaziale e delle condizioni locali:

-Il gradiente barometrico: la pressione atmosferica decresce in modo esponenziale all'aumentare della quota sul livello del mare, a causa della riduzione del peso della colonna d'aria sovrastante.

-La variabilità della densità: essendo l'aria un fluido comprimibile, la sua densità è direttamente influenzata dalla pressione e inversamente dalla temperatura; tale parametro risulta cruciale nella determinazione degli scambi termici.

-L'influenza termica: la variazione della temperatura ambientale agisce sul volume specifico del gas, modificandone la viscosità e la conducibilità termica, parametri essenziali per la modellazione dei fenomeni di trasporto termico.

In questo paragrafo si analizza attentamente come l'altitudine e la temperatura condizionino il processo di scambio termico delle masse radianti della monoposto, fornendo la base analitica necessaria per lo studio delle interazioni del sistema di raffreddamento.

Si considera il Ramo A, dove la temperatura in ingresso alla massa radiante stessa risulta essere alle condizioni ambientali di riferimento imposte:

$$T_{in} = T_{amb}[K](7.53)$$

$$T_{out_1} = T_{iterativo_1}[K](7.54)$$

Invece, il valore di temperatura di uscita dell'aria dal radiatore si assume, in prima approssimazione tenendo conto di un incremento relativo rispetto a quella di ingresso di 10 [K]. Come vedremo in seguito, questo parametro è variabile, si aggiornerà automaticamente tramite il foglio di calcolo, grazie all'utilizzo di calcoli iterativi non lineari. L'incremento della temperatura di uscita del fluido terrà conto sia dello scambio termico della massa radiante, sia del contributo energetico fornito dalla dissipazione viscosa dell'aria, la quale genera calore durante l'attraversamento del radiatore stesso. Per quantificare il valore di quest'ultimo fenomeno, si ipotizzerà un incremento lineare di temperatura del flusso, puntualizzando che tale contributo resta limitato rispetto a quello generato dallo scambio termico della massa radiante.

Per definire le caratteristiche del fluido in determinate condizioni ambientali si tiene conto della temperatura media del flusso:

$$T_{med} = T_{in} + T_{out}[K](7.55)$$

La quota sul livello del mare H [m] condiziona in modo significativo la pressione atmosferica, con un andamento ipotizzato lineare per alleggerire la trattazione:

$$P_{amb} = 101325 - 10 * H[Pa](7.56)$$

Dalla relazione dei gas perfetti, è possibile quantificare il valore di densità del fluido, parametro fondamentale per la determinazione delle portate attive per lo scambio termico della monoposto:

$$\rho = \frac{P_{amb}}{T_{med} * R} \left[\frac{kg}{m^3} \right] (7.57)$$

In cui R rappresenta la costante specifica del gas (aria secca), espressa in $\left[\frac{J}{kg * K} \right]$. Per la modellazione della viscosità dinamica del fluido, si è fatto ricorso a una correlazione di tipo semi-empirico che esprime il parametro in funzione della temperatura assoluta media. Tale relazione, è basata sulla teoria cinetica dei gas:

$$\mu = \mu_0 * \left(\frac{T_{med}}{T_0} \right)^n \text{Chapman} - \text{Enskog}[Pa * s](7.58)$$

Dove:

- μ_0 viscosità dinamica $[Pa * s]$ alla temperatura di riferimento di 300 [K]
- T_0 temperatura di riferimento pari a 300 [K]
- n indice politropico della viscosità [ad]

Occorre adesso analizzare la capacità del fluido di trasmettere energia sotto forma di calore, tale attitudine è quantificata dalla conducibilità termica, parametro che riflette l'efficienza a livello molecolare. La conduzione termica dell'aria è notevolmente influenzata dalla temperatura di esercizio del fluido stesso, perché influenza gli urti tra le particelle a livello microscopico. Anche in questo caso, occorre tenere conto di tale variabilità tramite una formulazione semi empirica di tipo esponenziale:

$$\kappa = \kappa_0 * \left(\frac{T_{med}}{T_0} \right)^m \left[\frac{W}{m * K} \right] (7.59)$$

In cui:

– k_0 è la conduttività termica $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$ alla temperatura di riferimento di 300 [K]

– T_0 temperatura di riferimento pari a 300 [K]

– m indice politropico della conduzione termica [ad]

Per alleggerire la trattazione, considereremo il calore specifico a pressione costante $c_p \left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$ del fluido invariabile alla temperatura di esercizio. Questo ci permetterà di determinare i numeri di Prandtl e Nusselt, parametri adimensionali fondamentali per caratterizzare lo scambio termico tra il radiatore e l'aria. Il numero di Prandtl descrive le proprietà fisiche del fluido, mettendo in relazione la capacità di trasportare quantità di moto e calore; esso definisce lo spessore relativo degli strati limite termico e meccanico. Il numero di Nusselt rappresenta invece il rapporto tra il calore scambiato per convezione e quello scambiato per conduzione pura nel fluido. La loro determinazione è cruciale perché permette di passare da grandezze teoriche al coefficiente di scambio convettivo reale. Attraverso correlazioni empiriche che legano questi numeri, è infatti possibile calcolare il parametro h_{air} , essenziale per dimensionare correttamente il radiatore e prevedere con precisione la potenza termica dissipata durante il funzionamento:

$$Pr = \frac{c_p * \mu}{\kappa} [ad] (7.60)$$

$$Nu = C * Re^f * Pr^g [ad] (7.61)$$

$$Re = \frac{\rho * v * d}{\mu} [ad] (7.62)$$

$$h_{air} = \frac{Nu * \kappa}{d} \left[\frac{W}{m^2 * K}\right] (7.63)$$

Dove:

– c_p calore specifico a pressione costante del flusso, pari a 1006 $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$

– C costante che dipende dalla geometria della massa radiante, nel nostro caso $C = 0.27$ [ad]

– f e g esponenti empirici che definiscono le caratteristiche dell'aria [ad]

– d diametro aeraulico delle alette, calcolato alla formula 7.21

– Re numero di Reynold riferito alla sezione di passaggio delle alette, calcolato alla formula 7.20

– h_{air} coefficiente convettivo lato aria $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

Una volta determinato il coefficiente convettivo, sarà possibile determinare la potenza termica scambiata dalla massa radiante, come vedremo nel paragrafo 7.7.4. Quantificato tale valore, è possibile ricavare nuovamente la temperatura di uscita dell'aria dal radiatore, parametro essenziale per poter raggiungere la convergenza tramite ciclo iterativo. Come preannunciato in precedenza, tale valore sarà influenzato dalle dissipazioni viscosi del fluido e dallo scambio termico del radiatore. Imponendo la temperatura di primo tentativo ipotizzata e quella effettiva equivalenti, (derivata dallo scambio termico), raggiungeremo convergenza e di conseguenza il valore del calore effettivamente scambiato dalla massa radiante:

$$P_{tot} = P_{diss} + P_{e-NTU} [W] (7.64)$$

$$T_{out_2} = T_{iterativo_2} = T_{amb} + \frac{P_{tot}}{2 * \rho * c_p * \dot{V}} [K] (7.65)$$

$$T_{iterativo_2} = T_{iterativo_1} [K] (7.66)$$

In cui:

- P_{diss} potenza generata dalle dissipazioni viscosi dell'aria [W]
- P_{e-NTU} potenza acquisita dal fluido a causa del passaggio nella massa radiante [W]
- P_{tot} potenza totale che il fluido acquisisce [W]
- $\dot{V}$ portata volumetrica aria attraversante il radiatore $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

7.7.3 CARATTERISTICHE TERMOFISICHE LIQUIDO REFRIGERANTE

Come fatto per il precedente paragrafo, si discuterà adesso delle proprietà termofisiche del liquido refrigerante, ovvero acqua pura per limiti regolamentari del campionato. Nel sistema di raffreddamento della monoposto, l'acqua svolge il ruolo cruciale di fluido termovettore. La sua efficacia nel sottrarre calore dalle pareti del motore e cederlo all'ambiente attraverso il radiatore è strettamente legata alle sue proprietà termofisiche. Tali proprietà non sono costanti, ma variano significativamente con la temperatura operativa, influenzando sia la dinamica del fluido (perdite di carico) che l'efficienza dello scambio termico. La temperatura a cui si trova influenza particolarmente:

- **Densità:** diminuisce all'aumentare della temperatura. In un circuito chiuso a circolazione forzata come quello automobilistico, essa influenza principalmente la portata in massa della pompa. Una diminuzione della densità comporta che, a parità di volume spostato, la massa di

fluido che attraversa il radiatore diminuisce, influenzando notevolmente la capacità della massa radiante di smaltire calore.

- **Viscosità:** tale proprietà subisce la variazione più marcata: all'aumentare della temperatura, le forze intermolecolari si indeboliscono e la viscosità diminuisce drasticamente.
- **Conduttività:** indica la capacità intrinseca del fluido di trasmettere calore per conduzione a livello molecolare. Per l'acqua, la conducibilità aumenta leggermente con la temperatura nel range operativo del motore (fino a circa 130°C in sistemi pressurizzati). Sebbene l'incremento non sia rilevante come il calo della viscosità, esso contribuisce positivamente alla riduzione della resistenza termica dello strato limite, facilitando il trasporto del calore dall'alluminio del radiatore al cuore del fluido.

Anche in questo caso consideriamo per semplicità il Ramo A, nel quale la corrispondente massa radiante riceve in ingresso il liquido refrigerante proveniente dal Ramo B, già in parte raffreddato. La sua temperatura in ingresso nel radiatore sarà dunque impostata equivalente a quella di uscita dell'acqua della massa radiante del condotto B. Nel dettaglio osserviamo come variano le caratteristiche termofisiche del liquido in base alla temperatura imposta:

$$T_{in A} = T_{out B} [K] (7.67)$$

$$T_{out A} = T_{iterativo_1} [K] (7.68)$$

Invece, come nel paragrafo precedente, il valore di temperatura di uscita del liquido dal radiatore si assume, in prima approssimazione tenendo conto di un decremento relativo rispetto a quella di ingresso di 5 [K]. Come vedremo in seguito, questo parametro è variabile, si aggiornerà automaticamente tramite il foglio di calcolo, grazie all'utilizzo di calcoli iterativi non lineari. Il decremento della temperatura di uscita del fluido terrà conto dello scambio termico della massa radiante in esame. Per definire le caratteristiche del fluido in determinate condizioni operative si tiene conto della temperatura media del flusso:

$$T_{med} = T_{in} + T_{out} [K] (7.69)$$

Ai fini del calcolo analitico del sistema di raffreddamento, è necessario tradurre l'andamento fisico della densità in una formulazione matematica che ne permetta il calcolo puntuale al variare della temperatura operativa T_{med} . Sebbene la densità dell'acqua segua un andamento non lineare complesso, nelle applicazioni ingegneristiche e in particolare nel nostro caso, si ricorre a correlazioni empiriche semplificate mantenendo al tempo stesso elevata precisione. Tale espressione assume la seguente forma:

$$\rho = \rho_0 * (1 - G) * (T_{med} - T_0)^2 \left[\frac{kg}{m^3} \right] (7.70)$$

In cui:

- ρ_0 massa volumica alle condizioni di riferimento $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
- G coefficiente di espansione termica [ad]
- T_0 temperatura di riferimento liquido [K]

Questa equazione permette di approssimare il comportamento del fluido termovettore considerando la diminuzione della densità all'aumentare dell'agitazione termica molecolare, parametro fondamentale per la corretta determinazione della portata in massa di liquido e relative perdite di carico (paragrafo 7.6).

Parallelamente alla variazione della densità, anche la capacità del fluido di trasmettere calore per conduzione molecolare, espressa dalla conducibilità termica, presenta una dipendenza diretta dallo stato termico del sistema. Nel range di temperature operative di un radiatore automobilistico, l'acqua manifesta un incremento della conducibilità all'aumentare della temperatura, un fenomeno che favorisce lo scambio termico globale riducendo la resistenza del film fluido a ridosso delle superfici metalliche. Per integrare questa proprietà nel modello di calcolo, è stata utilizzata una correlazione polinomiale basata su dati sperimentali, che approssima l'andamento della conducibilità con un'elevata accuratezza per le fasi liquide. La formulazione adottata è la seguente:

$$k = k_0 + A * T_{med} - B * T_{med}^2 \left[\frac{W}{m * K} \right] (7.71)$$

In cui:

- k_0 conduttività termica liquido alle condizioni di riferimento $\left[\frac{W}{m * K} \right]$
- A coefficiente di espansione termica lineare [ad]
- B coefficiente di espansione termica quadratico [ad]

Per quanto riguarda la viscosità dinamica invece, è quella che manifesta la variazione più significativa in relazione alla temperatura. Essa rappresenta la resistenza interna del fluido allo scorrimento e gioca un ruolo determinante sia nella definizione del regime di moto (Numero di Reynolds), sia nel calcolo delle perdite di carico distribuite all'interno delle cannette del radiatore.

A differenza della densità e della conducibilità, la viscosità dell'acqua non segue un andamento lineare o parabolico, ma diminuisce in modo esponenziale all'aumentare della temperatura. Per modellare tale comportamento è stata adottata la seguente formulazione:

$$\mu = (2.414 * 10^{-5}) * 10^{\frac{247,8}{T_{med}-140}} [Pa * s] \text{Vogel, Fulcher, Tammann(7.72)}$$

A differenza dell'aria, il calore specifico a pressione costante del liquido non si assume costante. Tale parametro definisce la capacità del fluido termovettore di immagazzinare energia termica per unità di massa e per ogni grado di variazione di temperatura. Questa proprietà è di fondamentale importanza nell'equazione del bilancio energetico, poiché correla la potenza termica dissipata dal motore con il salto di temperatura subito dal fluido tra l'ingresso e l'uscita del radiatore. Sebbene l'acqua sia nota per avere un calore specifico elevato e relativamente stabile, essa presenta comunque una dipendenza dalla temperatura che non può essere trascurata in un'analisi energetica di precisione. Per la sua modellazione, è stata utilizzata una correlazione polinomiale quadratica centrata alla temperatura di riferimento di 298 [K]:

$$c_p = c_{p0} + D * (T_{med} - T_0) + E * (T_{med} - T_0)^2 \left[\frac{J}{kg * K} \right] \quad (7.73)$$

Dove:

- c_{p0} calore specifico alla temperatura di riferimento $T_0 \left[\frac{J}{kg * K} \right]$
- T_0 temperatura di riferimento pari a 298 [K]
- D coefficiente di variazione lineare [ad]
- E coefficiente di variazione quadratica [ad]

Adesso ci poniamo l'obiettivo di calcolare il coefficiente convettivo lato liquido della massa radiante, come fatto in precedenza per l'aria. Per quantificarlo correttamente, occorre determinare i numeri di Prandtl e Nusselt, parametri adimensionali fondamentali per caratterizzare lo scambio termico tra il radiatore e il fluido refrigerante. Il numero di Prandtl, come per il caso dell'aria, descrive le proprietà fisiche del fluido, mettendo in relazione la capacità di trasportare quantità di moto e calore; esso definisce lo spessore relativo degli strati limite termico e meccanico. Anche in questa situazione, il numero di Nusselt rappresenta il rapporto tra il calore scambiato per convezione e quello scambiato per conduzione pura nel liquido refrigerante. La loro determinazione è cruciale perché permette di passare da grandezze teoriche al coefficiente di scambio convettivo reale. Attraverso correlazioni empiriche che legano questi numeri, è infatti possibile calcolare il parametro h_{liq} , essenziale per dimensionare correttamente il radiatore e prevedere con precisione la potenza termica dissipata durante il funzionamento:

$$Pr = \frac{c_p * \mu}{\kappa} [ad] \quad (7.74)$$

Per determinare il regime di moto del liquido all'interno delle cannette del radiatore, occorre determinare il numero di Reynold, come fatto più volte in precedenza. In questo caso però, si necessita di porre l'attenzione sulla velocità del fluido considerata, parametro che risente delle perdite di carico del circuito. Quindi tale valore è dipendente dallo studio esaminato nel paragrafo 7.4:

$$Re = \frac{\rho * v * d}{\mu} [ad] (7.75)$$

Dalla trattazione analitica, se $Re < 2300$ il numero (regime di moto laminare), il numero di Nusselt risulta costante. Invece, nella maggior parte dei casi, quando il regime di moto è turbolento, segue una correlazione empirica:

$$Nu = S * Re^m * Pr^l [ad] \text{ se regime turbolento} (7.76)$$

$$Nu = 7.54 [ad] \text{ se regime laminare} (7.77)$$

$$h_{liq} = \frac{Nu * \kappa}{d} \left[\frac{W}{m^2 * K} \right] (7.78)$$

Dove:

- c_p calore specifico a pressione costante del fluido refrigerante $\left[\frac{J}{kg * K} \right]$
- S costante che dipende dalla geometria della massa radiante (cannette) [ad]
- m e l esponenti empirici che definiscono le caratteristiche del liquido [ad]
- d diametro aeraulico cannette, calcolato alla formula 7.41
- Re numero di Reynold riferito alla sezione di passaggio delle cannette, tiene conto delle perdite di carico [ad]
- h_{liq} coefficiente convettivo lato acqua della massa radiante $\left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$

Una volta determinato il coefficiente convettivo, sarà possibile determinare la potenza termica scambiata dalla massa radiante, come vedremo nel paragrafo 7.7.4. Quantificato tale valore, è possibile ricavare nuovamente la temperatura di uscita del liquido refrigerante dal radiatore, parametro essenziale per poter raggiungere la convergenza tramite ciclo iterativo. Imponendo la

temperatura di primo tentativo ipotizzata e quella effettiva equivalenti, (derivata dallo scambio termico), raggiungeremo convergenza e di conseguenza il valore del calore effettivamente scambiato dalla massa radiante in esame:

$$T_{out A} = T_{iterativo_2} = T_{in A} - \frac{P_{e-NTU}}{\dot{C}} [K] (7.79)$$

$$T_{iterativo_2} = T_{iterativo_1} [K] (7.80)$$

In cui:

– P_{e-NTU} potenza scambiata all'interno della massa radiante [W]

– $\dot{C}$ capacità termica istantanea liquido refrigerante $\left[\frac{W}{K}\right]$

7.7.4 SCAMBIO TERMICO MASSA RADIANTE

Nel presente paragrafo ci focalizziamo sulla determinazione dello scambio termico e sul risultato del dimensionamento della massa radiante del radiatore per la monoposto della nostra squadra. In questo specifico contesto progettuale, la modellazione analitica dello scambiatore di calore richiede un approccio metodologico che sia al contempo matematicamente rigoroso, computazionalmente snello e flessibile rispetto alle repentine variazioni delle condizioni operative (portate d'aria e di fluido refrigerante).

Per rispondere a tali requisiti, la presente trattazione adotta il metodo ε – NTU (Efficacia - Numero di Unità di Trasporto) per l'analisi termo-fluidodinamica del radiatore. La scelta del metodo ε -NTU, preferito al tradizionale metodo della LMTD (Differenza Media Logaritmica delle Temperature), è motivata da ragioni di natura ingegneristica e accoppiamento termo-meccanico:

-Natura delle variabili note in fase di progetto: Nel dimensionamento o nella simulazione del comportamento di una massa radiante, le temperature di uscita dei fluidi (aria esterna e refrigerante) non sono note a priori, ma dipendono dalla velocità della monoposto e dal carico termico generato dal propulsore. Il metodo LMTD richiede un processo iterativo qualora manchino le temperature finali. Al contrario, il metodo ε -NTU si basa unicamente sulle temperature di ingresso dei fluidi e sulle portate in massa, permettendo una determinazione diretta e immediata della potenza termica scambiata attraverso parametri adimensionali come visto nel paragrafo precedente.

-Integrazione in codici di simulazione dinamica: La formulazione matematica del metodo ε -NTU si presta idealmente a essere implementata in algoritmi di calcolo e software di simulazione dinamica della vettura (es. MATLAB/Simulink o fogli di calcolo avanzati come nel nostro caso).

-Flessibilità per configurazioni a correnti incrociate: I radiatori automobilistici operano tipicamente in regime di correnti incrociate (aria-liquido) con fluidi mescolati o non mescolati. Mentre il metodo LMTD necessita di complessi fattori di correzione tabulati o grafici, i quali introducono potenziali approssimazioni, il metodo ε -NTU dispone di relazioni analitiche esatte e consolidate per la geometria specifica dei radiatori compatti.

Attraverso l'applicazione del metodo ε -NTU, in questo paragrafo ci occupiamo sia di verificare la capacità di smaltimento termico della massa radiante esistente, sia di fornire uno strumento predittivo per ottimizzare la superficie di scambio, minimizzando il peso e l'ingombro del radiatore a vantaggio del bilanciamento aerodinamico e dei pesi della monoposto (come vedremo nel prossimo capitolo):

SCAMBIO TERMICO		
U*A	255	W/K
capacità termica istantanea minima	109,7	W/K
capacità termica istantanea massima	2096,7	W/K
rapporto capacità termiche istantanee $Cr=C_{min}/C_{max}$	0,05	
$NTU=U*A/C_{min}$	2,32	
efficacia	0,89	
potenza termica scambiata	6370	W
capacità termica istantanea liquido	2096,7	W/K
capacità termica istantanea aria	109,7	W/K
potenza termica scambiata massima	7155	W

(Tab.7.13 Scambio termico massa radiante)

Per prima cosa occorre determinare il coefficiente di scambio termico globale della nostra massa radiante ovvero il termine $U \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$, il quale moltiplicato per l'area totale del radiatore $A[m^2]$ che prende parte allo scambio termico, genera il fondamentale termine chiamato conduttanza globale dello scambiatore di calore $UA \left[\frac{W}{K} \right]$. Il valore della conduttanza termica globale determina direttamente il Numero di Unità di Trasporto NTU . Al crescere di UA , a parità di portata dei fluidi, l'efficacia termica ε dello scambiatore aumenta progressivamente fino a raggiungere un asintoto massimo. Un incremento di UA ottimizza quindi il recupero termico, ma richiede superfici di scambio maggiori oppure coefficienti convettivi più elevati, influenzando la tecnologia e gli ingombri del sistema:

$$UA = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{air} * A_{tot_aria}} + \frac{1}{h_{liq} * A_{tot_liquido}} \right)} \left[\frac{W}{K} \right] \quad (7.81)$$

In cui:

– h_{air} coefficiente convettivo lato aria massa radiante $\left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$ formula 7.63

– h_{liq} coefficiente convettivo lato liquido refrigerante radiatore $\left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$ formula 7.78

– A_{tot_aria} area totale lato aria partecipante allo scambio termico $[m^2]$ formula 7.47

– $A_{tot_liquido}$ area totale lato liquido partecipante allo scambio termico $[m^2]$ formula 7.42

Successivamente calcoliamo le capacità termiche istantanee dei due fluidi che prendono parte allo scambio termico. Esse rappresentano la capacità del fluido di assorbire o cedere calore per variazione unitaria di temperatura, essendo definite dal prodotto tra la portata massica e il calore specifico, governando l'evoluzione temporale e spaziale delle temperature dello scambiatore. A causa dell'elevata densità e del calore specifico dell'acqua, la sua capacità termica risulta ordini di grandezza superiore rispetto a quella dell'aria, che rappresenta la principale antagonista alla dissipazione del calore. Monitorare le variazioni istantanee di questo parametro, è fondamentale per ottimizzare l'efficienza globale del sistema di raffreddamento. Lo studio di tali dinamiche permette di prevenire stress termici elevati nei propulsori e nelle componenti della monoposto:

$$\dot{C}_{liq} = cp_{liq} * \dot{m}_{liq} \left[\frac{W}{K} \right] \quad (7.82)$$

$$\dot{C}_{air} = cp_{air} * \dot{m}_{air} \left[\frac{W}{K} \right] \quad (7.83)$$

$$\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{air}}{\dot{C}_{liq}} = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}} \quad [ad] \quad (7.84)$$

Dove:

– cp_{liq} calore specifico a pressione costante liquido refrigerante $\left[\frac{J}{kg * K} \right]$ formula 7.73

– cp_{air} calore specifico a pressione costante aria $\left[\frac{J}{kg * K} \right]$

– $\dot{m}_{liq}$ portata massica totale liquido refrigerante, tenuto conto del numero di cannette $\left[\frac{kg}{s}\right]$

– $\dot{m}_{air}$ portata massica aria che investe il radiatore $\left[\frac{kg}{s}\right]$

– $\dot{C}_r$ rapporta tra capacità termiche istantanee, utile in seguito [ad]

Si procede con il calcolo del numero di unità di trasporto NTU , tale parametro esprime la capacità intrinseca di scambio termico di uno scambiatore in rapporto alla portata termica minima del sistema. Tale valore fornisce informazioni sulla massa radiante in esame, per esempio:

-NTU basso (<0.5): Lo scambiatore ha una superficie insufficiente o i fluidi scorrono troppo velocemente. Il salto termico dei fluidi tra ingresso e uscita sarà molto ridotto

-NTU elevato (>3): Lo scambiatore ha una superficie molto ampia. La temperatura del fluido con capacità minore $\dot{C}_{min}$ si avvicinerà moltissimo alla temperatura d'ingresso dell'altro fluido, sfruttando quasi al massimo il potenziale termico disponibile.

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{min}} [ad] (7.85)$$

Quantificato il valore NTU e conoscendo il parametro $\dot{C}_r$, è possibile determinare l'efficacia $\mathcal{E}$ dello scambiatore di calore. Essa rappresenta il parametro adimensionale cardine per valutare le prestazioni reali di un radiatore, confrontate alle sue potenzialità teoriche massime. Mentre per geometrie semplici in equicorrente o controcorrente le equazioni differenziali del bilancio energetico conducono a soluzioni analitiche dirette ed esatte, il campo termico bidimensionale tipico delle correnti incrociate non miscelate (come nel nostro caso) genera forti asimmetrie nei profili termici di temperatura. La soluzione analitica esatta per questa configurazione risulta computazionalmente onerosa per algoritmi di ottimizzazione rapida o fogli di calcolo. Per ovviare a tale complessità senza ridurre la precisione del dimensionamento termico, si utilizzano formulazioni empiriche. Esse correlano direttamente l'efficacia dello scambio $\mathcal{E}$ con il carico termico geometrico della massa radiante, espresso dal Numero di Unità di Trasferimento NTU e con il bilancio delle portate termiche delle correnti fluidodinamiche $\dot{C}_r$. Definita come il rapporto tra il flusso termico effettivamente scambiato dalle due correnti fluidodinamiche e il flusso termico massimo che si otterrebbe in uno scambiatore ideale, l'efficacia descrive quantitativamente la vicinanza del sistema al limite termodinamico invalicabile:

$$\mathcal{E} = \frac{P_{e-NTU}}{P_{max}} [ad] (7.86)$$

$$\mathcal{E} = 1 - \exp\left[\frac{1}{\dot{C}_r} \cdot NTU^{0,22} \cdot (\exp(-\dot{C}_r \cdot NTU^{0,78}) - 1)\right] [ad] (7.87)$$

correlazione di Keys e London

In cui:

- P_{e-NTU} potenza termica effettivamente scambiata [W]
- P_{max} potenza termica massima scambiabile in condizioni ideali [W]
- $\dot{C}_r$ rapporto tra capacità termiche istantanee dei due fluidi [ad]
- NTU numero di unità di trasferimento [ad]

In definitiva, per la determinazione della potenza termica effettivamente scambiata dalla massa radiante, occorre procedere in questo modo:

$$P_{max} = C_{min} * (T_{liq\ in} - T_{air\ in}) \text{ [W]} \quad (7.88)$$

$$P_{e-NTU} = \varepsilon * P_{max} \text{ [W]} \quad (7.89)$$

Dove:

- $T_{liq\ in}$ temperatura ingresso fluido refrigerante all'interno della massa radiante [K] formula 7.67
- $T_{air\ in}$ temperatura ingresso aria radiatore [K] formula 7.53
- ε efficacia dello scambiatore di calore [ad]

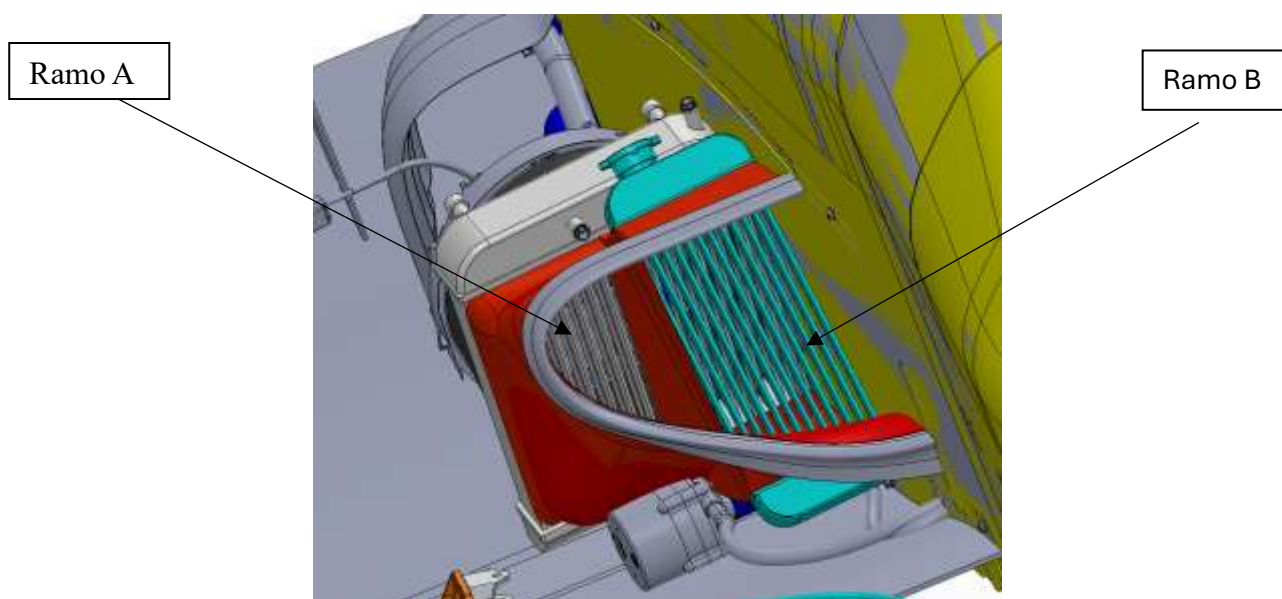
Data la stretta dipendenza delle temperature da cicli iterativi non lineari visti precedentemente in questo capitolo, lo scambio termico sarà notevolmente influenzato da tali parametri, raggiungendo un valore preciso ed efficace solamente al raggiungimento della convergenza di tali processi. Siamo così in grado di conoscere tali valori in ogni istante, impostando le condizioni operative e ambientali in cui si trova il veicolo. Considerando la condizione tipica di utilizzo della monoposto durante la competizione, con velocità media pari a $55[\frac{km}{h}]$ (come enunciato nel capitolo 5), la potenza termica necessaria da smaltire per il propulsore a combustione interna risulta essere di 21.5 [kW], mentre per la parte elettrica rispettivamente 1.5 [kW] per batteria e 2.5 [kW] per i motori (capitoli 5-6). Per quanto riguarda il propulsore termico, il circuito in questa configurazione riesce a smaltire una quantità di calore pari a 22[kW], mentre per la parte elettrica 9 [kW] totali. Questi dati ci suggeriscono come la parte termica sia cucita chirurgicamente sui target obiettivo provenienti dalla telemetria del veicolo, mentre per la parte elettrica si hanno delle masse radianti che dissipano più calore di quello effettivamente necessario, considerando la possibilità di utilizzare in futuro motori elettrici e batterie più prestazionali per la monoposto.

8. SISTEMA VENTILAZIONE

In questo capitolo si vogliono ricercare le caratteristiche del sistema di raffreddamento nella sua globalità, con lo scopo di ottimizzare l'impianto della monoposto, considerando diverse possibili architetture, per coniugare al meglio la nuova parte elettrica con la parte termica già presente sul veicolo.

I due radiatori della parte elettrica del veicolo (uno adibito al raffreddamento dei motori elettrici ed inverter, l'altro per la batteria) sono stati posizionati anteriormente a quelli utilizzati per la refrigerazione del motore a combustione interna, mettendo a dura prova le capacità termiche dell'impianto nella sua globalità. È stato quindi necessario eseguire un'ottimizzazione dell'intero sistema, analizzando diverse tipologie di architetture per decretare la più prestazionale dal punto di vista dello scambio termico. Sono state considerate due soluzioni: una prevede l'utilizzo di una singola ventola posizionata posteriormente al radiatore termico (configurazione attuale), l'altra l'utilizzo di una coppia di ventole nella medesima posizione, con l'utilizzo di due convogliatori opportunamente dedicati. La massa radiante del sistema elettrico è stata posta anteriormente a quella termica, ricoprendone esattamente la metà; perciò, tale architettura ha reso obbligatorio lo studio e l'analisi dell'impianto considerando due rami in modo separato, posti in parallelo, ciascuno con proprie caratteristiche e peculiarità. Nella seguente trattazione si denoterà con "RAMO A" il canale di refrigerazione all'interno delle pance della vettura occupato dalla metà della massa radiante del propulsore termico, mentre con "RAMO B" il condotto adibito al raffreddamento sia del radiatore per la parte ibrida, sia per la restante metà di quella termica.

Per fare in modo che le trattazioni in questo capitolo siano veritiere, occorre considerare il flusso d'aria all'interno dei due rami completamente indipendente uno dall'altro, cioè è necessario che il convogliatore interno alle pance non permetta all'aria di trafilare da una parte all'altra dei due rami in modo tale che siano ben isolati, al fine di escludere variazioni indesiderate di pressioni e portate del flusso generate da tali perdite.



(Imm. 8.1 Architettura impianto di raffreddamento con i due rami separati)

8.2 CURVE CARATTERISTICHE IMPIANTO REFRIGERAZIONE

I parametri più importanti e difficili da determinare sono state le curve caratteristiche dei due rami, che sono state ricavate in modo indipendente l'una dall'altra. Per ottenerle è stato necessario l'utilizzo del foglio di calcolo enunciato nel capitolo precedente (cap.7), con l'obiettivo di determinare le perdite di carico di entrambi i canali in funzione della portata di flusso d'aria che li attraversa, ovvero in funzione della velocità della stessa. I radiatori, infatti, sono stati caratterizzati considerando diverse velocità del flusso (di conseguenza diversi valori di portata) e ricavando così le perdite di pressione in diverse condizioni operative.

8.2.1 Ramo A

Per questo condotto è necessario garantire la refrigerazione della metà del radiatore termico; quindi, nel foglio di calcolo è stato dimezzato il numero di ordini di cannette del radiatore originale.

Successivamente è stato sottoposto a diverse velocità del flusso d'aria, espresse in $[\frac{km}{h}]$, a cui

corrisponde una certa portata volumetrica espressa in $[\frac{m^3}{s}]$ ricavata attraverso l'area di passaggio del flusso (differenza tra area frontale del radiatore e area impervia). Tramite la ricerca delle perdite di carico distribuite e concentrate del radiatore e del convogliatore, che possono essere espresse in funzione della velocità con dipendenza quadratica, il foglio di calcolo fornisce un valore di caduta di pressione netta per ogni condizione operativa:

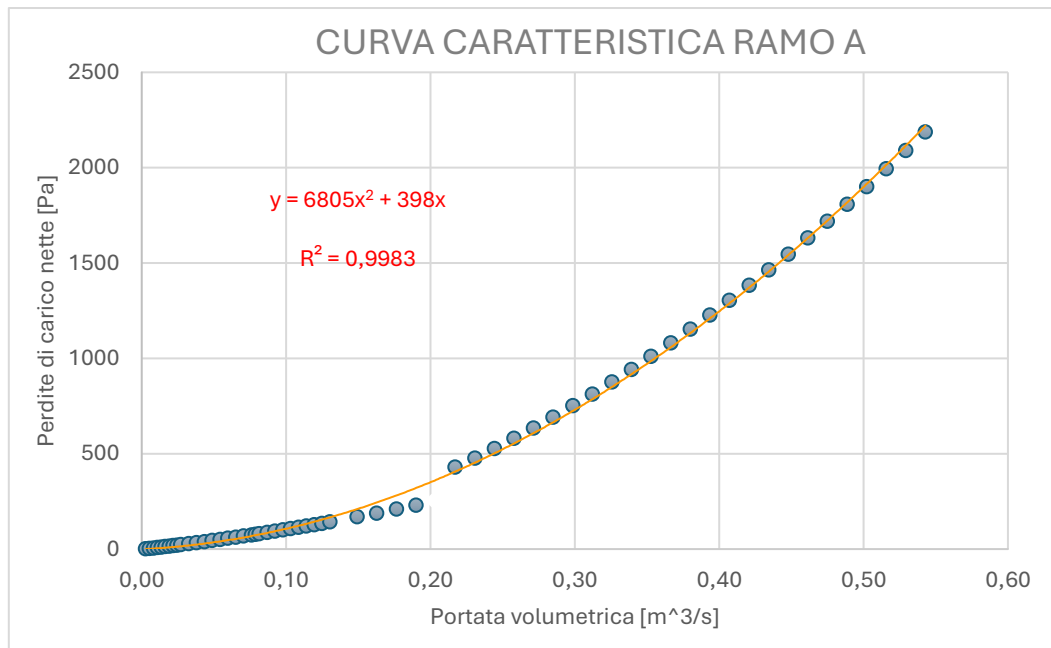
Velocità del flusso [km/h]	Portata d'aria [m ³ /s]	Caduta pressione netta [Pa]
1	0,003	2,3
2	0,005	4,7
3	0,008	7,0
4	0,011	9,4
5	0,014	11,8
6	0,016	14,3
7	0,019	16,8
8	0,022	19,3
9	0,024	21,8
10	0,027	24,4
12	0,033	29,6
14	0,038	35,0
16	0,043	40,4
18	0,049	46,0
20	0,054	51,7
22	0,060	57,5
24	0,065	63,4
26	0,071	69,5
28	0,076	75,6
29	0,079	78,7
30	0,081	81,9
32	0,087	88,3
34	0,092	94,8
36	0,098	101,4
38	0,103	108,1
40	0,109	114,9

(Tab.8.1 Caratterizzazione radiatore sistema termico)

Per determinare la configurazione migliore, ovvero quella che garantisce una portata d'aria del flusso che investe il radiatore maggiore, è stato necessario imporre le condizioni termofisiche del liquido all'interno del radiatore, utilizzando una certa velocità di riferimento, per poter confrontare al meglio le diverse architetture del sistema di ventilazione. La velocità del flusso d'aria corrisponde a quella ipotetica della monoposto stessa mentre è in movimento durante l'utilizzo.

Una volta ottenuta questa fondamentale tabella, è stato possibile determinare la curva caratteristica delle perdite di carico del ramo A del sistema di refrigerazione. Tramite la funzione apposita di Excell, in seguito alla generazione del grafico dalla tabella precedente, ho ricercato la linea di tendenza: la funzione che passa per tali punti, ovvero la curva caratteristica stessa di questo condotto contenente la metà della massa radiante del propulsore del sistema termico. Ho così ricavato l'andamento delle perdite in Pascal e la portata volumetrica in metri cubi al secondo. Il polinomio di secondo grado che rappresenta la funzione è una buona approssimazione, perché il parametro " R^2 " nella leggenda del grafico è molto elevato. Maggiore è il valore (massimo 1, minimo 0) più la curva che approssima i punti è precisa. Il polinomio che rappresenta la curva caratteristica vale (linea gialla nel grafico):

$$y = 6805 x^2 + 398 x \quad (8.1)$$



(Imm. 8.2 Curva caratteristica condotto A)

Nell'intorno del valore di portata corrispondente a $0.2 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$ si nota una piccola discontinuità della curva caratteristica, dovuta al cambio di regime di moto dell'aria all'interno della sezione delle cannette, che passa da un regime di tipo laminare a un regime di tipo turbolento, con conseguente variazione della legge del coefficiente d'attrito fluidodinamico e successiva influenza sulle perdite di carico del sistema. In entrambe le architetture considerate, come vedremo in seguito, questo cambio di comportamento non influenzerà le nostre considerazioni, in quanto tale valore di portata è superiore al massimo consentito dalle ventole in esame.

8.2.2 Ramo B

Per questo condotto è necessario garantire la refrigerazione sia della metà del radiatore termico sia della nuova massa radiante adibita alla refrigerazione della parte ibrida del veicolo. Come fatto in precedenza per il ramo A, nel foglio di calcolo sono stati dimezzati il numero di ordini di cannette del radiatore per il propulsore a combustione interna, mentre è stata necessaria una nuova caratterizzazione dal punto di vista del sistema elettrico. Per quanto riguarda la gestione del radiatore termico, quindi rispetto alla tabella 8.1, nulla è variato rispetto alla condizione precedente. Per l'architettura adibita alla refrigerazione del sistema elettrico è stata necessaria, sempre mediante il foglio di calcolo, eseguire una nuova caratterizzazione della massa radiante. Per questo è stato sottoposto a diverse velocità del flusso d'aria, espresse nuovamente in $\left[\frac{\text{km}}{\text{h}}\right]$, a cui corrisponde una certa portata volumetrica espressa in $\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$ ricavata attraverso l'area di passaggio del flusso (differenza tra area frontale del radiatore ed area impervia). Tramite la ricerca delle perdite di carico distribuite e concentrate del radiatore e del convogliatore, che possono essere espresse in funzione della velocità con dipendenza quadratica, il foglio di calcolo fornisce un valore di caduta di pressione netta per ogni condizione operativa:

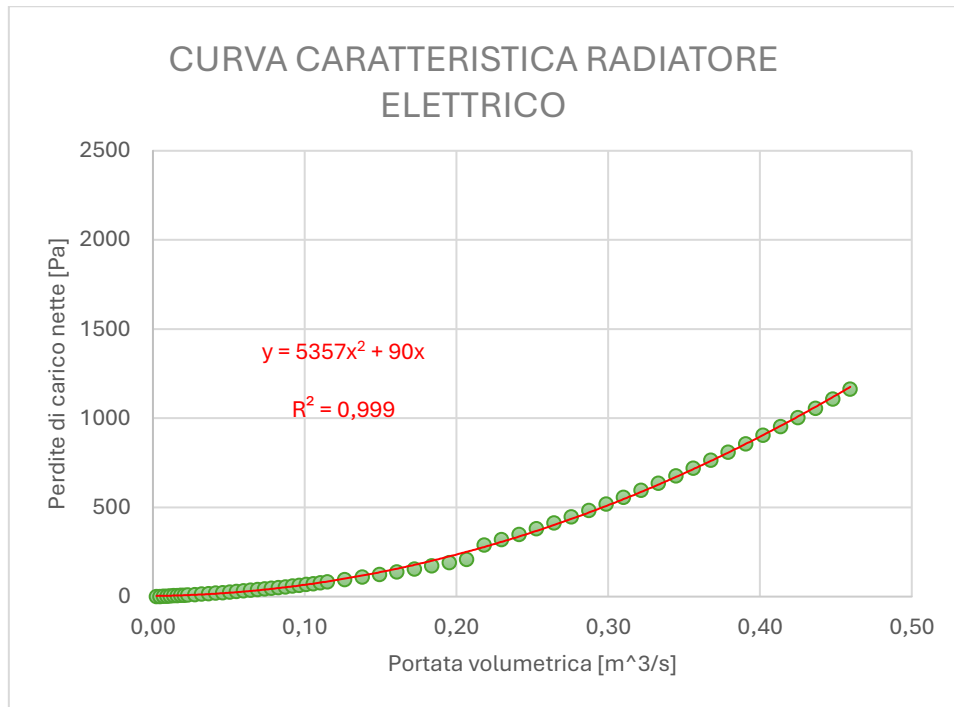
Velocità flusso [km/h]	Portata d'aria [m ³ /s]	Caduta pressione netta [Pa]
1	0,002	0,8
2	0,005	1,7
3	0,007	2,6
4	0,009	3,6
5	0,011	4,5
6	0,014	5,5
7	0,016	6,6
8	0,018	7,7
9	0,021	8,8
10	0,023	9,9
12	0,028	12,3
14	0,032	14,8
16	0,037	17,5
18	0,041	20,2
20	0,046	23,2
22	0,051	26,2
24	0,055	29,4
26	0,060	32,7
28	0,064	36,2
30	0,069	39,8
32	0,074	43,5
34	0,078	47,3
36	0,083	51,3
38	0,087	55,5
40	0,092	59,7
42	0,096	64,1

(Tab.8.2 Caratterizzazione radiatore sistema elettrico)

Per determinare la configurazione migliore, ovvero quella che garantisce una portata d'aria del flusso che investe il radiatore maggiore, è stato necessario imporre le condizioni termofisiche del liquido all'interno del radiatore, utilizzando una certa velocità di riferimento, per poter confrontare al meglio le diverse architetture del sistema di ventilazione. La velocità del flusso d'aria corrisponde a quella ipotetica della monoposto stessa mentre è in movimento durante il normale utilizzo.

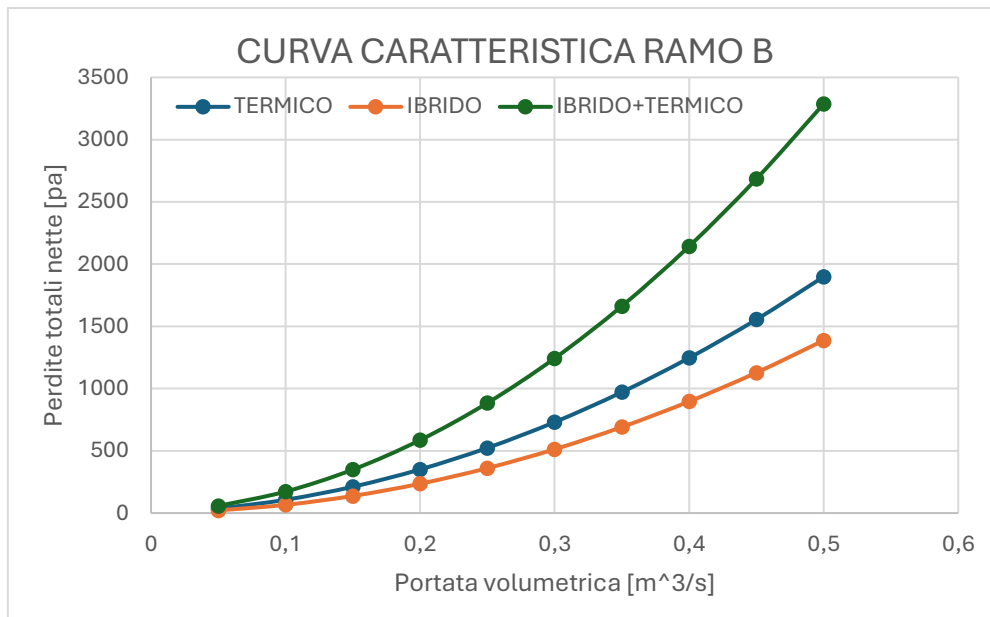
In definitiva è stato possibile determinare la curva caratteristica delle perdite di carico del ramo B del sistema di refrigerazione. Avendo due masse radianti per lo stesso condotto, la funzione rappresentativa dell'intero convogliatore è stata determinata eseguendo la somma polinomiale delle singole curve elementari delle masse radianti, cioè quelle dei radiatori per il sistema termico e elettrico. Tramite la funzione apposita di Excell, in seguito alla generazione del grafico dalla tabella 8.2, ho ottenuto la linea di tendenza, cioè la curva caratteristica della nuova massa radiante del propulsore elettrico, che successivamente sarà sommata a quella precedente del Ramo A. Ho così ricavato l'andamento delle perdite in Pascal e la portata volumetrica in metri cubi al secondo. Anche in questo caso il polinomio di secondo grado che rappresenta la funzione è una buona approssimazione, perché il parametro " R^2 " nella leggenda del grafico è molto elevato. Il polinomio che rappresenta la curva caratteristica della massa radiante del sistema elettrico (linea rossa nel grafico):

$$y = 5357x^2 + 90x \quad (8.2)$$



(Imm. 8.3 Curva caratteristica radiatore elettrico)

Anche in questo caso, nell'intorno del valore di portata volumetrica corrispondente a $0.2 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ si ha una piccola discontinuità nella funzione caratteristica, dovuta come in precedenza a un cambio di regime di comportamento del flusso d'aria. Dopo aver determinato la curva caratteristica del radiatore elettrico, facendo la somma polinomiale con la curva del capitolo precedente (radiatore termico), ho determinato la curva della funzione caratteristica complessiva del ramo B:



(Imm. 8.4 Somma polinomiale curve caratteristiche radiatore elettrico e termico)

8.3 ARCHITETTURA DOPPIA VENTOLA

Per analizzare l'impianto con l'utilizzo di una coppia di ventole, in configurazione aspirante, posizionate posteriormente alla massa radiante della parte termica con convogliatori opportunamente separati per i due canali, è stato necessario scegliere opportunamente il tipo di ventola da utilizzare.

Il principale problema per la loro scelta è stato il layout delle pance della monoposto, perché si ha a disposizione uno spazio ridotto e al tempo stesso occorre minimizzare il più possibile il peso, garantendo però una sufficiente portata d'aria per l'impianto di refrigerazione. La larghezza del radiatore permette l'utilizzo di due ventole di dimensioni massime di diametro pari circa a 100 [mm], perciò dal catalogo della SPAL²⁹ (nota azienda specializzata in ventole e sistemi di aerazione per Automotive) è stato necessario l'utilizzo di una ventola brushed VA32-A101-62, la più prestazionale della sua categoria:

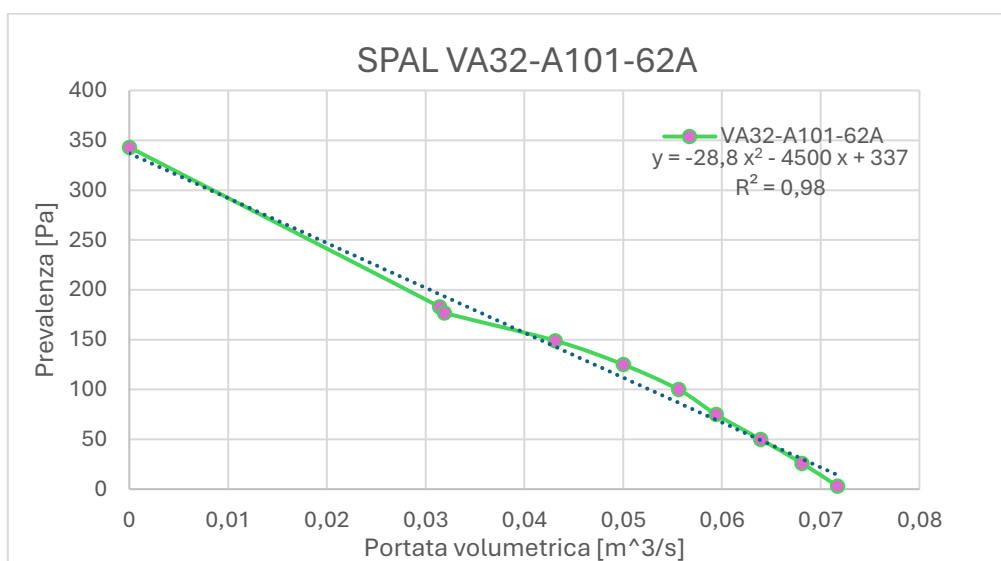
²⁹ <https://www.spalautomotive.com/it>

Pressione statica	Pressione statica	Portata d'aria	Corrente	Portata d'aria	Pressione statica
Pa	mm H ₂ O	m ³ /h	A	CFM	in H ₂ O
30	0,5	258,0	2,7	152,0	0,0
26,0	3,0	245,0	2,7	144,0	0,1
50,0	5,0	230,0	2,7	135,0	0,2
75,0	8,0	214,0	2,7	125,0	0,3
100,0	10,0	200,0	2,8	118,0	0,4
125,0	13,0	180,0	2,8	106,0	0,5
149,0	15,0	155,0	2,9	91,0	0,6
177,0	18,0	115,0	2,9	68,0	0,7
183,0	19,0	113,0	2,9	66,0	0,7
343,0	35,0	0,0	3,3	0,0	1,4

(Tab.8.3 Dettaglio prestazionale ventola VA32-A101-62)³⁰

Tramite la funzione apposita di Excell, in seguito alla generazione del grafico dalla tabella precedente, ho ottenuto la linea di tendenza: la funzione che passa per tali punti, ovvero la curva caratteristica stessa di questa tipologia di ventola, convertendo le unità di misura della tabella in fondamentali per la nostra trattazione. Ho così ricavato l'andamento della prevalenza del ventilatore in Pascal e la portata volumetrica in metri cubi al secondo. Il polinomio di secondo grado che rappresenta la curva caratteristica della ventola è una buona approssimazione, perché il parametro “ R^2 ” nella leggenda del grafico è molto elevato. Il polinomio che rappresenta la curva caratteristica vale (tratteggiato nel grafico):

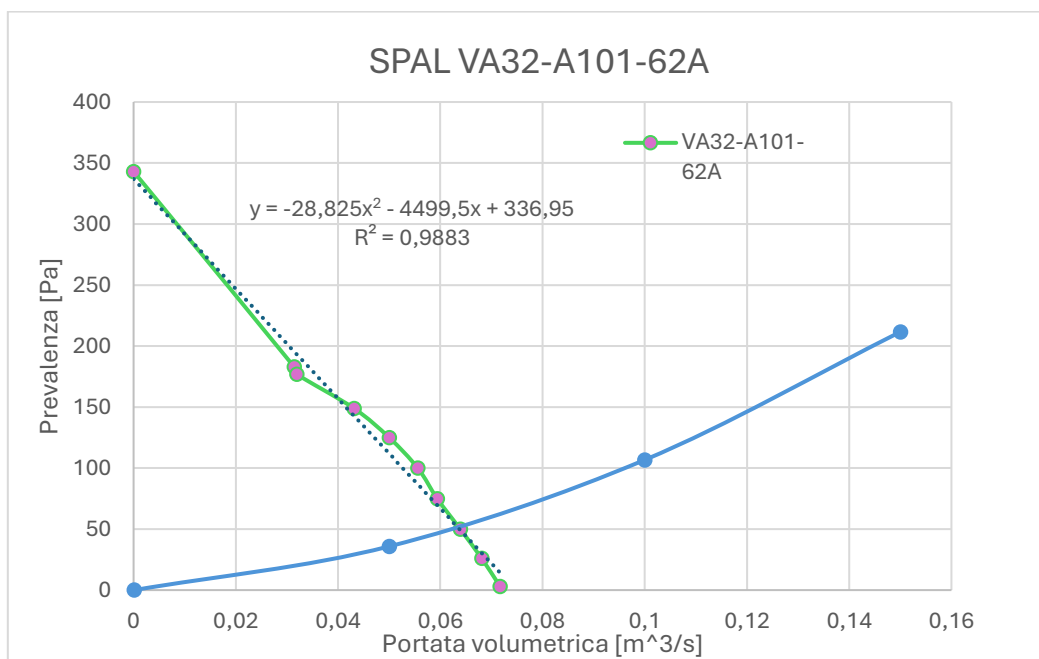
$$y = -28.8 x^2 - 4500 x + 337 \quad (8.3)$$



³⁰ VA32-A101-62A (BRUSHED).pdf

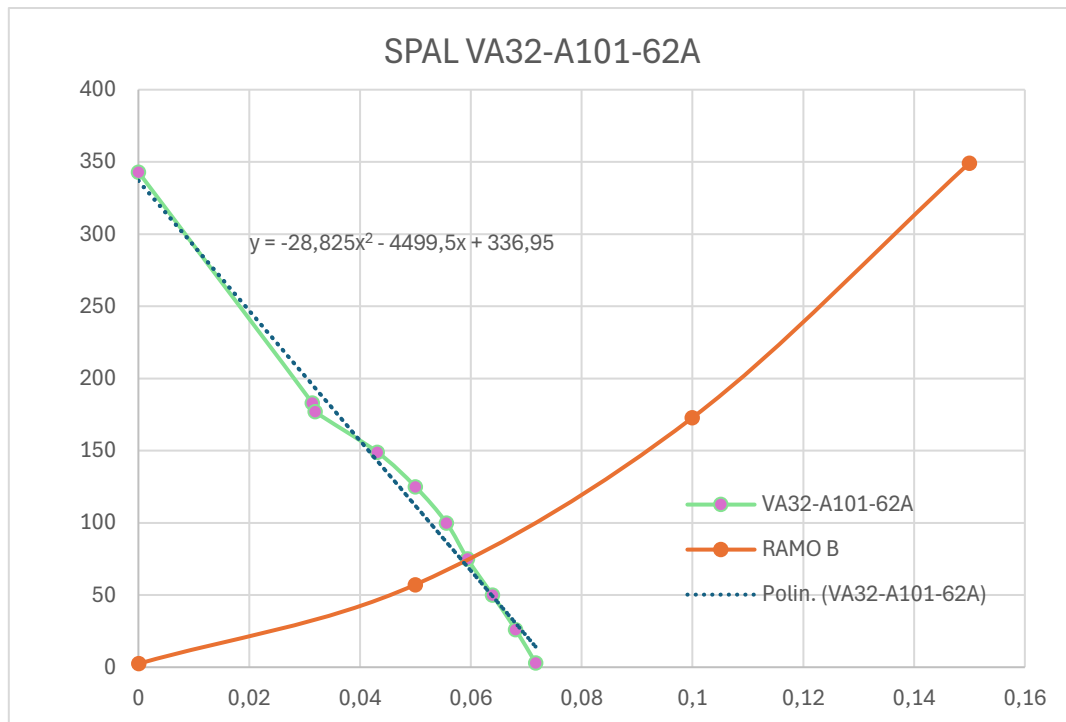
(Imm. 8.5 Curva caratteristica ventola VA32-A101-62A)

Tramite il foglio di calcolo di Excell ho posto a sistema la curva caratteristica delle perdite di carico del ramo A con la curva caratteristica della ventola, ricavando l'intersezione tra quest'ultime, che rappresenta il punto di lavoro che determina la perdita di carico effettiva dell'impianto e di portata corrispondente al flusso d'aria all'interno del ramo A. I valori così ottenuti sono evidenziati nella tabella 8.1 in colore viola, corrispondenti a $0,065 \left[\frac{m^3}{s}\right]$ di portata volumetrica ed una caduta di pressione pari a 63 [Pa]:



(Imm. 8.6 Condizione operativa ramo A con ventola VA32-A101-62A)

Tramite il foglio di calcolo di Excell ho posto a sistema la curva caratteristica delle perdite di carico del ramo B con la curva caratteristica della ventola, ricavando l'intersezione tra quest'ultime, che rappresenta il punto di lavoro che determina la perdita di carico effettiva dell'impianto e di portata corrispondente al flusso d'aria all'interno del ramo B. I valori così ottenuti sono evidenziati nella tabella 8.1 in colore viola, corrispondenti a $0,06 \left[\frac{m^3}{s}\right]$ e una perdita di pressione pari a 57.5 [Pa]. Lo stesso valore di portata di flusso d'aria investe la massa radiante adibita allo scambio termico del sistema elettrico (evidenziata in viola in tabella 8.2), posta anteriormente al precedente radiatore, generando a sua volta una caduta di pressione pari a 32.7 [Pa]:



(Imm. 8.7 Condizione operativa ramo B con ventola VA32-A101-62A)

8.4 ARCHITETTURA SINGOLA VENTOLA

Per analizzare l'impianto con l'utilizzo di una singola ventola, in configurazione aspirante, posizionata posteriormente alla massa radiante della parte termica, è stato necessario scegliere opportunamente il tipo di ventola da utilizzare. La scelta è ricaduta sul tipo di ventola già presente sul veicolo: SPAL VA75-A101-90A 12V ³¹ di diametro pari alla larghezza del radiatore termico, ovvero 200 [mm], in grado di garantire le massime prestazioni per queste dimensioni.

Data la disposizione in parallelo del ramo A e del ramo B, la portata totale elaborata dalla ventola è pari alla somma delle singole portate dei due rami; contestualmente la caduta di pressione ai capi dei due condotti deve essere la medesima. A causa dell'interdipendenza che lega i due condotti l'elaborazione sul foglio di calcolo è stata più problematica rispetto al caso precedente della coppia di ventole.

I dati forniti dal costruttore per la singola ventola sono riportati nella seguente tabella:

³¹ <https://www.spalautomotive.com/it>

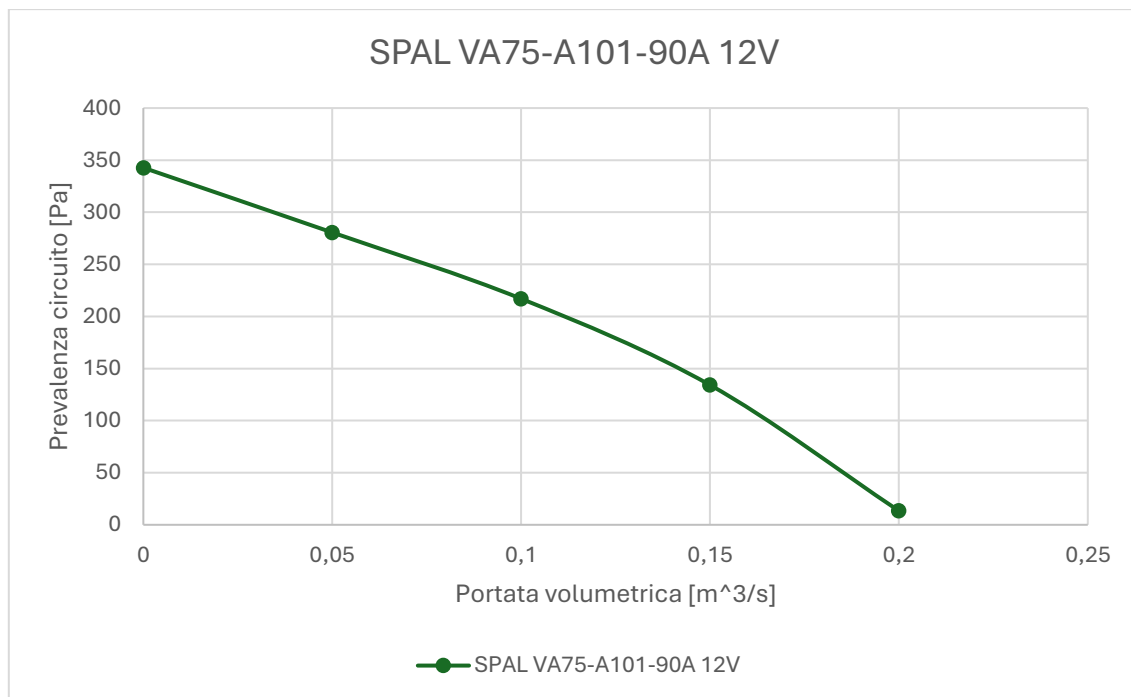
Static pressure <i>Pressione statica</i> mm H ₂ O	Airflow <i>Portata</i> m ³ /h	Current input <i>Corrente assorbita</i> A	Airflow <i>Portata</i> CFM	Static pressure <i>Pressione statica</i> inH ₂ O
0	700	4,3	413	0
5	620	4,5	366	0,2
7,5	580	4,6	342	0,3
10	540	4,7	319	0,4
12,5	500	4,9	295	0,5
15	470	5,0	277	0,6
17,5	420	5,1	248	0,7
20	330	5,3	195	0,8
25	200	5,7	118	1,0
30	130	5,9	77	1,2
35	0	6,3	0	1,4

(Tab. 8.4 Dettaglio prestazionale ventola SPAL VA75-A101-90A)³²

Tramite la funzione apposita di Excell, in seguito alla generazione del grafico dalla tabella precedente, ho ottenuto la linea di tendenza: la funzione che passa per tali punti, ovvero la curva caratteristica stessa di questa tipologia di ventola, convertendo le unità di misura della tabella in fondamentali per la nostra trattazione. Ho così ricavato l'andamento della prevalenza del ventilatore in Pascal e la portata volumetrica in metri cubi al secondo. Per migliorare la precisione di approssimazione dell'andamento reale della ventola, ho utilizzato, questa volta, un polinomio di terzo grado che vale:

$$y = -25184 x^3 + 3728 x^2 - 1391 x + 344 \quad (8.4)$$

³² SPAL-VA-75_1.pdf



(Imm. 8.8 Curva caratteristica ventola SPAL VA75-A101-90A 12V)

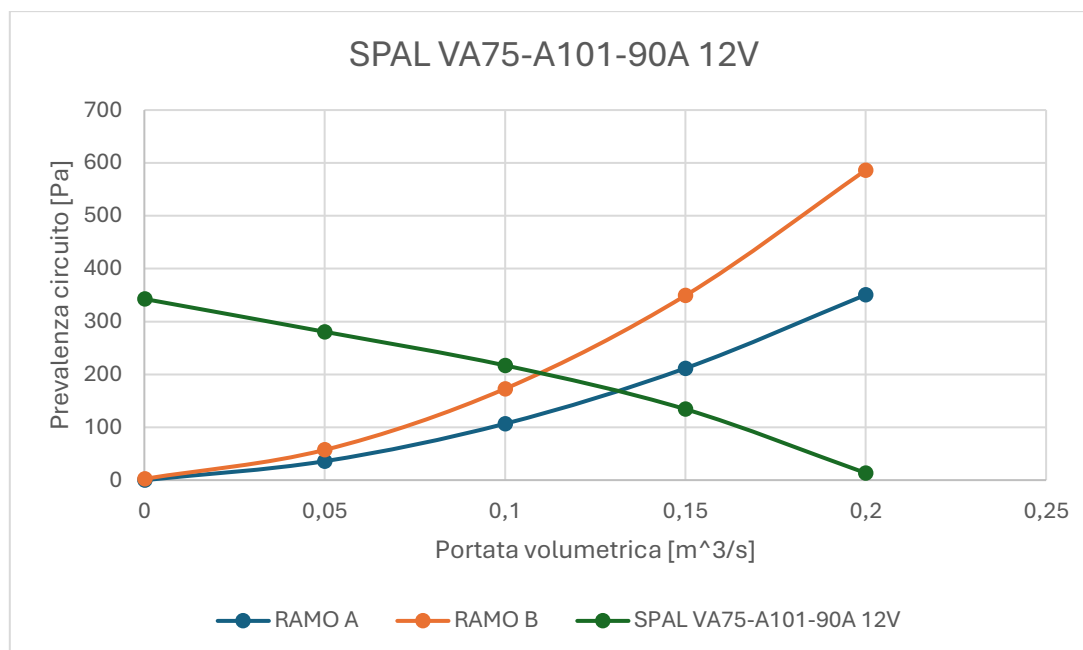
Tramite il foglio di calcolo di Excell, eseguendo un ciclo iterativo, ho determinato i due valori di portata di flusso d'aria nel ramo A e nel ramo B in modo dipendente l'una dall'altra. Il funzionamento del ciclo iterativo si implementa imponendo equivalenti la caduta di pressione dei due rami e della ventola, tenendo conto che la portata elaborata dalla ventola è la somma delle singole portate d'aria che attraversano i due condotti. I risultati di queste iterazioni sono visualizzabili nelle tabelle 8.1 e 8.2, evidenziati in colore giallo per entrambi i rami.

I valori così ottenuti per il radiatore termico risultano:

-per il ramo A: $0,098 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ per la portata d'aria, corrispondenti a una caduta di pressione di 101 [Pa];

-per il ramo B: $0,071 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ per la portata d'aria, corrispondenti a una caduta di pressione di 69 [Pa];

Il valore così ottenuto per il radiatore elettrico: $0,071 \left[\frac{m^3}{s} \right]$ per la portata d'aria, corrispondenti a una caduta di pressione di 43,5 [Pa];



(Imm. 8.9 Condizioni operative con ventola SPAL VA75-A101-90A 12V)

8.5 CONSIDERAZIONI FINALI

Sulla base delle precedenti trattazioni possiamo giungere alla conclusione che l'utilizzo della singola ventola fornisce una migliore prestazione dal punto di vista dello scambio termico poiché garantisce una maggiore portata d'aria nel circuito di raffreddamento, determinando una vantaggiosa trasmissione del calore dell'impianto. Nelle seguenti tabelle riassuntive è possibile osservare questa conclusione:

	Singola Ventola	Doppia ventola
Portata d'aria [m³/s]	0,098	0,065
Scambio Termico [W]	6863	4856
Velocità flusso [km/h]	36	24
Caduta di pressione [Pa]	101	63,4

(Tab. 8.5 Radiatore termico ramo A)

	Singola Ventola	Doppia ventola
Portata d'aria [m ³ /s]	0,071	0,06
Scambio Termico [W]	5209	4495
Velocità flusso [km/h]	26	22
Caduta di pressione [Pa]	69,5	57,5

(Tab. 8.6 Radiatore termico ramo B)

	Singola Ventola	Doppia ventola
Portata d'aria [m ³ /s]	0,071	0,06
Scambio Termico [W]	4511	3623
Velocità flusso [km/h]	32	26
Caduta di pressione [Pa]	43,5	32,7

(Tab. 8.7 Radiatore parti elettriche)

In queste condizioni operative il rendimento della singola ventola risulta essere pari al 32%, mentre il rendimento di ciascuna ventola nel caso della doppia architettura risulta essere pari al 13%, a sostenere il fatto che sia conveniente utilizzare la prima soluzione, poiché tipicamente la percentuale del tasso di rendimento di una ventola in condizioni ottimali si aggira tra il 30% e il 40%.

9. CALIBRAZIONE IMPIANTO RAFFREDDAMENTO

La gestione termica della monoposto rappresenta una sfida ingegneristica critica, dove lo smaltimento del calore deve essere massimizzato a fronte di vincoli stringenti di peso, ingombro, regolamentazione e aerodinamica. Questo capitolo descrive il processo di calibrazione e settaggio dei parametri principali delle masse radianti del sistema di raffreddamento. L'obiettivo primario è l'ottimizzazione dello scambio termico tra il fluido termovettore, costituito da acqua pura, e il flusso d'aria ambiente.

Per validare l'accuratezza del modello e mappare il comportamento del sistema, lo studio si focalizza inizialmente su due condizioni operative fisse, rappresentative di scenari ricorrenti in pista:

- **Ventola accesa a bassa velocità:** Simula le fasi di sosta in griglia o i tratti di circuito percorsi a bassa andatura, dove la portata d'aria è sostenuta principalmente dall'aspirazione forzata della ventola di raffreddamento.
- **Ventola spenta ad alta velocità:** Riproduce i rettilinei del tracciato e le curve a medio-alta andatura, dove l'elevata velocità della monoposto genera una convezione forzata naturale sufficiente, escludendo l'assorbimento elettrico della ventola.

Partendo da questi due scenari di riferimento, è stata condotta un'estesa analisi di sensibilità facendo variare i principali parametri geometrici e fluidodinamici del radiatore. Nello specifico, l'indagine parametrica analizza l'impatto sullo scambio termico di:

- **Geometria interna:** Dimensioni e conformazione delle cannette per ottimizzare la superficie lato aria e lato acqua.
- **Fluidodinamica:** Velocità e portate massiche dell'acqua pura e dell'aria ambiente.
- **Layout del veicolo:** Angolazione della massa radiante rispetto alla direzione del flusso d'aria per minimizzare il drag e massimizzare la portata effettiva.

I risultati di questa attività numerica permetteranno di definire il setup ottimale delle masse radianti del sistema di raffreddamento, garantendo il corretto funzionamento del motore termico e delle componenti elettriche della monoposto durante l'intero evento della competizione, in diversi scenari operativi. Inoltre, nella successiva trattazione, è stato tenuto conto delle condizioni ambientali (temperatura e quota sul livello del mare) che si sono riscontrate nelle più recenti competizioni, per garantire una maggiore precisione e raffinatezza dei risultati ottenuti.

9.1 CONDIZIONI DI RIFERIMENTO IMPOSTE

L'imposizione di due specifiche condizioni operative di riferimento risponde alla necessità di mappare il comportamento del sistema di raffreddamento nei due scenari termicamente e fluidodinamicamente più ricorrenti durante l'utilizzo della monoposto in pista:

1) Ventola accesa a bassa velocità $20 \left[\frac{km}{h}\right]$:

Questa configurazione accoppia una ridotta portata d'aria dovuta all'avanzamento del veicolo con il massimo contributo della ventilazione forzata. Rappresenta una condizione fortemente critica per i seguenti fattori:

- **Carenza di pressione dinamica:** A tale velocità di percorrenza, tipica dei tratti più stretti e tortuosi del tracciato o nelle fasi di attesa in griglia di partenza o di cambio del pilota, il flusso d'aria spontaneo che attraversa il radiatore è insufficiente a garantire la cessione del calore.
- **Dipendenza dalla ventola:** Lo scambio termico si affida quasi interamente alla portata d'aria aspirata forzatamente dalla ventola del sistema di raffreddamento.
- **Accumulo termico:** Il motore opera spesso ad alto carico (come, per esempio, in uscita da una curva lenta) con una ridotta dissipazione naturale. Calibrare i parametri in questa condizione garantisce la capacità del sistema di prevenire il surriscaldamento nelle transizioni più lente del circuito.

2) Ventola spenta ad alta velocità $55 \left[\frac{km}{h}\right]$:

Questo scenario esclude l'ausilio elettrico fornito della ventola, affidando il raffreddamento esclusivamente alla pressione dinamica generata dall'avanzamento della monoposto. È una condizione cruciale per i seguenti motivi:

- **Sfruttamento della pressione dinamica:** A tale velocità (valore rappresentativo della velocità media della monoposto durante la gara di Endurance e nei tratti rettilinei del circuito) l'aria impatta sulla massa radiante con un'energia cinetica tale da garantire una portata massica elevata.
- **Efficienza energetica della monoposto:** Disattivare la ventola azzerava l'assorbimento di potenza dall'impianto elettrico di bassa tensione. Ciò preserva la carica della batteria della vettura e l'ottimizzazione del rendimento globale del veicolo.
- **Sensibilità all'aerodinamica:** A $55 \left[\frac{km}{h}\right]$ l'angolazione della massa radiante e la geometria delle cannette diventano parametri sensibili. Un design sovradimensionato aumenterebbe drasticamente la resistenza aerodinamica e penalizzerebbe eccessivamente la vettura.

In conclusione, l'adozione di questi due specifici punti di funzionamento permette di testare la robustezza della massa radiante lungo l'intero arco operativo della competizione. Attraverso le simulazioni numeriche eseguite su Excel, le dimensioni del radiatore, la geometria delle cannette, e l'angolo di installazione della massa radiante vengono calibrati per rispondere efficacemente sia al fabbisogno d'aria forzata a $20 \left[\frac{km}{h}\right]$ sia alla fluidodinamica esterna a $55 \left[\frac{km}{h}\right]$ definendo un pacchetto radiante intrinsecamente ottimizzato ed opportunamente calibrato per la competizione.

9.2 DIMENSIONI CANNETTE MASSA RADIANTE

La geometria interna delle masse radianti costituisce uno dei principali gradi di libertà nel processo di ottimizzazione e calibrazione del sistema di raffreddamento. La variazione dimensionale di questi condotti è stata analizzata sistematicamente per identificare la configurazione a massima efficienza.



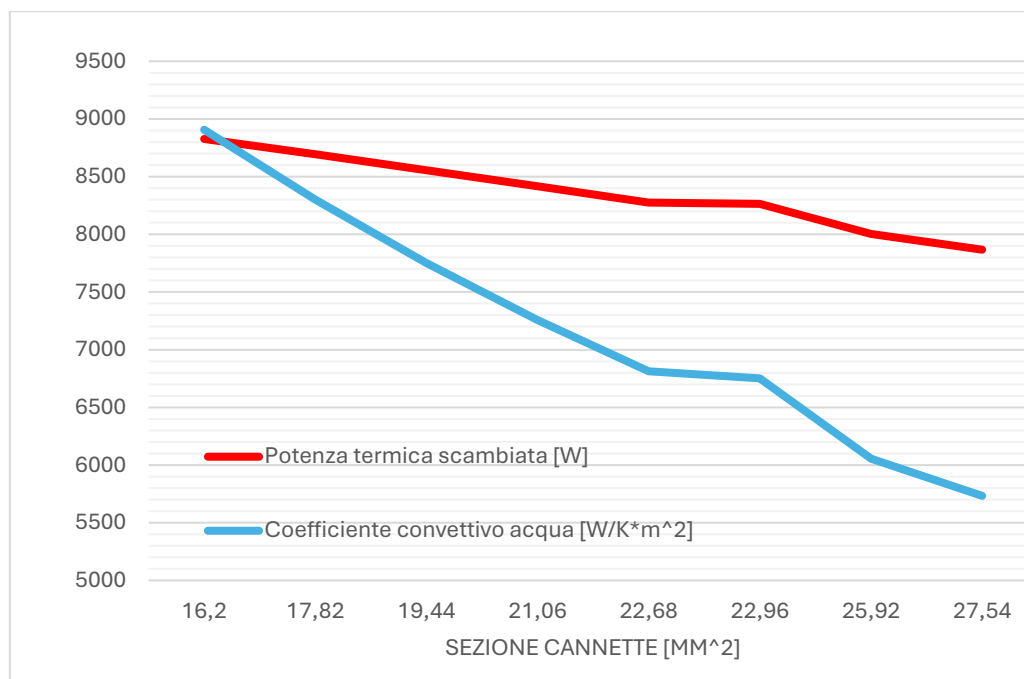
(Imm.9.1 Variazione sezione cannette del radiatore)

Le modifiche geometriche apportate alle cannette influiscono in modo diretto e coeso su due aspetti fondamentali del problema termofluidodinamico:

- **Superficie di scambio termico:** La variazione della sezione e del perimetro bagnato modifica l'area superficiale disponibile per il flusso termico. Una superficie maggiore incrementa la potenza termica smaltita, ma comporta vincoli stringenti in termini di ingombro frontale e peso complessivo del radiatore.
- **Resistenza idraulica e perdite di carico:** Diminuendo la sezione delle cannette si altera il regime di moto del liquido refrigerante, influenzando il Numero di Reynolds e il coefficiente convettivo interno. Tuttavia, cannette troppo strette aumentano drasticamente le perdite di carico nel circuito, richiedendo una prevalenza maggiore alla pompa dell'acqua e incrementando lo stress meccanico sui componenti del circuito.

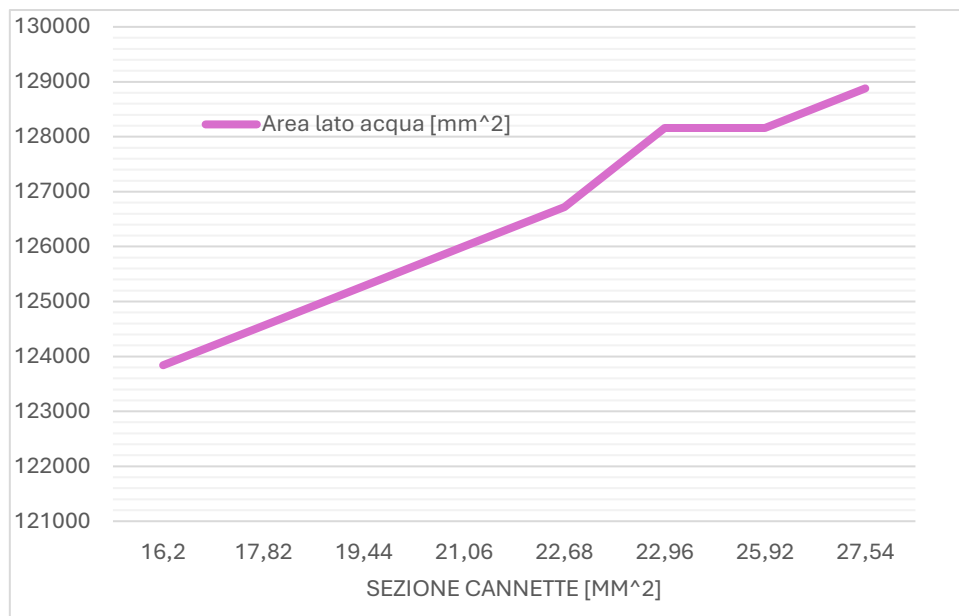
L'indagine parametrica si focalizza sulla variazione delle dimensioni della sezione delle cannette all'interno dei due scenari precedentemente definiti con ventola accesa oppure spenta.

Consideriamo la ventola spenta e il veicolo con velocità pari a $55 \left[\frac{km}{h} \right]$. Lasciando invariato il passo tra le cannette e il passo tra gli ordini delle stesse, si osserva come varia il coefficiente convettivo del fluido refrigerante e il corrispettivo scambio termico al variare della sezione delle cannette:



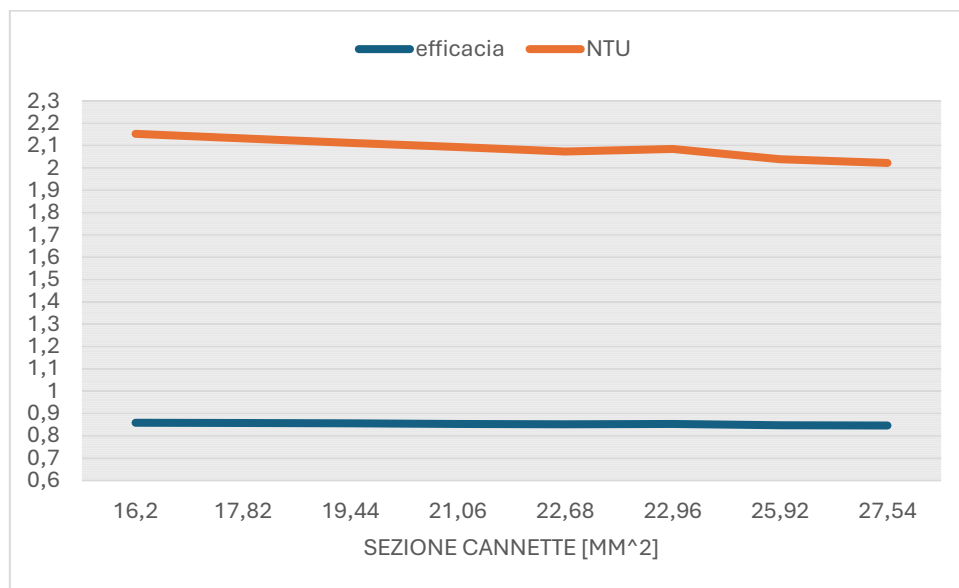
(Imm.9.2 Scambio termico e coefficiente convettivo liquido al variare della sezione delle cannette)

Ci si aspetterebbe come un incremento della sezione favorisca un maggior scambio termico delle masse radianti in esame, tuttavia, come si può vedere nel grafico precedente, si ha una riduzione modesta della potenza termica dissipata dal radiatore al crescere delle dimensioni. Questo comportamento è giustificabile vista la notevole variazione del coefficiente convettivo, influenzato dal numero di Reynold che identifica il regime di flusso del liquido refrigerante che scorre all'interno delle stesse cannette. Dopo aver iterato numericamente tramite il foglio di calcolo per determinare la portata effettiva della pompa per ogni sezione in esame, è possibile affermare che l'aumento della sezione comporta una diminuzione del coefficiente convettivo, dovuto a una minor velocità assunta del liquido refrigerante che scorre all'interno della sezione. Come si nota, questa diminuzione agisce in modo marginale sullo scambio termico della massa radiante, che presenta una decrescita modesta. Infatti, la diminuzione dello scambio termico è mitigata da altri fattori, come per esempio l'aumento dell'area disponibile per lo scambio termico dal lato liquido:



(Imm.9.3 Area disponibile per lo scambio termico al variare della sezione delle cannette)

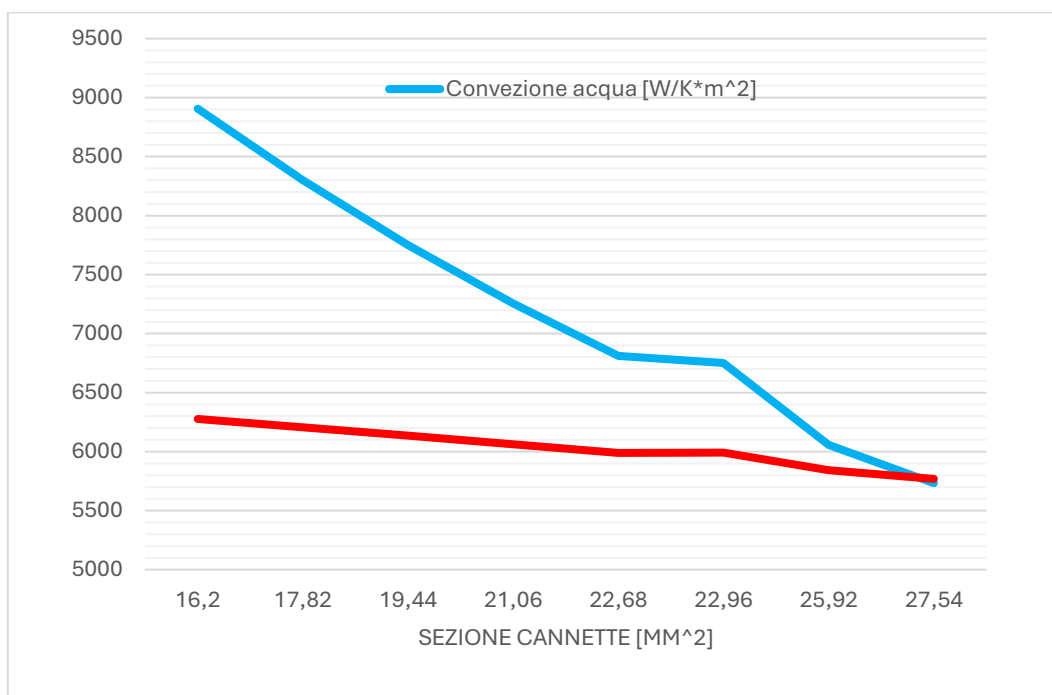
Approfondendo l'evoluzione dello scambio termico possiamo osservare come il numero di unità di trasferimento e l'efficacia dello scambiatore risultino poco sensibili alla variazione della sezione delle cannette:



(Imm.9.4 NTU ed efficacia del radiatore al variare della sezione delle cannette)

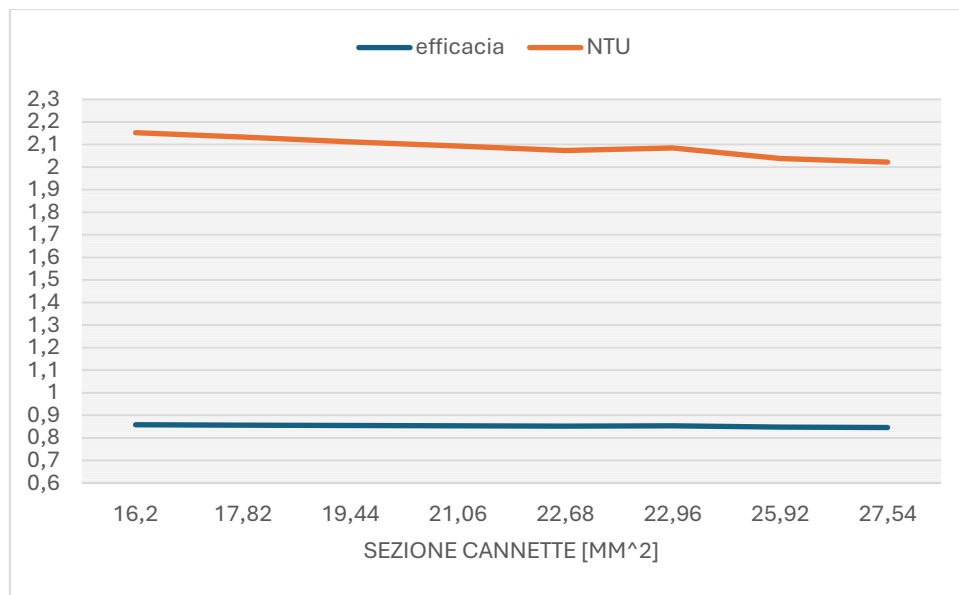
È possibile così affermare come lo scambio termico delle masse radianti tende ad aumentare al diminuire della sezione delle cannette, in quanto l'effetto dell'aumento del coefficiente convettivo è solo in parte bilanciato dalla diminuzione dell'area disponibile per la dissipazione del calore. Riducendo la sezione, si sperimenterà anche una riduzione dei pesi delle masse radianti, migliorando le performance generali del veicolo. Ovviamente non si può ridurre eccessivamente le dimensioni interne delle cannette, perché le perdite di carico che la pompa sperimenterebbe in quelle condizioni risulterebbero davvero eccessive per il corretto funzionamento dell'impianto di raffreddamento stesso.

Consideriamo adesso il caso con ventola accesa e velocità di percorrenza della vettura di $20 \left[\frac{km}{h}\right]$. Lasciando come nel caso precedente invariato il passo tra le cannette e tra gli ordini delle stesse, valutiamo se anche in questo caso valgono le considerazioni discusse precedentemente. Utilizziamo le stesse dimensioni delle sezioni delle cannette del primo caso per avere un confronto immediato:



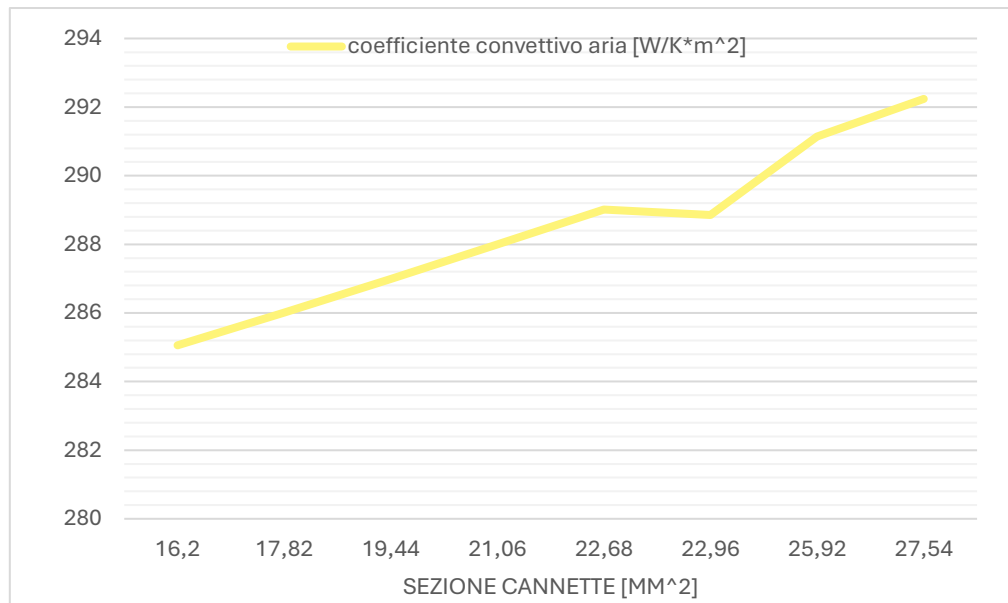
(Imm.9.5 Scambio termico e coefficiente convettivo liquido al variare della sezione delle cannette)

Come si può vedere nel grafico precedente, si ottiene lo stesso comportamento della massa radiante per le due diverse condizioni operative, dove la potenza termica scambiata decresce all'aumentare della sezione delle cannette. Le curve hanno andamenti molto simili tra loro nelle due condizioni operative, variano solamente i valori in gioco nei due differenti scenari (per il coefficiente convettivo del liquido refrigerante questa variazione è minima). Nello specifico il comportamento dello scambiatore rimane pressoché invariato, come si dimostra nel grafico successivo:



(Imm.9.6 NTU ed efficacia del radiatore al variare della sezione delle cannette)

Un parametro che occorre tenere in considerazione in questo scenario è il coefficiente convettivo lato aria della massa radiante. Come si nota nel grafico successivo, all'aumentare della sezione delle cannette tale parametro incrementa il suo valore. Questo aiuta sicuramente a contrastare il decremento dello scambio termico della massa radiante. All'ammentare delle dimensioni della sezione delle cannette, impostato il passo come parametro fisso, l'area di passaggio dell'aria generata dalle alette sui fianchi delle cannette, diminuisce. Questo fenomeno permette a parità di portata imposta, di aumentare la velocità del flusso d'aria all'interno dei canali, aumentando il coefficiente convettivo:



(Imm.9.7 Coefficiente convettivo aria al variare della sezione delle cannette)

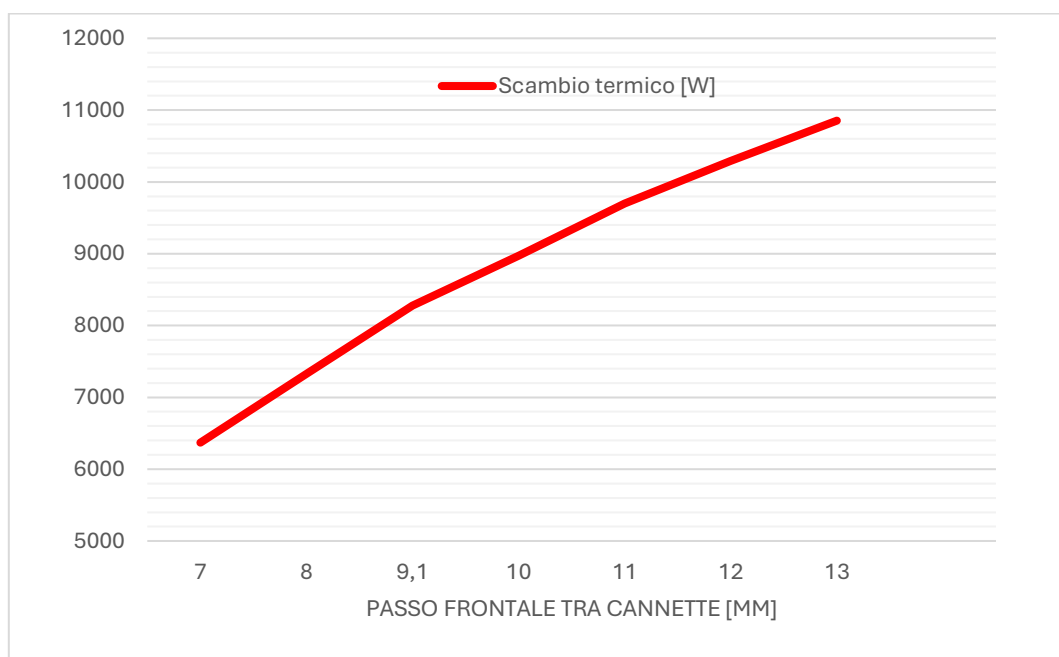
In conclusione, diminuire la sezione di passaggio del fluido refrigerante all'interno delle cannette del radiatore, permette di aumentare lo scambio termico dissipato dal sistema di raffreddamento, riducendo peso, costi e ingombri della monoposto. Una riduzione eccessiva però, potrebbe portare un aumento significativo delle perdite di pompaggio del sistema e ciò aggraverebbe la condizione operativa della pompa del liquido refrigerante, che rischierebbe di non riuscire a movimentare il fluido all'interno dei condotti, vanificando la ricerca ottimale del setup della massa radiante.

9.3 VARIAZIONE PASSO FRONTALE TRA CANNETTE

In questa sezione analizziamo il comportamento della massa radiante al variare del passo tra le cannette viste frontalmente. Consideriamo la dimensione della sezione e il numero totale di cannette fisso, e osserviamo come varia lo scambio termico nelle due configurazioni operative di riferimento. Consideriamo il caso con veicolo in movimento a $55 \left[\frac{km}{h} \right]$ con ventola spenta. In primo luogo, variando il passo frontale tra le stesse, la larghezza totale del radiatore varierà di conseguenza:

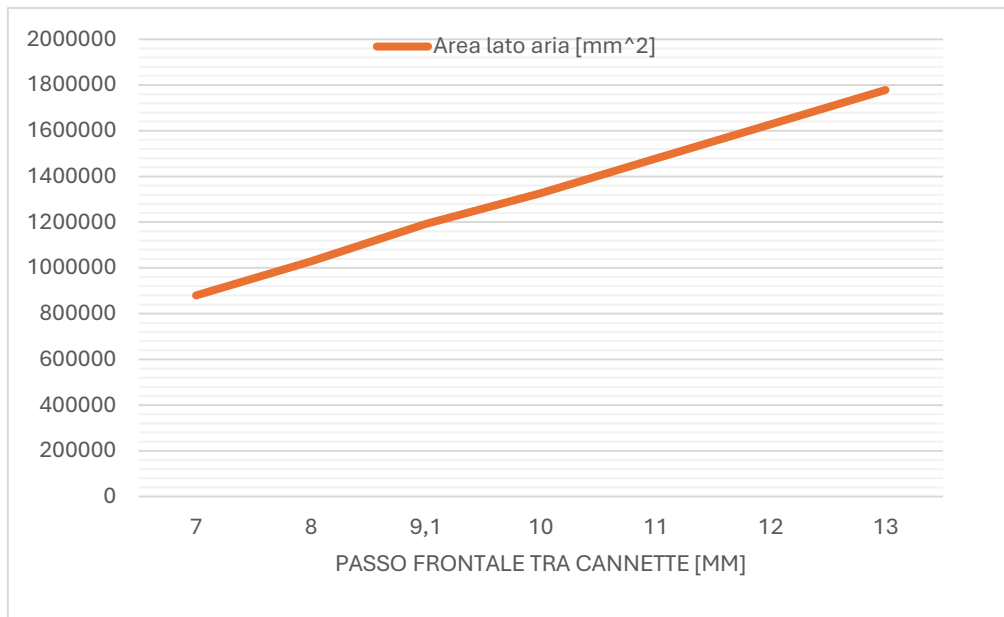


(Imm.9.8 Variazione passo frontale tra ordini di cannette)



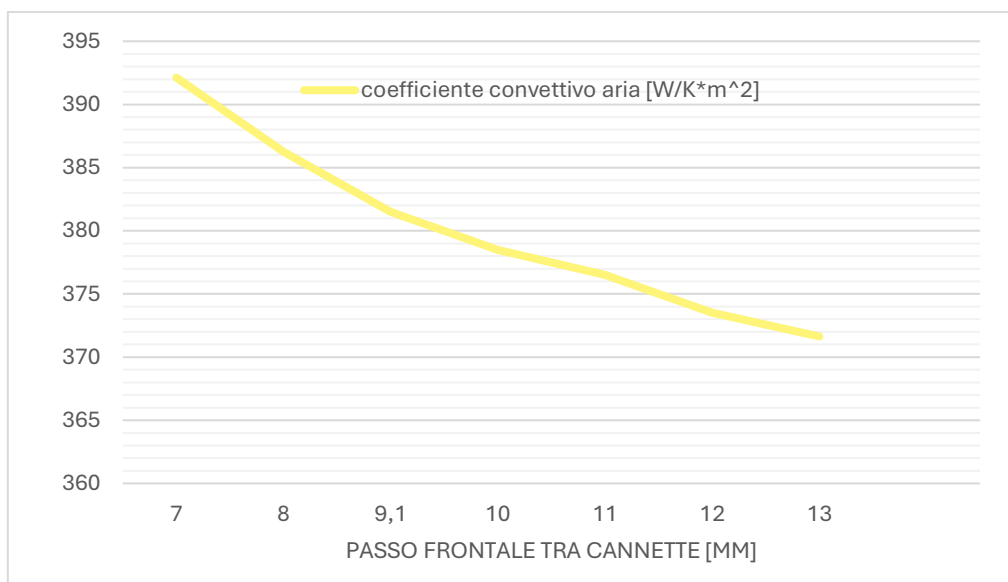
(Imm.9.9 Scambio termico massa radiante in funzione del passo frontale tra cannette)

Come si nota dal grafico precedente, all'aumentare del passo frontale lo scambio termico aumenta in modo significativo. Questo incremento è sicuramente da attribuirsi all'aumento preponderante della superficie di scambio termico lato aria della massa radiante. Infatti, anche se il coefficiente convettivo dell'aria decresce con l'aumentare del passo, le alette della massa radiante incrementano notevolmente l'area attraverso la quale si scambia calore:

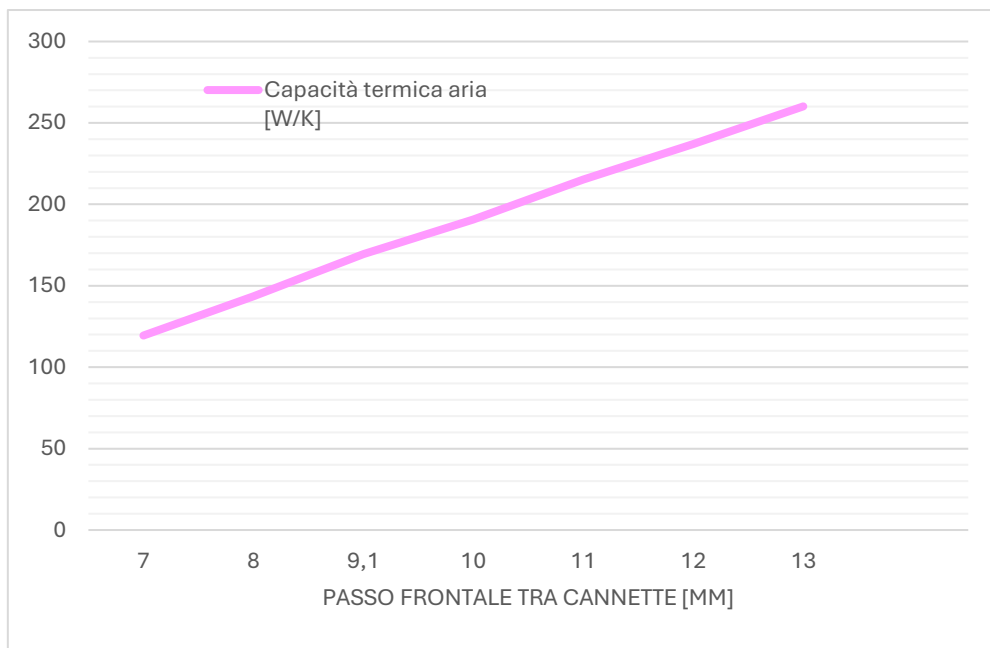


(Imm.9.10 Superficie scambio termico lato aria in funzione del passo frontale tra cannette)

La riduzione del coefficiente convettivo è da attribuirsi allo stesso fenomeno del paragrafo precedente, ovvero l'aumento delle dimensioni del canale di passaggio dell'aria, cui velocità si riduce ed influenza negativamente tale parametro. Contestualmente la capacità termica di tale fluido aumenta:

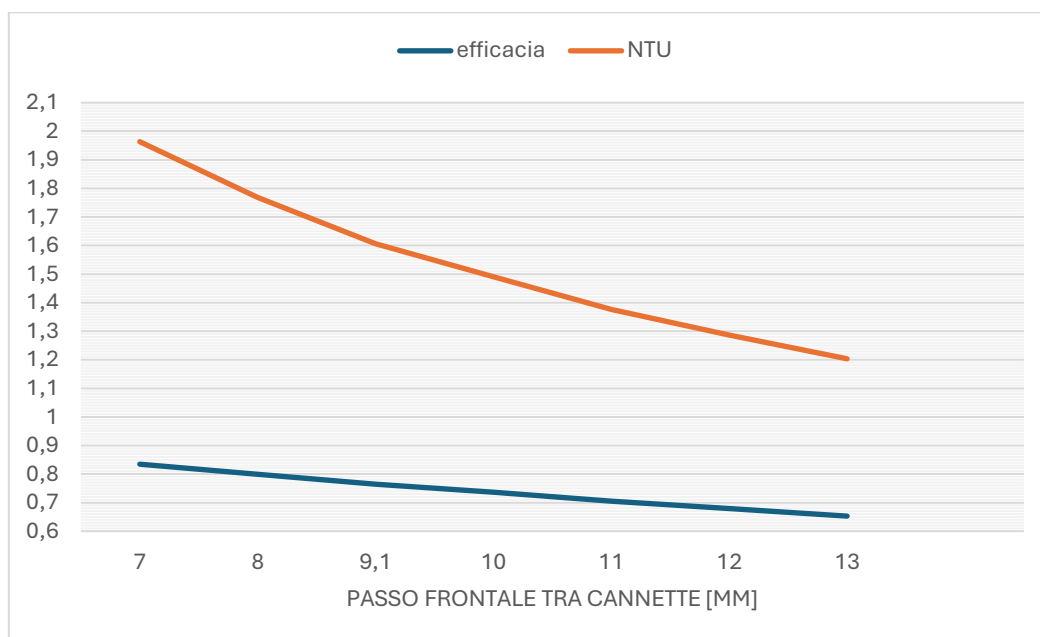


(Imm.9.11 Coefficiente convettivo aria in funzione del passo frontale tra cannette)



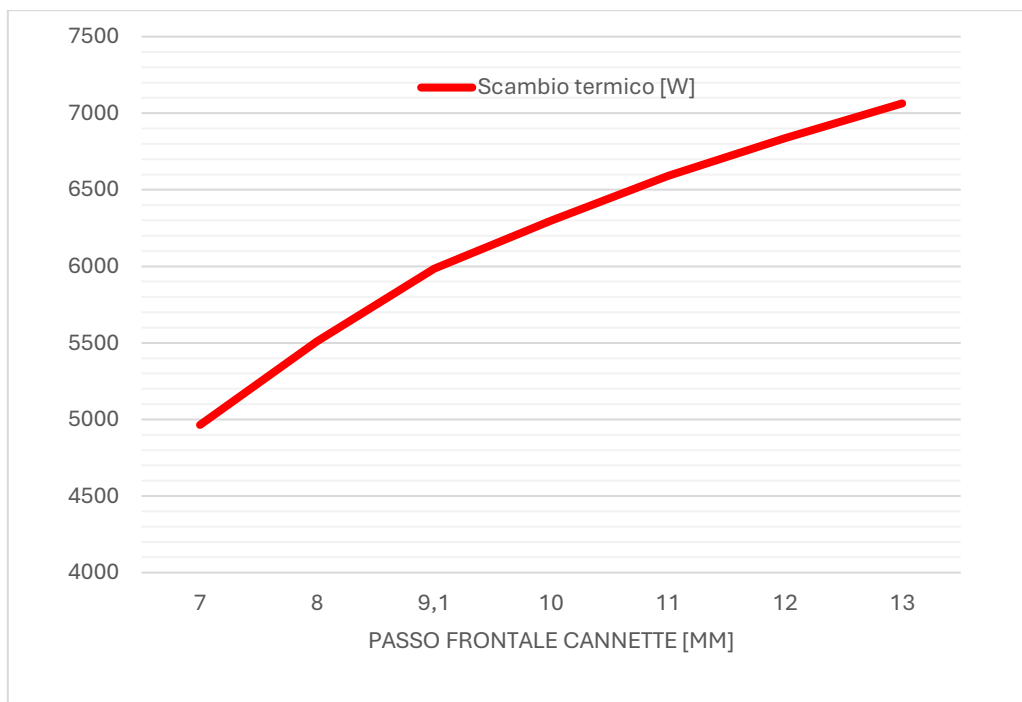
(Imm.9.12 Capacità termica aria in funzione del passo frontale tra cannette)

Occorre porre attenzione anche al meccanismo di scambio termico. È vero che la potenza termica dissipata dalla massa radiante aumenta all'aumentare del passo frontale tra le cannette, ma la condizione operativa del radiatore peggiora. Nel seguente grafico si nota come il numero di unità di trasferimento e l'efficacia di scambio diminuiscano notevolmente, grazie all'aumento della capacità termica dell'aria al crescere del passo, la quale agisce direttamente sul numero di unità di trasferimento. In questo caso avremo quindi minore sfruttamento del potenziale termico dell'aria:

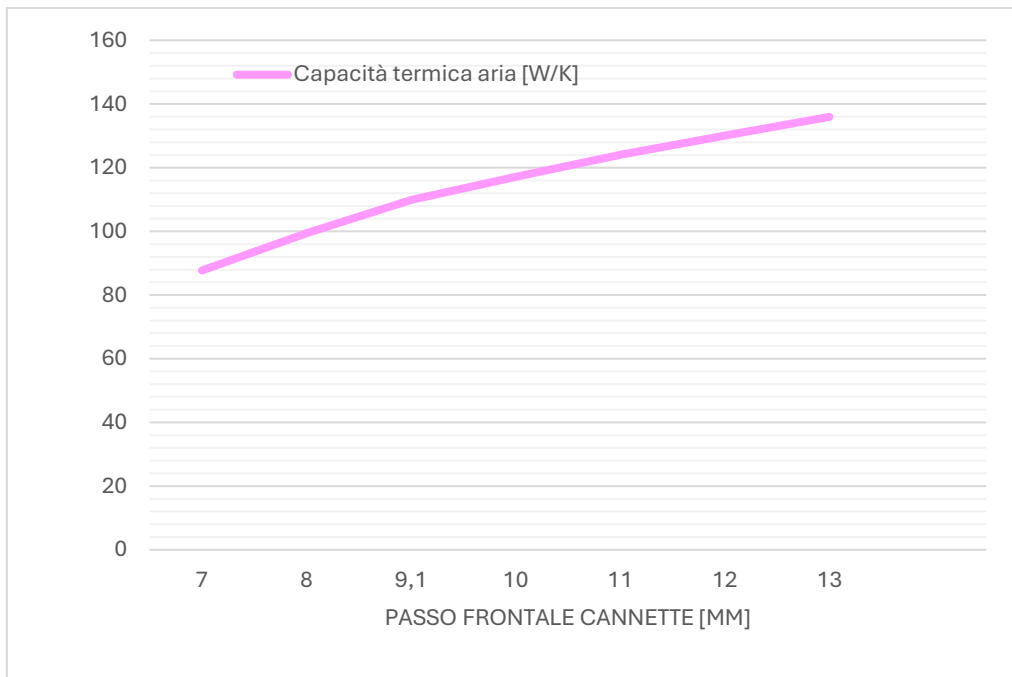


(Imm.9.13 NTU ed efficacia in funzione del passo frontale tra cannette)

Aumentare quindi il passo frontale della massa radiante genera importanti benefici all'impianto di raffreddamento, ma occorre porre attenzione diversi fattori in gioco. In primo luogo, la diminuzione dell'efficacia dello scambio termico, peggiora la condizione in cui opera il radiatore. Altre problematiche emergono per questioni di layout della vettura, infatti aumentando il passo frontale aumenta notevolmente la larghezza totale del radiatore ed il suo stesso peso, peggiorando le performance della monoposto. Nel caso di velocità della vettura di $20 \left[\frac{km}{h} \right]$ con ventola accesa possiamo svolgere le stesse considerazioni fatte per il caso precedente, puntualizzando che in questo caso lo scambio termico subisce una variazione più modesta del caso precedente, perché essendo il regime di moto dell'aria imposto dalla ventola, si ha un incremento più contenuto della capacità termica dell'aria rispetto al caso precedente:



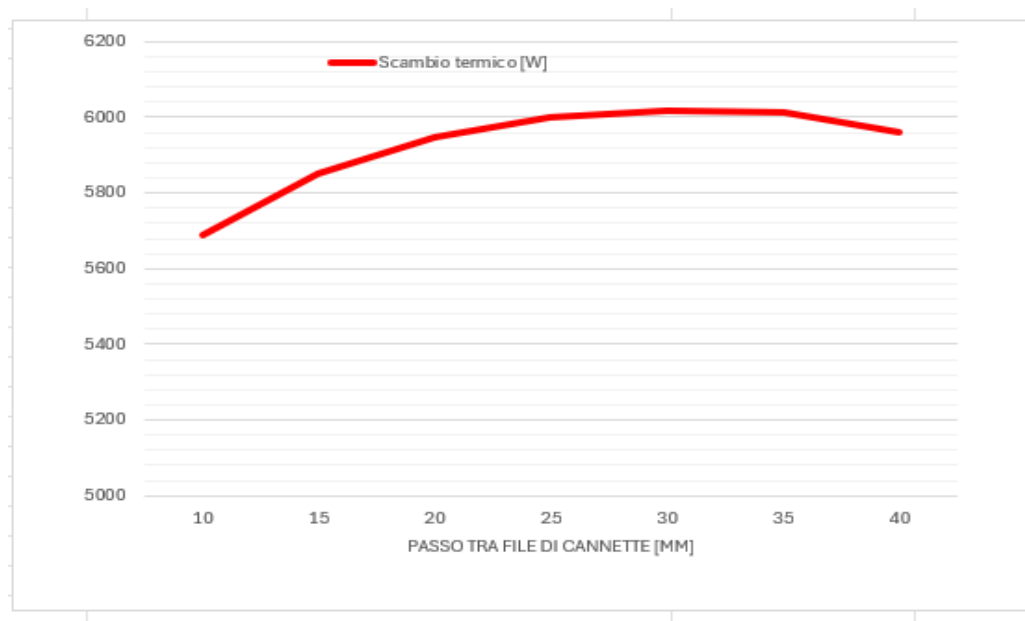
(Imm.9.14 Scambio termico in funzione del passo frontale tra cannette)



(Imm.9.15 Capacità termica aria in funzione del passo frontale tra cannette)

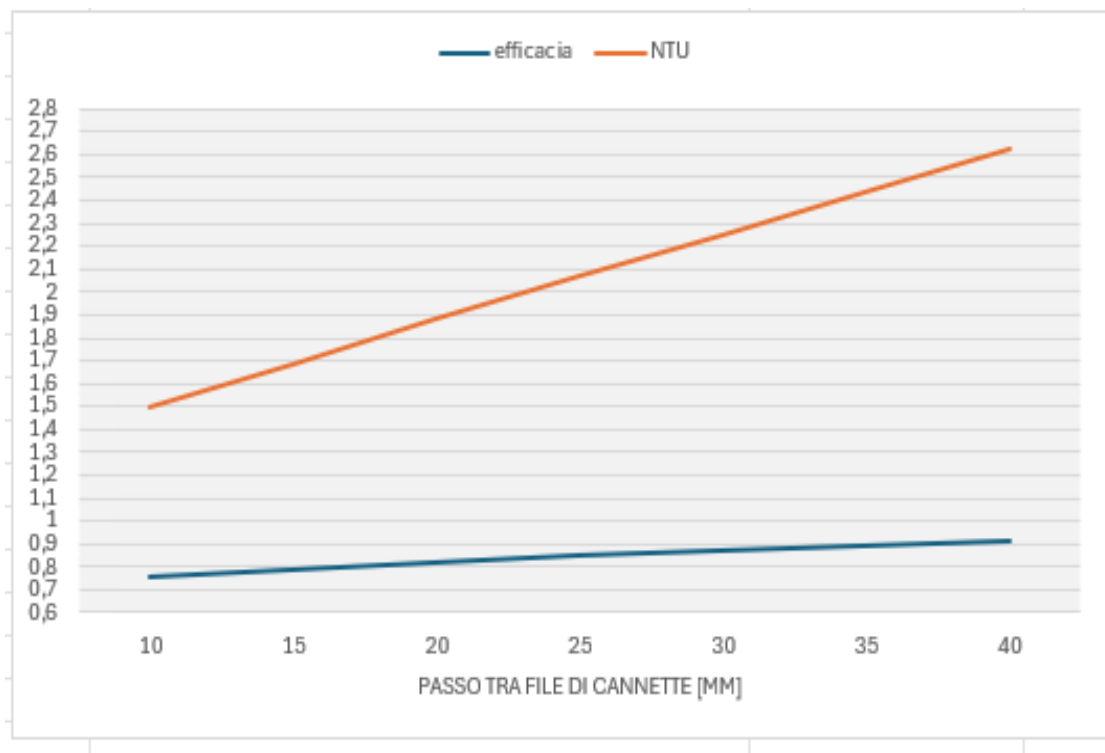
9.4 VARIAZIONE PASSO TRA FILE DI CANNETTE

In questo paragrafo analizziamo il comportamento della massa radiante al variare del passo tra le file di cannette nella profondità del radiatore. Consideriamo anche in questo caso la dimensione della sezione e il numero totale di cannette fisso, e osserviamo come varia lo scambio termico nelle due diverse configurazioni operative di riferimento. Consideriamo il caso con veicolo in movimento a $20 \left[\frac{km}{h} \right]$ con ventola accesa. In primo luogo, variando il passo tra le file stesse, la profondità totale del radiatore varierà di conseguenza:

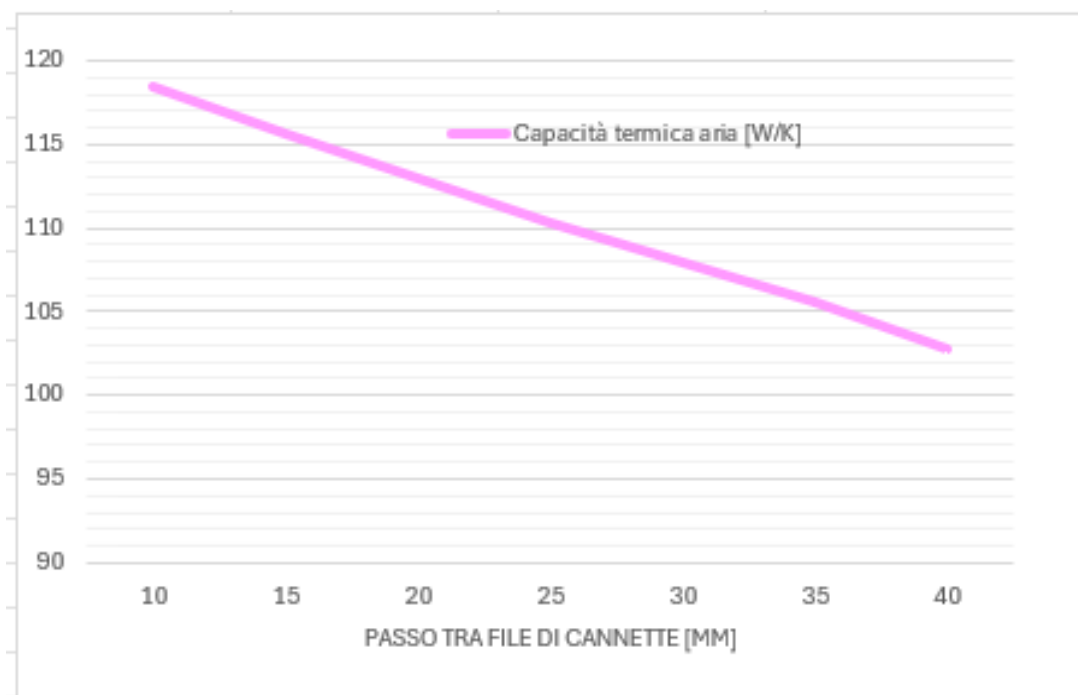


(Imm.9.16 Scambio termico al variare del passo tra file di cannette)

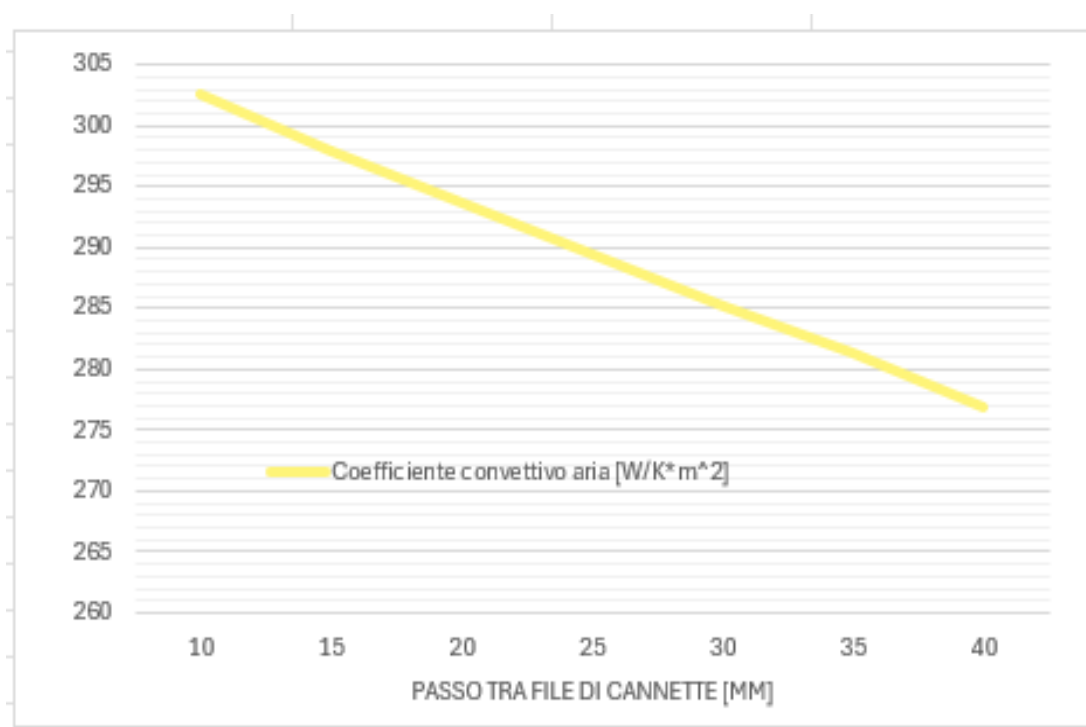
Come si può osservare nel grafico precedente, lo scambio termico aumenta all'aumentare del passo tra le file di cannette, fino ad un certo valore, oltre il quale tale parametro comincia a diminuire, formando un tipico andamento a massimo. Questo comportamento è dovuto sostanzialmente a considerazioni termofluidodinamiche. Per piccoli passi tra i ranghi, il volume d'aria racchiuso tra le file è minimo e si riscalda molto velocemente, raggiungendo il valore di temperatura superficiale delle cannette, limitando lo scambio termico. Inoltre, gli strati limite termici nei canali di passaggio dell'aria si uniscono quasi subito, trasformando il flusso in un regime pienamente sviluppato a bassa efficienza termica. Aumentando la distanza tra i ranghi la turbolenza generata dal passaggio del flusso tra una fila e l'altra viene sfruttata per rompere lo strato limite termico della fila successiva, limitando le zone d'ombra aerodinamica o distacchi di vena fluida eccessivi. Se la distanza tra i ranghi diventa eccessiva questo effetto benefico viene a mancare, in quanto il flusso d'aria ha spazio sufficiente per tornare laminare prima di incontrare la fila successiva. Per spiegare meglio questi fenomeni osserviamo i seguenti grafici:



(Imm.9.17 NTU ed efficacia del radiatore al variare del passo tra file di cannette)



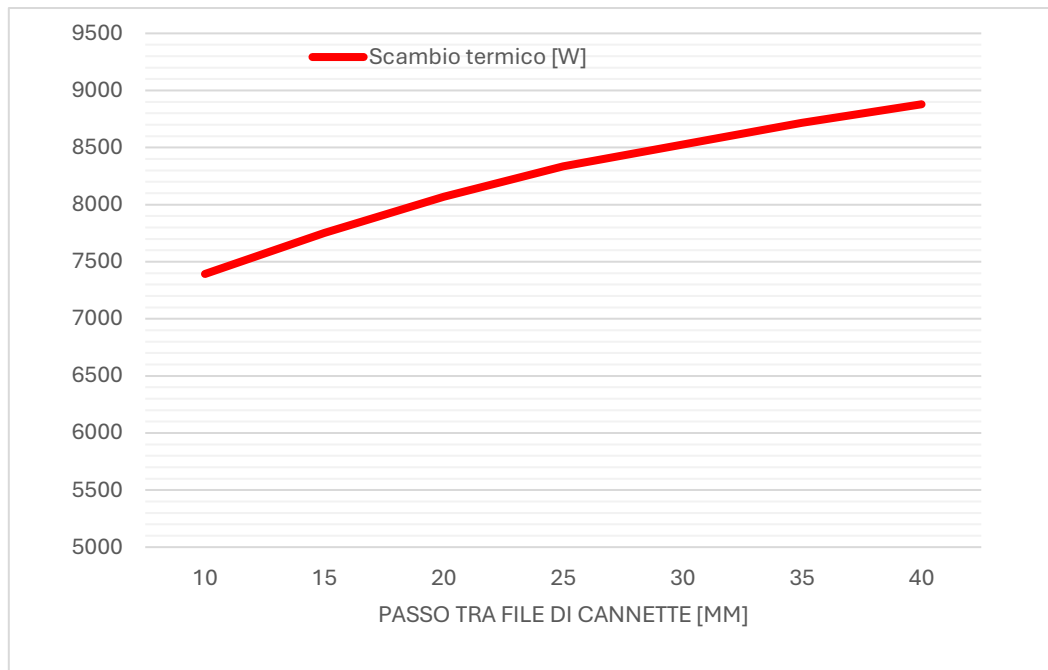
(Imm.9.18 Capacità termica aria al variare del passo tra file di cannette)



(Imm.9.19 Coefficiente convettivo al variare del passo tra file di cannette)

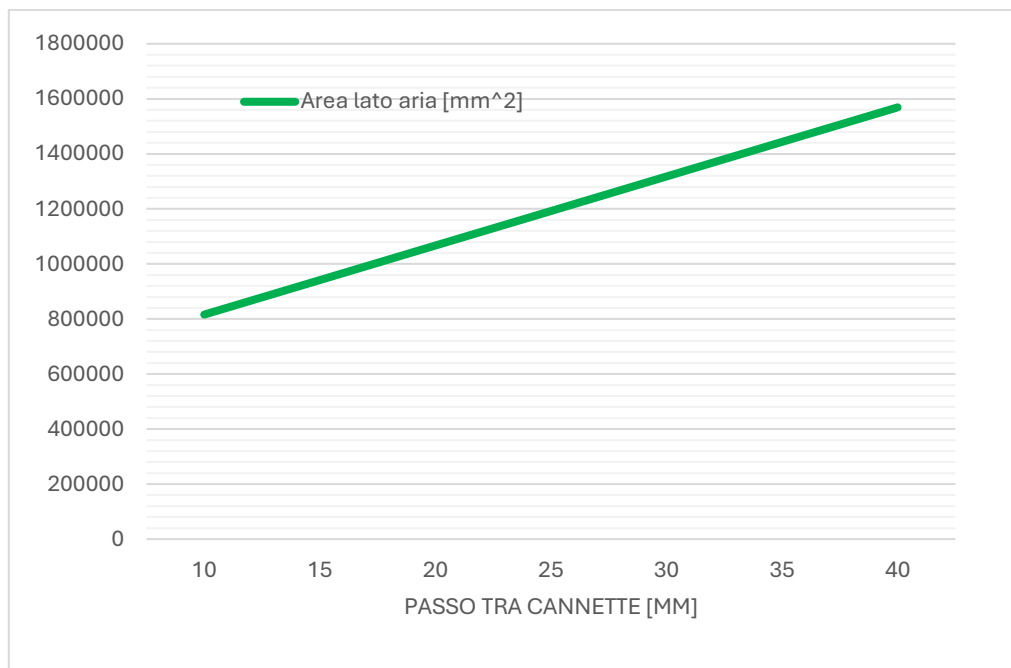
All'aumentare del passo tra le file di cannette, il radiatore mostra un comportamento governato dal delicato equilibrio tra portata d'aria effettiva ed efficienza dello scambio termico. Per distanze più piccole (10-20 [mm]), sebbene il coefficiente convettivo e la capacità termica dell'aria siano massimi, lo scambio termico globale risulta penalizzato; la vicinanza eccessiva tra i ranghi satura termicamente il fluido quasi istantaneamente, determinando valori minimi di NTU ed efficacia. Aumentando il passo verso il valore ottimo (30 [mm]), l'aria trova lo spazio geometrico ideale per sviluppare i propri flussi e sfruttare la turbolenza, portando lo scambio termico al suo picco massimo grazie a un perfetto compromesso energetico. Superato questo limite (35-40 [mm]), sia la turbolenza locale che la portata massica dell'aria diminuiscono drasticamente a causa della maggiore resistenza geometrica globale dello scambiatore che genera elevate perdite di carico. Questo crollo della portata d'aria fa sì che il fluido che attraversa i canali tra le alette si scaldi completamente, facendo impennare l'NTU e l'efficacia teorica, ma riducendo drasticamente la potenza termica totale dissipata, dovuta alla notevole diminuzione del fluido termovettore che attraversa il radiatore.

Nel caso invece di veicolo in marcia a $55 \left[\frac{km}{h} \right]$ con ventola spenta, il comportamento della massa radiante cambia, in quanto non si ha più portata d'aria imposta dal gruppo ventilante, ma è garantita dalla stessa andatura sostenuta del veicolo:



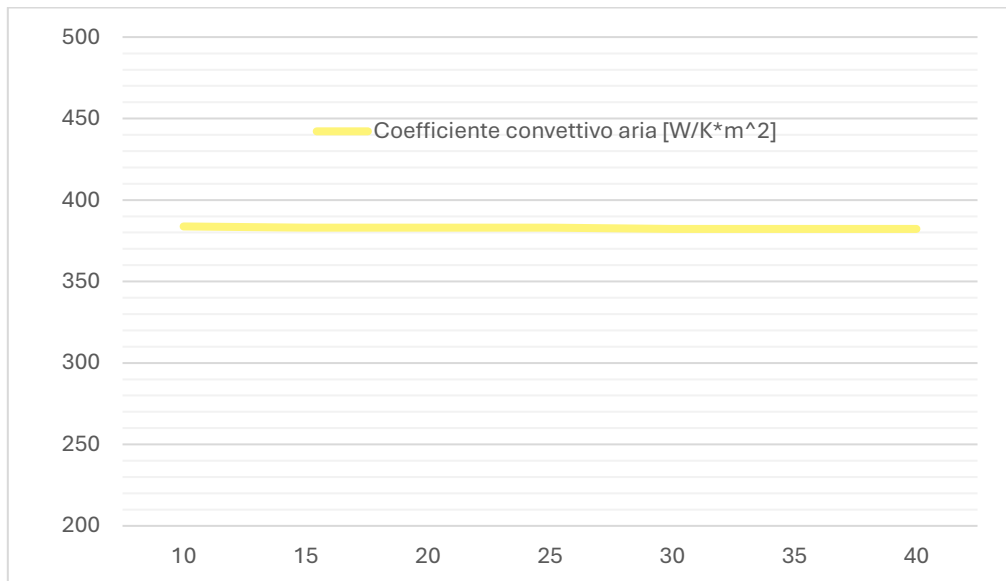
(Imm.9.20 Scambio termico al variare del passo tra file di cannette)

In questo caso, essendo la portata d'aria maggiore rispetto al caso precedente, i precedenti fenomeni hanno rilevanza minore, per cui possono essere trascurati. Tale considerazione permette di affermare che all'aumentare della distanza tra i ranghi delle cannette, lo scambio termico della massa radiante aumenta, grazie all'aumento significativo della superficie di scambio termico:

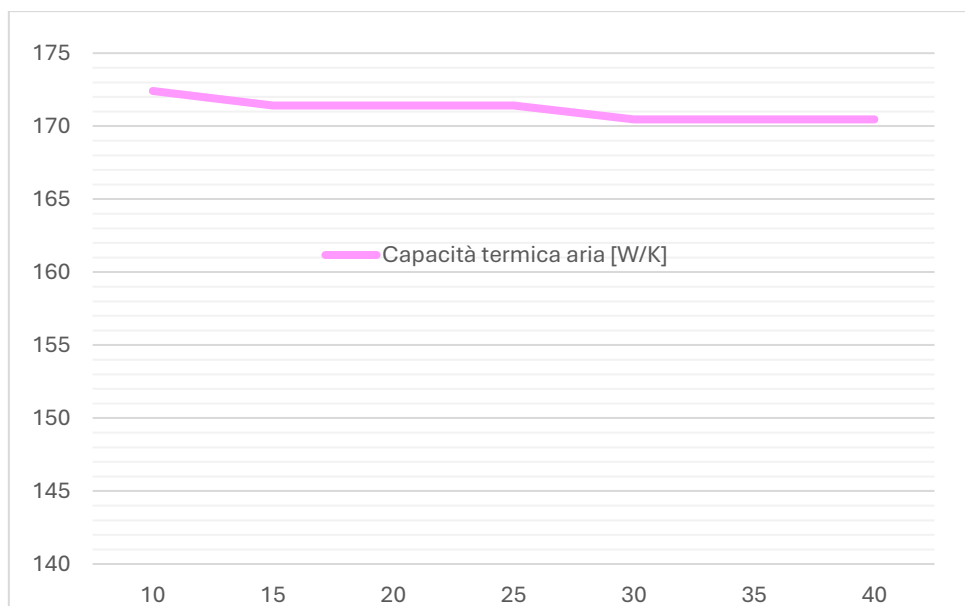


(Imm.9.21 Superficie di scambio termico al variare del passo tra file di cannette)

A supporto delle precedenti considerazioni, si nota un andamento pressoché costante del coefficiente convettivo lato aria e della capacità termica della stessa, confermando come le turbolenze e gli strati limite termici in questa condizione operativa risultino trascurabili:



(Imm.9.22 Coefficiente convettivo al variare del passo tra file di cannette)



(Imm.9.23 Capacità termica dell'aria al variare del passo tra file di cannette)

In conclusione, occorre calibrare perfettamente la distanza tra i ranghi delle cannette, in modo tale da garantire in ogni condizione operativa del veicolo la massima performance della massa radiante in esame. Aumentare questa distanza permette di migliorare la dissipazione di calore ad alte velocità del veicolo, ma non bisogna spingersi oltre un certo limite per non penalizzare la condizione di bassa velocità con ventola accesa. Inoltre, un'eccessiva distanza tra i ranghi potrebbe indebolire la struttura

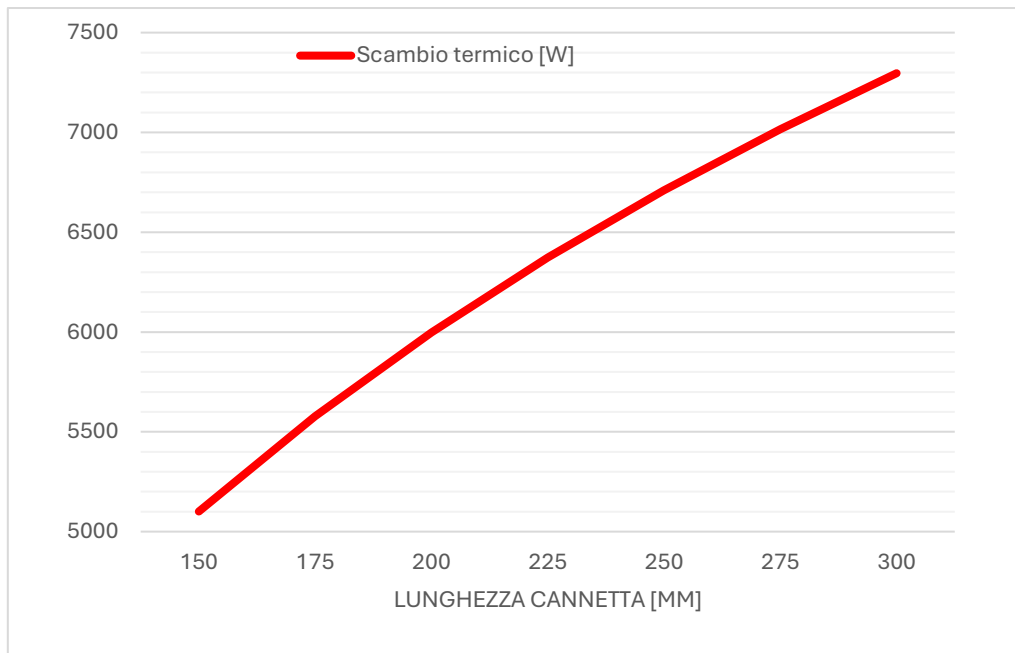
stessa della massa radiante, rendendola più suscettibile a vibrazioni o sollecitazioni generate dalla monoposto stessa. Da non sottovalutare anche in questo caso, l'ingombro totale del radiatore e il suo corrispettivo peso.

9.5 VARIAZIONE LUNGHEZZA FRONTALE CANNETTE

In questa sezione si vuole mettere in luce il comportamento della massa radiante al variare della lunghezza frontale delle cannette, mantenendo invariate le testate del radiatore stesso. Per procedere con l'analisi, si mantengono fisse le dimensioni della sezione delle cannette ed il loro numero totale. Consideriamo la condizione operativa di $20 \left[\frac{km}{h} \right]$ con ventola accesa e osserviamo come varia lo scambio termico della massa radiante in esame:

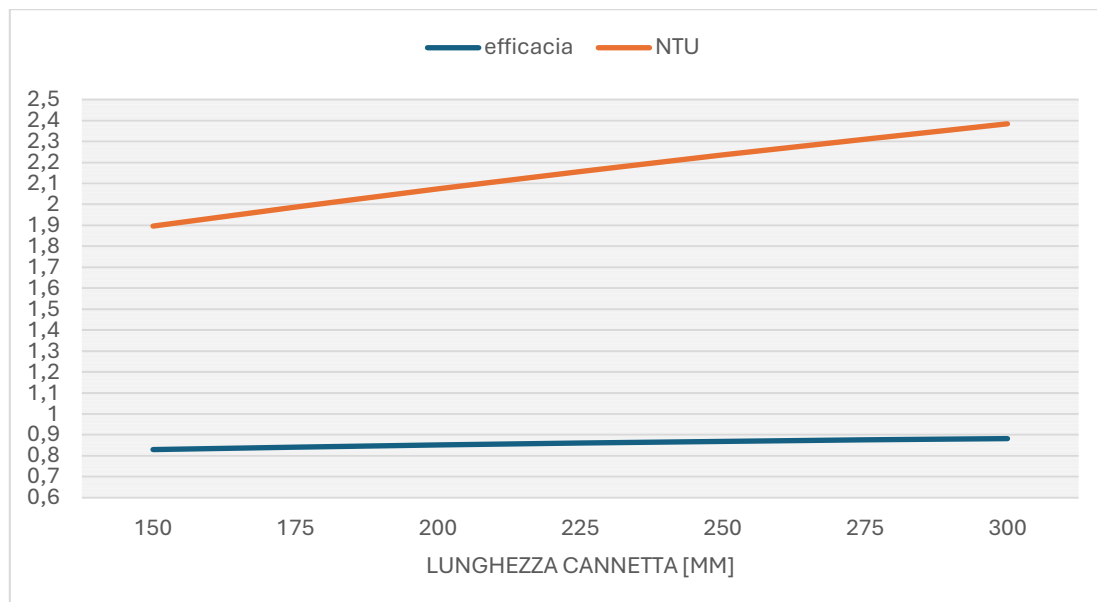


(Imm.9.24 Variazione lunghezza cannette della massa radiante)



(Imm.9.25 Scambio termico in funzione della lunghezza delle cannette)

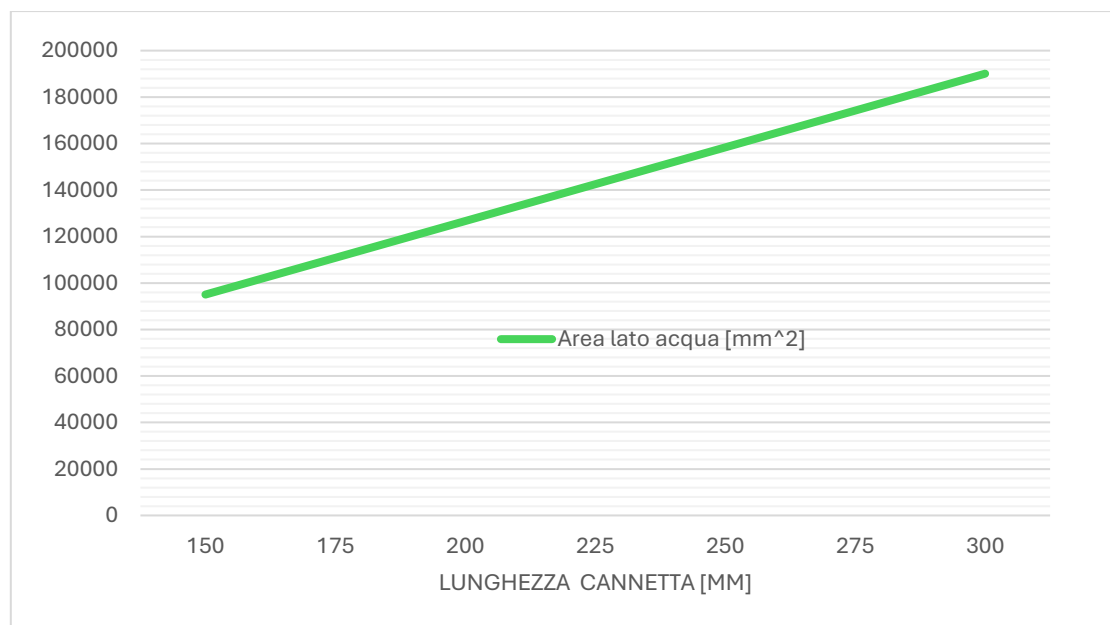
Come si può osservare nel grafico precedente, la dissipazione di calore aumenta notevolmente al variare della lunghezza delle cannette. Anche le performance dello scambiatore migliorano, infatti il numero di unità di trasferimento della massa radiante aumentano, così come l'efficacia dello stesso:



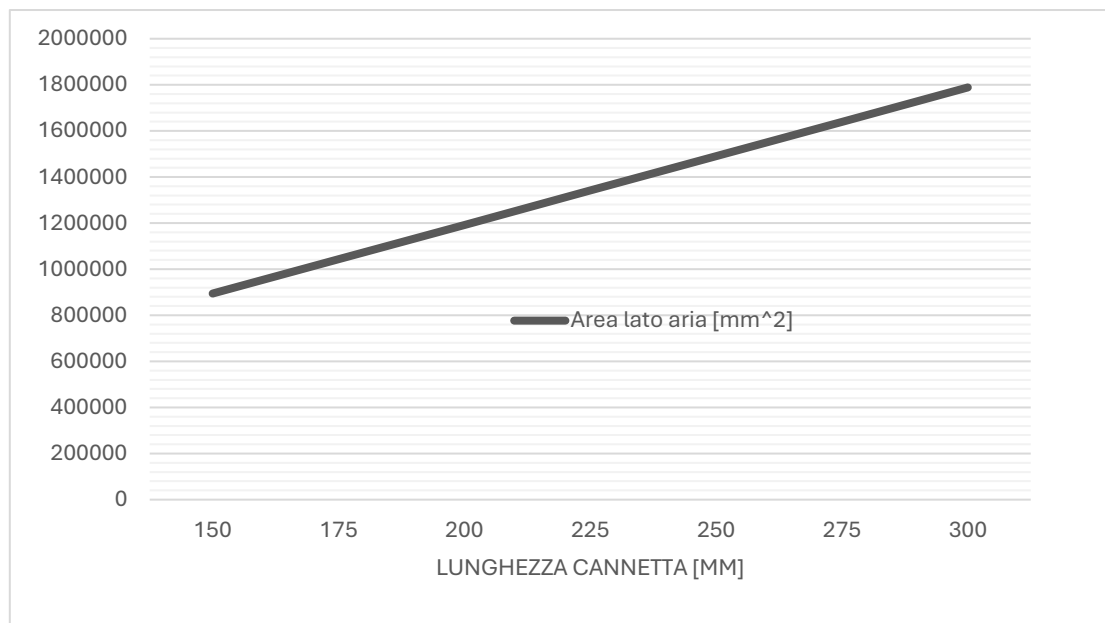
(Imm.9.26 NTU ed efficacia in funzione della lunghezza delle cannette)

L'aumento della lunghezza delle cannette espande le superfici per lo smaltimento del calore, provocando la crescita dello scambio termico totale nonostante la riduzione del coefficiente

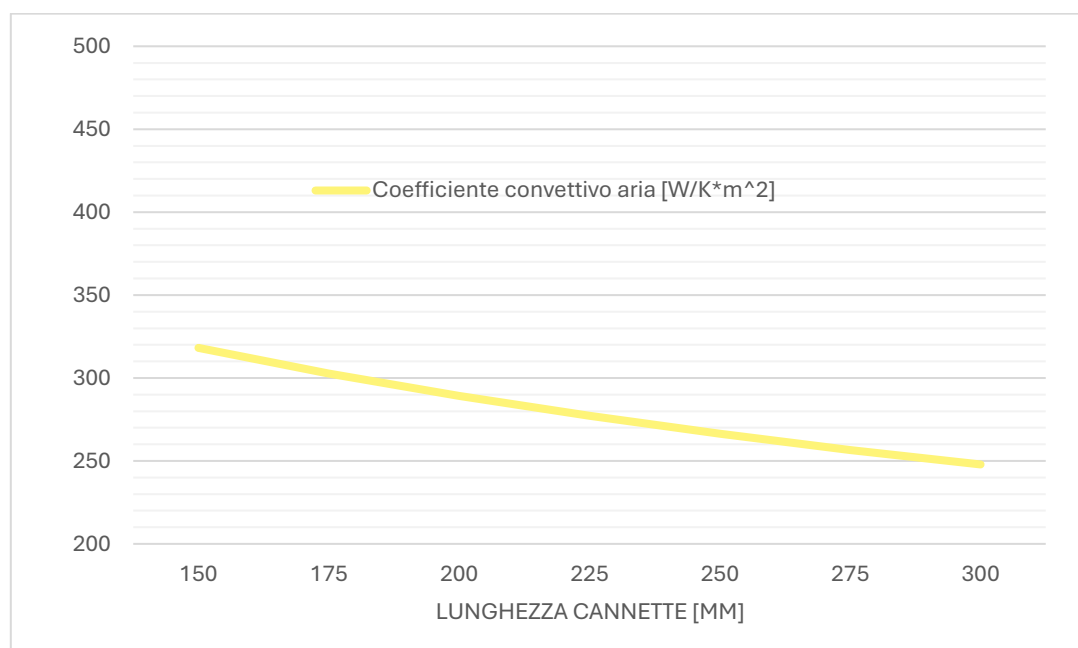
convettivo lato aria. Quest'ultimo diminuisce perché cannette più lunghe ispessiscono lo strato limite termico lungo il percorso dell'aria, riducendo l'efficacia del trasporto convettivo. Parallelamente, l'aumento della sezione di passaggio frontale accoglie una maggiore portata massica d'aria, incrementando la sua capacità termica. Poiché la geometria interna e la portata del liquido non variano, il coefficiente convettivo lato liquido e la sua capacità termica restano costanti. L'espansione dell'area compensa ampiamente il calo del coefficiente convettivo lato aria, facendo aumentare il Numero di Unità di Trasporto dello scambiatore. Di conseguenza, cresce anche l'efficacia della massa radiante, definita come il rapporto tra il calore effettivamente scambiato e quello massimo teorico, determinando le ottime performance del radiatore con lunghezza maggiore delle cannette:



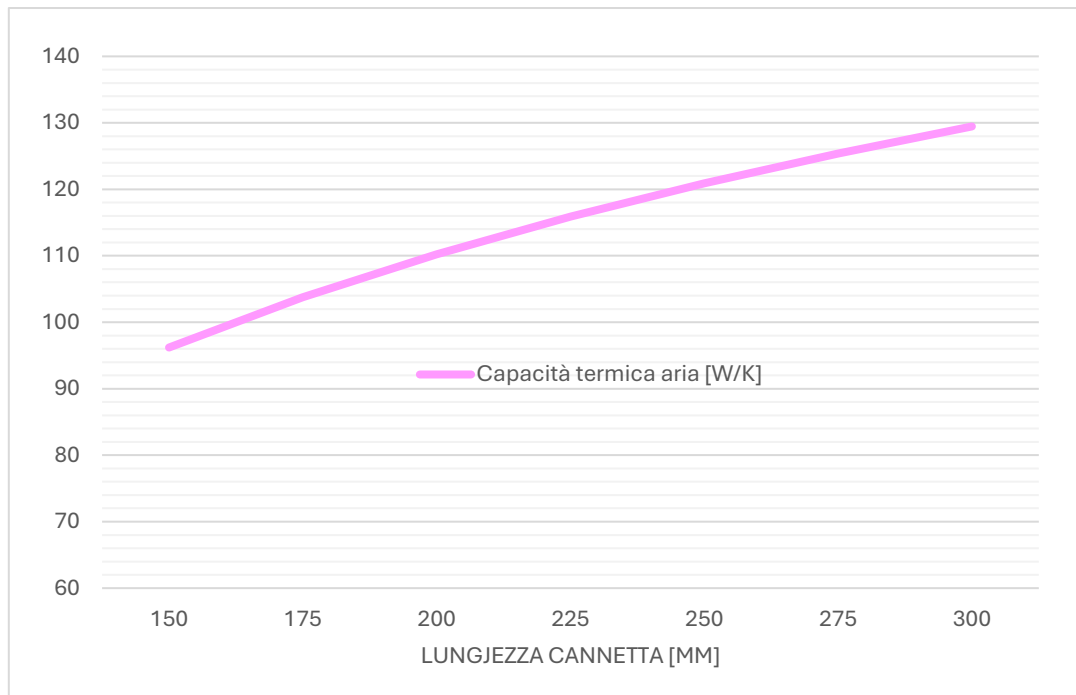
(Imm.9.27 Area scambio termico lato acqua in funzione della lunghezza delle cannette)



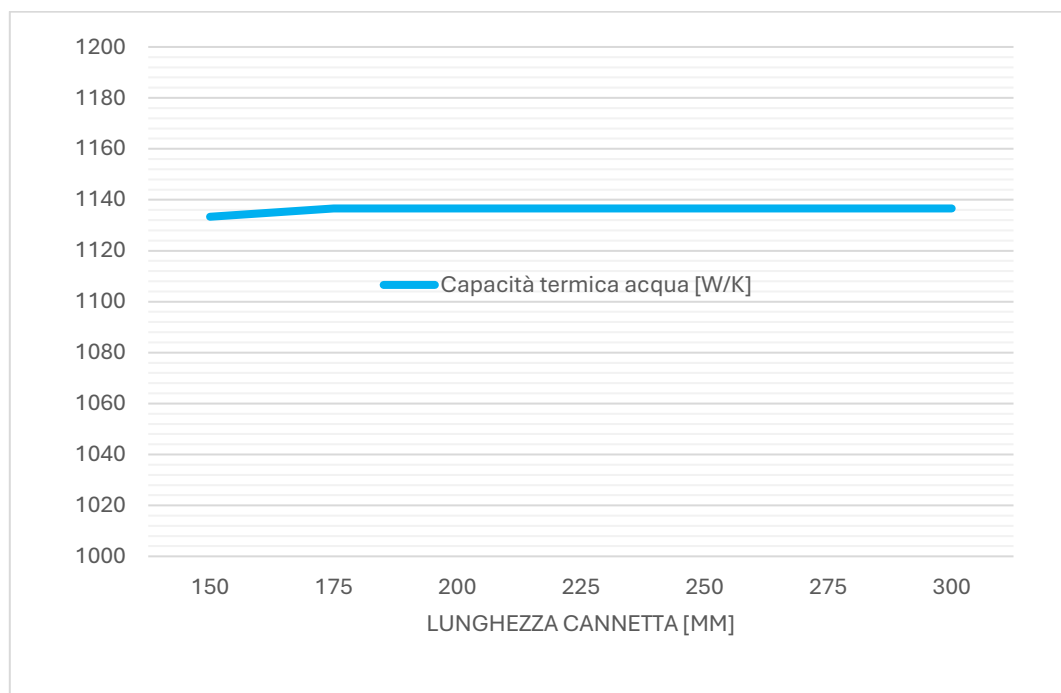
(Imm.9.28 Area scambio termico lato aria in funzione della lunghezza delle cannette)



(Imm.9.29 Coefficiente convettivo lato aria in funzione della lunghezza delle cannette)



(Imm.9.30 Capacità termica aria in funzione della lunghezza delle cannette)



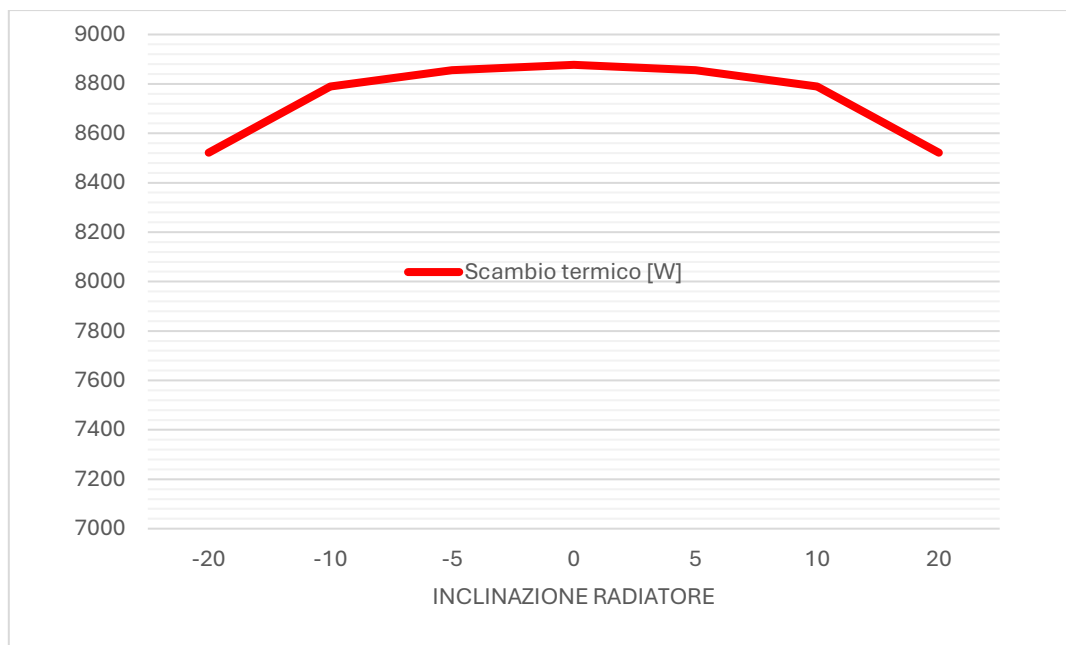
(Imm.9.31 Capacità termica acqua in funzione della lunghezza delle cannette)

Anche nella condizione operativa di $55 \left[\frac{km}{h} \right]$ con ventola spenta possiamo affermare le stesse considerazioni svolte precedentemente, in quanto il comportamento della massa radiante non varia. Aumentare quindi la lunghezza frontale delle cannette della massa radiante, incrementa notevolmente

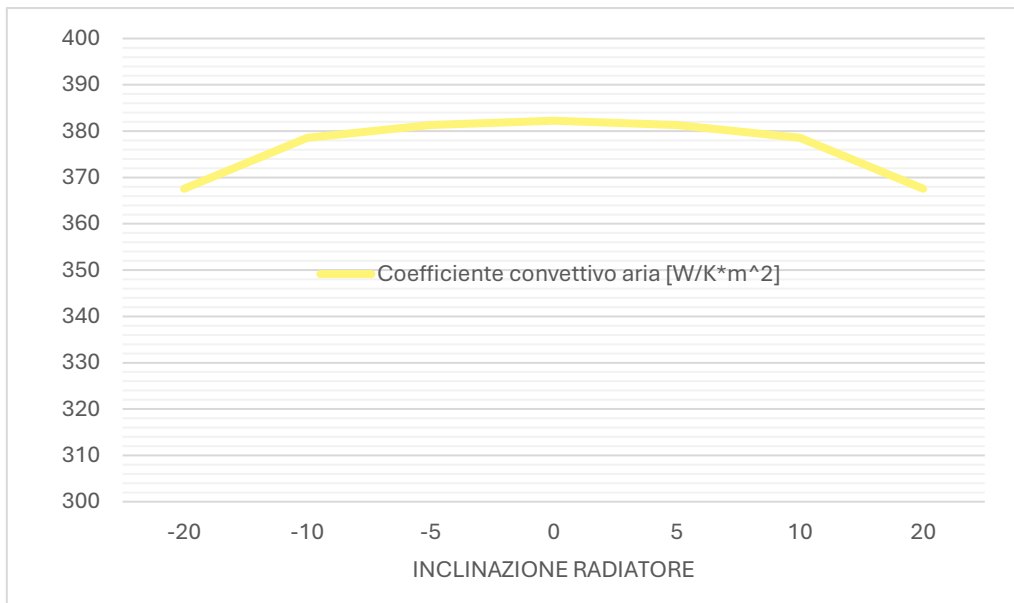
lo scambio termico del circuito di raffreddamento. Eccedere oltre un certo valore però, ha delle controindicazioni, in quanto la superficie frontale del radiatore cresce notevolmente, inficiando l'aerodinamica della monoposto, il layout all'interno delle pance e l'accrescimento del peso del radiatore.

9.6 VARIAZIONE INCLINAZIONE MASSA RADIANTE RISPETTO ASSE VERTICALE

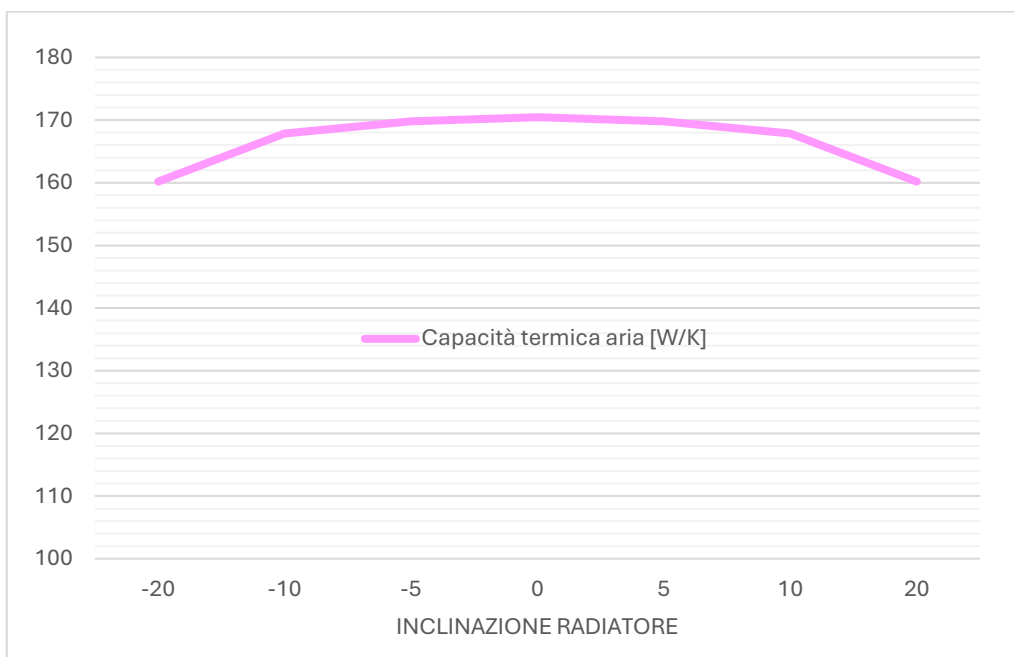
In questa sezione analizziamo il comportamento della massa radiante al variare dell'inclinazione della stessa, rispetto all'asse verticale del veicolo. Consideriamo le dimensioni del radiatore imposte e analizziamo il caso di veicolo in movimento a $55 \left[\frac{km}{h} \right]$ con ventola spenta. Assumiamo un'angolazione positiva per una massa radiante inclinata verso l'anteriore del veicolo, viceversa un'inclinazione negativa per un radiatore inclinato verso il posteriore della monoposto. In primo luogo, variando tale inclinazione lo scambio termico varia in modo modesto:



(Imm.9.32 Scambio termico in funzione dell'inclinazione verticale del radiatore)



(Imm.8.33 Coefficiente convettivo aria in funzione dell'inclinazione verticale del radiatore)



(Imm.9.34 Capacità termica aria in funzione dell'inclinazione verticale del radiatore)

I grafici precedenti mostrano come il coefficiente di scambio termico convettivo lato aria, la capacità termica della portata d'aria e lo scambio termico totale raggiungono simultaneamente il loro punto di massimo nella configurazione perfettamente verticale. Quando il flusso impatta perpendicolarmente sul radiatore, la portata massica d'aria che attraversa efficacemente i canali della matrice è massima. Questa condizione ottimizza la velocità interstiziale del fluido tra le alette, riducendo lo spessore dello strato limite termico e minimizzando la resistenza termica convettiva. Di conseguenza, il coefficiente convettivo lato aria raggiunge il suo punto più elevato. Poiché il lato aria rappresenta il fluido

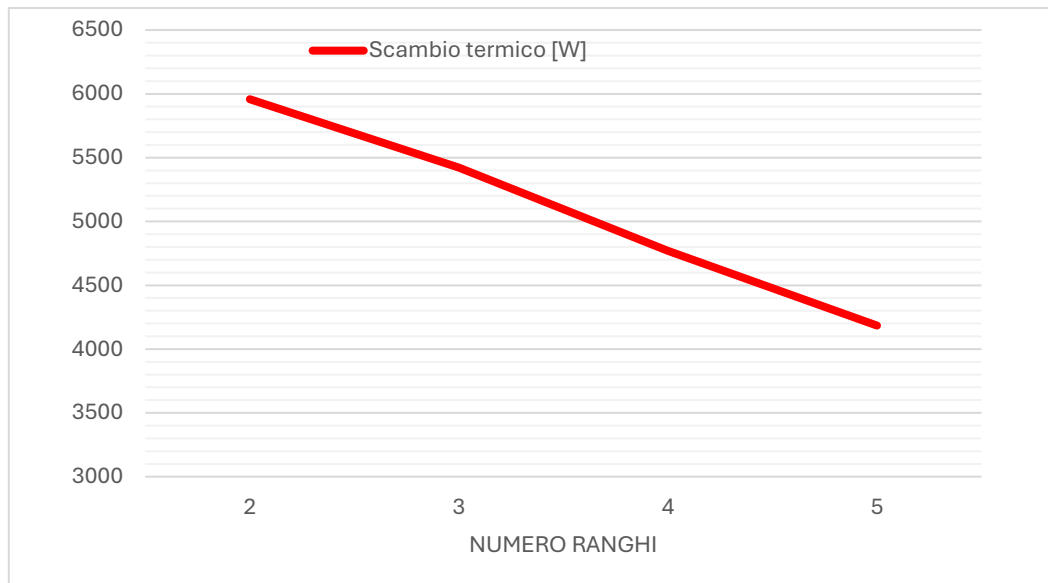
termicamente limitante, il fatto che la portata d'aria sia massima con inclinazione nulla della massa radiante determina direttamente il picco dello scambio termico complessivo. Infatti, per quanto riguarda il lato acqua non si hanno variazioni rilevanti dei parametri.

All'aumentare dell'angolo di inclinazione, si osserva un decadimento simmetrico della capacità termica e del coefficiente convettivo, a cui corrisponde la flessione dello scambio termico. Questo fenomeno è spiegato dal concetto di area efficace di passaggio e resistenze d'imbocco dell'aria nella massa radiante. Per angolo nullo l'area efficace di passaggio fluidodinamica è massima. Il vettore velocità del flusso indisturbato è perfettamente allineato con l'asse dei canali interni del radiatore. L'aria incontra la minima resistenza all'ingresso, incanalandosi interamente senza subire deviazioni brusche. Per angoli elevati, nonostante la sezione geometrica del radiatore resti invariata, l'inclinazione introduce una forte asimmetria tra il vettore velocità dell'aria e l'orientamento delle alette. L'aria è costretta a una deviazione d'imbocco che genera distacchi della vena fluida e perdite di carico localizzate. Fluidodinamicamente, questo riduce l'area efficace attraverso cui il flusso riesce a penetrare. Una frazione crescente di aria incontra un muro fluidodinamico, perciò, l'aria tende ad aggirare il radiatore anziché attraversarlo, causando il crollo della portata utile e, di conseguenza, della potenza termica dissipata.

È possibile fare le stesse considerazioni per il caso di ventola accesa e veicolo in marcia a $20 \left[\frac{km}{h} \right]$, dove il comportamento della massa radiante al variare dell'angolo di inclinazione verticale rimane il medesimo. Occorre quindi mantenere il radiatore il più verticale possibile per massimizzare le performance della massa radiante stessa. Inclinare il componente significa accettare deliberatamente una penalizzazione sulla portata d'aria e sul coefficiente convettivo, riducendo la capacità di raffreddamento a parità di massa radiante installata. Nei veicoli da competizione però, si è costretti a inclinarlo, nonostante l'ovvia penalizzazione termica, l'inclinazione del radiatore è comune e spesso inevitabile nei veicoli da competizione per risolvere compromessi di natura globale: packaging e vincoli geometrici di altezza. Inclinare il radiatore permette di modellare superfici esterne più aerodinamiche, riducendo la drag complessiva della monoposto e rendendola più performante.

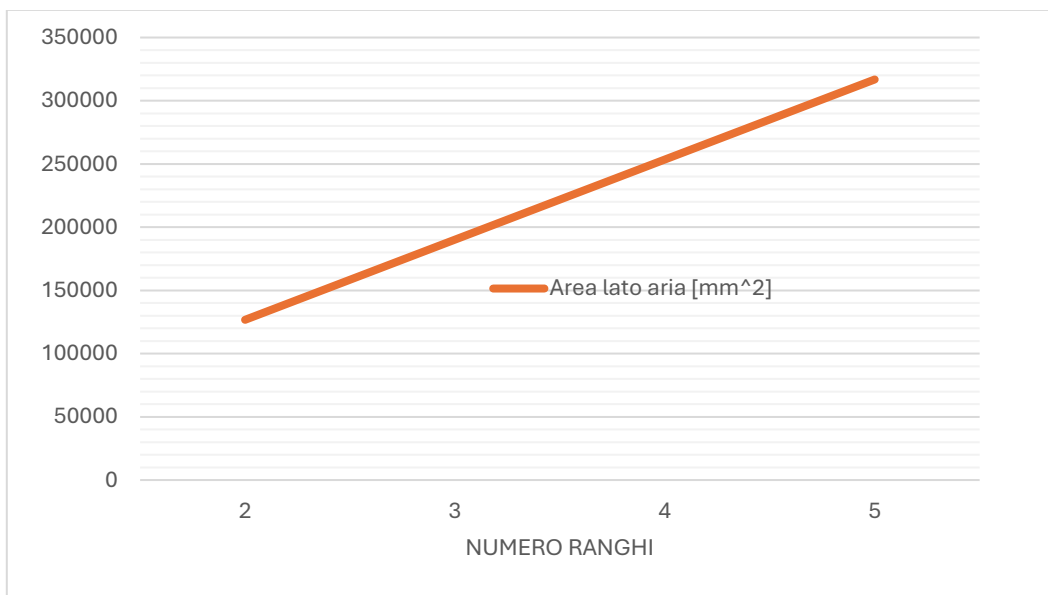
9.7 VARIAZIONE NUMERO DI ORDINI DI CANNETTE

Analizziamo adesso il comportamento di una massa radiante al variare del numero totale di file di cannette, mantenendo costanti l'inclinazione, le dimensioni, i passi geometrici, le lunghezze ed il numero totale di cannette per ogni rango. La superficie frontale del radiatore quindi non varierà, ma cambierà lo spessore della massa radiante in esame, uno dei parametri più importanti per il design delle pance della monoposto, ma il più semplice da implementare per future progettazioni parametriche senza stravolgimenti totali del layout della vettura. Consideriamo la condizione operativa con ventola accesa e veicolo in movimento a $20 \left[\frac{km}{h} \right]$. Si potrebbe pensare che all'aumentare del numero di ranghi di cannette lo scambio termico aumenti, ma nella realtà così non è:

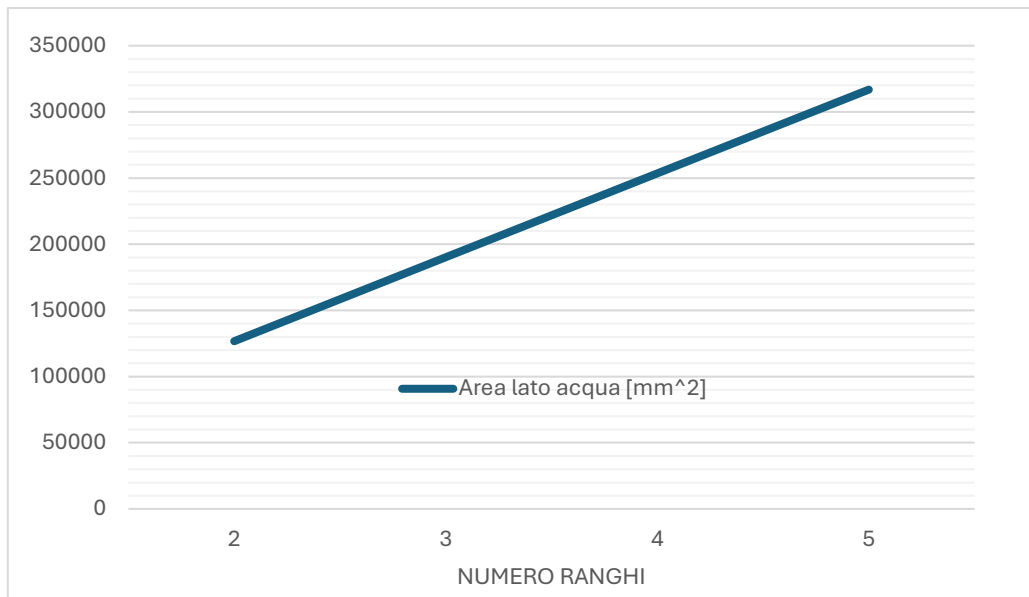


(Imm.9.35 Scambio termico in funzione del numero di ranghi di cannette)

Il grafico precedente evidenzia una netta e continua diminuzione della potenza termica scambiata all'aumentare del numero di ranghi. Questo fenomeno, apparentemente in contrasto con l'aumento della superficie di scambio totale, è governato da due fattori principali, ovvero le perdite di carico e le capacità termiche:

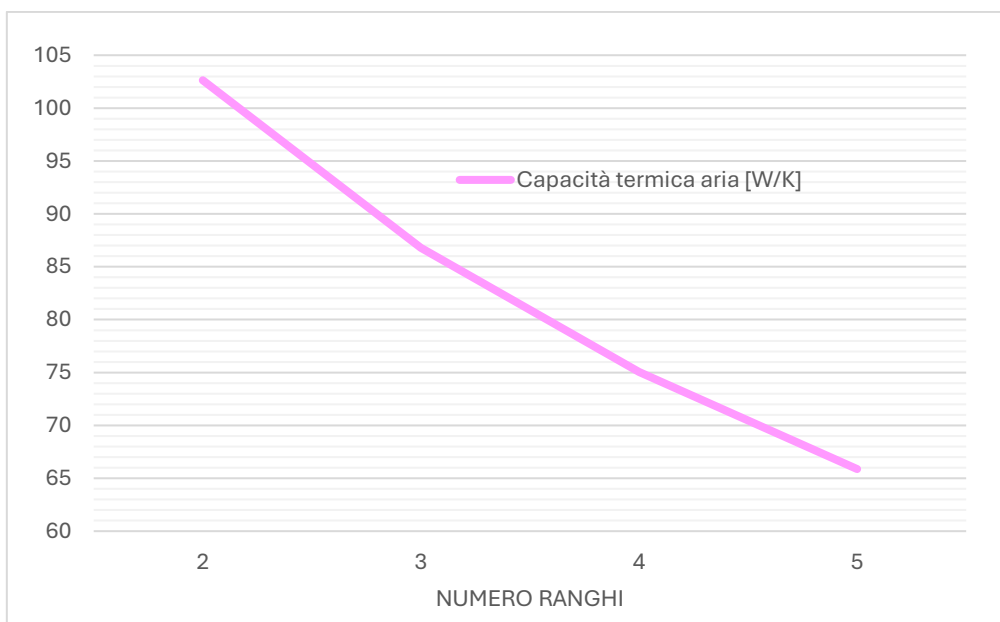


(Imm.9.36 Area scambio termico aria in funzione del numero di ranghi di cannette)

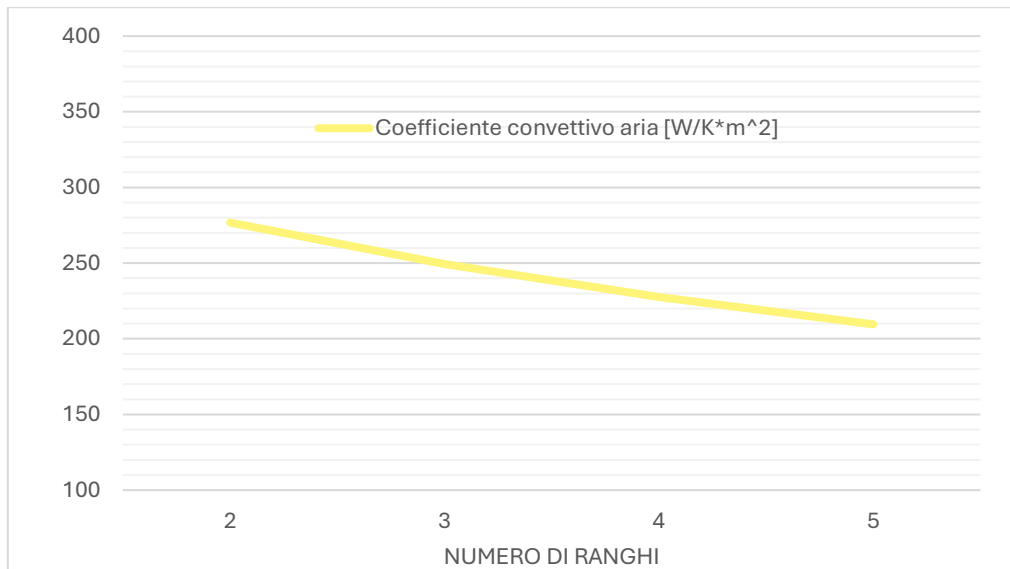


(Imm.9.37 Area scambio termico acqua in funzione del numero di ranghi di cannette)

L'aumento dei ranghi introduce perdite di carico crescenti lato aria e variazioni fluidodinamiche che penalizzano i coefficienti di scambio termico locale. In questo regime, la portata d'aria che attraversa la massa radiante non è costante. L'aumento dello spessore della massa radiante incrementa fortemente la perdita di carico, perciò la ventola del veicolo, lavorando sulla propria curva caratteristica, risponde all'aumento di resistenza riducendo significativamente la portata d'aria massica. Poiché, per il nostro radiatore l'aria è il fluido debole, la sua drastica diminuzione limita il calore asportabile, generando una diminuzione della curva dello scambio termico all'aumentare del numero di ranghi delle cannette:

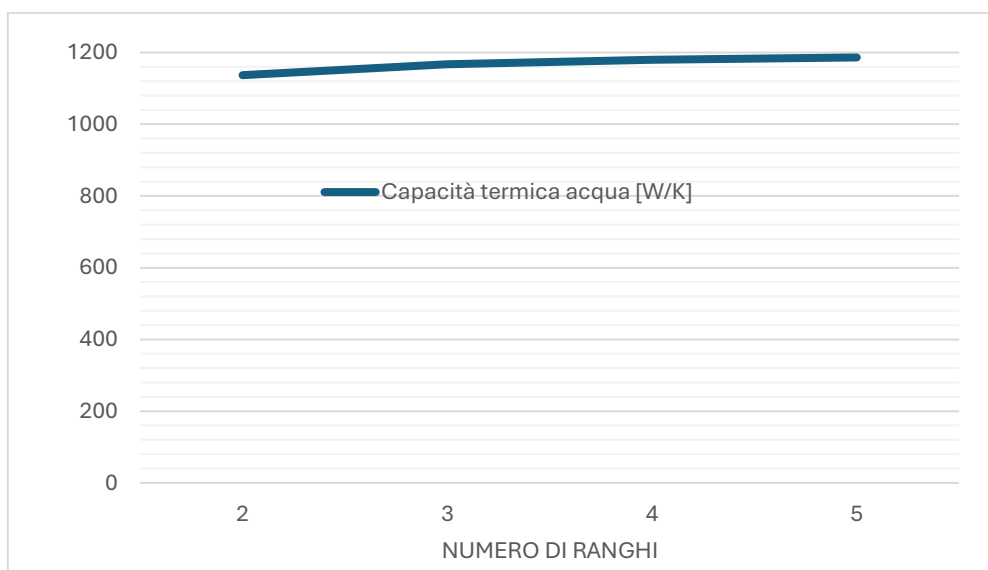


(Imm.9.38 Capacità termica aria in funzione del numero di ranghi di cannette)

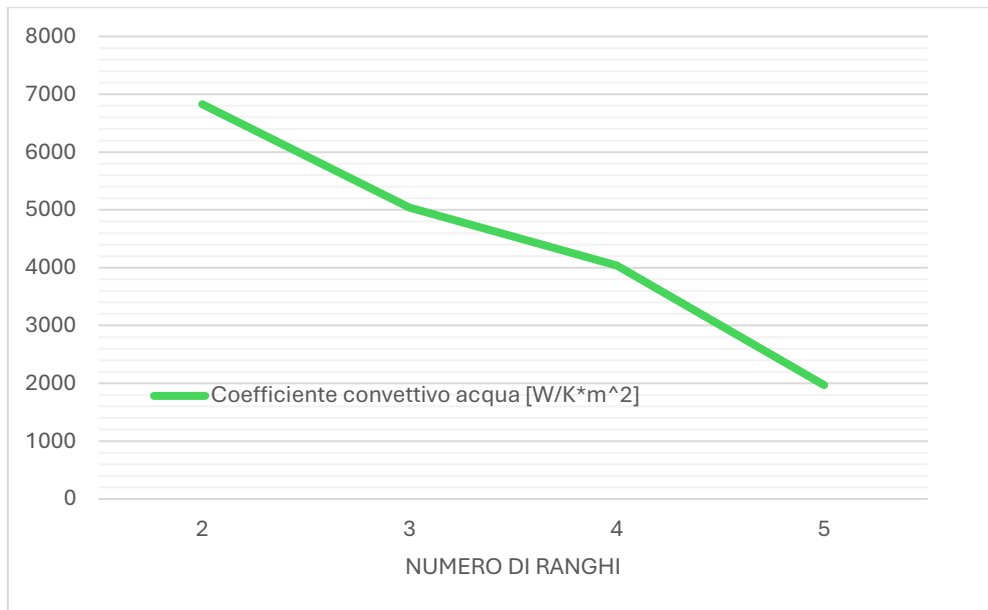


(Imm.9.39 Coefficiente convettivo aria in funzione del numero di ranghi di cannette)

Per quanto riguarda il lato acqua, in questo caso si ha un debole aumento della capacità termica istantanea, perché si ha un lieve aumento della portata di liquido refrigerante che la pompa riesce a garantire all'interno dell'impianto. Questo aumento però viene contrastato dalla diminuzione del coefficiente convettivo lato liquido, il quale diminuisce all'aumentare del numero di ranghi, data la minor velocità del fluido all'interno delle cannette:

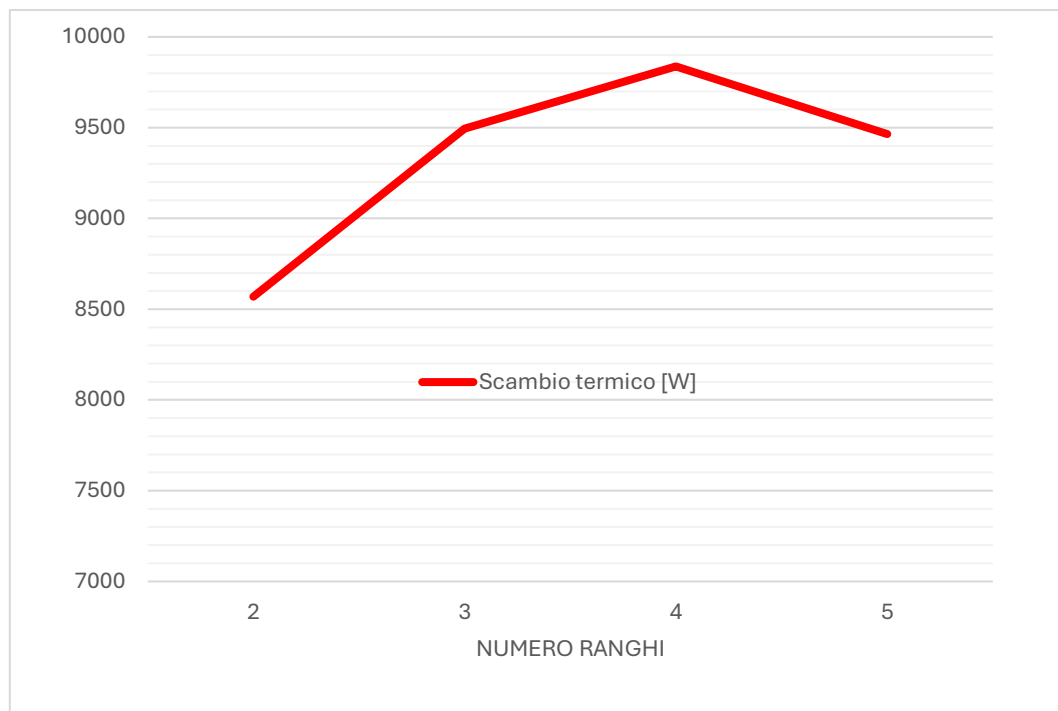


(Imm.9.40 Capacità termica acqua in funzione del numero di ranghi di cannette)



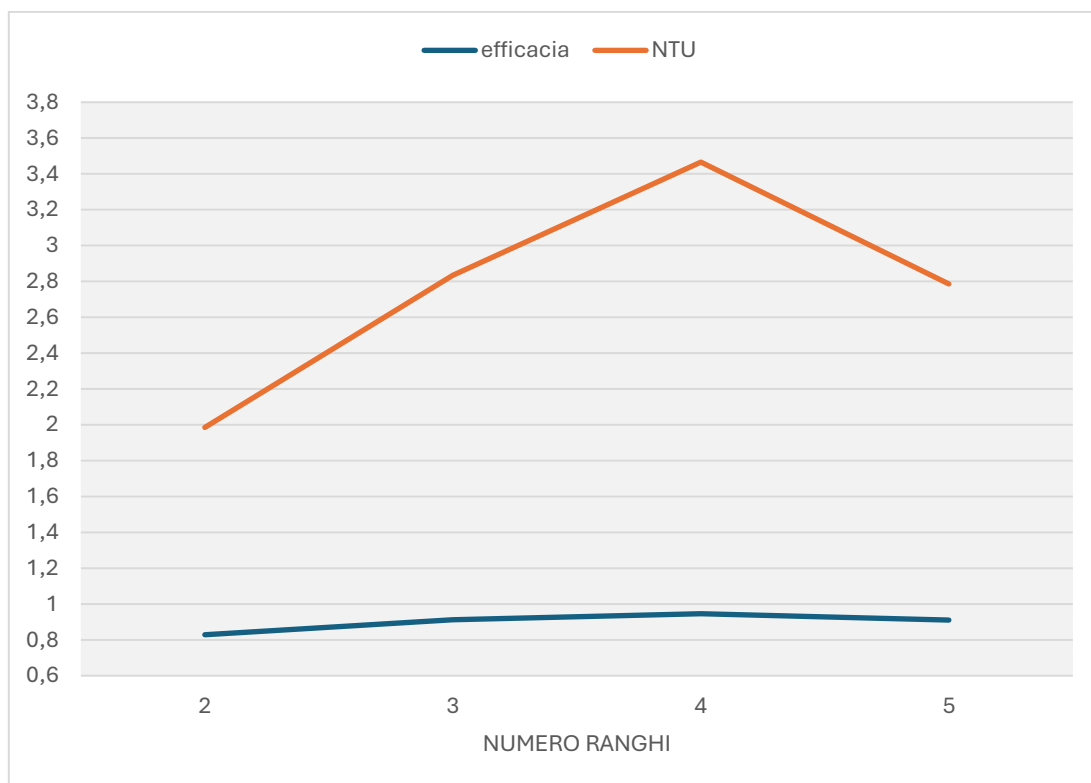
(Imm.9.41 Coefficiente convettivo acqua in funzione del numero di ranghi di cannette)

In conclusione, per questa condizione operativa, lo studio dimostra che l'aumento dello spessore di una massa radiante, in condizioni di bassa velocità e ventilazione forzata, introduce penalizzazioni fluidodinamiche che superano i vantaggi geometrici. Consideriamo adesso la condizione operativa con veicolo in movimento a $55 \left[\frac{km}{h} \right]$ e ventola spenta. Il comportamento della massa radiante cambia notevolmente:



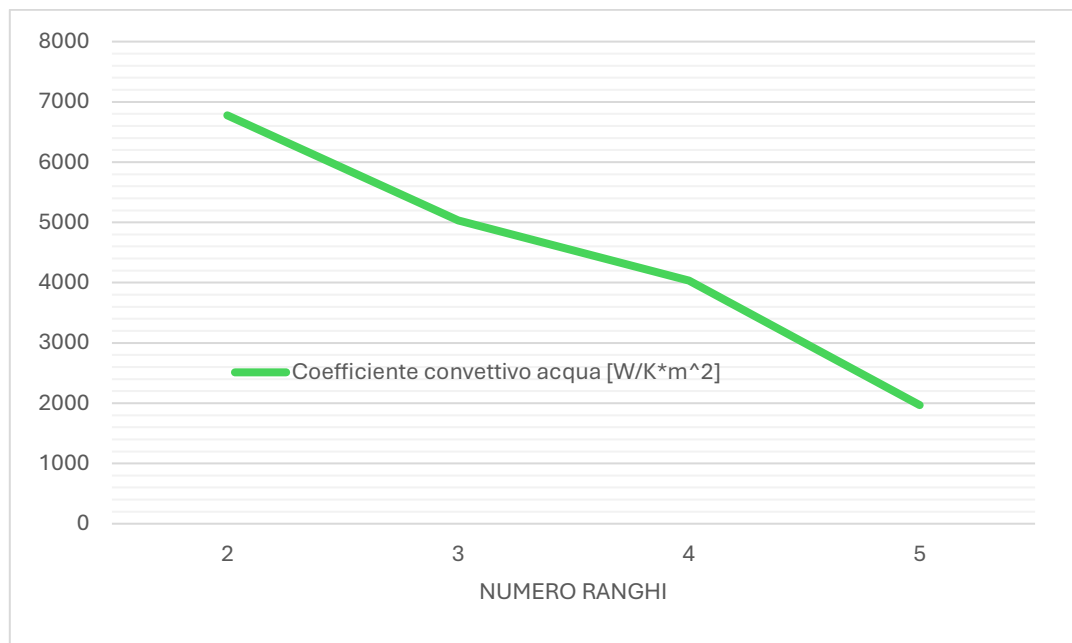
(Imm.9.42 Scambio termico in funzione del numero di ranghi di cannette)

Il grafico precedente mostra come lo scambio termico della massa radiante abbia un andamento a massimo, corrispondente al valore di quattro ranghi di cannette. Questo comportamento è dovuto alle prestazioni della massa radiante in esame, che mostra un andamento a campana del numero di unità di trasferimento e conseguente efficacia dello scambio :



(Imm.9.43 NTU ed efficacia in funzione del numero di ranghi di cannette)

In questa condizione operativa, al contrario della precedente, il sistema diventa notevolmente dipendente dalle caratteristiche del fluido refrigerante. Infatti, nella prima parte del grafico, aumentando il numero di ranghi del sistema, l'area partecipante allo scambio termico aumenta e riesce a sopperire alla rilevante diminuzione del coefficiente convettivo lato acqua. Accrescendo ulteriormente il numero di file di cannette però, l'aumento della sezione di scambio non riesce più a gestire e contrastare il crollo di tale coefficiente:

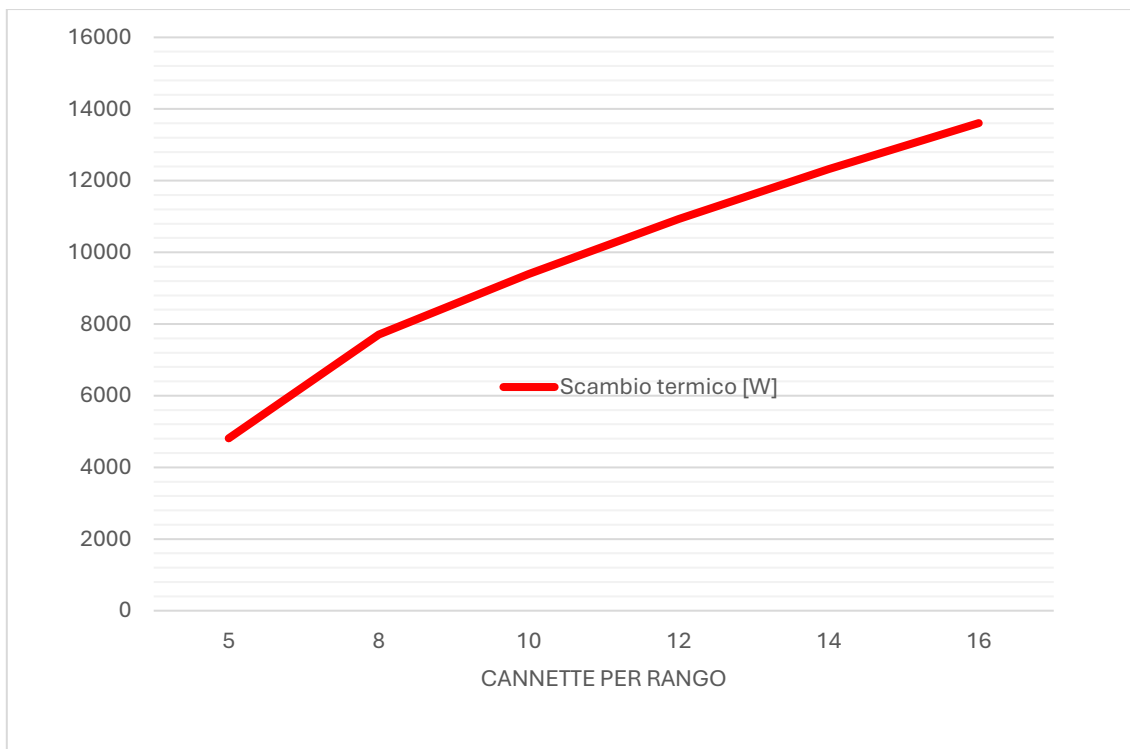


(Imm.9.44 Coefficiente convettivo acqua in funzione del numero di ranghi di cannette)

In conclusione, occorre calibrare con precisione il numero di file di cannette della massa radiante durante la progettazione parametrica, perché un numero eccessivo di ranghi non è benefico in nessuna condizione operativa, sia per le prestazioni dell'impianto refrigerante sia per il peso e il layout della monoposto. Analizzando con cura il comportamento del veicolo e verificando la condizione più critica di utilizzo, sarà così possibile agire perfettamente sul numero totale di ranghi di cannette per massimizzare le prestazioni dell'intero circuito di raffreddamento in ogni esigenza.

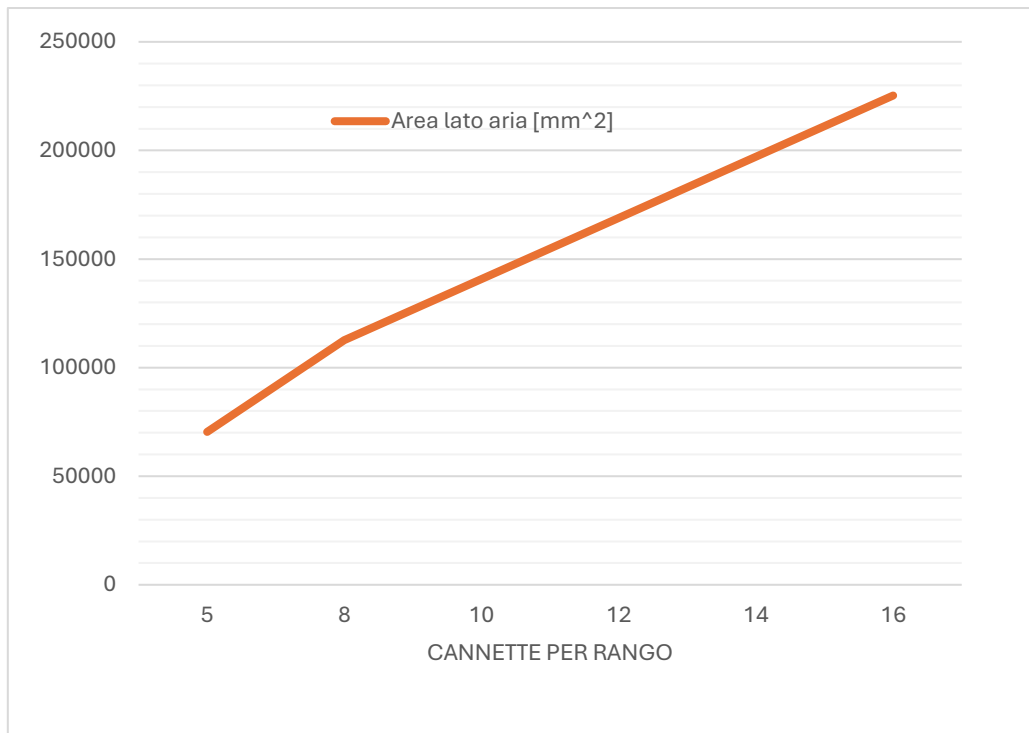
9.8 VARIAZIONE NUMERO CANNETTE PER OGNI RANGO

Analizziamo adesso il comportamento di una massa radiante al variare del numero di cannette per ogni fila, mantenendo costanti l'inclinazione, le dimensioni, i passi geometrici, le lunghezze ed il numero totale di ranghi della stessa. La superficie frontale del radiatore quindi varierà, mentre lo spessore rimarrà invariato. Consideriamo la condizione operativa con ventola spenta e veicolo in movimento a $55 \left[\frac{km}{h} \right]$, si può osservare nel seguente grafico l'andamento dello scambio termico:

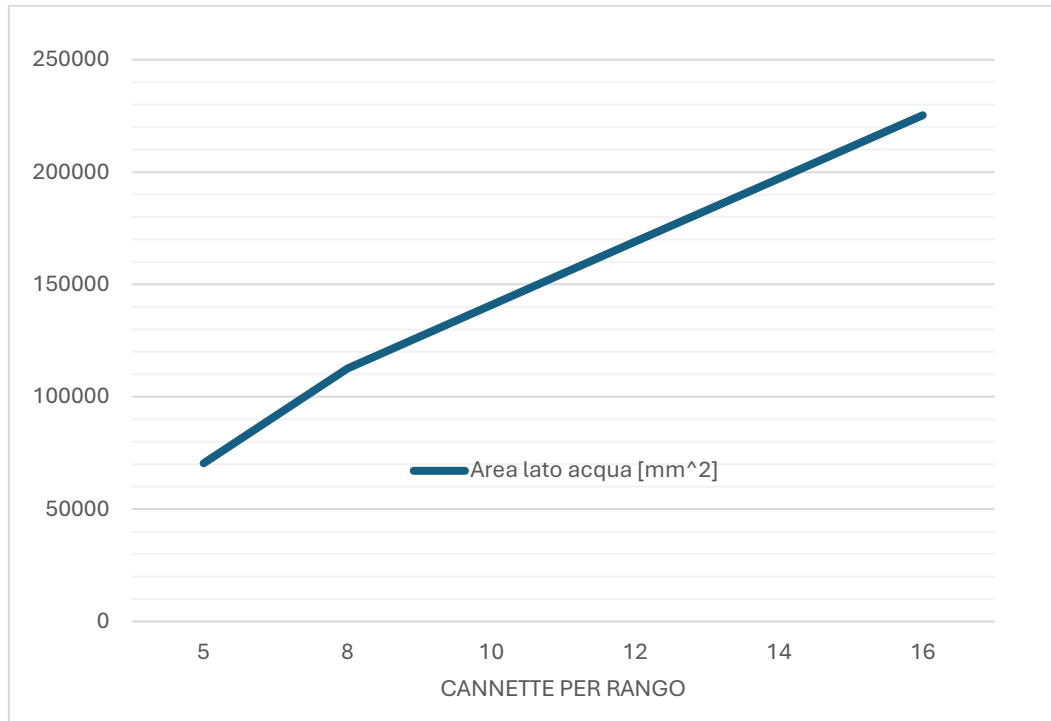


(Imm.9.45 Scambio termico funzione del numero di cannette per rango)

All'aumentare del numero di cannette per ogni rango della massa radiante, lo scambio termico del radiatore incrementa notevolmente grazie alla maggiore superficie di scambio termico disponibile:



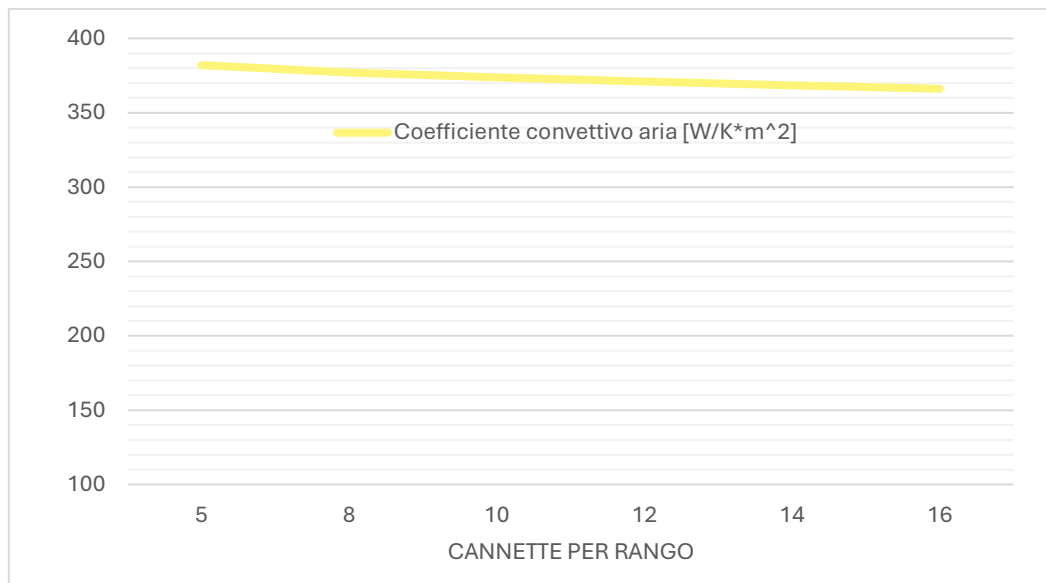
(Imm.9.46 Superficie scambio termico lato aria in funzione del numero di cannette per rango)



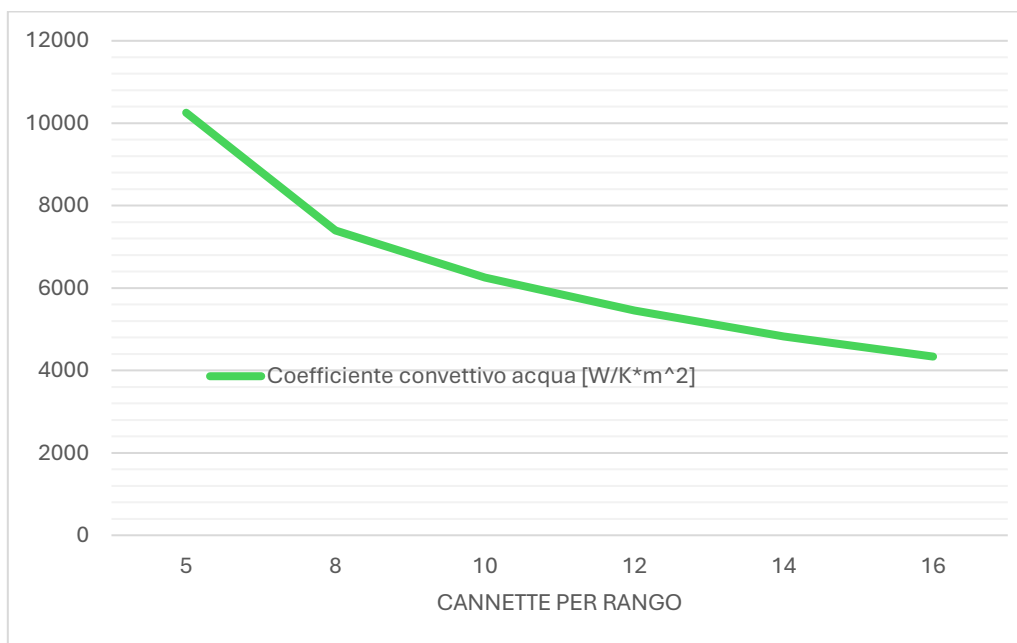
(Imm.9.47 Superficie scambio termico lato acqua in funzione del numero di cannette per rango)

Anche in questo caso si ottiene una riduzione dei coefficienti convettivi di entrambi i fluidi, ma tale riduzione non riesce a contrastare il corrispettivo aumento della superficie di scambio. Il coefficiente

convettivo lato acqua è il parametro che risente maggiormente della variazione del numero di cannette:

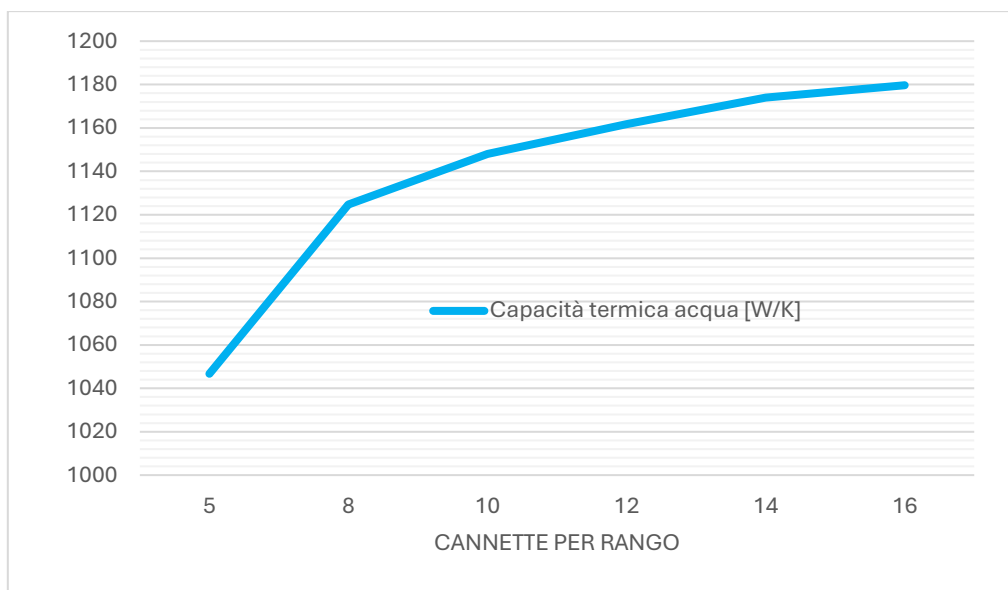


(Imm.9.48 Coefficiente convettivo aria in funzione del numero di cannette per rango)

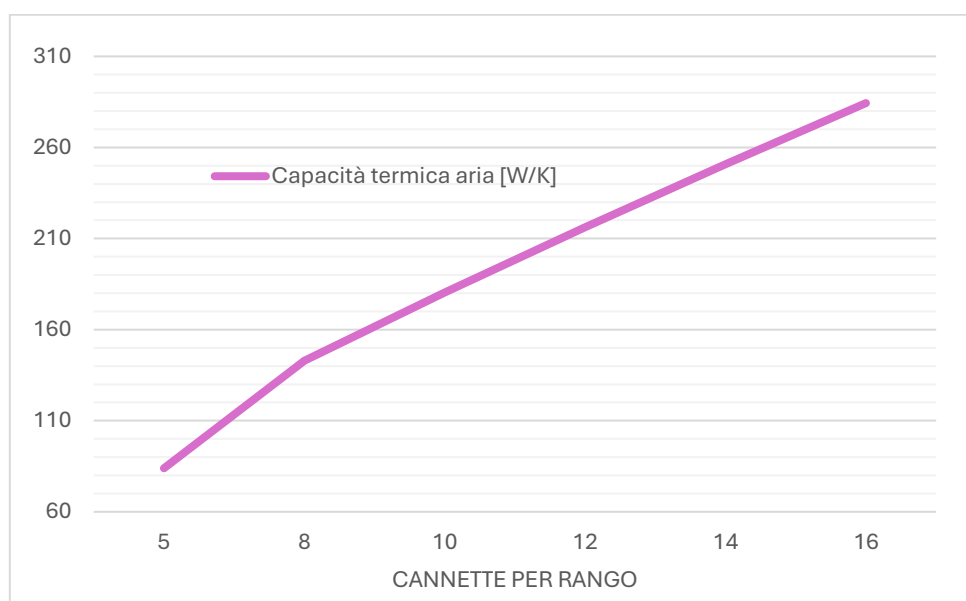


(Imm.9.49 Coefficiente convettivo acqua in funzione del numero di cannette per rango)

Tuttavia, le capacità termiche di entrambi i fluidi subiscono un notevole aumento al variare del numero totale di cannette per rango, perché le portate di fluido che interagiscono con la massa radiante aumentano, data la variazione di geometria del radiatore:

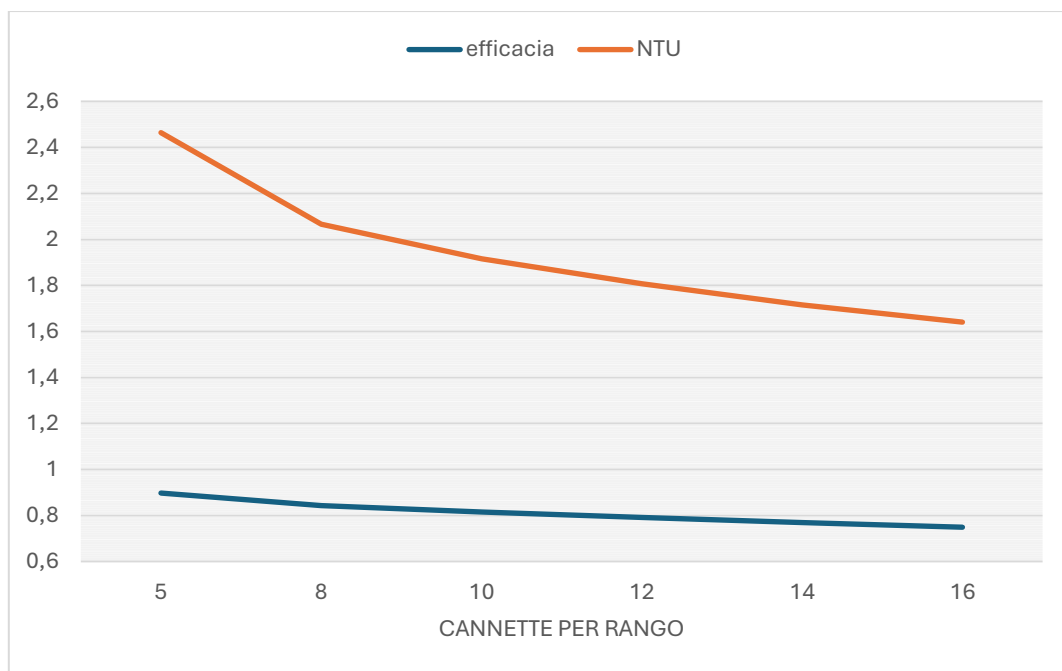


(Imm.9.50 Capacità termica acqua in funzione del numero di cannette per rango)



(Imm.9.51 Capacità termica aria in funzione del numero di cannette per rango)

La variazione delle capacità termiche dei due fluidi influenza la performance del radiatore; infatti, l'aumento della capacità termica dell'aria tende a far diminuire il numero di unità di trasferimento del radiatore, perché il prodotto tra l'area di scambio termico totale e la trasmittanza non riescono a compensare tale riduzione:

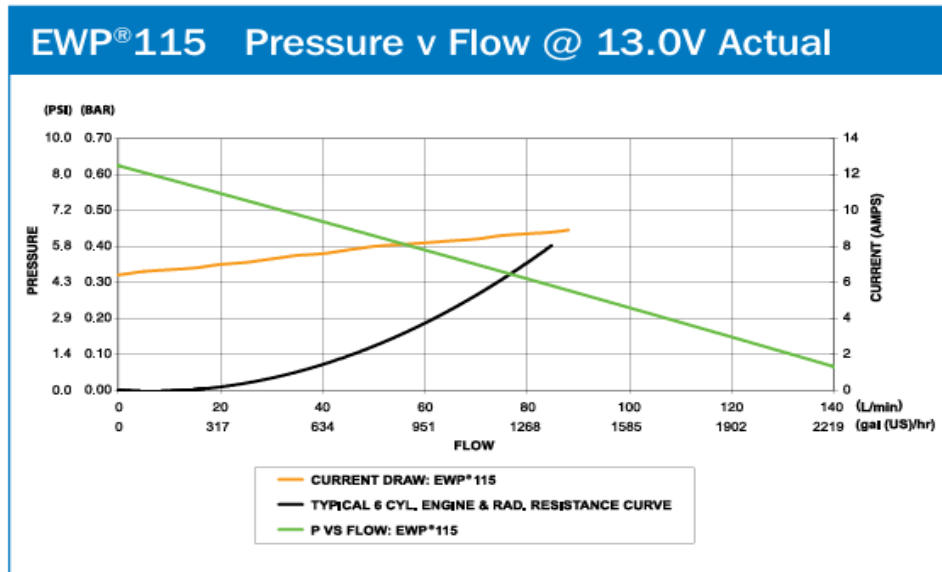


(Imm.9.52 NTU ed efficacia del radiatore in funzione del numero di cannette per rango)

Le stesse considerazioni possono essere effettuate per la condizione operativa con ventola accesa e veicolo in movimento a $20 \left[\frac{km}{h} \right]$, per cui aumentare il numero di cannette per rango della massa radiante comporta notevoli benefici all'impianto di raffreddamento e migliora lo scambio termico della monoposto. Incrementare eccessivamente il loro numero però, comporta un aumento generoso della superficie frontale occupata dal radiatore, per cui l'aerodinamica della vettura richiede particolarmente attenzione si si sceglie di optare per tale soluzione. Oltre al problema del packaging occorre tenere in considerazione il peso maggiore del radiatore e prevedere in caso di numero di cannette elevato un opportuno convogliatore dedicato all'interno delle pance della monoposto.

9.9 POMPA LIQUIDO REFRIGERANTE RADIATORE TERMICO

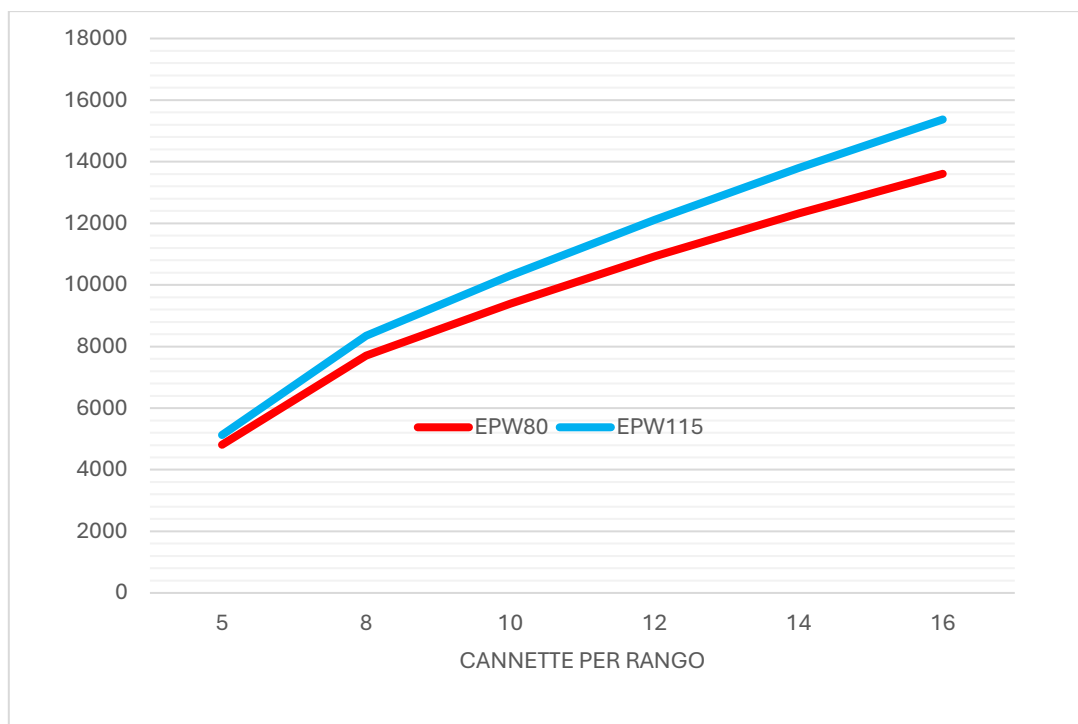
Consideriamo la possibilità di utilizzare una diversa pompa per la circolazione del liquido refrigerante all'interno dell'impianto di raffreddamento. Utilizziamo un dispositivo più performante di quello attuale, in grado di movimentare una maggior portata di liquido e che possa inserirsi nel circuito senza effettuare modifiche all'impianto, cioè un dispositivo plug and play. Questa nuova pompa EPW115 ha le stesse dimensioni di quella attuale montata sulla monoposto, denominata EPW80, ma garantisce prevalenza e portata maggiori. Questo dispositivo è il componente con le migliori prestazioni disponibili sul mercato e con dimensioni limitate, dato il stringente layout della monoposto:



(Imm.9.53 Curva caratteristica Pompa EPW115)³³

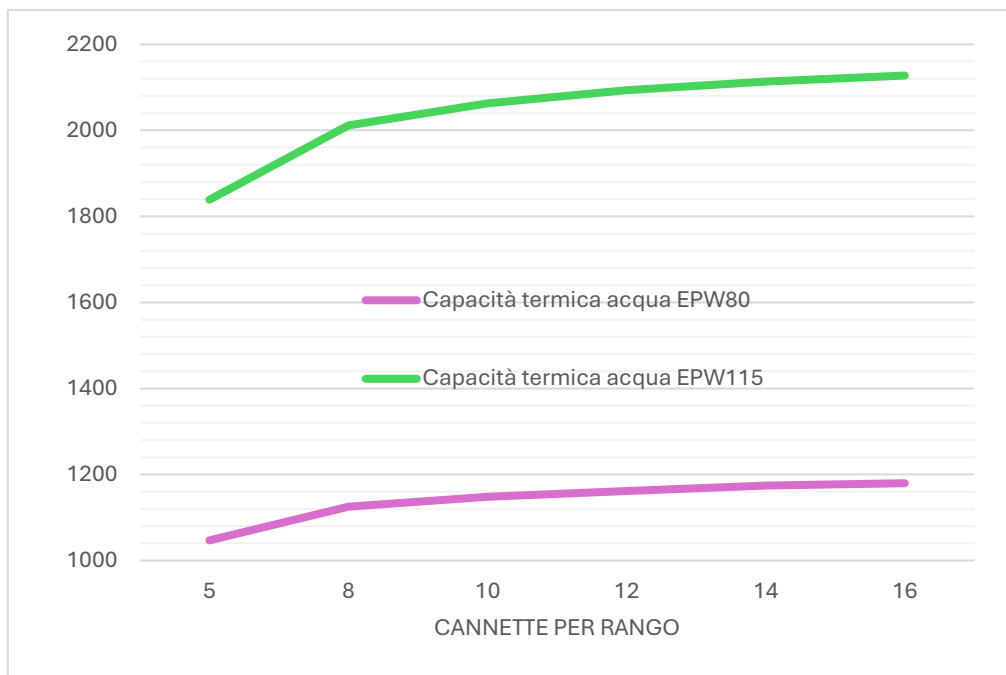
Partendo dalla curva caratteristica fornita dal costruttore, modificandola in unità fondamentali utili per la nostra trattazione, è stato possibile aggiornare il foglio di calcolo modulare di Excell. Adesso siamo in grado di analizzare e quantificare come varia lo scambio termico sostituendo questo componente all'interno del circuito di raffreddamento. Consideriamo la condizione operativa del veicolo con ventola spenta e velocità pari a $55 \left[\frac{km}{h} \right]$ e osserviamo la variazione del calore ceduto all'ambiente in funzione del numero di cannette per rango con le due diverse pompe:

³³ Daviescraig-ELECTRICWATERPUMPS.pdf

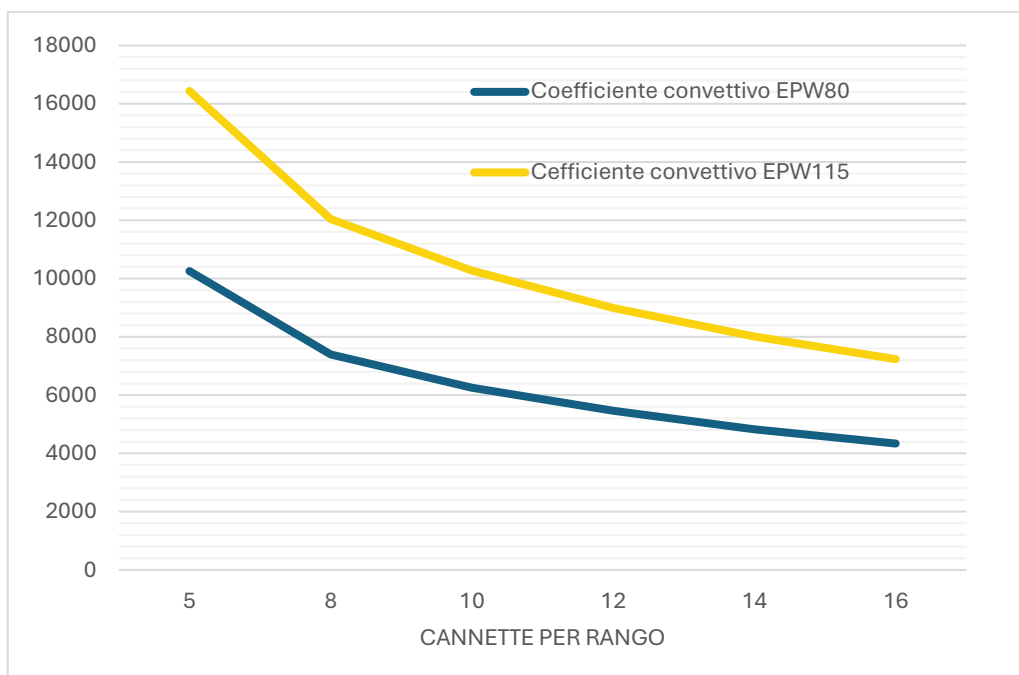


(Imm.9.54 Scambio termico in funzione della pompa e del numero di cannette per rango)

Come si può osservare nel grafico precedente, utilizzando la nuova pompa EPW115 più prestazionale rispetto alla EPW80 si riesce a garantire un aumento dello scambio termico per ogni configurazione analizzata. Aumentando il numero di cannette per rango la differenza tra i due impianti cresce, mentre per un basso numero di cannette si assottiglia. Questo incremento è dovuto ad una maggior capacità termica del liquido refrigerante di asportare calore e dal corrispondente coefficiente convettivo garantito dalla nuova pompa:



(Imm.9.55 Capacità termica acqua in funzione della pompa e del numero di cannette per rango)



(Imm.9.56 Coefficiente convettivo in funzione della pompa e del numero di cannette per rango)

La nuova pompa EPW115 garantisce prestazioni più performanti rispetto alla pompa EPW80 montata attualmente sulla monoposto, perché permette di imprimere al liquido refrigerante una maggior portata volumetrica che a parità di condizioni geometriche, influenza direttamente la velocità di circolazione del fluido all'interno dell'impianto. Questo si ripercuote direttamente sul coefficiente

convettivo del liquido refrigerante. Le stesse considerazioni valgono per la condizione operativa con ventola accesa e velocità del veicolo di $20\left[\frac{km}{h}\right]$ dove l'utilizzo di questo nuovo dispositivo permette uno scambio termico più efficace ed efficiente.

10. RISULTATI OTTENUTI E LIMITI PROGETTUALI

Imponendo condizioni ambientali di riferimento analoghe a quelle dei circuiti in cui si sono svolte le precedenti competizioni del campionato, l'elaborato ha permesso di ottenere i seguenti risultati progettuali.

In fase di stazionamento del veicolo, come durante la procedura di partenza o nel cambio pilota i motori elettrici del gruppo ruota anteriore non erogano potenza meccanica alle ruote e, di conseguenza, non generano calore da dissipare nell'immediato. Nonostante ciò, le pompe elettriche e la ventola del circuito di raffreddamento rimangono attive, garantendo la circolazione del fluido termovettore e dell'aria attraverso la massa radiante. In tale condizione il motore elettrico tende a raffreddarsi, poiché il sistema di gestione termica mantiene la temperatura entro il range ottimale di funzionamento.

Per quanto riguarda il motore a combustione interna, durante la sosta esso opera al regime di minimo, generando circa 2 [kW] di potenza termica da smaltire tramite le masse radianti. Con il gruppo ventilante attivo, il sistema di raffreddamento è in grado di dissipare complessivamente 10 [kW] per il circuito termico e 5 [kW] per quello elettrico. Tali capacità di smaltimento termico consentono di mantenere sotto controllo le temperature dei propulsori, soddisfacendo pienamente i requisiti progettuali previsti per questa specifica condizione operativa.

Nella condizione di marcia a bassa velocità, ad esempio a $20 \left[\frac{km}{h} \right]$, è opportuno mantenere attivo il gruppo ventilante, poiché il veicolo deve smaltire una potenza termica pari a circa 14 [kW] generata dal motore a combustione interna e 2,5 [kW] prodotta dai motori elettrici. In tale scenario, il sistema di raffreddamento è in grado di dissipare rispettivamente 15 [kW] per il propulsore termico e 3 [kW] per quello elettrico.

Le capacità di dissipazione ottenute risultano quindi adeguate a mantenere le temperature dei propulsori entro i limiti operativi richiesti, soddisfacendo i target progettuali ricavati dall'analisi telemetrica ed analitica del veicolo. Impiegando il foglio di calcolo presentato nel capitolo 7, è stato possibile determinare la velocità limite oltre la quale risulta conveniente disattivare il gruppo ventilante, così da incrementare le performance complessive e l'efficienza energetica della monoposto. L'analisi impone che la quantità di calore dissipata dal sistema nelle due condizioni, ventola attiva e ventola spenta, sia equivalente. Sulla base di tale vincolo si ricava una velocità critica pari a $33 \left[\frac{km}{h} \right]$. Superato questo valore, risulta quindi vantaggioso spegnere il gruppo ventilante, riducendo gli assorbimenti elettrici e consentendo alla batteria di esprimere il proprio pieno potenziale nell'alimentazione dei motori elettrici a carico massimo.

Consideriamo infine la condizione operativa più rilevante analizzata in questo elaborato, ovvero la situazione più gravosa cui la monoposto è sottoposta durante la prova di Endurance. In base ai dati di utilizzo tipici del veicolo in gara, caratterizzati da una velocità media pari a $55 \left[\frac{km}{h} \right]$ come riportato nel capitolo 5, la potenza termica da dissipare risulta essere pari a 21,5 [kW] per il propulsore a combustione interna, mentre per il sistema elettrico si richiedono 1,5 [kW] per la batteria e 2,5 [kW] per i motori. In questa configurazione, il circuito di raffreddamento del motore termico è in grado di smaltire 22 [kW], mentre quello dedicato alla parte elettrica raggiunge una capacità complessiva di [9 kW].

Tali risultati evidenziano come il sistema di raffreddamento del propulsore termico sia stato dimensionato in modo estremamente accurato rispetto ai target progettuali derivati dalla telemetria del veicolo. Al contrario, la sezione elettrica presenta una capacità di dissipazione superiore a quella strettamente necessaria, caratteristica che offre un margine utile in vista dell'adozione futura di motori elettrici e batterie più prestazionali e performanti.

I risultati presentati in questo elaborato sono stati verificati tramite un dimensionamento progettuale parametrico, basato su esercitazioni strutturate e sui principali test accademici del settore. Questa scelta metodologica si è resa necessaria a causa della scarsa affidabilità delle fonti informali reperibili online, spesso prive di rigore scientifico e di un'adeguata validazione.

Tuttavia, nell'applicare tale approccio metodologico all'interno del foglio di calcolo, emergono inevitabilmente i limiti operativi dello strumento. Nel contesto specifico della determinazione della potenza termica dissipata da una massa radiante, le semplificazioni di Excel si riflettono direttamente in un calo di precisione geometrica e fisica. Infatti, mentre un software di simulazione dedicato determina il flusso termico integrando migliaia di scambi locali, Excel è costretto ad affidarsi a macro-medie analitiche.

Il coefficiente di scambio termico globale $U \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ nella realtà varia in base alla posizione locale considerata sulla massa radiante. All'ingresso del radiatore, dove il fluido è a temperatura maggiore, lo scambio termico locale è nettamente differente rispetto al punto di uscita del liquido dalla massa radiante. I software mappano questa variazione locale, mentre Excel la appiattisce, utilizzando un valore costante calcolato tramite correlazioni empiriche. Inoltre, il calore scambiato dipende fortemente dalla velocità dell'aria che attraversa la massa radiante. Nel foglio di calcolo si assume che l'aria colpisca il radiatore in modo perfettamente uniforme, mentre nella realtà automobilistica, la presenza di appendici aerodinamiche, imbocchi e convogliatori creano zone d'ombra. Alcune aree del radiatore ricevono molta aria, altre una quantità inferiore. I software specifici importano la geometria dell'auto e calcolano il calore reale considerando che alcune porzioni di massa radiante lavorano in maniera ottimale mentre altre sono quasi inefficienti.

Questo lavoro dimostra quindi l'efficacia del dimensionamento parametrico accademico come solida base metodologica, ponendo al contempo le premesse logiche e fisiche per l'integrazione di future simulazioni fluido-dinamiche dettagliate, capaci di affinare ulteriormente il comportamento locale delle masse radianti e supportare l'evoluzione ad alte prestazioni del veicolo.

11. CONCLUSIONI

Il presente lavoro di tesi ha riguardato l'analisi, la verifica e la calibrazione del sistema di raffreddamento della monoposto ibrida del Team Formula Student MORE Modena Racing. L'obiettivo primario dell'indagine è stato validare la capacità di dissipazione termica dei componenti esistenti a seguito della transizione verso il nuovo powertrain ibrido, definendo contestualmente una metodologia computazionale solida per guidare lo sviluppo delle future evoluzioni della vettura.

L'approccio metodologico si è articolato inizialmente nella mappatura dei nuovi carichi termici generati dai motori elettrici e dal pacco batterie, affiancati contestualmente alla ricerca del carico termico per il propulsore a combustione interna, operando nel rigoroso rispetto dei vincoli geometrici, normativi e di sicurezza imposti dal regolamento della competizione. Successivamente, è stato sviluppato un modello analitico e parametrico per stimare quantitativamente lo scambio termico delle masse radianti nelle condizioni operative più gravose, validando i dati teorici con i rilievi di telemetria. Il percorso di ricerca è stato poi completato da un'analisi comparativa sulle differenti configurazioni dei gruppi di ventilazione forzata nei sidepod e da uno studio di sensibilità parametrica finalizzato a valutare l'impatto delle principali grandezze geometriche e fluidodinamiche, come sezione, passo e lunghezza delle cannette, sulle prestazioni globali dello scambio termico.

I risultati ottenuti confermano la piena validità dell'architettura attuale: il circuito di raffreddamento esistente garantisce margini di dissipazione sufficienti a preservare l'affidabilità del propulsore ibrido anche nei contesti ambientali e di gara più severi. Dalla caratterizzazione dei sistemi di ventilazione è emerso che la configurazione a singolo elemento ventilante rappresenta la soluzione più prestazionale entro i limiti volumetrici correnti. L'analisi parametrica ha inoltre fornito evidenze quantitative fondamentali, dimostrando come interventi apparentemente intuitivi, come l'aumento della sezione delle cannette, risultino in realtà penalizzanti per l'efficienza complessiva, a differenza della variazione della lunghezza frontale che ha confermato le tendenze teoriche di letteratura.

In conclusione, la metodologia di calcolo e i flussi di lavoro strutturati non si limitano alla validazione della monoposto per la stagione in corso, ma costituiscono uno strumento predittivo per le future iterazioni del progetto MORE Modena Racing. Gli sviluppi futuri potranno focalizzarsi sul dimensionamento parametrico di nuove masse radianti e sulla revisione aerodinamica dei sidepod, con l'obiettivo di ottimizzare l'efficienza aero-termica del veicolo e ridurre masse e ingombri a vantaggio delle prestazioni dinamiche globali.

BIBLIOGRAFIA:

Dante Giacosa, Motori Endotermici, 2000.

Giacomo Augusto Pignone, Ugo Romolo, Motori ad Alta Potenza Specifica, 2023.

Giancarlo Ferrari, Motori a combustione interna 2016.

SAE International, Vehicle Thermal Management: Heat Exchangers & Climate Control 2004.

SAE International, Principles of Engine Cooling Systems, Components, and Maintenance, 1991

SITOGRAFIA:

<https://teams.formulastudent.com: fsUK-2026-rules-v1.PDF>

https://www.fsaeonline.com: FSAE_Rules_2026_V1.PDF

<http://www.electroyou.com>

<https://www.epaddock.it>

<https://www.analisiTecnica.it>

<https://www.gtaker.com>

www.wielanda_onda_scambiatore_piastre.com

<https://www.freeasestudyguides.com/ac-radiator-pressure-cap.html>

<https://www.altratecnica.it>

<https://www.tecnopiu.com>

<https://www.valeoservice.it>

[Report_Tecnico_Batteria_ITA.pdf](#)

<https://www.spalautomotive.com/it>

<https://daviescraig.com.au/product/ewp80>

<https://daviescraig.com>

[SPAL-VA-75_1.pdf](#)

[VA32-A101-62A \(BRUSHED\).pdf](#)