



UNIVERSITÀ
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica

**Studio del sistema di raffreddamento dei
motori elettrici di una formula SAE**

**Design of a cooling system for a formula SAE
electric drivetrain**

Relatore:

Prof. Andrea Crivellini

Tesi di laurea di:

Diego Cognigni

Dedica

A mio padre, a mia madre e a mio fratello

I. Ringraziamenti

Inizio con il ringraziare il Professor Andrea Crivellini per avermi aiutato a completare la stesura della tesi e guidato al termine di questo percorso.

Ringrazio poi tutta la mia famiglia, in particolare mio padre, mia madre e mio fratello, i quali senza di loro non avrei potuto avere la possibilità di seguire questo percorso, e li ringrazio per aver avuto pazienza anche quando il sentiero si era fatto tortuoso, ma hanno comunque continuato ad aiutarmi e a permettermi di finire il percorso di studio.

Ringrazio Matteo e Alessandro per essere stati i coinquilini migliori che potessi desiderare, per avermi tirato su quando ne avevo bisogno e spronato quando pensavo di non essere all'altezza di tutto quello che stavo affrontando. Ci ho messo di più ma ci sono riuscito pure io.

Ringrazio poi Filippo ed Alfredo per l'ultimo anno in cui in un modo o nell'altro con i loro favori e la loro presenza mi hanno aiutato nell'ultimo periodo di studio.

Ringrazio il Polimarche Racing Team per avermi permesso di coltivare una passione che avevo, ma che non ero mai riuscito ad esplorare, per avermi fatto imparare a utilizzare ciò che studiavo e per avermi portato con loro in luoghi che non avrei mai potuto vedere altrimenti.

Ringrazio quindi ogni membro che in questi 5 anni hanno condiviso con me battute, scherzi, sudore, sonno perso e voglia di fare. Senza di voi non so se sarei riuscito a tenere duro fino alla fine.

Ringrazio Elisa per avermi aiutato a completare gli ultimi esami mancanti grazie ai suoi consigli e appunti.

Ringrazio Alessandro per avermi preparato da mangiare ogni volta che scendevo da Ancona e ogni volta che rimanevo a Porto Sant'Elpidio per più tempo, probabilmente non avrei mangiato.

Ringrazio Tris ed Enrico per essere stati una compagnia fantastica e necessaria nelle serate dall'ultimo anno a questa parte e non solo.

Ringrazio Erika per le bevute al 31.12 e il suo supporto,

Ringrazio infine tutti i miei amici che in questi anni mi sono stati vicini e che in un modo o nell'altro mi hanno permesso di andare avanti. Siete troppi per essere nominati tutti, ma siete stati comunque parte fondamentale.

Ringrazio Lollo Lampo per gli insulti, so che mi vuoi bene e che lo fai per questo. Spero tu abbia fatto qualche bella foto della laurea.

II. Sommario

I. Ringraziamenti	1
II. Sommario	i
III. Elenco delle figure	iii
IV. Elenco delle tabelle	iv
1 Introduzione	1
1.1 Eventi Statici:	2
1.2 Eventi Dinamici:	4
2 Stato dell'arte	6
2.1 Motori Brushless	6
2.2 Inverter	8
2.3 Refrigerante e Radiatore	9
3 Metodo	11
3.1 Limiti progettuali	11
3.2 Layout circuito di raffreddamento	12
3.3 Motori AMK	13
3.3.1 Soluzione a Elica	13
3.3.2 Soluzione Avvolta	14
3.4 Raffreddamento Inverter	15
3.5 Perdite di carico	16
3.5.1 Perdite di carico distribuite	16
3.5.2 Perdite di carico concentrate	18
3.6 Calcolo perdite di carico	19
3.6.1 Soluzione a Elica	19
3.6.2 Soluzione Avvolta	20
3.6.3 Confronto risultati	22
3.7 Temperatura superficiale dei motori	22
3.7.1 Calcolo calore da dissipare	22
3.7.2 Flusso termico convettivo	24
3.7.3 Coefficiente di scambio termico convettivo e numero di Nusselt	24
3.7.4 Calcolo temperatura superficiale soluzione a elica	25
3.7.5 Calcolo temperatura superficiale soluzione avvolta	27
3.7.6 Scelta della soluzione adottata	27

3.8	Dimensionamento del radiatore	28
3.8.1	Tipologie di radiatori	28
3.8.2	Metodo "LMTD"	31
4	Risultati	34
4.1	Camicie di raffreddamento	34
4.2	Inverter	35
4.3	Radiatore	36
5	Conclusioni	37
5.1	Difficoltà incontrate	37
5.2	Lavori per il futuro	38
6	Bibliografia	40

III. Elenco delle figure

Figura 1.1: Foto di tutte le squadre presenti a FS East 2021	1
Figura 1.2: Cost Event FS East 2021	3
Figura 1.3: La P4 Evoluzione in gara a Varano de Melegari	4
Figura 2.1: Schema di commutazione motori a spazzole	7
Figura 2.2: Schema di commutazione motori brushless	8
Figura 2.3: Radiatore automobilistico	10
Figura 3.1: A sinistra un motore del kit AMK, a destra l'inverter del kit AMK	11
Figura 3.2: Schema del circuito di raffreddamento	12
Figura 3.3: Area del motore AMK da raffreddare	13
Figura 3.4: Soluzione a Elica	14
Figura 3.5: Soluzione avvolta	14
Figura 3.6: Geometria piastra di raffreddamento dell'inverter	15
Figura 3.7: Datasheet dell'inverter AMK	15
Figura 3.8: Abaco di Moody	17
Figura 3.9: Tabelle per il calcolo del fattore di forma K	18
Figura 3.10: Curve di coppia dei motori AMK	23
Figura 3.11: Esempio di radiatore compatto	28
Figura 3.12: Flussi principali nei radiatori	29
Figura 3.13: Scambiatori controcorrente	30
Figura 3.14: Scambiatori a flusso incrociato	32
Figura 4.1: Camicia di raffreddamento finale	34
Figura 4.2: Simulazioni CFD soluzione a Elica	35
Figura 4.3: Simulazioni CFD soluzione avvolta	35
Figura 4.4: A sinistra CAD dell'inverter prima della modifica, a destra inverter modificato	36
Figura 5.1: Foglio di calcolo finale per il dimensionamento delle camicie e del radiatore	37
Figura 5.2: Il Polimarche Racing Team a FSAA	39

IV. Elenco delle tabelle

Tabella 3.1: Parametri geometrici del condotto nella soluzione a elica.....	Errore. Il segnalibro non è definito.
Tabella 3.2 Parametri del condotto e velocità del fluido soluzione avvolta	20
Tabella 3.3 Parametri fisici dell'acqua	25

1 Introduzione

La Formula SAE è una competizione internazionale, riservata agli studenti universitari, che prevede la progettazione e la produzione di un'auto da corsa, valutata nel corso di una serie di prove in base alle sue qualità progettuali ed efficienza ingegneristica.

La competizione viene istituita nel 1981 con lo scopo di creare un evento universitario, regolamentato per dare agli studenti l'opportunità di mettere in pratica quanto appreso durante il proprio percorso di studi e che, allo stesso tempo, portasse benefici per le aziende.

Dal 2017 la **Formula Student Germany** propone la propria versione della competizione, rinominandola "Formula Student". Essa è per gli studenti un banco di prova a 360 gradi in quanto consente loro di prepararsi al mondo del lavoro, progettare secondo compromessi (tempo, persone, denaro), sviluppare quindi capacità di pianificazione e project management. Permette di apprendere inoltre, soft skill come lavorare efficacemente in team, comunicazione, public speaking e leadership.



Figura 1.1: Foto di tutte le squadre presenti a FS East 2021

La vettura viene costruita seguendo un regolamento stilato da FSG, l'organizzazione della competizione tedesca, responsabile delle linee guida per tutte gli altri eventi organizzati in Europa. Ci sono varie categorie in cui una vettura può competere ossia:

- CV: Combustion Vehicle
- EV: Electric Vehicle
- DV: Driverless Vehicle

Come già detto la competizione è nata per preparare i futuri ingegneri al mondo del lavoro e di conseguenza punta alla valutazione del mezzo in base alle sue caratteristiche progettuali ingegneristiche ed economiche.

Per far questo le gare che si svolgono sono divise in due parti, una statica e una dinamica. Le prove statiche hanno come obiettivo quello di valutare le modalità che ha adottato il team per realizzare il prototipo, valutandone i costi, il design ed il business plan. Gli eventi dinamici invece consistono nel testare in pista la vettura realizzata, che dovrà affrontare quattro diverse prove: *Acceleration, Skidpad, Autocross ed Endurance&Efficiency*, le quali mostreranno ai giudici accelerazione, stabilità, miglior tempo e affidabilità del prototipo progettato.

1.1 Eventi Statici:

- **Business Plan Presentation:** I team espongono un piano di business davanti ad un gruppo di potenziali investitori (i giudici della competizione dal background ingegneristico ed economico) i quali dovranno essere convinti, attraverso un piano di vendita ed un'adeguata strategia di marketing ad investire nel progetto presentato;

- **Cost Event:** Riguarda l'aspetto economico e si concentra sull'analisi del Cost Report prodotto dal team indicando le quantità di materiali e componenti della vettura utilizzati per il proprio progetto esposti su tabelle che contengono indicazioni di costi (materie prime, ore macchina, manodopera). La valutazione di questa prova tiene in considerazione quanto i ragazzi siano consapevoli del compromesso necessario tra gestione del budget e performance da raggiungere;
- **Design Event:** Consiste nella presentazione del progetto completo dell'auto. L'obiettivo di questo evento è giudicare le scelte e gli sforzi di progettazione e come questi incontrino le esigenze del mercato. Il veicolo deve essere presentato completamente assemblato e pronto per competere;



Figura 1.2: Cost Event FS East 2021

1.2 Eventi Dinamici:

- **Skidpad Event:** Una prova a tempo in un circuito a "8" in cui la vettura ha due tentativi per effettuare il percorso nel minor tempo possibile. Serve per valutare la tenuta di strada in curva del mezzo;
- **Acceleration Event:** Una prova a tempo dove la vettura ha due tentativi per attraversare un rettilineo di 75 metri nel minor tempo possibile. Serve per valutare l'accelerazione nel dritto del mezzo;
- **Autocross Event:** Una prova a tempo in cui la vettura ha due tentativi per attraversare nel minor tempo possibile un circuito misto di curve e rettilinei. Serve per testare la performance generale della vettura;
- **Endurance Event:** Una prova in cui la vettura deve proseguire in un circuito simile a quello dell'autocross per 22 km con un cambio di pilota a metà gara. L'obiettivo è quello di testare l'affidabilità della vettura e la sua efficienza in termini di energia spesa, benzina per le auto a combustione, carica delle batterie per le auto elettriche;



Figura 1.3: La P4 Evoluzione in gara a Varano de Melegari

Il Polimarche Racing Team, la squadra di formula student dell'Università Politecnica delle Marche, partecipa dal 2013 alle competizioni di categoria CV e dal 2022 è iniziata la progettazione di un nuovo mezzo a trazione elettrica.

Sono nate dinamiche e problematiche differenti da dover analizzare e risolvere che in un mezzo a combustione non esistevano, una delle quali la presenza di motori elettrici e la loro necessità di essere controllati e raffreddati. Lo studio presente in questa tesi ha lo scopo di studiare la quantità di calore creata da questi motori e dai componenti che li controllano per poter poi progettare e dimensionare un sistema di raffreddamento adeguato all'utilizzo in gara.

Lo studio si suddividerà in due principali obiettivi, la creazione di camicie di raffreddamento atte a raffreddare i motori elettrici montati in vettura, e il dimensionamento del radiatore per raffreddare il liquido refrigerante presente all'interno del circuito di raffreddamento.

2 Stato dell'arte

Prima di iniziare a esporre lo studio presente in questa tesi, iniziamo con il porre le basi su cosa sia un drivetrain elettrico di un'auto di formula SAE e quali componenti sono presenti in esso.

Nelle vetture a trazione elettrica, il movimento viene generato da dei motori elettrici alimentati da delle batterie. Nel campo automotive i motori elettrici che vengono solitamente utilizzati sono motori di tipo brushless. Quest'ultimi sono apparecchi che vengono controllati elettronicamente da un altro componente chiamato inverter, il quale prende l'energia elettrica messa a disposizione dalle celle del pacco batterie e la distribuisce al motore sotto forma di corrente alternata. Questi componenti, essendo attraversati da energia elettrica, dissipano una parte di essa attraverso il calore ed è qui che nasce la necessità di raffreddarli. Per farlo verrà usato un liquido refrigerante che si occuperà di asportare il calore presente sui nostri componenti e di portarlo poi al radiatore, dove potrà essere disperso nell'aria.

2.1 Motori Brushless

Il motore a corrente continua senza spazzole, o BLDC (Brushless DC), è un motore a commutazione elettrica azionato da una fonte di alimentazione in corrente continua tramite un controllore esterno.

I motori brushless sono affidabili, permettono un migliore controllo di svariate funzioni e di solito hanno un tasso di efficienza del 15-20% superiore rispetto ai comuni motori con spazzole. Evitando l'usura delle spazzole, sono più facili da sottoporre a manutenzione e sopportano coppie più elevate. Sono più piccoli, più leggeri e hanno un miglior rapporto potenza-peso. Inoltre, non generano scintille come i motori con spazzole. Tutte ragioni piuttosto convincenti per utilizzarli.

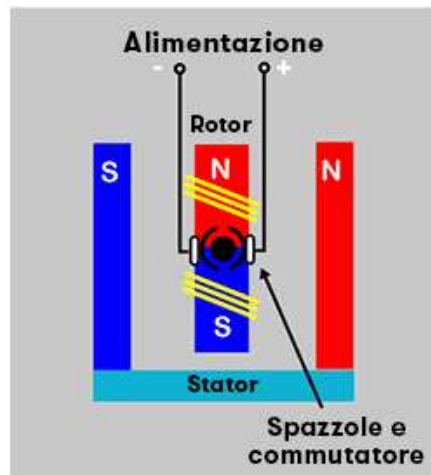


Figura 2.1: Schema di commutazione motori a spazzole

A differenza dei motori con spazzole, i motori BLDC utilizzano controlli esterni per la commutazione (commutazione delle fasi del motore per generare movimento).

I motori BLDC usano sensori Hall per avere un feedback sullo stato di commutazione. Per il controllo trifase, sono necessari tre sensori, preferibilmente già integrati nel motore. I sensori sono integrati nello statore del motore e determinano la posizione del rotore. Questo viene utilizzato per controllare gli elementi di commutazione del ponte trifase e per azionare il motore.

Con un motore trifase, i sensori Hall possono indicare solo la posizione all'interno di ogni ciclo elettrico. In molte applicazioni, tuttavia, si richiede una determinazione esatta della posizione. Per fornire dati di posizione accurati in tempo reale, viene spesso utilizzato un encoder incrementale, che è anche integrato nel loop di controllo.

I sensori Hall sono utilizzati per la commutazione del motore e l'encoder rileva la posizione, la rotazione, la velocità e la direzione con una precisione molto maggiore. I sensori Hall forniscono solo dati di posizione per ogni cambiamento di stato - cioè, la loro precisione è limitata a sei "messaggi" per giro elettrico. Gli encoder incrementali, con risoluzioni nell'ordine di migliaia di impulsi per giro, sono quindi all'avanguardia per quanto riguarda la determinazione della posizione.

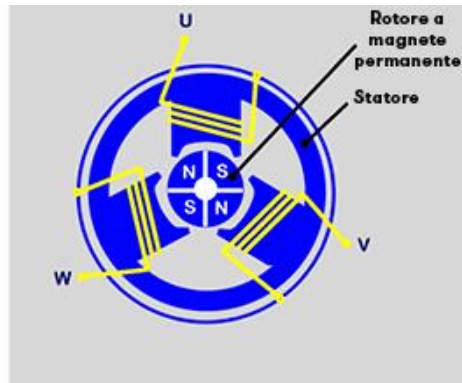


Figura 2.2: Schema di commutazione motori brushless

2.2 Inverter

Nel nostro caso i motori brushless sono alimentati in trifase, necessitano quindi di corrente alternata per funzionare, ed è proprio qui che entra in gioco il ruolo dell'inverter. Un inverter serve, infatti, a trasformare la corrente continua (c.c.) proveniente da una sorgente in corrente alternata (c.a.), variando la frequenza e l'ampiezza. L'inversione è necessaria quando dobbiamo alimentare un motore o un macchinario in c.a. con una fonte di energia elettrica in corrente continua.

Il funzionamento di un inverter dipende dalla progettazione. Alcuni sono totalmente elettronici, mentre altri sono una combinazione tra effetti di tipo meccanico e circuiti elettronici. In base alla tecnica di progettazione usata per regolare la tensione e la corrente di uscita, gli inverter possono quindi produrre:

- Un'onda quadra;
- Un'onda sinusoidale;
- Un'onda sinusoidale modificata;
- Un'onda a modulazione della larghezza d'impulso (PWM -*pulse width modulation*).

Esiste un'ulteriore differenziazione nel meccanismo di funzionamento degli inverter ed è relativa al campo di applicazione del dispositivo elettronico. Gli inverter usati per alimentare i motori, ad esempio, funzionano regolando la frequenza e l'ampiezza della tensione.

2.3 Refrigerante e Radiatore

Nel momento in cui si hanno componenti elettronici critici che scaldano molto come dei motori brushless e degli inverter, si ha necessità di raffreddarli attraverso un refrigerante che permette l'estrazione del calore in eccesso.

Questo liquido verrà poi a sua volta raffreddato scambiando calore con l'ambiente attraverso un radiatore che si occuperà di far raffreddare il refrigerante con l'aria ambiente. La capacità di un liquido di raffreddare si misura attraverso un coefficiente di calore specifico (C_p) che misura la quantità di calore necessaria a innalzare la temperatura del liquido di un grado. Più è alto il C_p maggiore calore sarà necessario per innalzare la temperatura e di conseguenza in un range di calore più basso, avremo più energia asportata dal liquido.

Questo liquido pieno di energia che si sarà scaldato, dovrà essere raffreddato a sua volta per continuare il ciclo all'interno del circuito di raffreddamento, per fare ciò si utilizza un radiatore.

Questo dispositivo consiste in un tubo metallico con al suo interno il liquido caldo, attraversato da dell'aria fredda che, impattando con il tubo, acquista calore dal liquido. Per facilitare e velocizzare il processo, il tubo viene rivestito da lamelle per aumentare la propria superficie di scambio e mantenere le dimensioni del radiatore contenute.



Figura 2.3: Radiatore automobilistico

3 Metodo

In questo capitolo verranno esposte le soluzioni ideate per poter progettare e dimensionare correttamente le camicie di raffreddamento dei motori elettrici e il radiatore della nuova vettura elettrica del Polimarche Racing Team.

Per cominciare verrà esposto il layout del circuito di raffreddamento, dopo di che le due soluzioni pensate per le camicie di raffreddamento in cui verranno calcolate le loro perdite di carico e la temperatura superficiale del motore per poter scegliere quale delle due utilizzare e infine verrà dimensionato il radiatore.

3.1 Limiti progettuali

Negli anni precedenti furono effettuati degli studi preliminari per la progettazione della vettura elettrica nonostante si continuasse a sviluppare anche la vettura a combustione. Ciò ha portato a dei limiti progettuali da rispettare in quanto alcuni componenti furono acquistati negli anni precedenti alla progettazione effettiva della nuova macchina elettrica, tra cui i motori elettrici e gli inverter, facenti parte di un kit creato appositamente da AMK, il produttore, per i team che si affacciavano alla conversione elettrica del proprio mezzo da competizione.

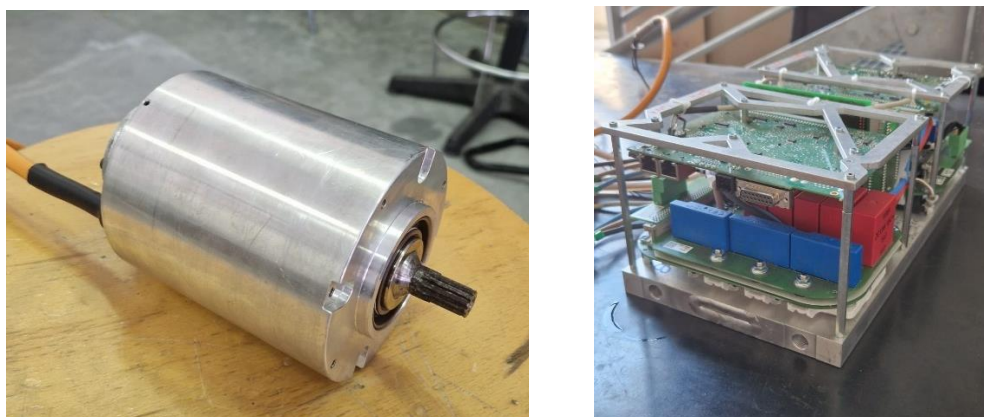


Figura 3.1: A sinistra un motore del kit AMK, a destra l'inverter del kit AMK

3.2 Layout circuito di raffreddamento

Iniziamo con il considerare il tipo di refrigerante utilizzato. In una prima fase si pensava di raffreddare il pacco batterie insieme a tutto il Drive Train (motori ed inverter) della macchina elettrica utilizzando lo stesso olio dielettrico impiegato per raffreddare le celle.

Questa soluzione è stata poi scartata per favorire una minore complessità del progetto e una maggior efficienza nel raffreddare i motori e l'inverter.

Per fare questo si è passati ad un pacco batterie raffreddato ad aria mentre motori ed inverter raffreddati ad acqua. In questo modo sia i costi che la complessità del progetto si sono abbassati.

Successivamente si è scelto come posizionare i componenti all'interno del circuito posizionando prima l'inverter seguito dai motori in parallelo e infine dal radiatore.

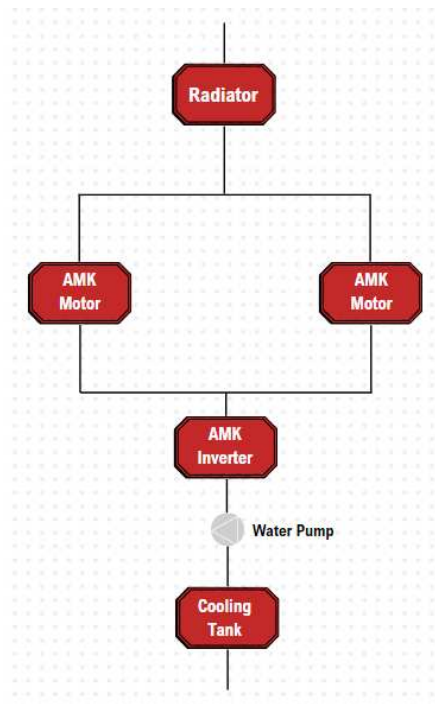


Figura 3.2: Schema del circuito di raffreddamento

3.3 Motori AMK

Utilizzando i datasheet e il manuale forniti da AMK al momento dell'acquisto, si individua l'area effettiva da raffreddare sulla superficie del motore. Partendo da quella si sono disegnate due geometrie di partenza per capire quale delle due fosse la migliore in termini sia di efficacia che di costi.

Si sono quindi presentate due soluzioni, una a elica con il condotto avvolto a spirale attorno al motore e un'altra più complessa con molte più curve.

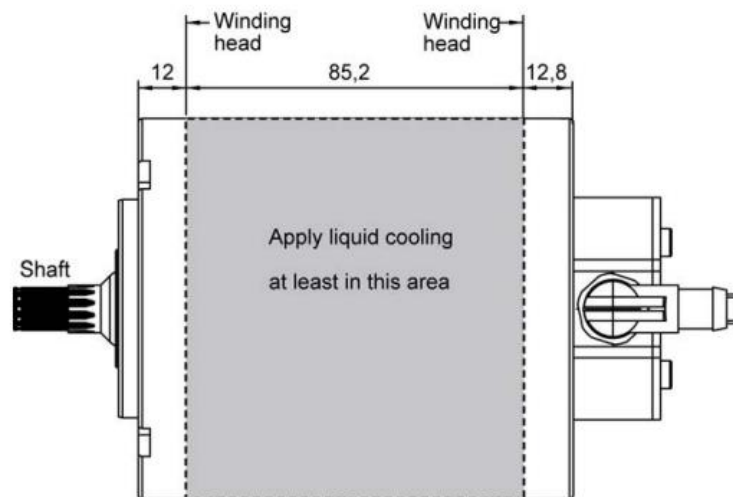


Figura 3.3: Area del motore AMK da raffreddare

3.3.1 Soluzione a Elica

Questa soluzione presenta un condotto a sezione rettangolare che scorre lungo tutta la lunghezza del motore che necessita di essere raffreddato.

Presenta come vantaggi la semplicità di costruzione e di conseguenza anche il costo di produzione. Inoltre, potendo assumere il condotto come un singolo tratto rettilineo, si potrà ipotizzare che le perdite di carico presenti all'interno di questa soluzione saranno molto basse. Di contro si avrà una scarsa copertura della superficie da dover raffreddare.

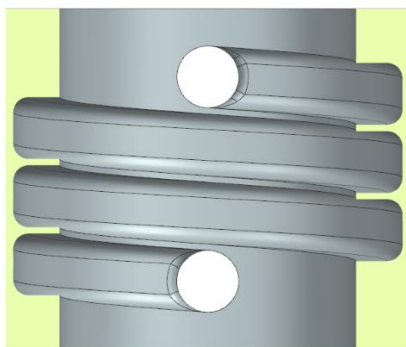


Figura 3.4: Soluzione a Elica

3.3.2 Soluzione Avvolta

Questa geometria invece presenta una sezione semicircolare con un percorso che cerca di coprire nel modo più efficace possibile tutta la superficie che da manuale bisogna raffreddare.

Si ha quindi una maggiore superficie di scambio e una migliore posizione delle luci di ingresso e uscita del refrigerante a costo però di perdite di carico più alte per la geometria più complessa del condotto e di conseguenza anche di un costo maggiore di produzione.

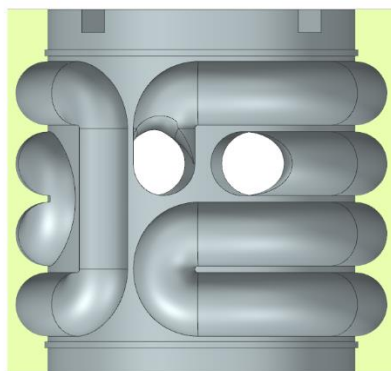


Figura 3.5: Soluzione avvolta

3.4 Raffreddamento Inverter

Per poter raffreddare gli inverter, AMK consegna già montata ad essi una piastra di raffreddamento con tutti i parametri da rispettare per garantire un corretto funzionamento della stessa.

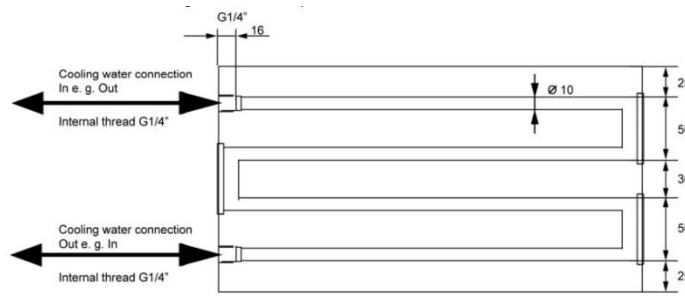


Figura 3.6: Geometria piastra di raffreddamento dell'inverter

Come si nota dalla figura 3.7 per garantire un massimo salto di 5 gradi all'acqua c'è il bisogno di assicurare una portata di almeno 10 l/min all'ingresso della piastra.

Questo parametro sarà il collo di bottiglia per dimensionare il restante circuito di raffreddamento, la pompa che verrà utilizzata dovrà garantire questa portata e un salto entalpico necessario a coprire tutte le perdite di carico del circuito.

Technical data for the FSE cold plate:

Maximum power that can be dissipated ¹⁾	2,000 watts
Water flow	1.5 bar (21.76 psi); 10 l/min (2.64 Oz/min)
Ambient temperature during operation	+5 °C (41 °F) to +40 °C (104 °F)
Relative humidity	5% to 85%, non-condensing
Coolant pipe material	AlMgSi 0.5
Dimensions	339 x 180 mm
Coolant connection	G 1/4" internal thread
Test pressure	8 bar (116 psi)

1) At 25 °C (41 °F) and 10 l/min (2.64 Oz/min)

Figura 3.7: Datasheet dell'inverter AMK

3.5 Perdite di carico

Si introduce l'energia specifica (Eq. 3.1) di un fluido dove nella maggior parte delle applicazioni idrauliche si possono applicare le ipotesi che hanno portato al trinomio di Bernoulli (flusso stazionario, inviscido, incomprimibile, gravitazionale ed irrotazionale);

$$H = z + \frac{\rho}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} \quad (3.1)$$

Dove:

- H = Energia posseduta per unità di peso (energia specifica)
- z = Quota geodetica
- ρ = Densità del fluido
- γ = Peso specifico (densità per accelerazione di gravità)
- V = Velocità del fluido
- g = Accelerazione di gravità

Quando un liquido attraversa un condotto, a causa delle forze di attrito che si vengono a creare con le pareti e alla presenza di possibili cambi di sezione o di percorso, si presentano delle perdite di carico che rappresentano l'energia specifica che il fluido perde per poter attraversare il condotto. Possono essere distribuite o concentrate.

3.5.1 Perdite di carico distribuite

Sono dovute allo scorrimento del fluido nei tratti rettilinei dei condotti, vengono espresse tramite il fattore di attrito f di Moody. Quest'ultimo dipende dalla scabrezza, dalla geometria del condotto e dal regime di flusso (laminare o turbolento).

Le perdite di carico distribuite si calcolano:

$$h_f = f \frac{V^2 L}{2g D_h} \quad (3.2)$$

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (3.3)$$

Dove:

- f = coefficiente d'attrito di Moody
- L = lunghezza del tratto rettilineo
- D_h = diametro idraulico
- S = sezione del condotto
- P = perimetro bagnato della sezione

Per potersi ricavare il coefficiente d'attrito si deve utilizzare l'abaco di Moody

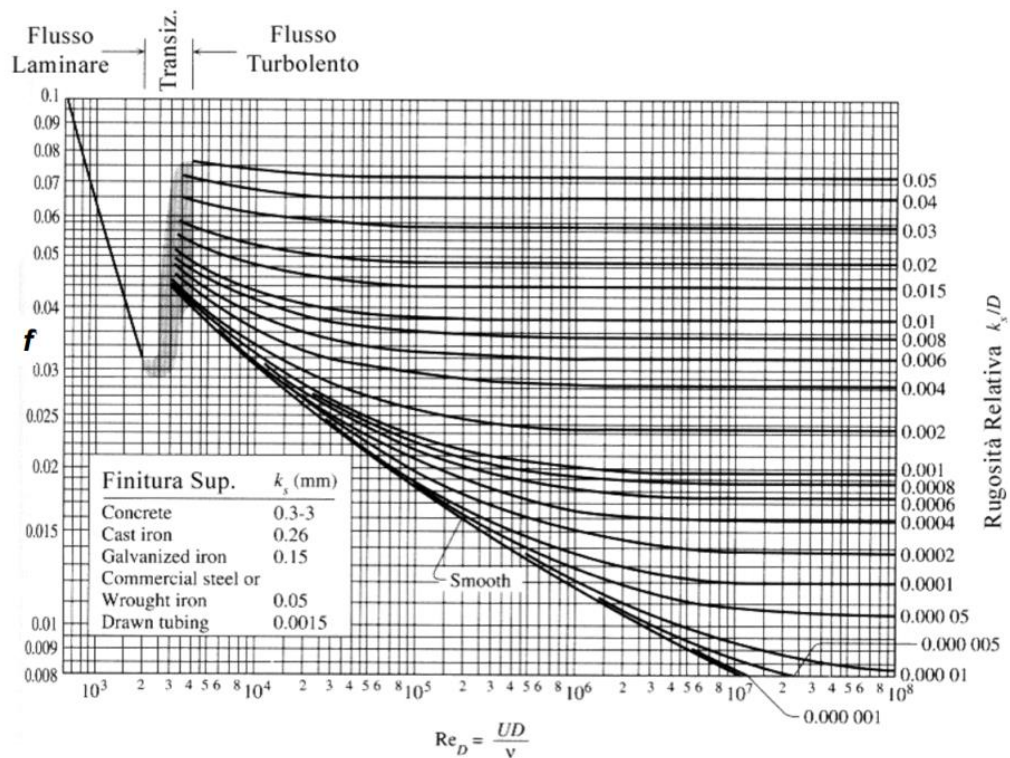


Figura 3.8: Abaco di Moody

3.5.2 Perdite di carico concentrate

Le perdite di carico concentrate sono dovute al passaggio del fluido attraverso valvole, curve, raccordi, restringimenti improvvisi della sezione del condotto eccetera.

Sono definite attraverso il fattore di forma K determinato attraverso tabelle empiriche a seconda della geometria e della tipologia della configurazione presa in esame.

Si calcolano:

$$h_l = \frac{\Delta P}{\gamma} = K \frac{V^2}{2g} \quad (3.4)$$

Nel caso in questione il fattore di forma che sarà preso in considerazione sarà il prodotto di due fattori definiti dalla curvatura, dal diametro e dalla rugosità del condotto.

$$K_b = c \cdot C \quad (3.5)$$

Tab. 6.11 Valore del fattore C per il calcolo delle p.d.c. nelle curve

R/D	1	2	4	6	10
Tubi lisci	0,22	0,14	0,11	0,08	0,11
Tubi scabri	0,52	0,28	0,23	0,18	0,20
sec. Creager	0,80	0,48	0,30	0,32	0,42

Tab. 6.12 – Valore del fattore c per il calcolo delle p.d.c. nelle curve

α°	20	30	40	50	60	70	80	90	120	180
c	0,40	0,55	0,65	0,75	0,83	0,88	0,95	1,00	1,13	1,33

Figura 3.9: Tabelle per il calcolo del fattore di forma K

3.6 Calcolo perdite di carico

Si può quindi passare al calcolo effettivo delle perdite di carico nelle due diverse geometrie di condotto prese in considerazione.

3.6.1 Soluzione a Elica

Si assume il condotto come un singolo tratto rettilineo che percorre l'intera lunghezza del motore. Si Calcolano quindi i parametri geometrici del condotto quali sezione, lunghezza, diametro idraulico e perimetro, e si utilizza la portata del fluido per calcolarsi la velocità di quest'ultimo all'interno del condotto.

Duct Geometry		
A=	0,0003	m ²
L=	0,907	m
f=	0,015	
Perimeter=	0,07	m

Successivamente si calcola il numero di Reynolds dal quale possiamo ricavarci il coefficiente di attrito f di Moody (assunto 0.015 dopo aver consultato l'abaco di Moody fig. 3.7).

Si calcola utilizzando come lunghezza caratteristica L il diametro idraulico:

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = 4762 \quad (3.6)$$

Utilizzando poi l'equazione 3.2 e sostituendo i dati con i valori del problema si ottiene:

$$h_f = f \frac{V^2 L}{2g D_h} = 0.015 \frac{0.28^2 \cdot 0.907}{2 \cdot 9.81 \cdot 0.017} = 0.003m \quad (3.7)$$

Moltiplicando il risultato per la densità del fluido ρ e l'accelerazione di gravità g , otteniamo il valore in Pascal delle perdite di carico.

$$\Delta P = hf \cdot \rho \cdot g = 30.53 \text{ Pa} \quad (3.8)$$

3.6.2 Soluzione Avvolta

In questo caso per il calcolo delle perdite di carico, si divide il percorso che effettua il condotto separando la lunghezza dei tratti rettilinei con le curve a 90° e 180° presenti.

Si effettueranno quindi tre diversi calcoli i quali verranno sommati per trovare infine la soluzione finale. Si calcolano quindi gli stessi parametri utilizzati per la soluzione ad elica considerando come L' il tratto puramente rettilineo del condotto e con L'' la lunghezza totale curve comprese.

Tabella 3.1 Parametri del condotto e velocità del fluido soluzione avvolta

Duct Geometry		
A=	0,000157	m ²
L'=	0,738	m
L''=	1095,1	mm
Dh=	0,012	m
Perimeter=	0,05	m
V=	0,53	m/s

Si calcola anche qui il numero di Reynolds per poi poter valutare il coefficiente d'attrito di Moody (assunto 0.035 dopo aver consultato l'abaco di Moody fig. 3.7).

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} = 6483 \quad (3.9)$$

Si procede con il calcolo delle perdite distribuite del tratto rettilineo:

$$h_f = f \frac{V^2 L}{2g D_h} = 0.035 \frac{0.53^2 \cdot 0.738}{2 \cdot 9.81 \cdot 0.012} = 0.03m \quad (3.10)$$

$$\Delta P_r = hf \cdot \rho \cdot g = 297.03 Pa \quad (3.11)$$

Successivamente si passa al calcolo delle perdite concentrate dove consideriamo due diversi parametri di forma, uno per le curve a 90° e uno per quelle a 180°:

$$K_b = c \cdot C \quad (3.12)$$

Per curve a 90°:

$$h_l = \frac{\Delta P}{\gamma} = K_b \frac{V^2}{2g} = \left(0.035 \frac{0.53^2}{2 \cdot 9.81} \right) \cdot 3 = 0.011 m \quad (3.13)$$

$$\Delta P_{90} = hf \cdot \rho \cdot g = 109.55 Pa \quad (3.14)$$

Nell'equazione 3.13 si è aggiunto un fattore moltiplicativo di 3 per tenere conto del numero di curve a 90° presenti nel percorso.

Per curve a 180°:

$$h_l = \frac{\Delta P}{\gamma} = K_b \frac{V^2}{2g} = \left(0.035 \frac{0.53^2}{2 \cdot 9.81} \right) \cdot 2 = 0.0099 m \quad (3.15)$$

$$\Delta P_{180} = hf \cdot \rho \cdot g = 97.13 Pa \quad (3.16)$$

Nell'equazione 3.15 si è aggiunto un fattore moltiplicativo di 2 per tenere conto del numero di curve a 180° presenti nel percorso.

Sommando infine tutti i risultati si ottiene il salto di pressione di tutte le perdite presenti nel condotto:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_r + \Delta P_{90} + \Delta P_{180} = 503.72 \text{ Pa} \quad (3.17)$$

3.6.3 Confronto risultati

Come ci si aspettava le perdite di carico della soluzione ad elica sono molto minori rispetto a quelle di quella avvolta. Tuttavia, quest'ultime sono ancora accettabili e al di sotto dei limiti imposti dal progetto.

Per effettuare quindi una scelta si andrà a valutare l'efficienza refrigerante delle due camicie di raffreddamento calcolando la temperatura superficiale del motore a pieno regime.

3.7 Temperatura superficiale dei motori

Nel caso preso in esame il metodo con cui avviene la trasmissione di calore è quello di convezione forzata in flusso interno. Si può considerare il condotto come una tubatura con un lato a contatto con la fonte di calore da dissipare.

3.7.1 Calcolo calore da dissipare

Si parte considerando la quantità di calore da dissipare dei motori. In questo caso viene fornita dal manuale dei motori AMK per cui il calore generato dal motore è pari a:

$$\dot{Q} = M \cdot n \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = 21 \cdot 9000 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \left(\frac{1}{0.88} - 1 \right) \cong 2700 \text{ W} \quad (3.18)$$

Dove:

- M= Coppia del motore a n giri
- n= Numero di giri del motore
- η = Rendimento del motore a n giri

Tutti i valori sono stati procurati dal datasheet dei motori fornito da AMK in cui sono presenti le curve di coppia al variare dei giri del motore. In questo caso si è scelto di utilizzare lo scenario di utilizzo medio dei motori sfruttando un software di simulazioni di nome “Optimum Lap”.

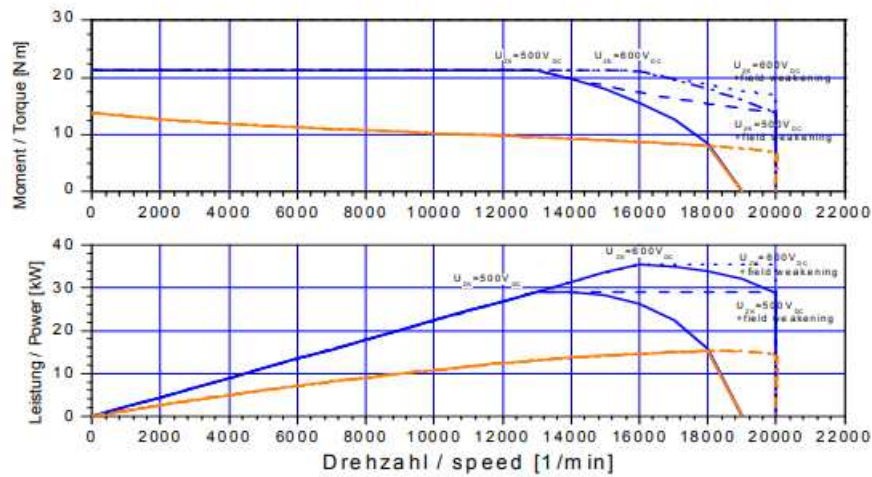


Figura 3.10: Curve di coppia dei motori AMK

In questa maniera sono stati ricavati i valori medi di utilizzo dei giri del motore che ha permesso di valutare i restanti dati quali coppia e rendimento.

Successivamente si è passato al calcolo del salto termico che l’acqua avrà al passaggio nel condotto.

Utilizzando la relazione:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p (T_f - T_i) \quad (3.19)$$

Si trova il valore della temperatura finale (T_f) utilizzando la formula inversa e assumendo come portata massica (\dot{m}) metà della portata massica disponibile all’inverter (5 l/min), come C_p il potere calorifero dell’acqua (4187 J/Kg K) e come temperatura d’ingresso la temperatura dell’acqua all’uscita dell’Inverter (55° C).

Il salto termico finale ΔT sarà quindi di 7,76 K.

3.7.2 Flusso termico convettivo

Per poter calcolare la temperatura superficiale dei motori si ha prima la necessità di conoscere il flusso termico convettivo, ossia la quantità di calore che per convezione passa dal motore all'acqua.

Lo si può esprimere attraverso la relazione di Newton:

$$q_c = \frac{\dot{Q}}{A_s} = h(T_s - T_m) \quad (3.20)$$

Si può notare come questo valore dipenda dalla superficie di scambio del condotto con il motore, tanto più sarà alta la superficie di scambio, tanto più sarà bassa la quantità di calore che per convezione passerà all'acqua.

3.7.3 Coefficiente di scambio termico convettivo e numero di Nusselt

Utilizzando la formula del calcolo del flusso termico convettivo, e applicando la relazione inversa, si può ricavare anche la temperatura superficiale dei motori.

$$T_s = \frac{q_c}{h} + T_m \quad (3.21)$$

Per farlo si ha bisogno anche del coefficiente di scambio termico convettivo (h). Questo coefficiente non è una proprietà del fluido ma dipende da diversi fattori quali:

- Tipologia di convezione (naturale, forzata o in cambiamento di fase)
- Tipologia di flusso (laminare o turbolento)
- Geometria (forma della sezione del condotto)
- Dimensione caratteristica della superficie
- Proprietà fisiche del fluido (viscosità, densità, conducibilità termica, capacità specifica)

Per calcolarlo in questo caso si sfrutta la relazione che lega questo coefficiente con il numero di Nusselt, ossia:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (3.22)$$

$$h = \frac{k \cdot Nu}{L_c} \quad (3.23)$$

Dove k è la conducibilità termica del fluido e la lunghezza caratteristica del problema è l'altezza dello strato di fluido che attraversa il condotto.

Si ha quindi la necessità di calcolare il numero di Nusselt, per farlo si andrà a utilizzare la relazione di Gnielinski, valida sia per tubi lisci che rugosi in un regime di flusso turbolento.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (3.24)$$

Dove Pr è il numero di Prandtl dell'acqua.

Con tutti questi parametri calcolati si può passare al calcolo della temperatura superficiale T_s .

3.7.4 Calcolo temperatura superficiale soluzione a elica

Si inizia dunque ad applicare le relazioni nel sottocapitolo appena visto per il calcolo della temperatura superficiale dei motori in caso della soluzione a elica.

Si definiscono quindi tutte le costanti fisiche dell'acqua che si andranno ad utilizzare nei calcoli:

Tabella 3.2 Parametri fisici dell'acqua

Water Datasheet		
K=	0,63	W/mK
ρ =	0,997	Kg/l
ρ =	997	kg/m ³
ν =	1,00E-06	m ² /s
C _p =	4186	J/Kg K
μ =	9,97E-04	Pa/s
α =	1,51E-07	m ² /s
Pr=	6,62	

Si procede quindi con i calcoli del numero di Nusselt e di h utilizzando le equazioni 3.23 e 3.24 esposte precedentemente:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 19.55 \quad (3.25)$$

Si è utilizzato come valore di attrito lo stesso utilizzato per il calcolo delle perdite di carico guadagnato dall'abaco di Moody (0.015).

$$h = \frac{k \cdot Nu}{L_c} = 1642.47 \frac{W}{m^2 K} \quad (3.26)$$

La lunghezza caratteristica è stata assunta di 0.015 m (pari all'altezza del condotto). Il calcolo della temperatura superficiale viene quindi pari a:

$$\dot{q}_c = \frac{\dot{Q}}{A_s} = \frac{2700}{0.018} = 148782,45 \frac{W}{m^2} \quad (3.27)$$

$$T_s = \frac{\dot{q}_c}{h} + T_m = 149.38^\circ C \quad (3.28)$$

3.7.5 Calcolo temperatura superficiale soluzione avvolta

Per il calcolo della temperatura superficiale del motore nella soluzione avvolta, si utilizzano gli stessi parametri fisici dell'acqua utilizzati per la soluzione a elica. Il procedimento è lo stesso utilizzato precedentemente.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 50.89 \quad (3.29)$$

$$h = \frac{k \cdot Nu}{L_c} = 6411.77 \frac{W}{m^2 K} \quad (3.30)$$

i dati che differiscono rispetto alla soluzione ad elica sono il numero di Reynolds (qui più alto), il coefficiente d'attrito (assunto 0.035) e la lunghezza caratteristica, qui più bassa per la dimensione del condotto più piccola.

$$\dot{q}_c = \frac{\dot{Q}}{A_s} = \frac{2700}{0.022} = 121484.26 \frac{W}{m^2} \quad (3.31)$$

$$T_s = \frac{\dot{q}_c}{h} + T_m = 77.83^\circ C \quad (3.32)$$

3.7.6 Scelta della soluzione adottata

Una volta terminati tutti i calcoli si ha un quadro più completo delle differenze tra le due geometrie.

Mentre la soluzione ad elica presenta perdite di carico irrisorie, avendo una superficie di scambio minore rispetto alla soluzione avvolta e una velocità media dell'acqua anch'essa minore all'interno del condotto ne risulta una temperatura superficiale dei motori troppo elevata.

La geometria scelta per le camicie di raffreddamento sarà dunque quella avvolta, in quanto presenta perdite di carico accettabili e una temperatura superficiale gestibile.

3.8 Dimensionamento del radiatore

Dopo che sono state scelte tutte le soluzioni per poter raffreddare l'inverter e i motori, si può passare al dimensionamento del radiatore.

Senza un radiatore sufficientemente grande, infatti, non sarà possibile raffreddare l'acqua del circuito abbastanza per poter garantire il corretto funzionamento del circuito di raffreddamento.

3.8.1 Tipologie di radiatori

Esistono diverse tipologie di radiatori, ognuno con i suoi vantaggi e svantaggi, possono essere classificati in base alla tipologia di costruzione (a tubo, alettati, a piastre) e in base alla loro compattezza.

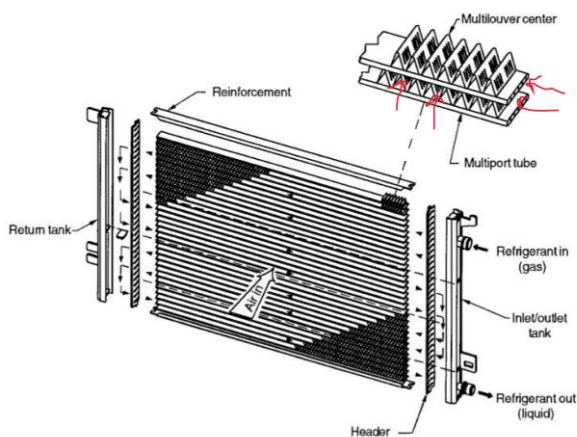


Figura 3.11: Esempio di radiatore compatto

Quest'ultima è valutata attraverso un parametro β che sta a indicare il rapporto tra l'area di scambio del radiatore e il suo volume.

Per β compresi tra i 70 e i 700 i radiatori sono classificati come non compatti, mentre per valori superiori a 700 sono compatti.

Nel caso di radiatori per utilizzo automobilistico il valore medio di β è pari a circa 1000, rientrando così nella categoria dei compatti.

Ci sono due schemi di base che definiscono il tipo di radiatore in campo fluidodinamico, modello a equicorrente o controcorrente.

Nello scambiatore equicorrente (fig.3.14) i due fluidi procedono nella medesima direzione e nello stesso verso. La limitazione principale di tale sistema sta nel fatto che la temperatura di uscita del fluido freddo non potrà mai essere maggiore della temperatura di uscita del fluido caldo.

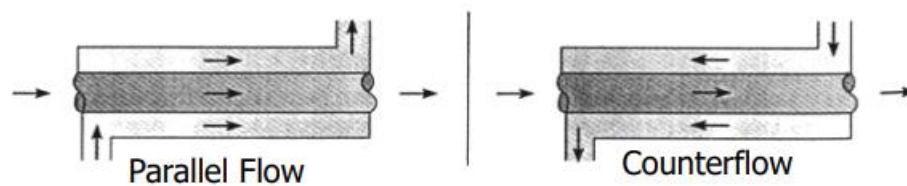


Figura 3.12: Flussi principali nei radiatori

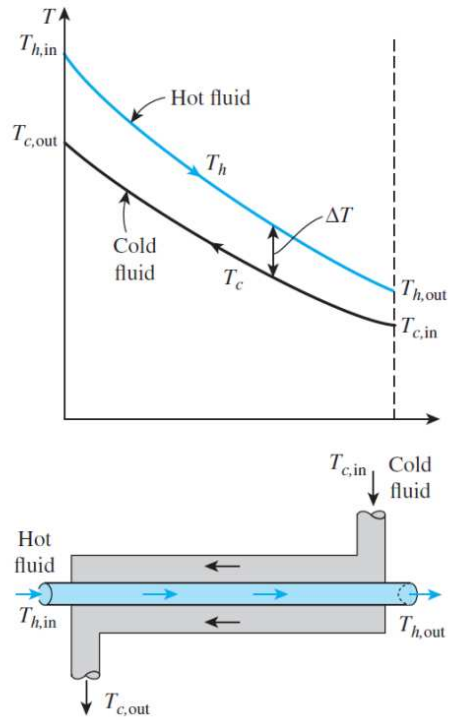


Figura 3.13: Scambiatori controcorrente

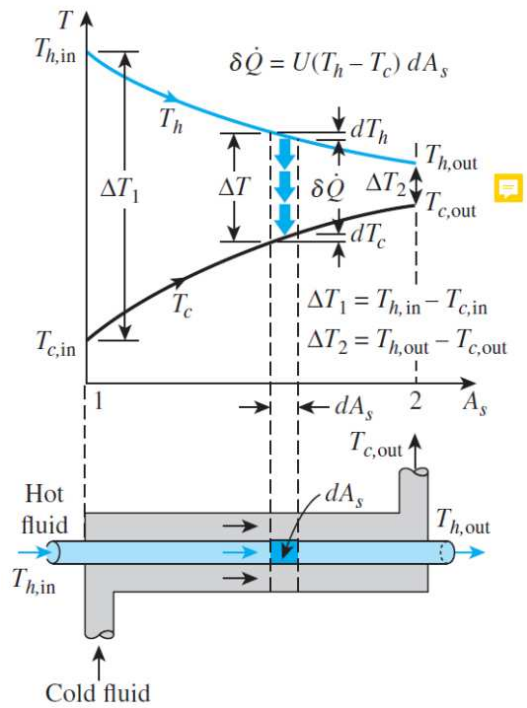


Figura 3.14: Scambiatori equicorrente

Nello scambiatore controcorrente (fig. 3.13) i due fluidi procedono nella medesima direzione ma nel verso opposto. In tale sistema la temperatura di uscita del fluido freddo potrebbe essere maggiore della temperatura di uscita del fluido caldo.

3.8.2 Metodo "LMTD"

Per il dimensionamento del radiatore si utilizzerà il metodo "LMTD" (differenza temperatura media logaritmica).

Questo metodo per poter essere utilizzato necessita la conoscenza delle seguenti grandezze:

- le temperature di ingresso dei due fluidi,
- la temperatura di uscita di uno dei due fluidi,
- le portate massiche di entrambi i fluidi.

In questo caso supponendo di conoscere la temperatura di uscita del fluido caldo, quindi dell'acqua, si avrà:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot C p_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3.33)$$

$$T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c C p_c} = 46.37^\circ C \quad (3.34)$$

Dove \dot{Q} sarà la somma del calore da dissipare (pari a circa 6400 W considerando i due motori e l'inverter) mentre i pedici in "h" stanno a rappresentare il fluido caldo quindi, l'acqua e i pedici con "c" rappresentano il fluido freddo, ossia l'aria.

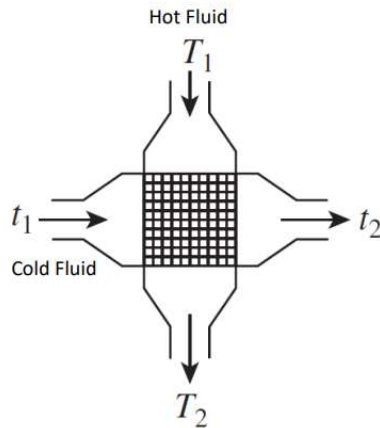


Figura 3.14: Scambiatori a flusso incrociato

Tipicamente i radiatori di un'auto sono a flusso incrociato (fig. 3.15) dove i due fluidi non si mischiano l'uno con l'altro, si può quindi calcolare il ΔT_{ml} come fosse uno scambiatore controcorrente a patto di utilizzare poi un coefficiente correttivo F per tenere conto della differenza costruttiva.

$$\Delta T_{ml,controcorrente} = \frac{[\Delta T_2 - \Delta T_1]}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = 12.93^\circ C \quad (3.35)$$

$$F = \frac{C_c}{C_v} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c1} - T_{c2}} \cong 0.7 \quad (3.36)$$

$$\Delta T_{ml} = F \cdot \Delta T_{ml,controcorrente} = 9.05^\circ C \quad (3.37)$$

Le temperature che sono state utilizzate per il calcolo sono:

- Temperatura ingresso radiatore acqua: 62.72° C
- Temperatura uscita radiatore acqua: 50° C
- Temperatura ingresso radiatore aria: 40° C
- Temperatura uscita radiatore aria: 46.37° C

Assumendo come coefficiente di scambio termico globale (U) un valore di 80, preso dalla letteratura, si può calcolare infine l'area di scambio del radiatore.

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} = 6.18 \text{ m}^2 \quad (3.38)$$

Utilizzando un β pari a mille il volume del nostro radiatore sarà:

$$V = \frac{A}{\beta} = 0.00618 \text{ m}^3 \quad (3.39)$$

4 Risultati

Una volta terminato lo studio delle camicie e del radiatore si è potuto produrre i pezzi per poi poterli testare.

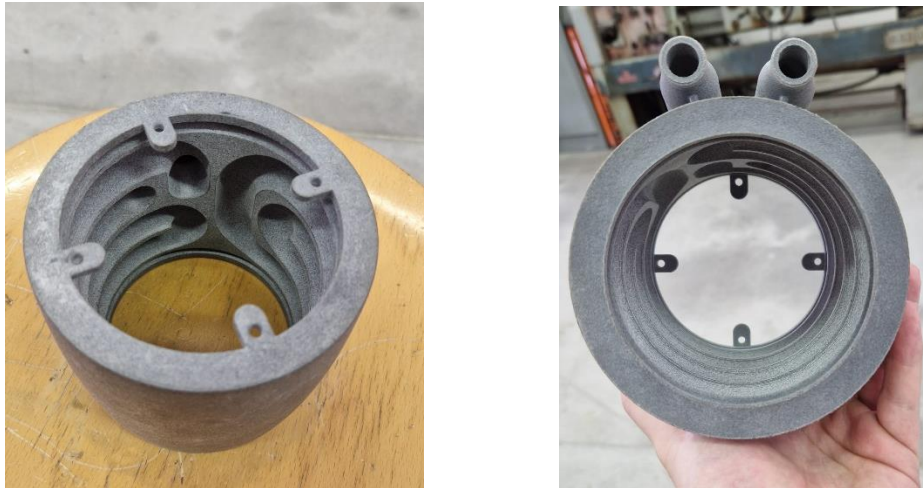


Figura 4.1: Camicia di raffreddamento finale

4.1 Camicie di raffreddamento

Per le camicie di raffreddamento sono stati effettuati ulteriori studi FEM e CFD. Quest'ultimi sono stati rilevanti per poter verificare il raffreddamento dei motori sotto diversi scenari di utilizzo.

I risultati che il CFD ha prodotto sono risultati congruenti con lo studio analitico svolto in questa tesi con un errore di scarto tra le due inferiore al 5%.

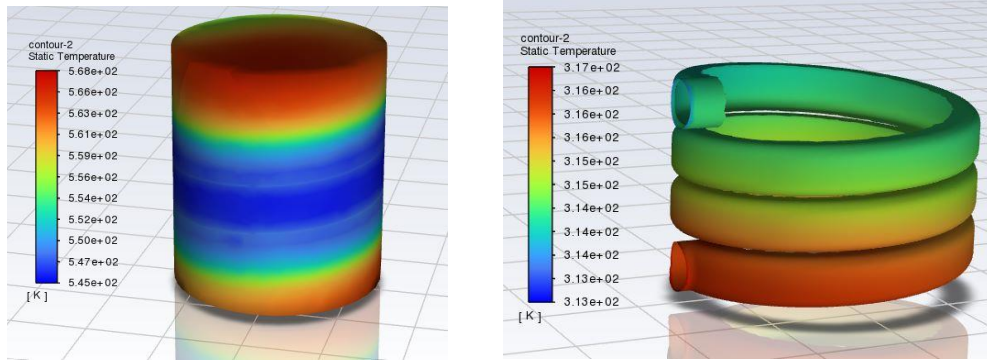


Figura 4.2: Simulazioni CFD soluzione a Elica

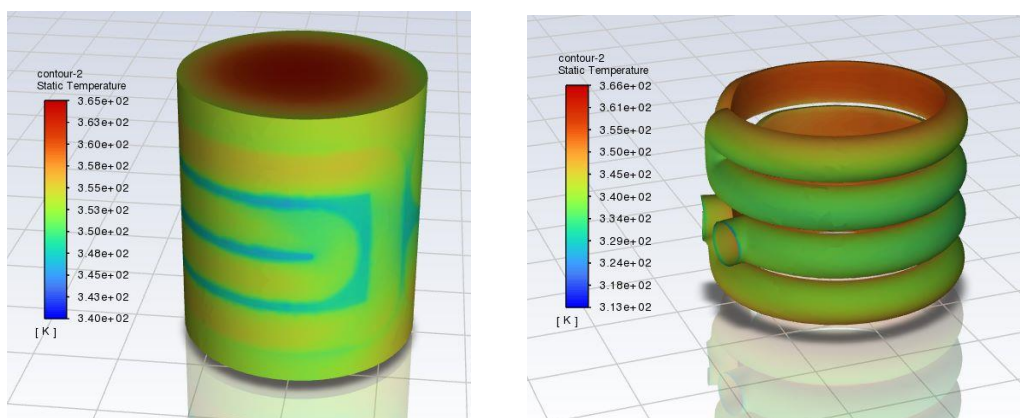


Figura 4.3: Simulazioni CFD soluzione avvolta

4.2 Inverter

L'inverter per poter essere utilizzato in auto è stato modificato. Più precisamente sono stati rimossi due dei quattro inverter presenti in quanto nella vettura saranno montati solo due motori.

La piastra di raffreddamento è rimasta la stessa in quanto già certi del raffreddamento nel caso di utilizzo di quattro motori derivato dal manuale AMK.

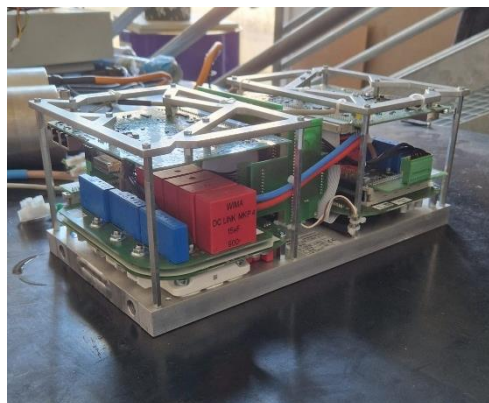
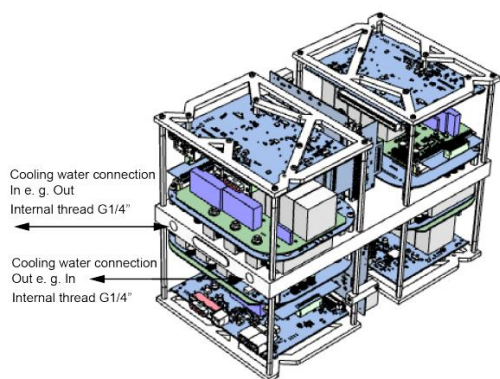


Figura 4.4: A sinistra CAD dell'inverter prima della modifica, a destra inverter modificato

4.3 Radiatore

Una volta trovato il volume del radiatore, si è presa la decisione di dividerlo in due parti più piccole per agevolare il montaggio e il raffreddamento in vettura.

Successivamente sono stati inviati i parametri ai costruttori che si sono adoperati per la produzione.

5 Conclusioni

Lo studio portato in esame è servito a progettare la geometria di un condotto di raffreddamento adeguato alle camicie di raffreddamento e successivamente a dimensionare il radiatore della vettura.

È stato poi creato un foglio di calcolo in cui è possibile modificare ogni parametro per poter agevolare in futuro il passaggio a quattro ruote motrici dell'auto elettrica.

In questo modo basterà aggiornare i dati per poter fornire un risultato celere e affidabile.

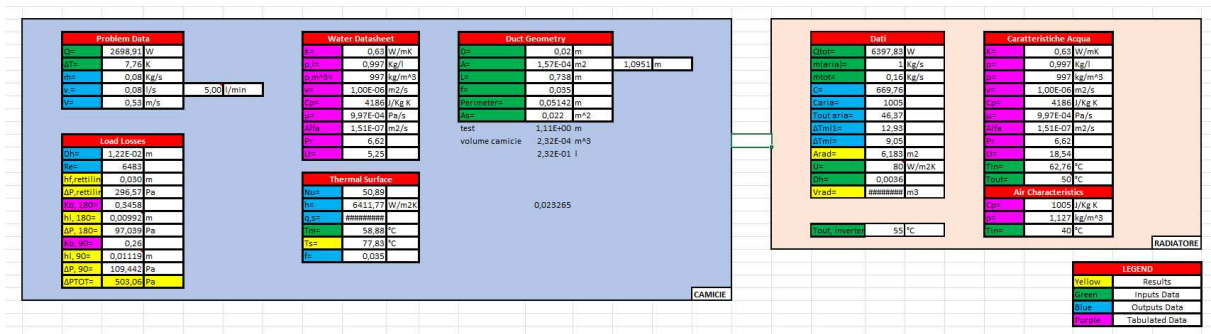


Figura 5.1: Foglio di calcolo finale per il dimensionamento delle camicie e del radiatore

5.1 Difficoltà incontrate

Sono state riscontrate difficoltà nel dimensionamento del radiatore in quanto all'inizio il salto di temperatura dell'acqua era troppo basso.

Ciò portava a una piccola differenza di temperatura tra acqua calda e aria fresca che impediva una trasmissione del calore con una superficie del radiatore ristretta.

Per risolvere questo problema si è avuta la necessità di aumentare le temperature d'ingresso dell'acqua (aumentata a 50° C) all'interno del circuito di raffreddamento. In questo modo sia la temperatura all'uscita degli inverter che quella all'uscita dei motori è aumentata e ciò ha permesso una dimensione del radiatore più contenuta.

Prima di far ciò è stata contattata la ditta AMK che ha costruito sia gli inverter che i motori per assicurarsi che questo aumento di temperatura non arrecasse alcun danno ai componenti.

Inoltre, nonostante il metodo analitico è stato effettuato con criterio, per motivi di tempistiche non è stato possibile validare i dati attraverso sperimentazioni in pista, anche se appena l'assemblaggio della macchina terminerà, sarà possibile effettuare i test necessari.

5.2 Lavori per il futuro

In futuro la vettura elettrica del Polimarche Racing Team passerà da una soluzione con due ruote motrici a una con quattro ruote motrici.

Ciò implica l'utilizzo di altri due inverter e motori che verranno montati in vettura e che avranno il bisogno di essere raffreddati.

Utilizzando il foglio di calcolo creato con questo studio, si potrà dimensionare il radiatore cambiando solamente il calore totale da dissipare che aumenterà per il maggior numero di componenti che riscaldano.

Si potrebbe poi decidere di modificare la geometria della camicia utilizzando condotti più piccoli per poter migliorare ancora l'area di scambio con il motore.



Figura 5.2: Il Polimarche Racing Team a FSAA

6 Bibliografia

- [1] AMK, motor data sheet Motor-Datenblatt, s.d.
- [2] AMK, AMK RACING KIT 4 wheel drive «Formula Student Electric», s.d. <www.amk-group.com>.
- [3] Prof. Renato Ricci, Lezione di energetica, s.d.
- [4] Prof. Renato Ricci, Lezione_12_Termotronica_Convezione in flussi esterni, in «Prof. Renato Ricci», s.d.
- [5] Prof. Renato Ricci, Lezione_13_Termotronica_Convezione in flussi interni, s.d.
- [6] Prof. Renato Ricci, Lezione_15_Termotronica_Scambiatori di Calore_Parte Prima, in «Prof. Renato Ricci», s.d.
- [7] FSG, FS-Rules_2024_v1.1, s.d.