

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

---

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Elettrica

**Progettazione di un sistema di propulsione  
elettrica a trazione integrale per  
monoposto Formula SAE**

Relatore:  
**Prof. Nicola Bianchi**  
Correlatore:  
**Prof. Giovanni Meneghetti**

Laureando:  
**Marco Munaro**

3 Dicembre 2019

---

Anno Accademico 2018-2019



# Indice

Introduzione . . . . .	iii
<b>1 Formula SAE</b>	<b>1</b>
1.1 La competizione . . . . .	2
1.2 Gli eventi . . . . .	3
1.2.1 Prove Statiche . . . . .	3
1.2.2 Prove Dinamiche . . . . .	5
1.2.3 Punteggi e Classifica . . . . .	7
1.3 La categoria elettrica (Classe 1E) . . . . .	8
1.4 Il Progetto Formula SAE all'Università di Padova . . . . .	8
<b>2 Origin-e</b>	<b>11</b>
2.1 Storia . . . . .	11
2.2 Obiettivo . . . . .	12
2.3 Specifiche tecniche . . . . .	13
<b>3 Powertrain</b>	<b>17</b>
3.1 Panoramica . . . . .	17
3.2 Trasmissione . . . . .	20
3.2.1 Dimensionamento . . . . .	20
3.2.2 Selezione . . . . .	20
3.3 Motore . . . . .	23
3.3.1 Caratteristiche auspicabili . . . . .	23
3.3.2 Requisiti di progetto . . . . .	23
3.3.3 Considerazioni sulla coppia specifica . . . . .	23
3.3.4 Prototipo . . . . .	26
3.3.5 Analisi . . . . .	29
3.3.6 Assemblaggio . . . . .	31
3.3.7 Misure . . . . .	34
3.3.8 Motore specificamente sviluppato . . . . .	34

---

3.3.9	Analisi . . . . .	38
3.3.10	Misure . . . . .	39
3.4	Accumulatore . . . . .	44
3.4.1	Caratteristiche auspicabili . . . . .	44
3.4.2	Requisiti di progetto . . . . .	44
3.4.3	Stima della capacità totale . . . . .	45
3.4.4	Scelta delle celle . . . . .	46
3.4.5	Assemblaggio dell'accumulatore . . . . .	51
3.4.6	Raffreddamento . . . . .	53
3.4.7	Posizionamento . . . . .	54
3.4.8	Battery Management System (BMS) . . . . .	54
3.5	Inverter e controllo dei motori . . . . .	56
3.5.1	Caratteristiche auspicabili . . . . .	56
3.5.2	Requisiti di progetto . . . . .	56
3.5.3	Scelta degli switch . . . . .	57
3.5.4	Unità di controllo . . . . .	58
3.5.5	Configurazione meccanica . . . . .	59
3.5.6	Raffreddamento . . . . .	60
<b>4</b>	<b>La monoposto</b>	<b>61</b>
4.1	Telaio . . . . .	61
4.1.1	Sviluppo . . . . .	62
4.1.2	Produzione . . . . .	63
4.1.3	Misure . . . . .	66
4.2	Aerodinamica . . . . .	67
4.2.1	Sviluppo . . . . .	67
4.2.2	Produzione . . . . .	68
4.3	Sospensioni e freni . . . . .	69
4.4	Centralina e controlli . . . . .	74
<b>5</b>	<b>Partecipazione agli eventi</b>	<b>77</b>
	Conclusione . . . . .	78
	<b>Bibliografia</b>	<b>79</b>

# Introduzione

Il presente elaborato ha lo scopo di illustrare la progettazione e la realizzazione di un sistema elettrico di propulsione per monoposto Formula SAE, con la finalità di realizzare una vettura volta a partecipare all'omonima competizione internazionale di design ingegneristico.

Dopo una descrizione della competizione e della struttura del progetto all'Università di Padova, attiva nell'ambito da oltre 10 anni con veicoli spinti da motore endotermico, vengono illustrate le scelte tecniche e i compromessi che hanno portato alla creazione del primo veicolo per la categoria elettrica.

L'autore si è occupato in particolare della progettazione e della realizzazione dei motori sincroni della vettura, con l'obiettivo di massimizzarne la coppia specifica. Vengono descritte nel dettaglio le soluzioni adottate a tal fine, come l'adozione della topologia a rotore esterno e l'utilizzo di magneti permanenti in configurazione Halbach. Lo sviluppo passa attraverso la realizzazione di prototipi intermedi, il cui processo costruttivo viene spiegato illustrando le difficoltà incontrate e le soluzioni introdotte nelle varie fasi.

L'autore è stato presente fin dalla nascita della divisione elettrica del progetto Formula SAE a Padova, decidendo il concept della monoposto e coprendo il ruolo di responsabile tecnico per i primi quattro anni. Per questo motivo, una breve parte dell'elaborato è dedicata alla descrizione generale dell'intero veicolo, al fine di esprimere la coerenza globale delle scelte intraprese rispetto alla finalità della prima vettura: creare una base solida di soluzioni tecniche e di conoscenze per le future evoluzioni della monoposto e del team.

# Capitolo 1

## Formula SAE

La Formula SAE (o Formula Student) è una competizione internazionale riservata alle università, promossa dalla SAE International (precedentemente Society of Automotive Engineers) [1] [2]. Studenti da ogni parte del mondo progettano e costruiscono una vettura monoposto da corsa, che viene poi valutata dal punto di vista ingegneristico da esperti del settore in eventi dedicati.

Lo scopo della competizione è dare agli studenti la possibilità di mettere in pratica le nozioni apprese nel proprio percorso di studi, mettendoli a confronto con una realtà simile a quella con la quale potrebbero avere a che fare nel loro futuro professionale. L'esperienza è aperta a studenti di ogni ambito di studi: oltre che per le caratteristiche tecniche, la vettura viene infatti valutata dal punto di vista del marketing per un'ipotetica produzione in serie, con relative possibilità di vendita.

La progettazione deve seguire in maniera precisa un regolamento che fissa le principali limitazioni e le misure di sicurezza fondamentali. Prima di poter correre sul tracciato, la vettura è sottoposta ad un'attenta analisi da parte dei giudici per verificarne la completa aderenza alle regole. In questa trattazione faremo riferimento al regolamento Formula SAE 2016 [3], tuttavia ogni anno esso viene aggiornato con variazioni più o meno significative.

Nata negli Stati Uniti nel 1981 come competizione per veicoli con motore a combustione interna, la Formula SAE diventa rapidamente popolare in tutto il mondo. Nel 2010 viene introdotta la categoria elettrica, riservata a monoposto a propulsione elettrica alimentate a batteria. Nel 2017 in Germania viene introdotta la categoria driverless, per vetture a guida autonoma. Al 2019, oltre 600 università nel mondo partecipano o hanno partecipato alla categoria per vetture a combustione (classe

1C), 170 alla categoria elettrica (classe 1E) e circa 40 team si sono dedicati ad una vettura driverless (classe 1D). In alcuni paesi esiste una categoria dedicata al solo progetto su carta (Classe 3), nella quale i partecipanti affrontano solamente le prove statiche e non sono tenuti a presentare una vettura funzionante (provini e prototipi di componenti in fase di sviluppo sono comunque ben visti).

## 1.1 La competizione

L'idea alla base della Formula SAE è che un team di studenti venga contattato da un'azienda fittizia per la progettazione e la produzione di una monoposto a ruote scoperte, destinata a piloti non professionisti, per un volume di produzione di 1000 vetture l'anno. Nella realtà, ovviamente, un solo prototipo viene costruito e testato in pista.

Il team è quindi chiamato a:

- Concepire
- Progettare
- Produrre
- Testare
- Promuovere
- Pilotare

il veicolo costruito. I membri del team devono essere rigorosamente studenti iscritti all'università, piloti inclusi.



**Figura 1.1:** Panoramica dei partecipanti alla Formula Student Germany 2015

Una stagione Formula SAE dura un anno. La struttura tipica comprende: formazione del nuovo team a settembre/ottobre, fase di progettazione fino a dicembre e fase di produzione e assemblaggio fino ad aprile, con presentazione al pubblico in maggio. Nei mesi successivi alla produzione inizia la fase di test e collaudo, che termina con l'inizio degli eventi nel periodo estivo (luglio/agosto).

## 1.2 Gli eventi

Gli eventi Formula SAE sono organizzati in vari paesi del mondo una volta l'anno ed hanno durata variabile fra i 4 e i 7 giorni. I primi giorni sono dedicati alle ispezioni tecniche, dove giudici preposti controllano che la vettura rispetti il regolamento sia per quanto riguarda la sicurezza, sia per limiti dimensionali. È consentito l'accesso alle prove dinamiche solo ai veicoli che concludono con successo questa fase. Nei giorni centrali vengono svolte le prove statiche e solo negli ultimi quelle dinamiche in pista.



Figura 1.2: Principali Eventi Formula SAE nel mondo

### 1.2.1 Prove Statiche

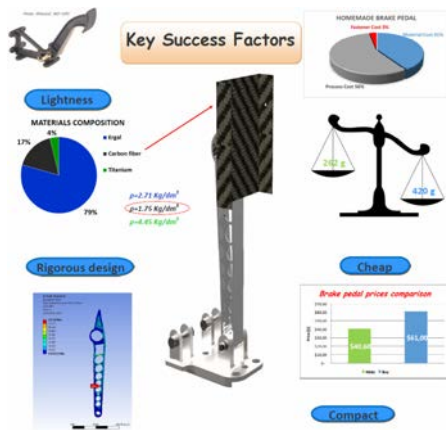
- **Business Plan Presentation**

Gli studenti devono preparare un business plan e presentarlo di fronte a degli investitori (fittizi) cercando di convincerli della convenienza del potenziale investimento nella produzione delle vetture. I giudici valutano non solo la solidità dei contenuti ma anche la qualità dell'esposizione e la prontezza con la quale i presentatori sono in grado di rispondere ad eventuali domande.



Figura 1.3: Finale della presentazione Business Plan alla Formula Student Germany 2014





**Figura 1.4:** Estratto presentazione real case ("make or buy")

- **Cost Analysis**

Vengono valutate, dal punto di vista economico, la scelta delle componenti, delle tecnologie produttive e di assemblaggio. Tali scelte devono essere esposte ed accuratamente documentate facendo riferimento a degli standard comuni (valori tabulati per costo di componenti, materiali e operazioni di montaggio). Viene inoltre affidato con anticipo un problema specifico (riduzione costo di una particolare componente o valutazione di costi particolari) che il team deve risolvere nella maniera più brillante possibile e presentarne la soluzione di fronte ai giudici (figura 1.4).

- **Engineering Design**

È la prova statica più importante, vista la natura principalmente ingegneristica della competizione. Esperti del settore automotive e industriale valutano la qualità della progettazione in relazione all'obiettivo che il team si è posto a inizio stagione. Non vince necessariamente il progetto con le maggiori prestazioni su carta, bensì quello che risulta essere più coerente con l'obiettivo prefissato. Oltre alle scelte tecniche vengono valutate le competenze dei membri del team sia nelle specifiche soluzioni sviluppate che in generale.



**Figura 1.5:** Esposizione del design alla Formula Student Germany

## 1.2.2 Prove Dinamiche

- **Acceleration**

Prova di accelerazione sui 75m con partenza da fermo.

Possono essere effettuati al massimo quattro tentativi (dei quali al più due con lo stesso pilota) e viene considerato il miglior tempo tra quelli ottenuti. In questa prova, vetture elettriche a trazione integrale hanno dato spesso migliori risultati per via della maggiore coppia scaricabile a terra.

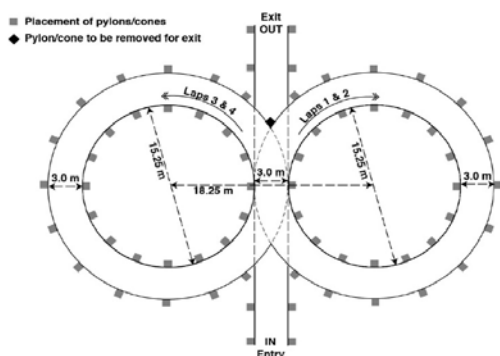


**Figura 1.6:** Vettura in partenza nella prova di accelerazione

- **Skid-Pad**

Prova volta a valutare la tenuta laterale della vettura. Si svolge su un tracciato a forma di "8", formato da due cerchi del diametro di 15.25 m delimitati da coni. La vettura deve percorrere due volte il primo anello in un senso e due volte il secondo nel senso opposto, senza interruzioni. Ai fini della classifica viene considerato il tempo medio tra secondo e quarto giro. Anche in questo caso possono essere effettuati al più quattro tentativi.

Nella competizione tedesca (Formula Student Germany) questa prova è stata per anni realizzata sul bagnato, con degli idranti costantemente in funzione in modo da simulare condizioni di pioggia torrenziale.



**Figura 1.7:** Pianta del circuito di Skid-Pad



**Figura 1.8:** Vettura durante la prova di Skid-Pad sul bagnato

- **Autocross**

È una prova che consiste nel percorrere nel minor tempo possibile un circuito specifico, delimitato mediante coni. Il percorso è molto tortuoso, pensato per velocità medie dai 40 ai 55 km/h e con rettilinei molto brevi, che in genere non consentono velocità massime oltre i 100 km/h. Vengono effettuati al massimo quattro tentativi per team e si considera il tempo migliore. Eventuali coni colpiti conferiscono 2 secondi di penalità ciascuno sul tempo registrato.



**Figura 1.9:** Vettura durante la prova di Autocross

- **Endurance ed Efficiency**

È la prova più lunga, volta a misurare l'affidabilità della vettura. Consiste nel percorrere vari giri di pista (in genere sullo stesso tracciato dell'autocross) per un totale di 25-30 km. Esattamente a metà gara viene effettuata una pausa, nella quale la monoposto deve essere spenta completamente e riaccesa, e il pilota deve essere cambiato rispetto a quello che ha guidato nella prima parte. In caso di malfunzionamenti che portino la vettura a fermarsi o a condizioni di scarsa sicurezza per gli altri partecipanti (come perdite d'olio su strada) la prova è considerata fallita e non vi è possibilità di ritentare. Sono ammesse fino a 5 auto contemporaneamente nel tracciato e non è consentito sorpassare se non in apposite corsie predisposte. L'ordine di partenza è determinato dalla classifica della prova di autocross in modo da avere veicoli con prestazioni simili in pista contemporaneamente, minimizzando quindi il numero di sorpassi. Le vetture più veloci partono assieme, per ultime.



**Figura 1.10:** Veduta aerea del circuito di endurance

Durante la gara vengono misurati i consumi dei veicoli e messi in relazione con la loro velocità di percorrenza. Viene quindi assegnato un punteggio volto a stabilire l'efficienza energetica della vettura.

### 1.2.3 Punteggi e Classifica

Il massimo dei punti totalizzabili è 1000, distribuiti nelle varie prove secondo la seguente tabella:

<b>Eventi statici</b>	
Business Plan Presentation	75
Cost Analysis	100
Engineering Design	150
<b>Eventi Dinamici</b>	
Acceleration	75
Skid-Pad	50
Autocross	150
Endurance	300
Efficiency	100
<b>Totale</b>	<b>1000</b>

Per ogni prova, il team con il risultato migliore riceve il massimo punteggio, mentre agli altri viene assegnato un numero di punti proporzionale alla propria prestazione rispetto a quella del primo classificato. Il punteggio finale di ogni team corrisponde alla somma dei risultati ottenuti sulle singole prove. Sulla base dei punteggi finali viene stilata la classifica dell'evento e quindi il vincitore.

### 1.3 La categoria elettrica (Classe 1E)

La categoria elettrica, introdotta per la prima volta nel 2010, ha visto subito una crescita molto rapida nel numero di partecipanti e nella complessità delle soluzioni adottate. Partendo da vetture spinte da motori elettrici a spazzole sul solo asse posteriore, si è giunti in breve tempo a configurazioni a trazione integrale con motori controllati in maniera indipendente.

Gli accumulatori di energia utilizzati sono quasi esclusivamente batterie al litio, in quanto forniscono la densità energetica più elevata per queste vetture estremamente leggere. Per questioni di sicurezza possono essere utilizzate solo celle commerciali e non tecnologie sperimentali, tuttavia la struttura dell'accumulatore (elettrica e meccanica) deve essere progettata e realizzata seguendo una se-



**Figura 1.11:** Vettura sottoposta al rain test

zione specifica del regolamento. Agli eventi, la ricarica delle batterie può essere eseguita solo in zone dedicate, rimuovendo l'accumulatore dalla vettura.

Oltre alle ispezioni tecniche meccaniche, le vetture elettriche devono, prima di poter entrare in pista, essere sottoposte ad ulteriori controlli di sicurezza volti a verificare la corretta progettazione e realizzazione dell'accumulatore e di tutti i sistemi elettrici e di sicurezza. Dopo controlli visivi con eventuali richieste di chiarimenti e documentazione, viene verificato l'isolamento dei sistemi di alta tensione della vettura in condizioni normali e mentre è sottoposta ad abbondanti getti d'acqua ("rain test", figura 1.11).

### 1.4 Il Progetto Formula SAE all'Università di Padova

Il progetto Formula SAE a Padova coinvolge annualmente circa 60 studenti, divisi nel team che si dedica all'auto elettrica e in quello che si dedica alla vettura a combustione. "Race UP" (Race Uni-Padova) è il nome del team, utilizzato per tutte le questioni promozionali e di immagine legate alla competizione. Il simbolo è uno squalo stilizzato su uno scudetto a fondo rosso per indicare la divisione che si occupa della vettura con motore a combustione e a fondo blu per quella che si occupa della vettura elettrica. La collaborazione richiesta è biennale, in modo che i partecipanti



**Figura 1.12:** Presentazione al pubblico delle vetture

apprendano le conoscenze durante il primo anno e le sviluppino e le trasmettano ai nuovi membri durante il secondo. Ogni 12 mesi, circa metà partecipanti lasciano il team e altrettanti nuovi membri vengono selezionati per formare il gruppo che si dedicherà alla nuova stagione. Nel mese di ottobre il progetto viene pubblicizzato esponendo le vetture nei vari dipartimenti e attraverso brevi presentazioni in aula. Vengono raccolti i curricula dei candidati e tramite una serie di colloqui, effettuati dai componenti del team rimasti dalla stagione precedente, sono selezionati i nuovi membri e viene formato il nuovo gruppo. Fino a dicembre vi è la fase di progettazione della vettura, mentre la fase produttiva termina in maggio, seguita dal periodo di test prima della partecipazione agli eventi in estate.

La progettazione viene svolta principalmente all'università in spazi specificamente dedicati. Produzione e assemblaggio avvengono grazie al supporto di OZ Racing, azienda di San Martino di Lupari (PD), che mette a disposizione uno spazio dedicato al suo interno e delle macchine utensili per realizzare le varie parti e assemblare la vettura. Numerose aziende partner sponsorizzano il progetto tramite fornitura di componenti, lavorazioni o finanziamenti. La ricerca e la gestione di questi sponsor viene fatta sempre dagli studenti partecipanti.

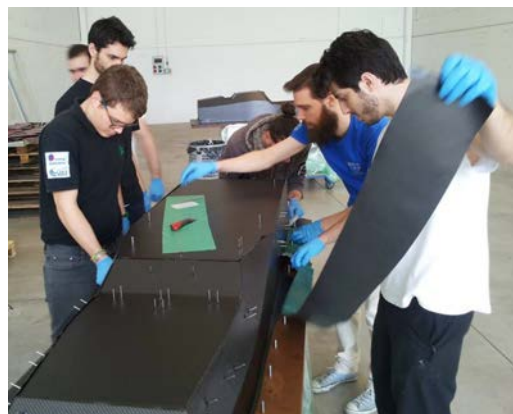
Il team è diviso nei seguenti reparti:

- Telaio
- Aerodinamica
- Powertrain
- Sospensioni e dinamica del veicolo
- Elettronica e controllo
- Business & Marketing

Ogni reparto fa capo ad un responsabile di reparto e questi ultimi fanno riferimento al responsabile tecnico per quanto riguarda le questioni relative alla vettura e al team manager per quanto riguarda le questioni organizzative e logistiche.

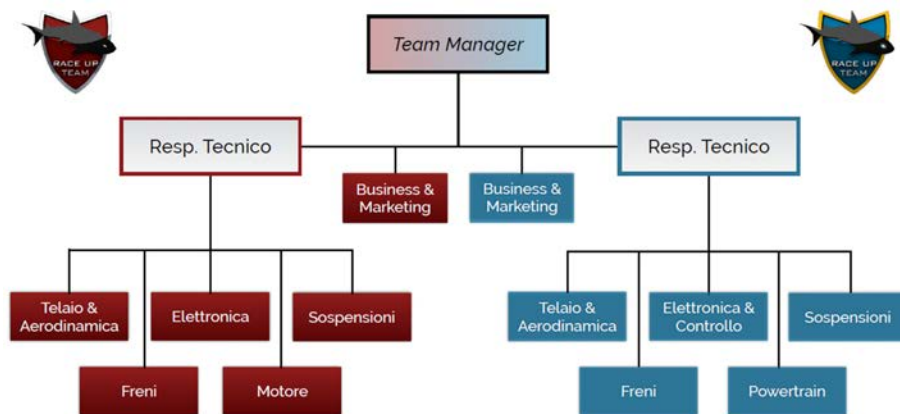


**Figura 1.13:** Sede OZ S.p.A. a San Martino di Lupari (PD)



**Figura 1.14:** Studenti lavorano al telaio negli spazi dedicati

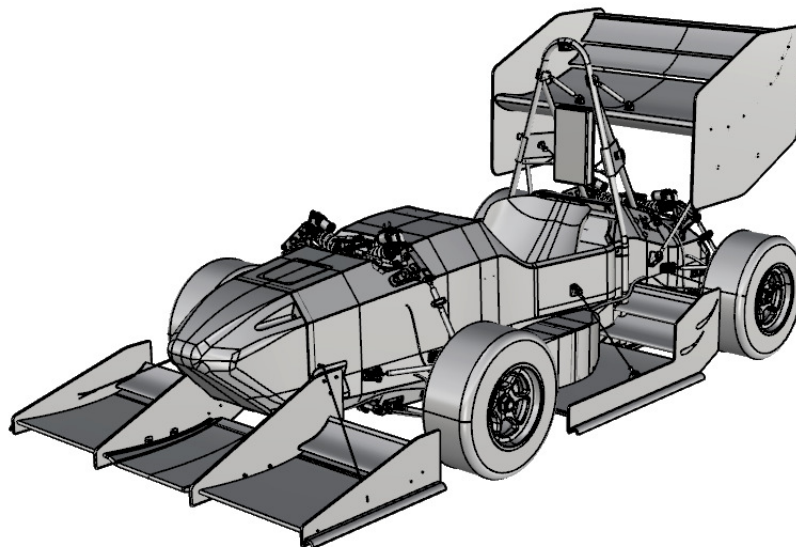
I reparti non sono stagni, ma collaborano sia in fase di progettazione che in fase di produzione, spostando le risorse umane dove più necessarie. Esempi sono l'interazione tra chi si occupa di controlli elettronici e chi si occupa di dinamica del veicolo, tra chi lavora all'elettronica e chi lavora all'accumulatore, oppure la collaborazione tra membri del reparto aerodinamica e membri del reparto telaio per produrre le componenti in materiale composito richieste da tutti i reparti.



**Figura 1.15:** Struttura del team Formula SAE all'Università di Padova

# Capitolo 2

## Origin-e



Origin-e è la prima vettura Formula SAE elettrica dell'Università di Padova.

### 2.1 Storia

Dopo oltre 10 anni di sole vetture a combustione, anche l'Università di Padova inizia a pensare ad un sistema di trazione per la categoria emergente riservata alle monoposto elettriche.

Nel 2013, dopo alcuni studi preliminari, una soluzione di partenza relativamente semplice sembra quella di creare una vettura molto simile a quella a combustione, dove la trazione (posteriore) è fornita da un singolo motore elettrico connesso all'asse posteriore tramite differenziale meccanico. Una breve esposizione di questo concept viene fatta alla presentazione di recruitment di ottobre 2014, dove un certo numero



di studenti manifestano il loro interesse. Fra questi, 6 candidati vengono selezionati per iniziare a lavorare al progetto.

Dopo l'esperienza accumulata nelle passate stagioni di Formula SAE, osservando i ritmi dell'anno tipico e l'evoluzione della vettura a combustione, è risultata evidente la difficoltà nel riuscire a introdurre importanti cambi di configurazione della monoposto nell'arco di un solo anno. L'iniziare con una vettura molto semplice quindi, sebbene conveniente dal punto della velocità di conseguimento dei primi risultati, è stato ritenuto poco strategico in un'ottica di lungo periodo. Si è deciso pertanto di iniziare con un progetto a due anni, al fine di sviluppare un powertrain più complesso e con maggiore potenziale in termini prestazionali. Questo ha permesso inoltre di sviluppare componenti che in passato erano state considerate, ma giudicate troppo onerose per quanto riguarda tempo e risorse. Le più importanti sono il telaio in materiale composito, l'utilizzo di ruote di diametro ridotto e lo sviluppo del pacchetto aerodinamico. Per il sistema di trazione, viene scelta una configurazione a trazione integrale con quattro motori indipendenti.

Il team iniziale procede entrando più nel dettaglio della progettazione, pianificando lo sviluppo delle parti principali. A metà 2015, con le idee più chiare sul carico di lavoro, viene organizzato un secondo recruitment e il team viene portato a 18 membri. Nell'autunno dello stesso anno viene ulteriormente esteso portandolo a 24 persone.

La vettura, denominata Origin-e, parteciperà alla Formula Student Germany 2016 a Hockenheim e alla Formula SAE Italy 2017 a Varano de' Melegari.

## 2.2 Obiettivo

L'obiettivo della prima vettura elettrica è stato la creazione di una base solida e scalabile per le future evoluzioni, con molte parti sviluppate dal team a partire da foglio bianco. Una scelta di questo tipo permette non solo migliori prestazioni per via delle soluzioni sviluppate su misura, ma anche una maggiore efficacia dal punto di vista didattico rispetto alla semplice selezione e integrazione di componenti commerciali. Viene raggiunta una conoscenza più profonda delle parti della vettura ed una maggiore capacità di individuare problemi e risolvere malfunzionamenti. Vi è inoltre la possibilità di dare maggiore coerenza globale al progetto, specialmente nell'ottica di evoluzioni successive.

## 2.3 Specifiche tecniche

### Caratteristiche meccaniche:

- Telaio monoscocca integrale in composito, struttura a sandwich con nucleo in honeycomb di alluminio
- Sospensioni di tipo push rod con barra antirollio regolabile
- Pacchetto aerodinamico completo di ala anteriore, ala posteriore, pance laterali e fondo aerodinamico con diffusore
- Trasmissione tramite riduttore epicicloidale con rapporto 7:1
- Ruote da 10 pollici in lega di magnesio
- Freni a disco da 175 mm in acciaio AISI420 con pinze custom
- Passo: 1535 mm
- Carreggiata: 1180 mm anteriore, 1140 mm posteriore
- Lunghezza: 2874 mm, Larghezza: 1352 mm, Altezza: 1174 mm
- Massa totale: 198 kg (pilota escluso)

### Caratteristiche elettriche:

- 4 Motori sincroni a magneti permanenti montati sul mozzo ruota
- 4 Inverter basati su MOSFET SiC con controllo SVPWM
- Accumulatore agli ioni di litio da 6.72 kWh in configurazione 142s2p
- 140 kW potenza massima erogabile dall'accumulatore
- 525 V tensione nominale dell'azionamento, 600 V tensione massima
- 4 x 50 Nm Coppia motrice
- 4 x 37 kW Potenza massima

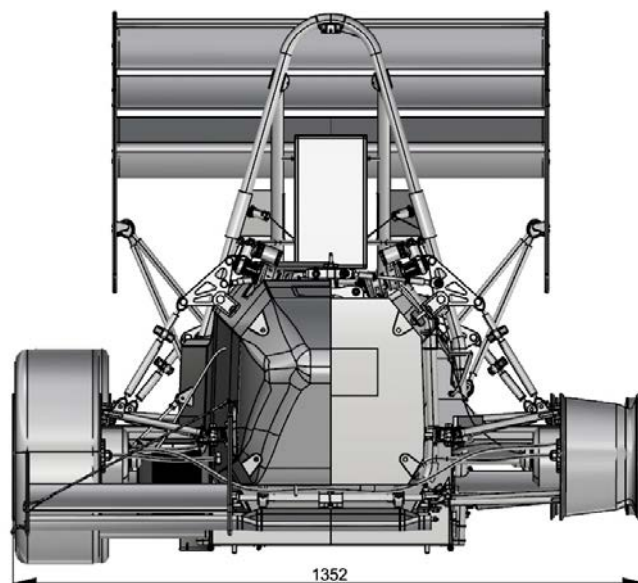


Figura 2.1: Vista frontale Origin-e.

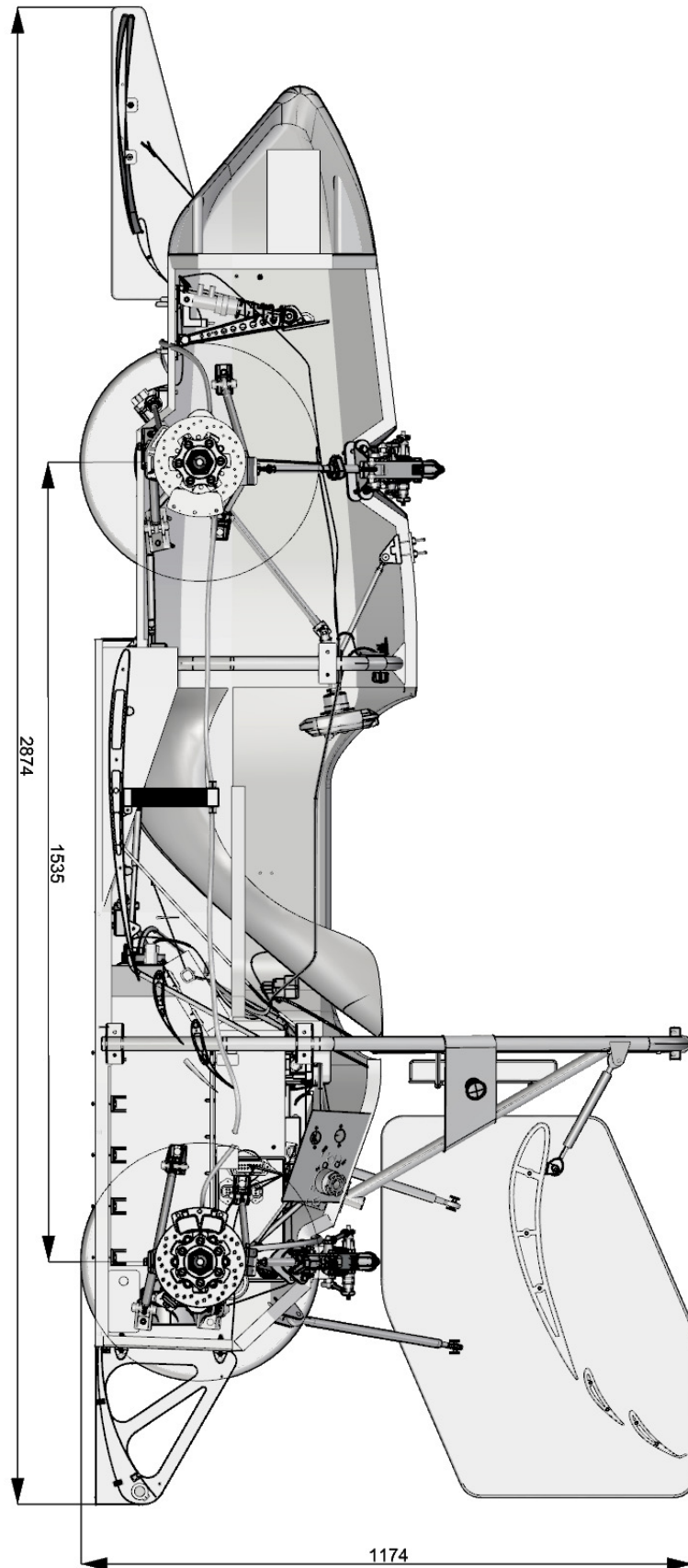


Figura 2.2: Vista laterale Origin-e.

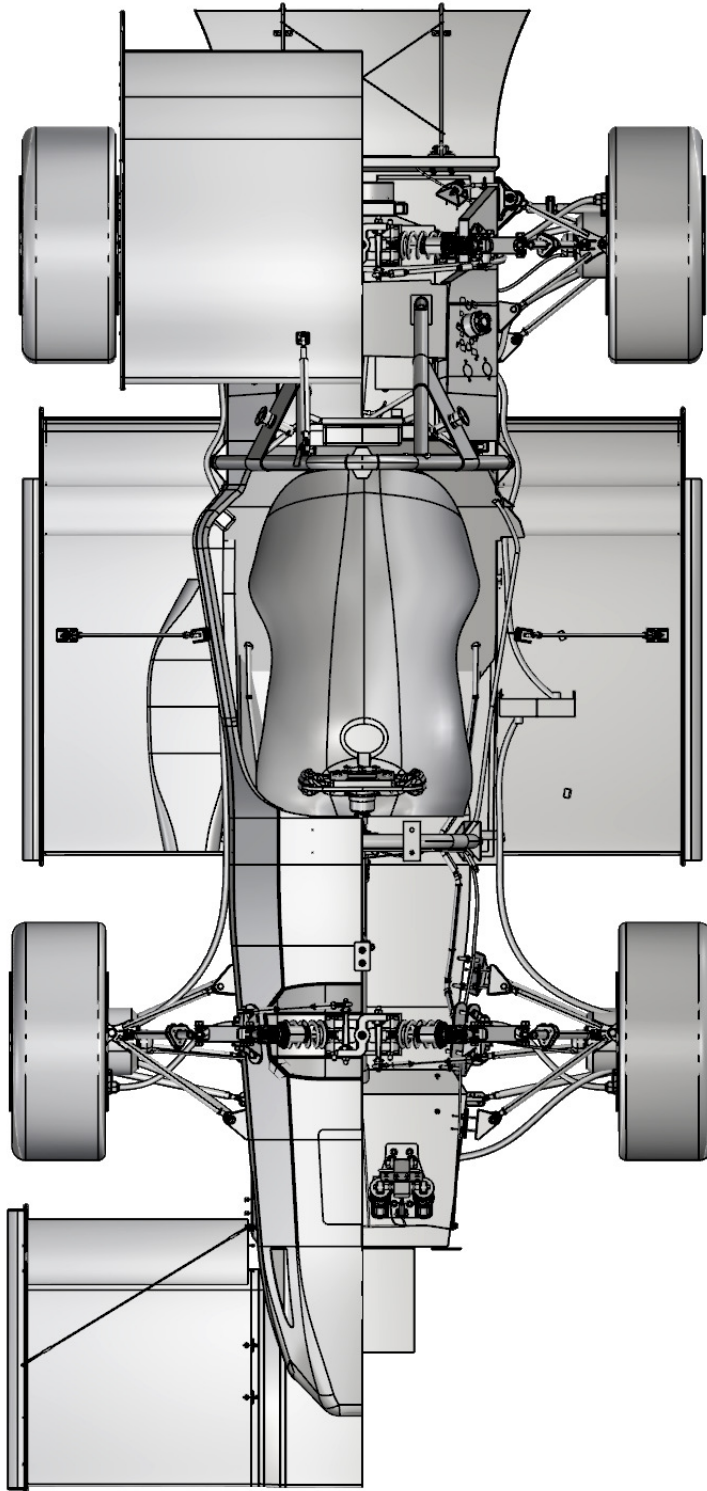


Figura 2.3: Vista aerea Origin-e.



# Capitolo 3

## Powertrain

### 3.1 Panoramica

L'obiettivo principale nello sviluppo del sistema di trazione è stato la leggerezza. La potenza massima è fissa da regolamento (80 kW), pertanto una massa minore si traduce direttamente in migliori prestazioni di accelerazione. Peso ridotto permette anche agli pneumatici di lavorare meglio, aumentando la tenuta e le prestazioni generali della vettura. Risulta difficile trovare componenti commerciali che si adattino all'applicazione, poiché il settore automotive nell'ambito elettrico non è ancora sviluppato come quello della trazione a motore endotermico. Le soluzioni disponibili sono spesso motori elettrici industriali progettati per lavorare fissi a terra, dimensionati per garantire affidabilità in funzionamento continuo, oppure inverter dall'elevato ingombro per via dei sistemi di dissipazione del calore semplici ed economici. Nel progettare il powertrain si è cercato quindi di massimizzare le prestazioni specifiche di ogni componente, sviluppando soluzioni su misura negli ambiti dove risultasse conveniente e fattibile nei tempi prefissati.

La configurazione a quattro ruote motrici è stata scelta rispetto a quella a trazione posteriore dopo simulazioni comparative con il software OptimumLap, che mostravano un miglioramento considerevole anche senza considerare vantaggi dovuti all'eventuale implementazione del torque vectoring, ovvero la gestione indipendente della coppia di ogni ruota al fine di massimizzare la stabilità del veicolo. Avere dei motori sull'asse anteriore permette inoltre una maggiore possibilità di rigenerazione dell'energia in frenata, quindi una migliore efficienza complessiva della vettura e una minore necessità di smaltimento del calore dei freni, problematica più critica con ruote di piccole dimensioni.

Si è scelto di posizionare i motori all'interno delle ruote al fine di minimizzare la massa totale e gli ingombri, si evita infatti di doverli piazzare all'interno del telaio e quindi di connettere la trasmissione ai mozzi tramite semiassi. Tale posizionamento tuttavia va ad incrementare le masse non sospese, influenzando negativamente la dinamica del veicolo. La minimizzazione del loro peso è pertanto fondamentale e si è deciso per l'adozione di una soluzione specificamente sviluppata.

La trasmissione, anch'essa da posizionare all'interno delle ruote, è stata giudicata troppo onerosa da sviluppare su misura per la prima vettura. Vista la disponibilità a catalogo di un'opzione dal peso accettabile, si è deciso per la soluzione pronta.

Azionamenti commerciali sono generalmente pesanti e ingombranti, ne esistono alcune versioni pensate per l'automotive, ma il loro costo è molto elevato e le prestazioni non sono comunque adeguate all'applicazione in esame. Si è deciso quindi per lo sviluppo di inverter con interruttori basati su tecnologia al carburo di silicio (SiC), di recente introduzione commerciale. Questa tecnologia permette frequenze di commutazione elevate (basse perdite di switching), caratteristica ideale per pilotare i motori, che da stime preliminari risulteranno avere induttanza molto ridotta. Per sfruttare i moduli SiC dalle migliori prestazioni specifiche tra quelli disponibili viene scelto per il bus in continua la massima tensione ammessa da regolamento (600 V). Questo comporta altri vantaggi, tra i quali minori interferenze elettromagnetiche e cavi di sezione inferiore (più leggeri) in virtù delle minori correnti.

L'accumulatore è quindi progettato per fornire 600 V quando completamente carico. Dal punto di vista meccanico si è scelto di realizzare la struttura in alluminio seguendo le prescrizioni del regolamento. Questo penalizza in termini di massa totale, ma permette di dedicare più tempo allo sviluppo di altre parti più complesse. La massa di alluminio inoltre fornisce capacità termica aggiuntiva alla struttura, aiutando a limitare la temperatura delle celle. La capacità totale dell'accumulatore non è semplice da determinare con precisione a priori, non essendo ancora note le caratteristiche delle componenti in fase di sviluppo e le caratteristiche aerodinamiche della vettura. Sono state quindi fatte delle stime di massima stando sul lato conservativo, si lascia ad una seconda iterazione della vettura un affinamento del valore, supportato dai test reali sul veicolo stesso.

Due sistemi elettrici distinti sono realizzati, uno di alta e uno di bassa tensione. Il primo è composto principalmente da accumulatore, inverter, motori e tutti i rela-

tivi servizi, come ad esempio il sistema di precarica/scarica dei condensatori del bus in continua. Il secondo comprende tutta la parte di controllo (acceleratore, freni, avvio/spengimento) e acquisizione dati dai sensori (temperatura gomme, escursione sospensioni, stato dell'accumulatore, potenza e corrente istantanea etc.). La separazione dei due sistemi è controllata costantemente da un monitor d'isolamento e in caso di anomalie il sistema viene arrestato e messo in sicurezza.

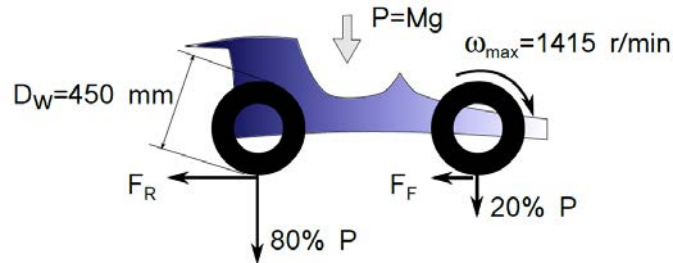
Sono state sfruttate moderne tecnologie di stampa 3d (principalmente sinterizzazione laser selettiva - SLS) per realizzare componenti in lega di titanio a struttura cava, riducendone notevolmente il peso. Questo processo è stato utilizzato anche per creare raccordi e connettori su misura in poliammide, permettendo riduzioni di ingombro e di peso molto elevate (oltre l'80%) rispetto a molte soluzioni commerciali.

Si lascia alle successive evoluzioni della vettura la progettazione di una trasmissione che permetta di ottimizzare la massa totale del blocco motoriduttore e di un box per le batterie in materiale composito, più leggero rispetto a quello in alluminio.



## 3.2 Trasmissione

### 3.2.1 Dimensionamento



**Figura 3.1:** Distribuzione pesi in fase di massima accelerazione

Assumendo una massa totale  $M$  (veicolo e pilota) di 260 kg, una distribuzione pesi in condizioni di massima accelerazione di 20% anteriore e 80% posteriore e un coefficiente di attrito pneumatico-asfalto in condizioni ottimali  $\mu = 1.5$ , la massima forza  $F_r$  trasmissibile a terra per ognuna delle ruote posteriori risulta essere:

$$\frac{M \cdot g \cdot 0.8 \cdot \mu}{2} = \frac{260 \cdot 9.81 \cdot 0.8 \cdot 1.5}{2} = 1530 \text{ N} \quad (3.1)$$

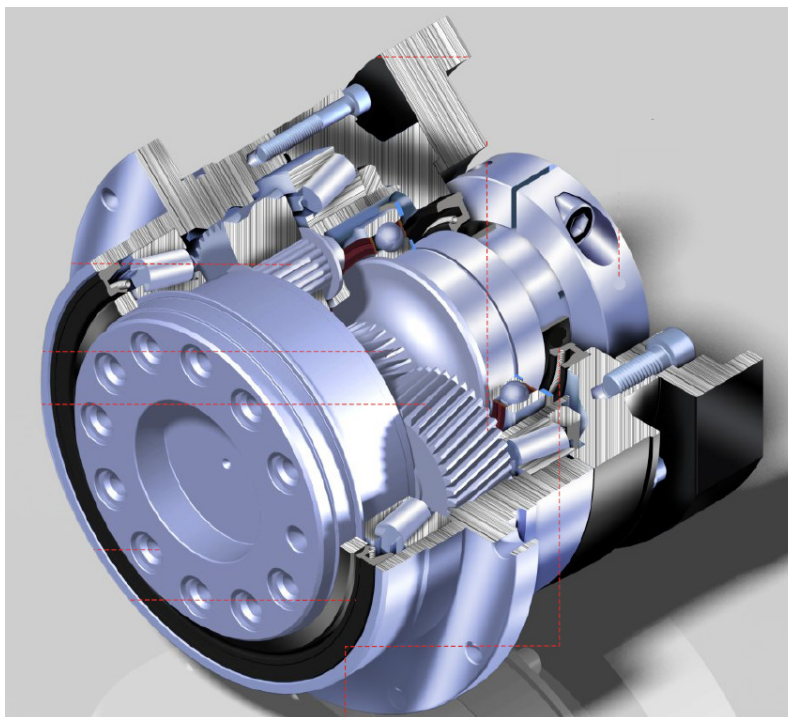
Dato il diametro esterno dello pneumatico  $D_w = 0.45$  m, la coppia massima alla ruota risulta:

$$F_r \cdot \frac{D_w}{2} = 1530 \cdot \frac{0.45}{2} = 344 \text{ Nm} \quad (3.2)$$

Corrispondente alla coppia massima che i riduttori dell'asse posteriore devono erogare per brevi istanti. Assumendo una distribuzione pesi invertita in condizioni di massima frenata rigenerativa, si giunge allo stesso valore di coppia per i gruppi ruota anteriori.

### 3.2.2 Selezione

Fra le trasmissioni più compatte e leggere vi sono i riduttori epicicloidali. Essi presentano generalmente una densità di coppia più elevata rispetto alle soluzioni più diffuse, quali ad esempio i riduttori con ingranaggi ad assi paralleli, per merito del maggior numero di denti in presa contemporaneamente. I riduttori epicicloidali sono spesso utilizzati nell'ambito dell'automazione in quanto la massa limitata permette di ridurre gli sforzi inerziali. Esiste quindi a catalogo un'ampia gamma di opzioni nelle quali è stata prestata particolare attenzione alla riduzione del peso.



**Figura 3.2:** Spaccato del riduttore epicicloidale Apex Dynamics AD090

Il modello scelto è prodotto da Apex Dynamics, una ditta taiwanese leader nel settore dei riduttori epicicloidali. La serie AD presenta densità di coppia elevata e ingombro assiale molto ridotto, in particolare nella versione a singolo stadio. Questa è disponibile con rapporti di riduzione fino a 10:1, dove i modelli 5:1 e 7:1 sono quelli con le prestazioni specifiche più elevate. Fra questi due, è stato selezionato il secondo, poiché permette una minore coppia motrice richiesta al motore. Da questo punto di vista la versione con riduzione 10:1 sarebbe stata migliore, ma la coppia massima trasmissibile non risultava sufficiente.

Come si può notare osservando le specifiche, questo modello lavora un po' sovraccaricato (per brevi impulsi) in termini di velocità e coppia massima. Il tempo di servizio atteso nell'applicazione in esame tuttavia non supererà le 50-100 ore, un

<b>Specifiche Apex Dynamics AD090</b>		
Massa	2.5	kg
Coppia Nominale	140	Nm
Coppia Massima	252	Nm
Coppia Limite	420	Nm
Velocità Massima	8000	rpm
Rendimento	>97	%
Vita in servizio	30000	h
Grado di protezione	IP65	
Temperatura massima operativa	90°	Celsius

tempo ben inferiore alle 30000 ore di vita dichiarate lavorando nelle condizioni di targa.

Il riduttore è dotato di una struttura con cuscinetti a rulli su cassa in acciaio che lo rende particolarmente robusto, permettendo di fissare direttamente il mozzo ruota alla flangia di uscita. Si semplifica in questo modo la funzione del portamozzo, che deve solo esser collegato alla cassa del riduttore in maniera statica.

La scelta di utilizzare un prodotto commerciale per la trasmissione permette di risparmiare sul carico di lavoro richiesto per lo sviluppo della prima vettura, tuttavia rappresenta anche la principale limitazione nella riduzione delle masse del gruppo moto-riduttore. Un rapporto di riduzione più elevato permetterebbe infatti una minore coppia richiesta ai motori, che risulterebbero più leggeri.

Figura 3.3 mostra un esploso del gruppo ruota con il posizionamento del riduttore al suo interno.



**Figura 3.3:** Esploso del gruppo ruota. Da sinistra: mozzo con disco freno e relativa pinza, portamozzo, riduttore, motore

## 3.3 Motore

### 3.3.1 Caratteristiche auspicabili

- Leggerezza
- Ridotta inerzia rotazionale
- Ingombro limitato
- Rendimento elevato
- Possibilità di realizzazione con risorse limitate

### 3.3.2 Requisiti di progetto

- 50 Nm Coppia di picco erogabile per almeno 1.5 s
- 10000 rpm velocità massima di picco
- 32 kW Potenza erogabile per almeno 4 s continuativi

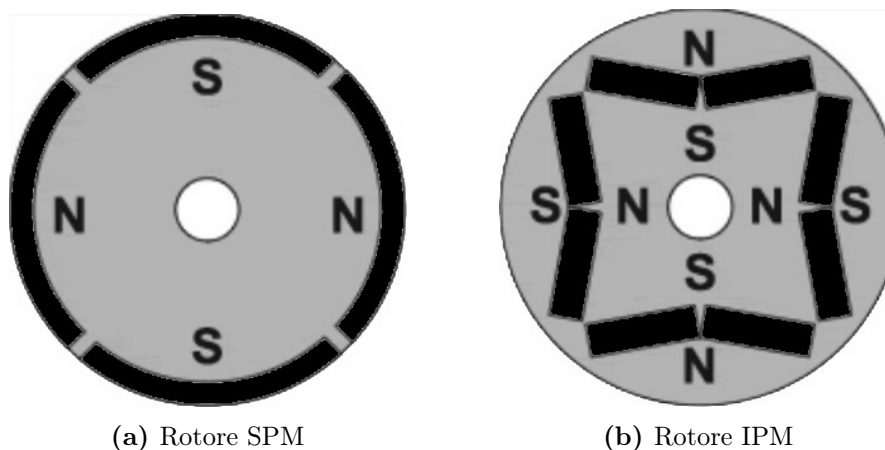
### 3.3.3 Considerazioni sulla coppia specifica

Il problema della massimizzazione della coppia specifica di un motore elettrico è molto esteso quando si ha la possibilità di agire su qualsiasi variabile dimensionale, di scegliere qualsiasi tipologia di motore e qualsiasi materiale conduttore e ferromagnetico.

Macchine asincrone presentano in genere minore densità di coppia, le più prestazionali inoltre utilizzano rotori pressofusi in rame, difficili da produrre in maniera economicamente sostenibile per un numero limitato di pezzi. Motori in corrente continua, sebbene molto economici e semplici da controllare, presentano minori rendimenti, velocità e tensioni massime limitate per via della presenza del collettore a spazzole. Motori sincroni permettono, attraverso l'utilizzo di moderni magneti permanenti, di realizzare valori di induzione magnetica al traferro molto elevati in dimensioni compatte, raggiungendo elevate densità di coppia e ottimi rendimenti anche in macchine di piccola taglia.

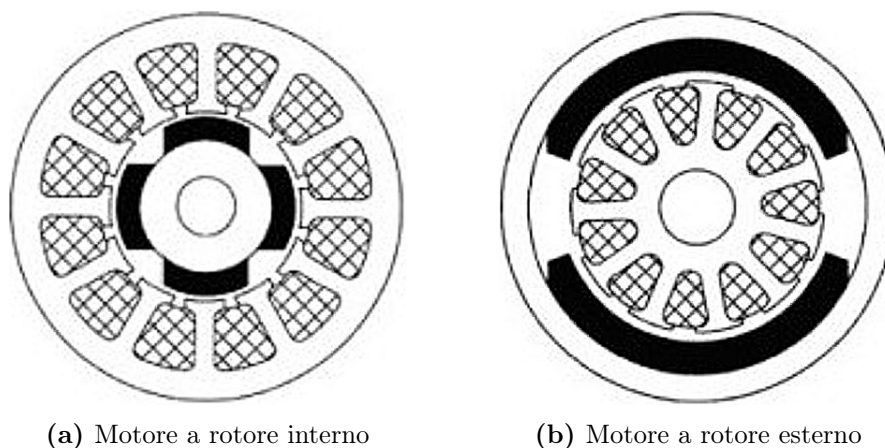
Esistono varie tipologie di motori sincroni a magneti permanenti, tra le più diffuse vi sono i motori a magneti superficiali (SPM), dove i magneti sono montati sulla superficie del rotore (figura 3.4a) e i motori a magneti interni (IPM), dove i magneti sono “sepolti” nel ferro di rotore (figura 3.4b)[6].

Entrambi possono essere realizzati nella configurazione classica a rotore interno (figura 3.5a), oppure nella configurazione a rotore esterno, dove la macchina è “inver-



**Figura 3.4:** Tipologie di motori sincroni a magneti permanenti

tita” spostando gli avvolgimenti nella parte interna (fissa) e il rotore con i magneti all’esterno (figura 3.5b). In questo modo a parità di diametro esterno di macchina il diametro di rotore è più elevato. Di contro, l’inerzia rotorica è maggiore e il raffreddamento dello statore più complesso.



**Figura 3.5:** Differente diametro di rotore a parità di diametro esterno di macchina

La coppia di un motore sincrono è data dall’espressione

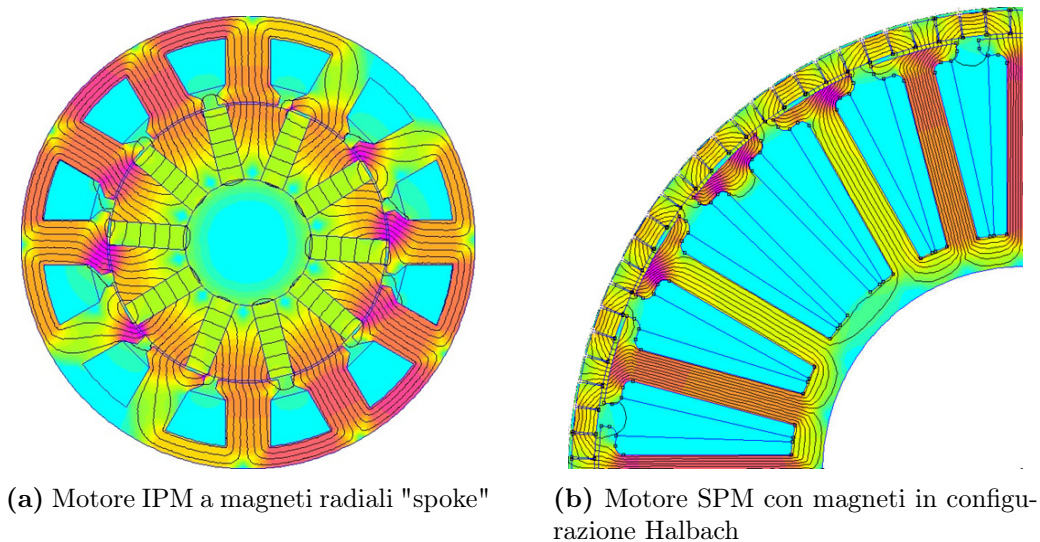
$$T = \frac{\pi}{4} D^2 L B_{pk} K_{pk} \quad (3.3)$$

Dove  $D$  è il diametro di rotore,  $L$  la sua lunghezza,  $B_{pk}$  l’induzione magnetica di piccolo al traferro e  $K_{pk}$  il carico elettrico di picco, dato dalla seguente:

$$K_{pk} = \frac{3k_w N_s I_{pk}}{\pi D} \quad (3.4)$$

Con  $k_w$  coefficiente di avvolgimento,  $N_s$  numero di conduttori per cava e  $I_{pk}$  corrente di picco nei conduttori.

Da queste espressioni è evidente che a parità di volume di rotore, preferire un diametro più grande aumenta la coppia specifica. Avere un migliore raffreddamento in modo da permettere correnti di picco più elevate produce ulteriori miglioramenti, come anche avere valore B di induzione magnetica al traferro più elevato possibile. A questo proposito, particolarmente interessanti sono le strutture a concentrazione di flusso, realizzabili sia con rotorì IPM a magneti radiali (motori *spoke* [7], figura 3.6a) sia con rotorì a magneti superficiali 3.6b utilizzando una configurazione Halbach [12][11]. Con tali espedienti è possibile ottenere valori di induzione al traferro maggiori dell'induzione residua dei magneti utilizzati.



**Figura 3.6:** Strutture magnetiche a concentrazione di flusso

Sono state inizialmente portate a termine delle simulazioni comparative per confrontare diverse sezioni di macchine sincrone sia a magneti superficiali che a magneti interni, sia a rotore interno che esterno. Il confronto è stato fatto a parità di diametro esterno, in condizioni simili per quantità di materiale magnetico utilizzato e per valori tipici dal punto di vista della realizzabilità pratica (spessore del traferro, numero di poli, sollecitazione sui magneti etc). I valori massimi di induzione al traferro ottenuti sono riportati in tabella 3.1, dove l'intervallo è dovuto a diverse assunzioni sullo spessore del traferro e sulla tipologia dei magneti:

Tra questi, si è scelta la topologia a rotore esterno in quanto più semplice da assemblare con risorse limitate: la struttura invertita di statore permette di realizzare più facilmente l'avvolgimento manuale e il maggiore diametro di rotore compensa la minore induzione massima al traferro. In questa configurazione, inoltre, è più semplice

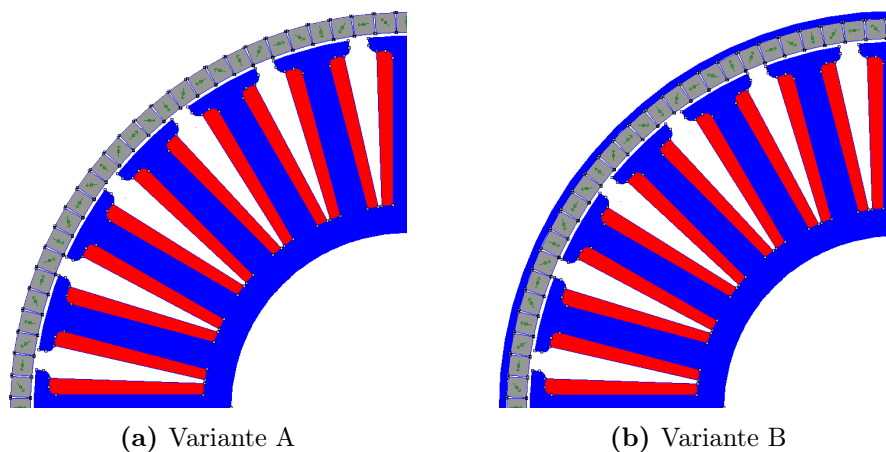
Topologia	Induzione magnetica
SPM a rotore esterno	0.7 - 0.9 T
IPM a concentrazione di flusso a rotore interno	1.6 - 2.0 T
IPM a concentrazione di flusso a rotore esterno	1.2 - 1.4 T
SPM Halbach a rotore interno	1.6 - 1.8 T
SPM Halbach a rotore esterno	1.0 - 1.2 T

**Tabella 3.1:** Massima induzione magnetica al traferro per le tipologie considerate

ottenere la concentrazione di flusso tramite array Halbach. L'utilizzo di tale espediente permette in via teorica di eliminare il back-iron di rotore, rendendo necessario laminare il solo nucleo magnetico di statore. La macchina è quindi più semplice e per merito del particolare assemblaggio magnetico e risulta anche meno sensibile anche allo spessore del traferro. Queste sono tutte caratteristiche desiderabili per dei prototipi realizzati in piccola serie, senza linee di produzione industriale.

### 3.3.4 Prototipo

Si è deciso di sviluppare inizialmente un prototipo per verificare l'effettiva realizzabilità pratica dell'array Halbach e l'aderenza delle misure alle simulazioni. Non essendo sviluppato su misura, la coppia attesa è diversa da quella di progetto per il motore finale. Per il prototipo è stato scelto uno statore commerciale a 24 cave de-



**Figura 3.7:** Varianti analizzate: a) rotore privo di ferro; b) rotore dotato di sottile back-iron ferromagnetico

rivato da comuni motori da modellismo. Nelle simulazioni, due configurazioni sono state considerate: la prima, detta Variante A, è priva di ferro nel rotore, la seconda, detta Variante B, dispone di un sottile back-iron ferromagnetico (figura 3.7). I dati delle macchine analizzate sono riportati in tabella 3.2

$m$	3		Numero di fasi
$p$	14		Numero di coppie polari
$Q_s$	24		Numero di cave
$L_{stk}$	42	mm	Lunghezza dello statore
$D_s$	106	mm	Diametro di traferro
$D_i$	50	mm	Diametro interno statore
$h_{bi}$	4	mm	Spessore back-iron di statore
$h_s$	23	mm	Altezza di cava
$h_{so}$	1	mm	Spessore apertura di cava
$w_{so}$	3	mm	Larghezza apertura di cava
$w_t$	4	mm	Larghezza del dente
$D_{ri}$	107	mm	Diametro interno del rotore
$D_{e,A}$	113	mm	Diametro esterno del rotore ( <b>A</b> )
$D_{e,B}$	115	mm	Diametro esterno del rotore ( <b>B</b> )
$t_m$	3	mm	Spessore del magnete

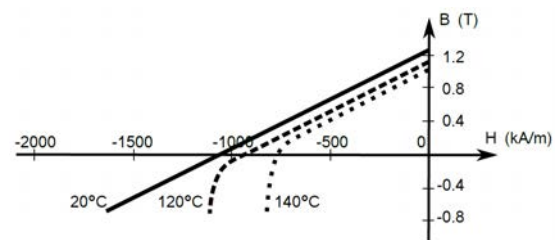
**Tabella 3.2:** Dati del motore prototipo

## Magneti

I magneti utilizzati devono resistere ad elevate temperature, per questo è stato scelto un grado UH, che permette normalmente temperature operative fino a 180°C. Nell'array Halbach tuttavia alcuni magneti risultano molto sollecitati e la smagnetizzazione sarà pertanto verificata alla massima temperatura operativa di progetto (120°C). La tabella in figura 3.8 mostra i dati del magnete utilizzato e figura 3.9 mostra le relative curve caratteristiche: alla temperatura operativa stimata l'induzione residua del magnete scende a 1.12 T, e il ginocchio indice di smagnetizzazione irreversibile si ha a -0.2 T.

NdFeB 42UH			
UH			Grado
$B_{res}$	1.28	T	Rimanenza a 20°C
$H_c$	1040	kA/m	Campo coercitivo a 20°C
$H_{gin}$	1990	kA/m	Campo al ginocchio a 20°C
$\mu_r$	1.09	—	Permeabilità relativa
$\Delta B/\Delta T$	-0.11	%	Coefficiente di temperatura per B
$\Delta H/\Delta T$	-0.55	%	Coefficiente di temperatura per H

**Figura 3.8:** Dati del magnete utilizzato



**Figura 3.9:** Curve caratteristiche del magnete per diverse temperature

## Avvolgimento

Un avvolgimento a cave frazionarie è stato scelto in modo da avere bobine concentrate, riducendo così il rame di testata e quindi le perdite nel rame. Il numero di



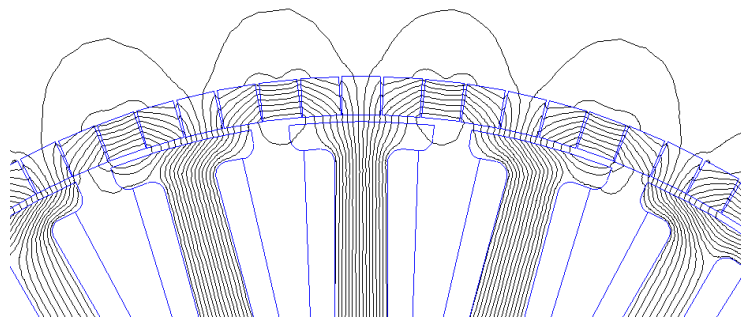
cave per polo per fase risulta  $q = Q/(2mp) = 0.286$ . La periodicità della macchina (ovvero il massimo comune divisore tra numero cave e di poli) è 2, in questo modo lo sforzo radiale viene compensato e non si hanno sbilanciamenti. Il passo di cava è unitario ( $y_q \approx [Q_s/(2p)] = 1$ ). Il fattore di passo risulta essere  $k_p = 0.966$  e quello di distribuzione  $k_d = 0.966$ , pertanto il coefficiente di avvolgimento risulta  $k_w = 0.933$ . Lo schema dell'avvolgimento è riportato in figura 3.10.



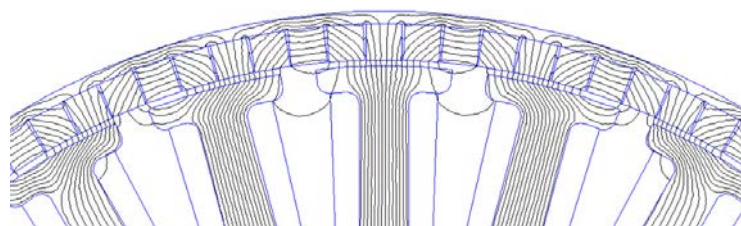
Figura 3.10: Schema dell'avvolgimento per il prototipo

### Confronto dei rotori

Figura 3.11 mostra le linee di flusso nelle due varianti. Nella configurazione B, tutte le linee restano confinate nel rotore per la presenza del ferro, mentre nella variante A, alcune linee escono dall'array. Queste devono essere considerate poiché a causa dell'elevato numero di poli e dell'elevata velocità di rotazione, correnti parassite potrebbero essere indotte nelle parti metalliche vicine, quale ad esempio l'involucro metallico del motore. Figura 3.12 mostra l'andamento di tale flusso disperso a distanze di 1, 3 e 5 mm dal rotore lungo un passo polare. È evidente un rapido decremento della densità e della variabilità del flusso disperso con la distanza.

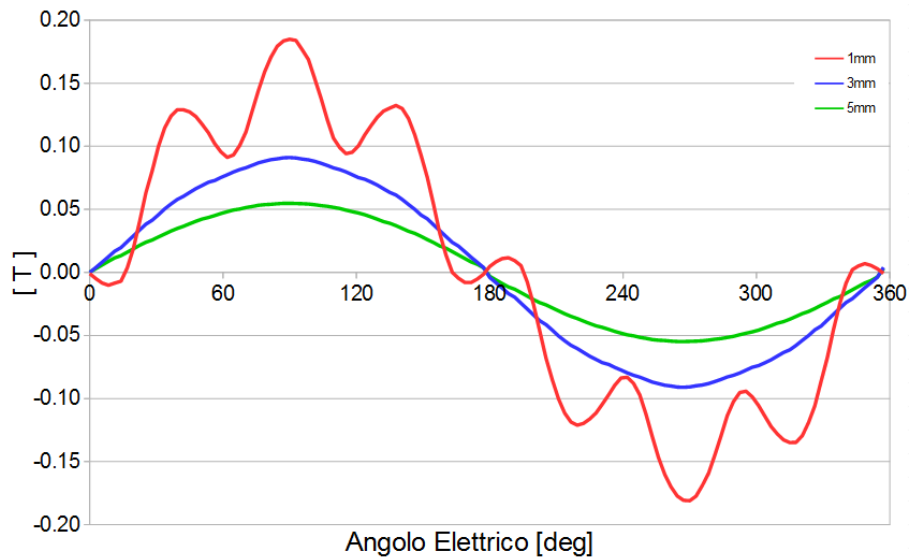


(a) Variante A



(b) Variante B

Figura 3.11: Linee di campo per le due varianti

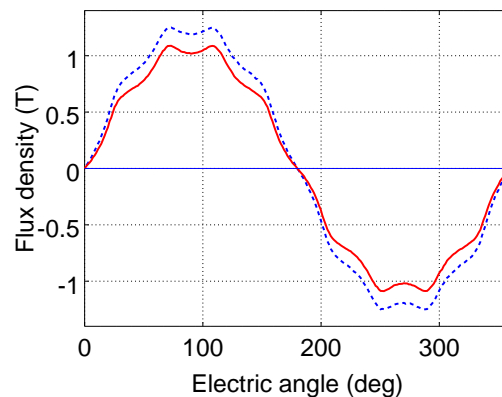


**Figura 3.12:** Flusso disperso di rotore a varie distanze dai magneti

### 3.3.5 Analisi

#### Simulazioni a vuoto

È stata effettuata inizialmente un'analisi a vuoto, al fine di valutare la distribuzione del flusso al traferro e la coppia di impuntamento per le due differenti varianti. Per il rotore senza ferro, l'ampiezza della fondamentale risulta essere 1.08 T, circa il 10% inferiore rispetto a quella del rotore con back-iron. Il contenuto armonico è molto ridotto e dovuto quasi esclusivamente all'armonica di ordine 9, di ampiezza pari a 0.06 T, ovvero il 5.6% della fondamentale. Per valutare la coppia di impuntamento, il rotore viene fatto ruotare di un angolo elettrico a step di un grado, ricavandone così l'andatura. Il minimo comune multiplo tra numero di cave e di poli è molto elevato (168) quindi ci si aspetta un numero elevato di oscillazioni di coppia di piccola intensità. I risultati hanno dato escursioni massime di 0.4 Nm picco-picco, circa l'1% della coppia nominale.



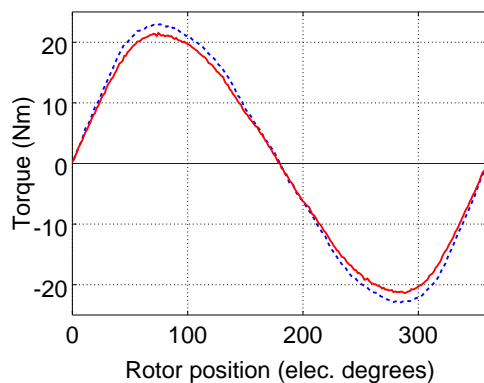
**Figura 3.13:** Flusso al traferro a vuoto lungo un passo polare

## Simulazioni a carico

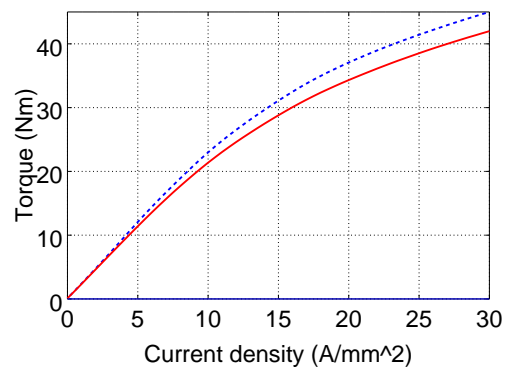
Figura 3.14 mostra la coppia in funzione dell'angolo elettrico per le due varianti, simulata con correnti nei conduttori fisse a una densità di  $10 \text{ A/mm}^2$ . A causa della saturazione del ferro, l'angolo di coppia massima risulta leggermente spostato rispetto ai  $90^\circ$ .

Successivamente, è stata simulata la coppia massima per densità di corrente fino a  $30 \text{ A/mm}^2$ , i risultati sono riportati in figura 3.15, dove il motore B evidenzia valori leggermente superiori. Va ricordato tuttavia che a causa del back-iron, esso ha massa ed inerzia rotorica superiori.

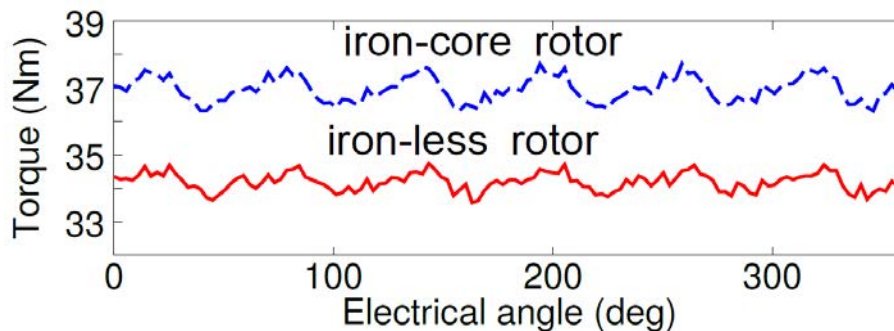
L'effetto della saturazione del ferro inizia ad essere evidente già a una densità di corrente di  $10 \text{ A/mm}^2$ , ciò è dovuto al fatto che il dente di statore non è stato dimensionato opportunamente per via dell'utilizzo di una geometria pre-esistente. Ritenuta accettabile per brevi periodi (3-4 s) una densità di corrente di  $20 \text{ A/mm}^2$ , è stata simulata l'oscillazione di coppia a carico per una rotazione corrispondente a  $360^\circ$  elettrici, alimentando lo statore con correnti sinusoidali. In entrambi i casi l'oscillazione si mantiene limitata, sotto il 3% picco-picco (figura 3.16).



**Figura 3.14:** Coppia in funzione dell'angolo elettrico



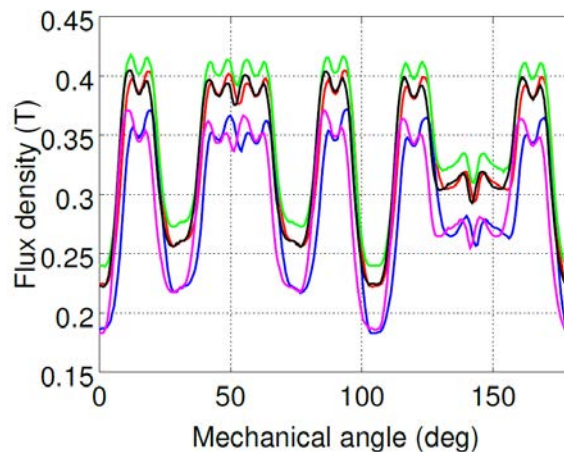
**Figura 3.15:** Coppia in funzione della densità di corrente



**Figura 3.16:** Oscillazione di coppia a carico per una rotazione di  $360^\circ$  elettrici

## Analisi della smagnetizzazione

I magneti più sollecitati sono quelli magnetizzati radialmente, in particolare nella zona del bordo esterno. Per valutare lo stress, cinque punti equidistanti in quest'area sono stati controllati simulando una rotazione di 180 gradi meccanici del rotore, con una corrente costante negli avvolgimenti corrispondente al massimo carico elettrico, ovvero  $200 \text{ kA/m}$  (condizione di sovraccarico). Nella condizione peggiore registrata, il valore del flusso nei punti critici è rimasto al di sopra degli  $0.15 \text{ T}$  per il motore A, limite che per magneti grado 42UH corrisponde a smagnetizzazione irreversibile ad una temperatura di  $140^\circ\text{C}$ . Per la variante B le condizioni sono leggermente meno critiche, con un valore minimo di  $0.23 \text{ T}$  (figura 3.17).



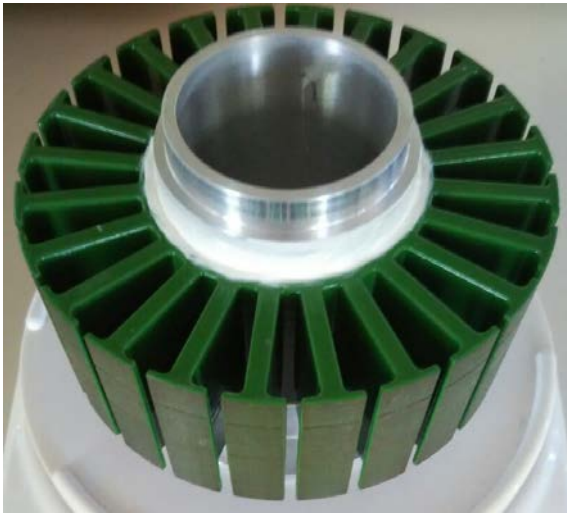
**Figura 3.17:** Andamento del flusso magnetico nei 5 punti di controllo per una rotazione di 180 gradi meccanici

Tenuto conto delle ridotte differenze tra le due versioni e della maggiore semplicità costruttiva della variante A, si è scelto di realizzare un prototipo di quest'ultima. Per via dell'assenza di back-iron, essa permette inoltre di esplorare l'utilizzo di materiali alternativi per alleggerire il più possibile il rotore e ridurre l'inerzia rotazionale.

### 3.3.6 Assemblaggio

Lo statore è realizzato con lamierini da  $0.35 \text{ mm}$  e rivestito da una resina epossidica isolante. Questa permette di avvolgere direttamente sui denti i conduttori in rame smaltato senza il rischio di danneggiarne l'isolamento (figura 3.18), tale espediente risparmia anche spazio in cava, non dovendo inserire spessori di materiale isolante/protettivo. Per semplicità, l'avvolgimento è stato realizzato utilizzando un filo litz di 6 conduttori da  $0.2 \text{ mm}^2$ , penalizzando in questo modo il fattore di riempimento, ma velocizzando le operazioni di avvolgimento manuale. Questo implica che per raggiungere i carichi elettrici utilizzati nelle simulazioni, sarà necessaria una densità di corrente più elevata, quindi il motore sarà in grado di lavorare in sovraccarico per un tempo inferiore. Avvolgimenti con processi industriali possono essere utilizzati all'occorrenza aumentano il fattore di riempimento, migliorando in questo

modo rendimento e tempo di funzionamento alla coppia massima.

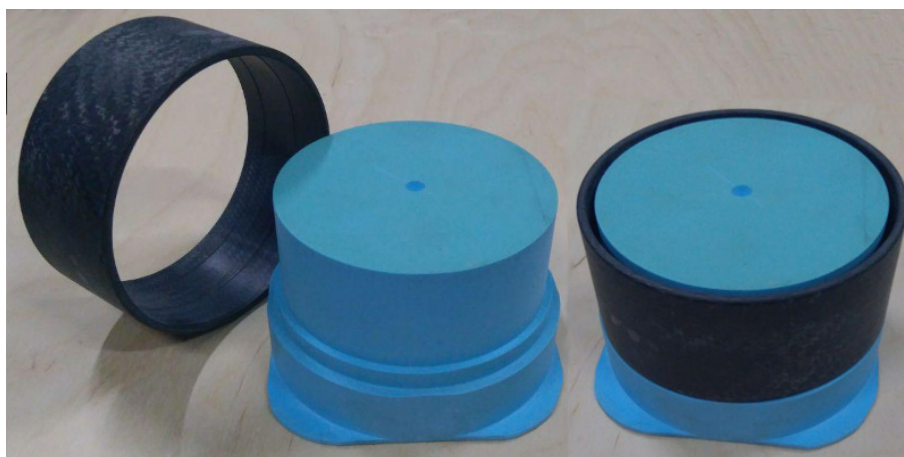


**Figura 3.18:** Statore a 24 cave rivestito in resina epossidica



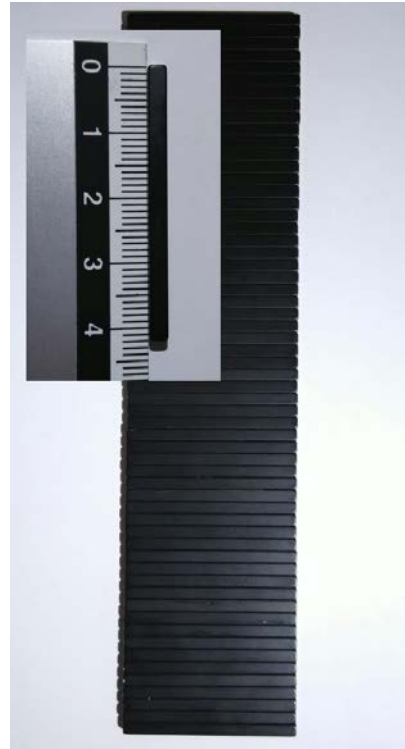
**Figura 3.19:** Avvolgimenti in filo litz realizzati manualmente

Il rotore è stato realizzato con un anello in polimero rinforzato con fibre di carbonio (CFRP) sul quale vengono incollati i magneti, e da una parte in lega di titanio stampata 3d per sinterizzazione laser selettiva (SLS). Questa combina in un unico pezzo albero, sede cuscinetto e una ventola centrifuga a pale radiali che congiunge l'albero con l'anello in CFRP (figura 3.21). L'array Halbach non è semplice da assemblare per via delle elevate forze di repulsione tra i magneti, i quali hanno dimensione molto ridotta e si spezzano facilmente. La soluzione utilizzata per l'incollaggio consiste in una dima sulla quale viene posizionato l'anello in CFRP, fatta in modo da realizzare una scanalatura circolare (figura 3.20 a destra) nella quale infilare i magneti dalla



**Figura 3.20:** Anello in CFRP e dima per l'incollaggio dei magneti

parte superiore, annegandoli in un adesivo strutturale adatto a lavorare a temperature elevate. Dopo la reticolazione dell'adesivo, la dima è sfilata lasciando l'anello con l'assemblato magnetico pronto per essere fissato al rotore in titanio tramite lo stesso adesivo strutturale.



**Figura 3.21:** Rotore in titanio con anello in CFRP

**Figura 3.22:** Magneti N42UH

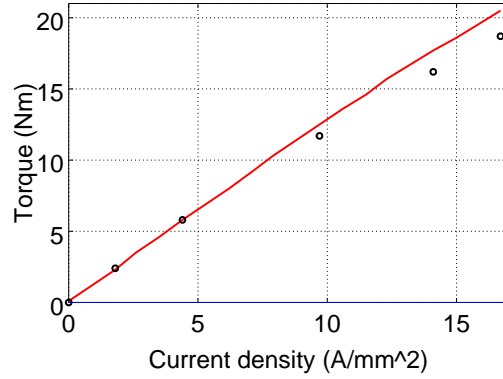
La massa delle varie componenti del prototipo è riportata in tabella 3.3. La metà del valore totale è dovuta al nucleo magnetico di statore e al relativo supporto, mentre la possibilità di usare materiali non ferromagnetici per il rotore ha permesso di limitarne la massa ad un totale 607 grammi.

Parte	Massa
Albero/ventola in titanio	198 g
Magneti	307 g
Anello in CFRP	82 g
Colla	20 g
Statore laminato e supporto in alluminio	1070 g
Avvolgimenti in rame	468 g
Cuscinetti	52 g
Totale	2197 g

**Tabella 3.3:** Massa finale del prototipo

### 3.3.7 Misure

Sono state portate a termine delle misure al banco con densità di corrente da 0 a  $18 \text{ A/mm}^2$ , corrispondenti ad un carico elettrico massimo sul prototipo di  $71 \text{ kA/m}$  (ricordiamo che il prototipo realizzato ha un fattore di riempimento inferiore rispetto a quello utilizzato nelle simulazioni). I risultati sono riportati in figura 3.23, mostrando una buona aderenza dei valori rispetto a quelli attesi, con la coppia che si mantiene abbastanza lineare con la corrente per tutti i valori testati. Considerata la possibilità di sviluppare  $33.5 \text{ Nm}$  per impulsi di qualche secondo a  $139 \text{ kA/m}$ , corrispondenti a  $20 \text{ A/mm}^2$  nelle condizioni simulate in figura 3.15 ( $k_{\text{fill}} = 0.5$ ) e a  $35 \text{ A/mm}^2$  nel motore costruito ( $k_{\text{fill}} = 0.29$ ), la coppia specifica del prototipo risulta essere:



**Figura 3.23:** Confronto tra coppia simulata (in rosso) e coppia misurata (cerchi)

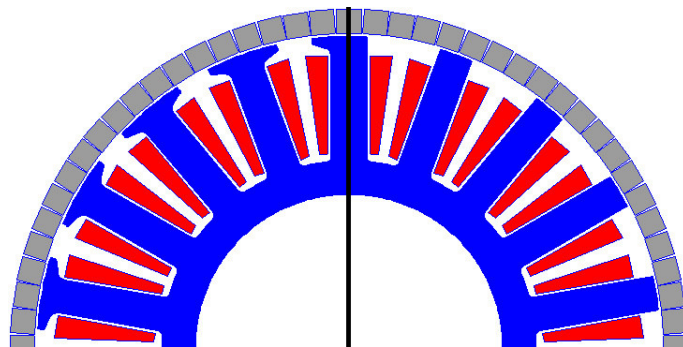
$$\frac{33.5}{2.197} = 15.2 \text{ Nm/kg} \quad (3.5)$$

### 3.3.8 Motore specificamente sviluppato

Sulla base dell'esperienza fatta con il primo prototipo, è stata sviluppata una versione specificamente pensata per la competizione. Dopo numerose interazioni, si è giunti ad una differente combinazione di poli/cave, risultata un buon compromesso tra coppia specifica, perdite nel ferro e complessità realizzativa.

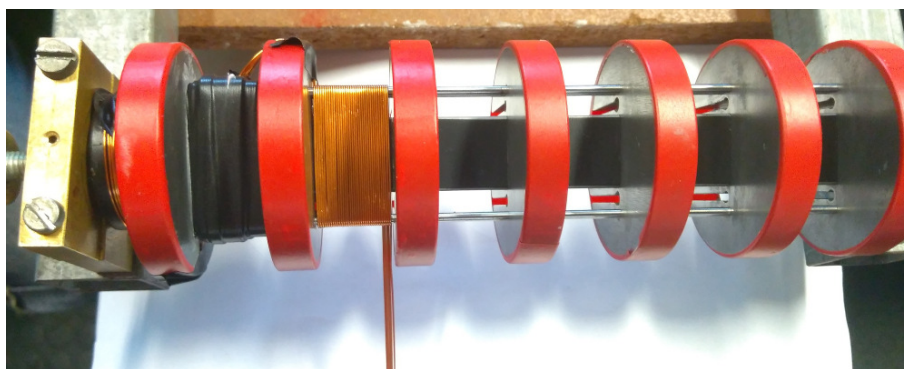
## Statore

Il diametro è stato portato a  $110 \text{ mm}$ , il massimo possibile considerati gli spazi all'interno del gruppo ruota. Questo ha permesso di ridurre la lunghezza del pacco a  $35 \text{ mm}$ . Il numero di poli è stato ridotto a 20 per diminuire la frequenza operativa e quindi le perdite nel ferro, ulteriormente limitate con l'adozione di lamierini da  $0.2 \text{ mm}$ . Il numero di cave è stato portato a 18: la risultante combinazione poli/cave mostra un fattore di avvolgimento molto elevato ( $0.945$ ) e forze radiali bilanciate, data la periodicità della macchina pari a 2.



**Figura 3.24:** Statore a cave semichiusure (sinistra) e statore a cave aperte (destra)

Per le cave è stata scelta una forma aperta (figure 3.24 dx e 3.27) al fine di semplificare il processo di avvolgimento formando le bobine a parte, su una dima scomponibile realizzata appositamente (figura 3.25). Tale attrezzatura permette di realizzare bobine molto compatte e di infilarle successivamente sullo statore. È completamente smontabile per permettere l'estrazione agevole delle stesse. Rispetto alla configurazione tradizionale, l'eliminazione delle "scarpe" sui denti di statore comporta una riduzione della coppia. Tuttavia, per merito della struttura magnetica di rotore, tale riduzione si mantiene contenuta, pari al 10% circa, e i vantaggi derivanti per la fase produttiva sono stati ritenuti prioritari.



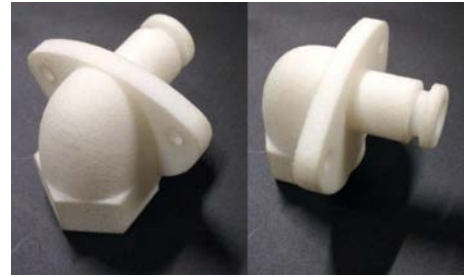
**Figura 3.25:** Dima scomponibile per la realizzazione delle bobine

## Raffreddamento

Il raffreddamento è stato potenziato con l'adozione di circolazione forzata di olio diatermico a bassa viscosità a diretto contatto con le bobine. Per evitare eccessive perdite per ventilazione, l'olio viene confinato nelle cave incapsulando lo statore con un guscio in fibra di vetro (figura 3.28), in questo modo non entra mai in contatto con parti in rotazione. Un setto divide lo spazio interno al guscio in due parti, l'olio entra in corrispondenza delle testate lato riduttore, si distribuisce nella prima metà



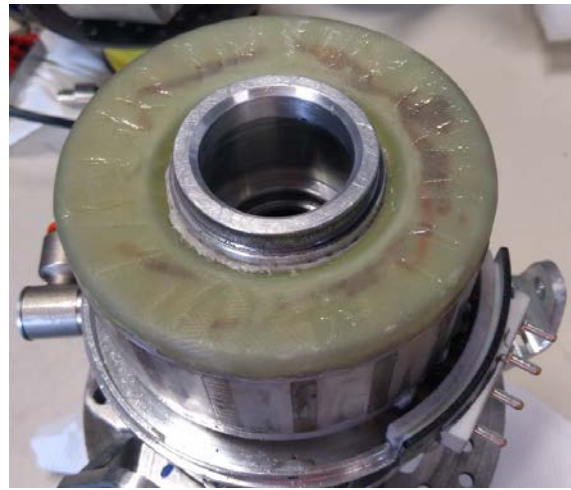
dello statore, lo percorre assialmente e si raccoglie nella zona corrispondente alle testate opposte; percorre poi assialmente l'altra metà dello statore e viene convogliato al raccordo di uscita. A causa degli spazi ridotti all'interno del gruppo ruota, i connettori per il circuito dell'olio di raffreddamento sono stati specificamente disegnati. Realizzati in poliammide tramite processo di sinterizzazione laser selettiva, sono dei connettori estremamente leggeri, robusti e dall'ingombro minimo (figura 3.26).



**Figura 3.26:** Raccordi in poliammide ottenuti tramite processo SLS



**Figura 3.27:** Statore a cave aperte con relativo supporto in alluminio



**Figura 3.28:** Statore incapsulato tramite fibra di vetro

Dati del motore finale			
$m$	3		Numero di fasi
$p$	10		Numero di coppie polari
$Q_s$	18		Numero di cave
$L_{stk}$	35	mm	Lunghezza dello statore
$D_s$	110	mm	Diametro di traferro
$D_i$	54	mm	Diametro interno statore
$h_{bi}$	5	mm	Spessore back-iron di statore
$D_{ri}$	111	mm	Diametro interno del rotore
$D_{e,A}$	123	mm	Diametro esterno del rotore
$y_q$	1		Passo di cava
$k_w$	0.945		Fattore di avvolgimento

## Rotore

Per il rotore si è scelto di eliminare la parte in CFRP a favore di una soluzione monoblocco in titanio. Questa scelta comporta un leggero aumento di peso, ma semplifica di molto l'assemblaggio. Il minore numero di poli comporta magneti più grandi e quindi meno fragili, ulteriore ausilio in fase di assemblaggio, con minore probabilità di rottura degli stessi. I magneti sono stati posizionati attraverso una dima (figura 3.29) appositamente progettata e realizzata in alluminio con macchine a controllo numerico. Essa permette di incollare i magneti esattamente nella posizione desiderata e li tiene in posizione contrastando le notevoli forze repulsive che sviluppano nella configurazione Halbach.



**Figura 3.29:** Dima in alluminio per l'incollaggio di precisione dei magneti

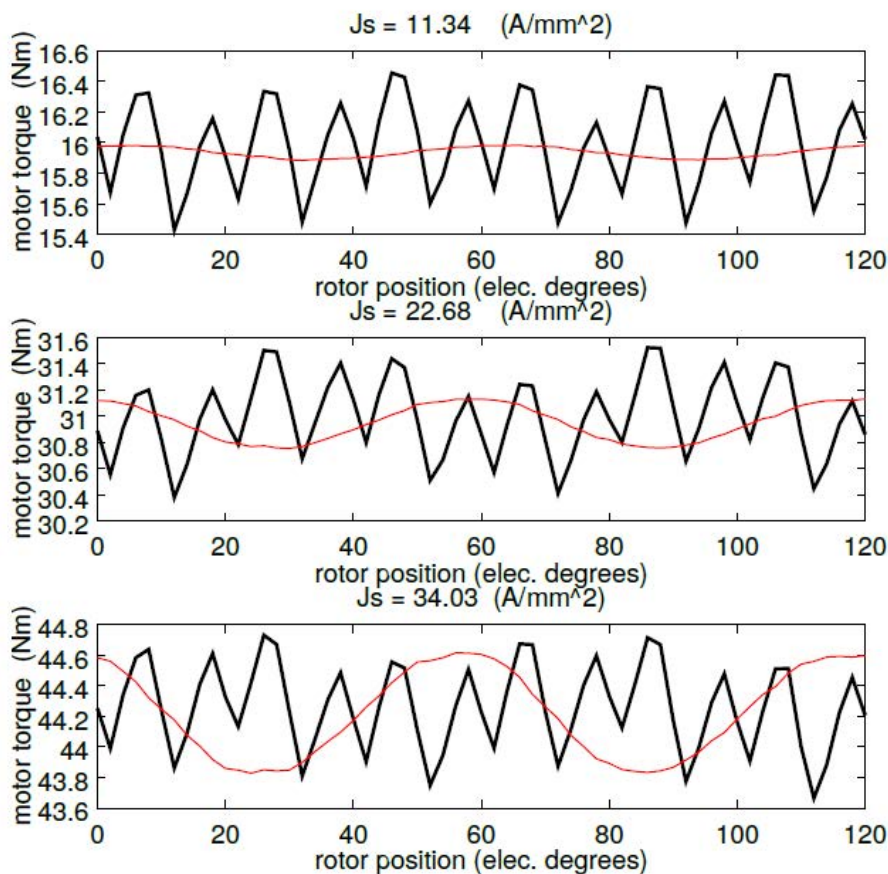


**Figura 3.30:** Rotore mono-blocco in titanio

Massa del motore finale	
Titanio nel rotore	402 g
Magneti	380 g
Colla	18 g
Supporto in alluminio	243 g
Statore laminato	961 g
Avvolgimenti in rame	553 g
Resina sugli avvolgimenti	42 g
Cuscinetti	65 g
Guscio in fibra di vetro	63 g
Raccordi del raffreddamento	46 g
<b>Totale</b>	<b>2773 g</b>

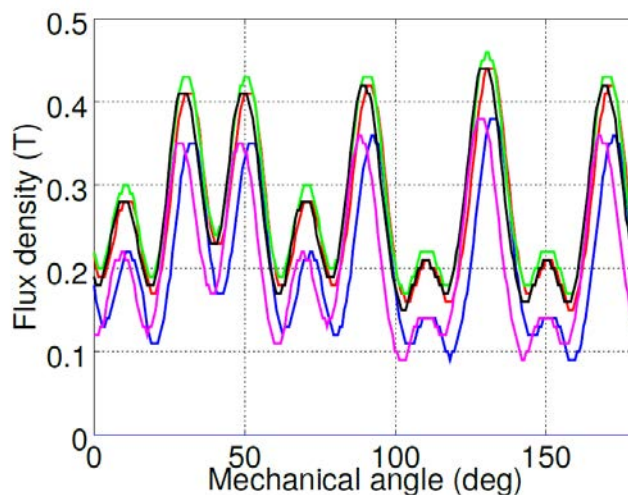
### 3.3.9 Analisi

#### Simulazioni a carico



**Figura 3.31:** Andamento della coppia a carico per una rotazione di  $120^\circ$  elettrici e diverse densità di corrente

Simulazioni a carico sono state effettuate per varie densità di corrente, mostrando un'oscillazione di coppia molto limitata. In figura 3.31 è riportato l'andamento della coppia lungo  $120^\circ$  elettrici per densità di corrente di 11.34, 22.68 e  $34.03 \text{ A/mm}^2$ . Essa risulta molto regolare con piccole oscillazioni ad alta frequenza che verranno facilmente filtrate dall'inerzia delle parti rotanti. La coppia di 50 Nm viene raggiunta ad una densità di corrente di  $40 \text{ A/mm}^2$ . Essendo necessaria solo in condizioni di estrema accelerazione e in condizioni ottimali di aderenza pneumatico-asfalto (condizione che non si verifica mai per più di 1-2 secondi), tale densità di corrente è stata ritenuta accettabile per un motore con raffreddamento diretto ad olio. La capacità termica degli avvolgimenti immagazzina il calore durante l'impulso di sovraccarico e lo smaltisce successivamente per convezione forzata con l'olio, situazione verificata durante i test al banco.



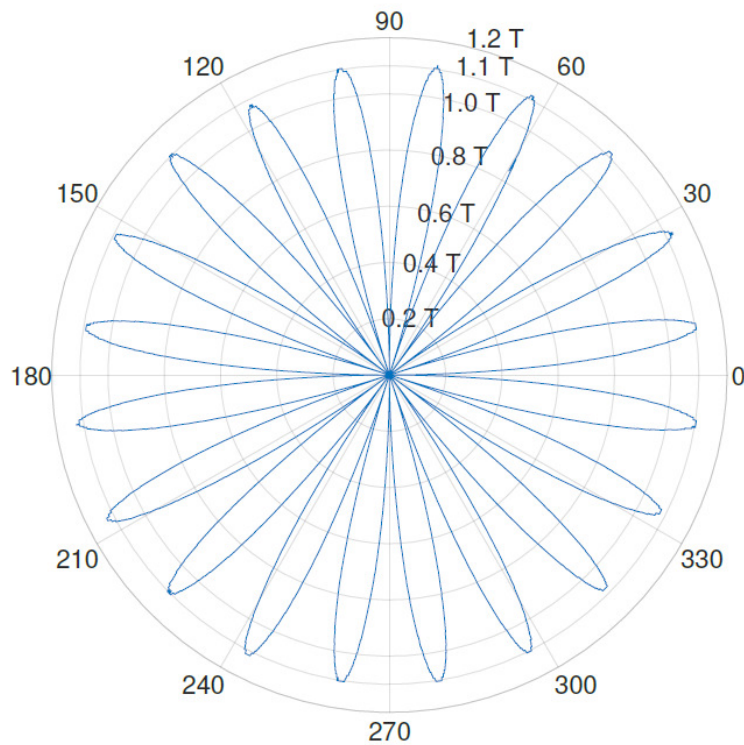
**Figura 3.32:** Andamento del flusso magnetico nei 5 punti di controllo per una rotazione di 180 gradi meccanici

## Smagnetizzazione

Anche in questo caso, la smagnetizzazione è stata verificata su 5 punti equidistanti nella parte esterna dei magneti più sollecitati, per una rotazione della macchina di  $180^\circ$  meccanici (figura 3.32). Il carico elettrico scelto è di  $200 \text{ kA/m}$ , corrispondente a  $40 \text{ A/mm}^2$  nei conduttori. Nei punti più critici, il flusso minimo scende intorno a  $0.1 \text{ T}$ . La situazione è in sicurezza, poiché il rotore per smagnetizzarsi dovrebbe raggiungere i  $140^\circ\text{C}$ , ma la soluzione scelta per il raffreddamento è molto più efficace rispetto a quella del prototipo. Il rotore è infatti schermato dagli avvolgimenti attraverso la barriera in fibra di vetro.

### 3.3.10 Misure

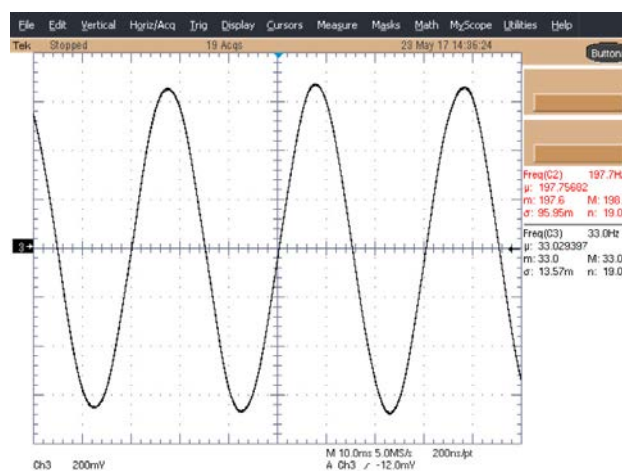
Per verificare il corretto assemblaggio e la consistenza dell'array Halbach, il flusso concatenato tra rotore e statore è stato misurato attraverso una singola bobina posizionata su uno dei denti, misurando la forza elettromotrice indotta dal rotore in rotazione. I risultati sono riportati sul diagramma polare di figura 3.33, che visualizza la tensione indotta nella bobina. Poiché essa dipende dalla velocità, non fornisce alcuna indicazione immediata ed è stata quindi normalizzata risalendo al flusso concatenato. Questo, avendo andamento praticamente sinusoidale, permette di risalire in prima approssimazione alla distribuzione dell'induzione magnetica al traferro, della quale il diagramma fornisce un'indicazione qualitativa. Si notano alcune piccole differenze tra i poli, indici di lievi imprecisioni nell'incollaggio di alcuni magneti, che risultano di qualche decimo di millimetro più vicini o più lontani dallo



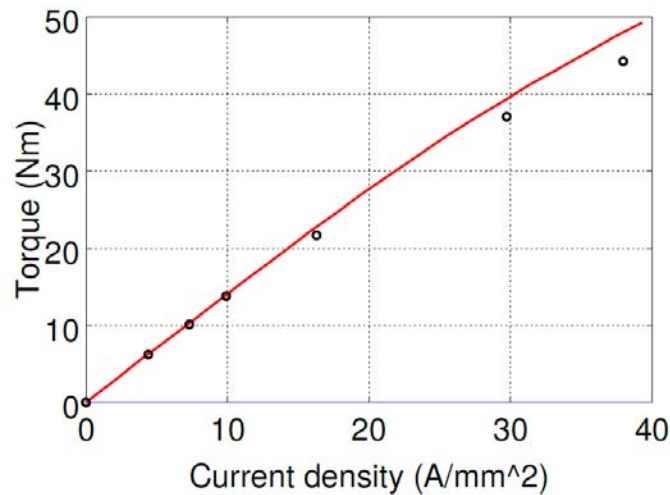
**Figura 3.33:** Induzione magnetica al traferro ricavata dalla fem indotta nella bobina di test

statore.

Figura 3.34 mostra la forza elettromotrice indotta a vuoto tra due fasi dell'avvolgimento, come atteso, essa è praticamente sinusoidale. La tensione (misurata attraverso una sonda differenziale con rapporto 1:20) è di 13.6 V di picco a 200 rpm, corrispondenti a 33 Hz.



**Figura 3.34:** Fem indotta a vuoto a 200rpm



**Figura 3.35:** Coppia in funzione della densità di corrente

Figura 3.35 mostra la coppia in funzione della densità di corrente. La riga rossa corrisponde alle simulazioni mentre i pallini sono relativi alle misure al banco. L'accordo tra valori sperimentali e simulazioni è molto buono per densità di corrente fino a 15-20  $A/mm^2$ , mentre vi è un leggero calo della coppia misurata rispetto a quella attesa per valori più elevati.

Considerata la massa totale del motore di 2.77 kg, la densità di coppia risulta

$$\frac{50}{2.77} = 18 \text{ Nm/kg} \quad (3.6)$$

circa il 20% superiore rispetto a quella del prototipo.

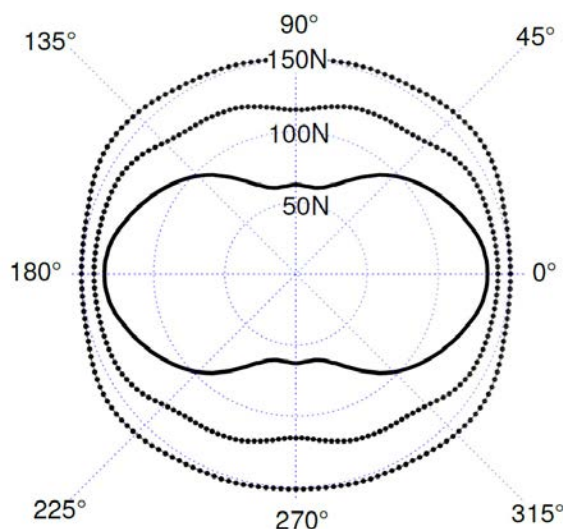
Durante i test al banco non vi è stato modo di effettuare misurazioni dettagliate sulle temperature, tuttavia durante gli impulsi alla coppia massima, la temperatura degli avvolgimenti è rimasta sempre molto al di sotto del limite di temperatura per la classe di isolamento del filo smaltato utilizzato ( $180^\circ\text{C}$ ).

### Inerzia rotorica

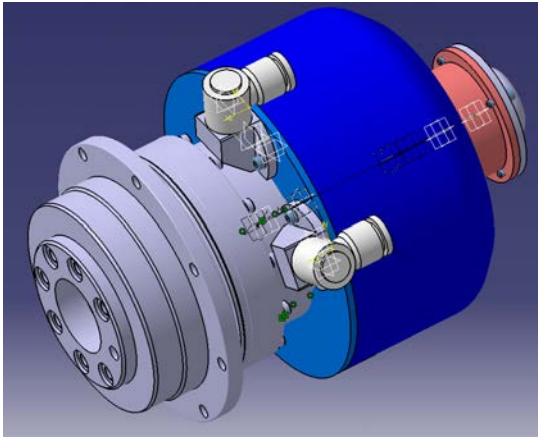
Il momento d'inerzia finale del rotore risulta essere  $0.0021 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , comparabile con quello del complesso ruota+gomma, il quale riportato all'albero motore attraverso il rapporto del riduttore risulta essere di  $0.0033 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

## Deformazione ad alta frequenza del rotore

Durante i test, una vibrazione considerevole è stata osservata fin dalle basse velocità (1500-2000 rpm), nonostante dall'analisi vibrazionale la velocità critica per il rotore fosse prevista oltre i 15000 rpm, ben oltre la velocità massima di progetto. Misurando il diametro del rotore in rotazione attraverso un comparatore, è stata osservata una deformazione periodica, oscillante con una frequenza pari a 10 volte quella corrispondente alla velocità di rotazione. Tale vibrazione non era stata osservata nel primo prototipo, la cui struttura rotorica era abbastanza simile. Si è pertanto ipotizzato che il problema fosse da imputare alla differente struttura dello statore, caratterizzato da cave aperte. Sono state effettuate delle simulazioni per visualizzare l'andamento della forza di attrazione locale tra rotore e statore in funzione della differente struttura della testa del dente. Partendo da una configurazione coprente il 90% dell'angolo di cava con il ferro, è stata aumentata gradualmente l'apertura di cava (riducendo quindi le "scarpe" del dente) fino ad arrivare alla struttura con cave aperte del motore in esame. Figura 3.36 mostra i risultati per le due situazioni estreme (cave aperte e cave semichiuse con apertura di cava minima) e per una situazione intermedia. Risulta evidente che maggiore è l'apertura di cava e maggiore è la disuniformità dell'attrazione locale tra rotore e statore lungo il perimetro. Questa porta ad una deformazione del rotore che tende ad assumere una forma ovalizzata. Come osservato, questa deformazione ruota ad alta frequenza sollecitando il rotore alla sua frequenza critica pur ruotando ad una velocità 10 volte inferiore. Modificando il design del rotore rendendo più rigido l'anello in titanio al quale sono ancorati i magneti, il problema è stato risolto.



**Figura 3.36:** Andamento della forza di attrazione locale tra statore e rotore per cave aperte (linea continua) e cave semichiuse (linea a tratti)



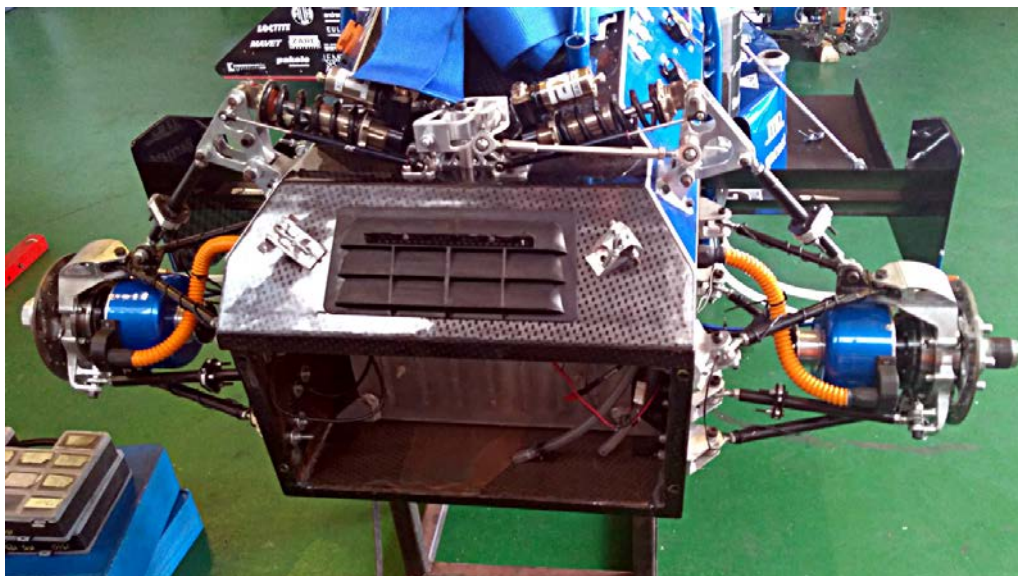
**Figura 3.37:** Disegno CAD del gruppo moto-riduttore



**Figura 3.38:** Motore montato sulla flangia per test al banco

Per i test al banco è stata realizzata una flangia su misura (figura 3.38) con aperture particolari per le connessioni dei tubi di raffreddamento. Progettando il motore con l'intenzione di ridurre al minimo gli ingombri, si giunge spesso a soluzioni elaborate che comportano difficoltà nell'interfacciamento con banchi prova standard. Questo potrebbe aumentare notevolmente i tempi necessari per prepararsi alle misurazioni ed è un fattore da considerare durante la fase di progettazione.

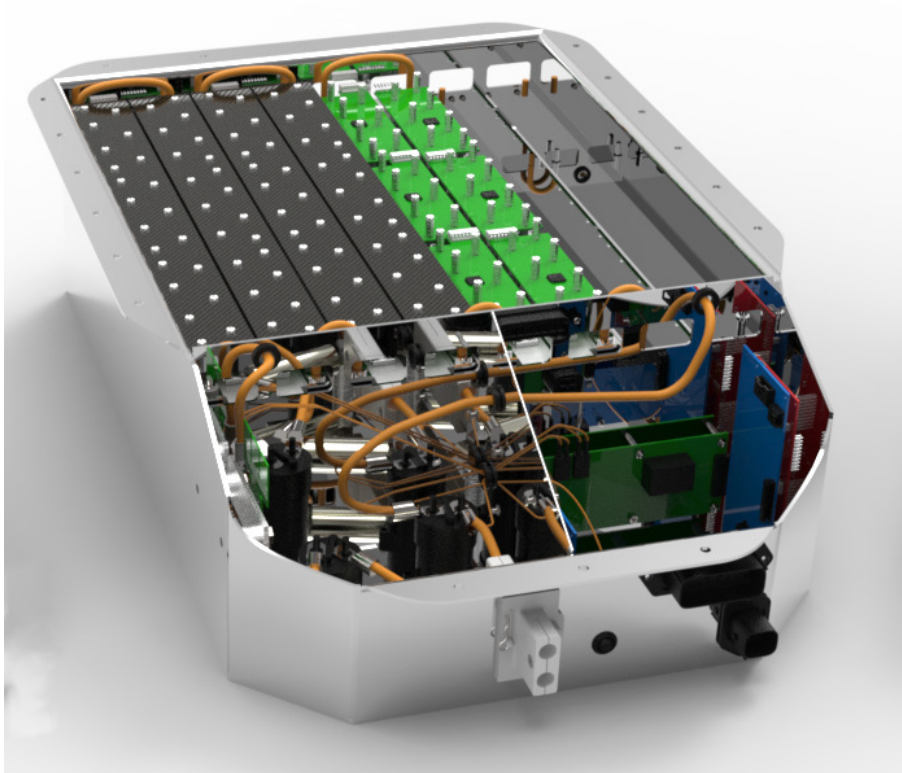
Figura 3.39 mostra il retro della vettura. È possibile notare il sistema sospensivo, i gruppi ruota posteriori e il comparto accumulatore/inverter.



**Figura 3.39:** Retro della monoposto



## 3.4 Accumulatore



### 3.4.1 Caratteristiche auspicabili

- Leggerezza, al fine di migliorare la dinamica del veicolo
- Rendimento elevato, che implica minore calore da smaltire e minore capacità totale

### 3.4.2 Requisiti di progetto

- 600 V Tensione massima
- 80 kW Potenza erogabile per almeno 4 s continuativi
- 60 kW Potenza assorbibile per almeno 1 s durante la frenata rigenerativa
- Monitoraggio costante della tensione massima e minima di ogni cella
- Monitoraggio costante della temperatura di almeno il 30% delle celle
- Presenza di almeno un fusibile e di due relè di apertura del circuito principale
- Contenitore realizzato in materiale ignifugo (certificato UL94-V0)
- Divisione interna della struttura dell'accumulatore in sezioni che non superino 120 Vdc di tensione e 6 MJ di energia immagazzinata

- Possibilità di mettere rapidamente in sicurezza l'accumulatore rimuovendo (senza l'ausilio di strumenti) i contatti (maintenance plugs) che collegano elettricamente le sezioni
- Le celle non possono essere messe in collegamento elettrico tramite saldatura
- Maintenance plugs e connessioni elettriche sulla linea di potenza devono prevedere meccanismi di bloccaggio che prevengano allentamenti indesiderati dei contatti

### 3.4.3 Stima della capacità totale

Stimare a priori il valore della capacità ottimale dell'accumulatore non è un problema di facile determinazione, in quanto soggetto a numerose variabili ancora ignote in uno stato di progettazione preliminare: le altre componenti (trasmissione, motori, inverter) sono infatti progettate in parallelo e i rendimenti effettivi non sono ancora noti. La variabile più importante, ovvero la resistenza aerodinamica della vettura, è impossibile da stimare in quanto il pacchetto aerodinamico in questa fase ancora non esiste e la sezione frontale della vettura non è ancora stata definita.

Si è partiti quindi da una stima basata sulle acquisizioni della MG0914, vettura a combustione della stagione 2014 (priva di pacchetto aerodinamico e di massa comparabile alla massa stimata per la vettura elettrica) ipotizzando rendimenti del 90% per motore e inverter e del 95% per trasmissione e rendimento di scarica delle celle. Il valore stimato è risultato essere indicativamente di 4.5 kWh, compatibile con i valori registrati nella prova di efficiency da vetture elettriche prive di pacchetto aerodinamico all'evento formula SAE tedesco di quello stesso anno. Dai risultati di quella stessa prova, si è osservato che le vetture più veloci, caratterizzate da un'aerodinamica molto spinta, raggiungevano consumi totali oltre i 6 kWh.

Per il dimensionamento dell'accumulatore è stato quindi scelto un valore di 6.5 kWh, per considerare il rendimento di scarica delle celle (i valori registrati in gara sono a valle dell'accumulatore) e per avere spazio di sperimentazione con aerodinamica più spinta. L'obiettivo della prima vettura infatti, non è tanto la prestazione assoluta, quanto la creazione di una base sperimentale per gli sviluppi successivi. Nelle seguenti iterazioni il valore potrà essere affinato col supporto di test reali sul veicolo esistente.

	Densità energetica	Densità di potenza	Vita media	Tensione Nominale	Tensione Massima
	Wh/kg	kW/kg	Cicli	V	V
Piombo	30 - 60	200 - 800	200 - 300	2.0	2.3
Ni-Mh	60 - 110	200 - 1000	500 - 3000	1.2	1.4
LiFePO <sub>4</sub>	90 - 130	800 - 3300	2000 - 4000	3.3	3.6
LiCoO <sub>2</sub>	140 - 200	500 - 3500	60 - 800	3.7	4.2

**Tabella 3.4:** Confronto tra alcune tecnologie per accumulo elettrochimico

### 3.4.4 Scelta delle celle

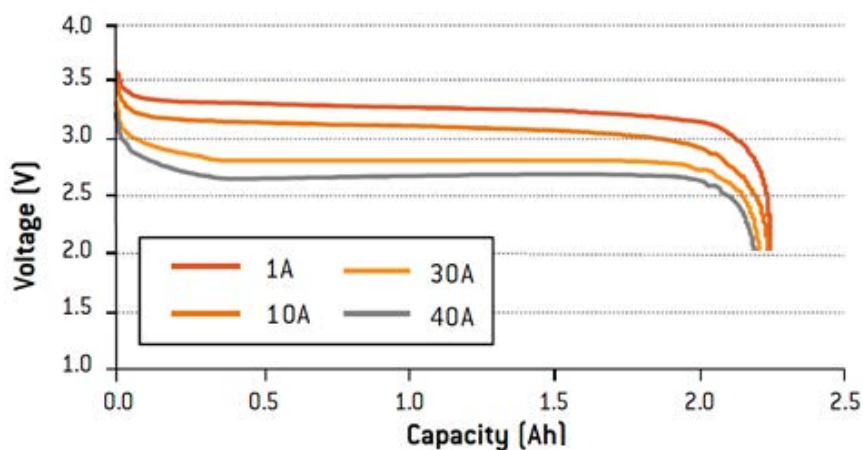
Le caratteristiche di leggerezza e rendimento dipendono sostanzialmente dal tipo di chimica scelta per le celle dell'accumulatore. Un confronto tra alcune tecnologie ampiamente diffuse in commercio è riportato in tabella 3.4.

Accumulatori al piombo, sebbene molto economici, risultano essere troppo pesanti per l'applicazione.

Celle al Nickel-Metallo Idruro (Ni-MH) di ultima generazione, sebbene ottime dal punto di vista della sicurezza, hanno prestazioni specifiche molto inferiori a quelle al litio ed una tensione molto bassa. Questa costringerebbe ad un numero di unità in serie molto elevato per raggiungere la tensione voluta, con conseguente elevata complessità costruttiva del pacco batteria.

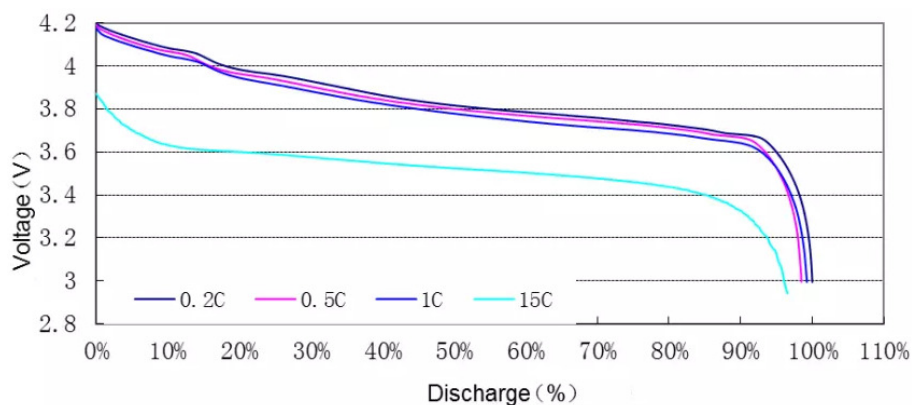
Le celle al litio offrono prestazioni specifiche più elevate. Esistono accumulatori agli ioni di litio basati su chimiche diverse, molto diffuse sono le celle litio-ferrofosfato (LiFePO<sub>4</sub>) e le celle litio ossido di cobalto (LiCoO<sub>2</sub>). A livello commerciale sono disponibili in moltissime taglie e quindi sono le tecnologie ideali fra le quali scegliere per realizzare un accumulatore su misura.

Le celle LiFePO<sub>4</sub> hanno ottime caratteristiche in termini di sicurezza, con maggiore tolleranza ai sovraccarichi e alla temperatura. Hanno inoltre ottima compatibilità ambientale, ridotta autoscarica e vita molto elevata in termini di numero di cicli carica/scarica. Di contro, hanno una caratteristica di scarica molto piatta nella zona centrale, che rende difficoltosa la determinazione dello stato di carica (State of Charge, SoC) mediante la misura della sola tensione di cella e una densità energetica inferiore, quasi dimezzata rispetto alle tecnologie al litio più performanti. In un'applicazione dove la leggerezza è fondamentale, questo svantaggio è considerevole in quanto implica un raddoppio della massa di batterie.



**Figura 3.40:** Curve di scarica di una cella  $\text{LiFePO}_4$  (A123 Systems ANR26650m1-B 2500 mAh)

Le celle  $\text{LiCoO}_2$  offrono prestazioni più elevate in termini di densità energetica, ma necessitano di maggiore attenzione: sovratensioni e scariche eccessive (anche brevi) le danneggiano irreversibilmente compromettendone la sicurezza e capacità massima. Il numero di cicli di vita è molto più ridotto, ma ciò non è un problema nell'applicazione in esame, dove una stagione ha la durata di un solo anno e il numero di cicli completi è molto limitato.



**Figura 3.41:** Curve di scarica di una cella  $\text{LiCoO}_2$  (Melasta SLPBB042126 6600 mAh)

Per via della superiore densità energetica, la tecnologia litio-cobalto è stata scelta per l'applicazione. Melasta, un'azienda cinese specializzata nella produzione di celle prismatiche realizzate con questa tecnologia, si è mostrata disponibile a produrre piccole serie con specifiche su misura. In genere fissata una tecnologia, maggiore è la densità energetica di una cella, maggiore è la sua resistenza interna e quindi minore la potenza che essa è in grado di erogare mantenendo rendimenti accettabili

e sviluppo di calore limitato. Viceversa, ad una maggiore potenza erogabile corrisponde in genere una minore densità energetica, e quindi un maggiore peso a parità di totale energia immagazzinata.

La massa totale dell'accumulatore dipende non solo dalle celle, ma anche dalle dimensioni del contenitore in alluminio, dai sistemi di fissaggio e dall'eventuale sistema di raffreddamento. Sebbene scegliere celle a densità di potenza superiore comporti un aumento diretto del peso, questo può essere compensato dalla riduzione delle dimensioni del pacco dovuta alla minore necessità di raffreddamento. Ulteriori vantaggi sono il rendimento più elevato e il minore stress sulle celle che implica maggiore longevità delle stesse. Le dimensioni più compatte sono inoltre un vantaggio per il posizionamento all'interno della vettura, dove gli spazi sono molto limitati.

Il problema si riduce quindi al trovare il compromesso più opportuno tra densità energetica e densità di potenza. A tal fine, è stato sviluppato un sistema per testare le celle in diverse condizioni di raffreddamento. Tipicamente le curve caratteristiche delle batterie vengono rilevate a *corrente di scarica costante*, tuttavia, viste le condizioni operative del veicolo, dei test a *potenza di scarica costante* sono stati ritenuti più significativi per il caso in esame.

La piattaforma di test realizzata è composta da un semplice convertitore step-down che parzializza la tensione di cella su una resistenza. Una scheda a microcontrollore programmabile misura costantemente tensione e corrente a valle della cella, ne effettua il prodotto ricavando la potenza assorbita dal sistema e retroaziona il duty-cycle in modo da mantenere costante la potenza al calare della tensione. Un filtro LC permette al sensore di corrente di misurare una corrente priva di oscillazioni.

La cella è testata in 3 diverse condizioni:

- Adiabatica
- Ventilazione forzata sui contatti



**Figura 3.42:** Cella sul banco di test

- Ventilazione forzata sui contatti e su una delle superfici

Condizioni pressoché adiabatiche sono realizzate rivestendo tutte le superfici della cella con 60 mm di polistirene espanso. 3 termistori misurano la temperatura in punti caratteristici: vicino ai contatti, a metà del corpo della cella e alla sua base. La temperatura alla quale si farà riferimento è la più elevata delle tre. In genere se le celle sono termicamente isolate, i contatti in rame sono la via principale per la dispersione del calore generato.

Una cella è completamente carica a 4.2 V, pertanto nel limite di 600 V è possibile mettere in serie

$$\frac{600}{4.2} = 142 \text{ Elementi} \quad (3.7)$$

Data la capacità di progetto di 6.5 kWh, sono necessari elementi da

$$\frac{6500}{142 \cdot 3.7} = 12.4 \text{ Ah} \quad (3.8)$$

realizzabili mediante coppie di celle da 6.2 Ah.

Ipotizzando di terminare una prova di endurance in 24 minuti (in linea con i migliori tempi registrati agli eventi) e un rendimento medio di scarica del 95% ne consegue che tale cella sarebbe scaricata completamente ad una media di

$$\frac{6.2 \cdot 3.7 \cdot 0.95}{24/60} = 54 \text{ W} \quad (3.9)$$

Questo valore ipotizza che la cella venga solo scaricata e a potenza costante, rappresenta quindi il valore medio di potenza erogata in una gara dove non vi è rigenerazione di energia, ma in realtà la potenza di picco erogata per brevi istanti sarà varie volte superiore, si avrà quindi un maggiore sviluppo di calore. Inoltre, se una parte dell'energia viene rigenerata durante le frenate, vi sarà un ulteriore riscaldamento della cella. Per i test si è scelto quindi un valore di riferimento di 100 W.

Un primo test è stato effettuato su una cella LiCoO<sub>2</sub> da 6.6 Ah e 200 Wh/kg localmente disponibile, per avere un'idea della sovratemperatura raggiunta con condizioni adiabatiche. Per questa cella è risultata essere di 39°C. Dal momento che gli eventi si tengono in estate, utilizzando questa cella senza un adeguato sistema di raffreddamento non sarebbe improbabile andare oltre i limiti di 60°C imposti dal

regolamento.

Dal catalogo Melasta due celle dalle dimensioni simili sembravano potenzialmente adatte all'applicazione:

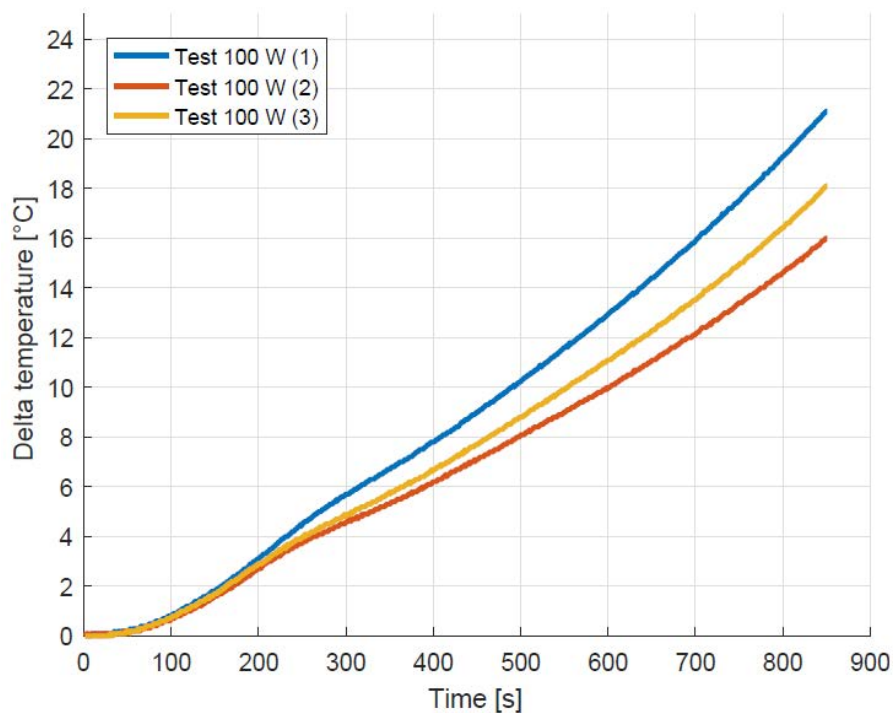
- SLPBB042126: 6.55 Ah, 128.5 g, 3.0 m $\Omega$ , 189 Wh/kg
- SLPBA843126: 6.35 Ah, 130.0 g, 2.0 m $\Omega$ , 181 Wh/kg

Viene scelta la seconda per via della resistenza interna dichiarata decisamente inferiore. Essendo inoltre fissato il numero di celle totali (2x142) il risparmio in termini di massa scegliendo la prima cella sarebbe esiguo (426 g) e l'energia extra sarebbe probabilmente perduta per via del minore rendimento.



**Figura 3.43:** Melasta SLPBA843126 6350 mAh

Il test nelle condizioni sopra descritte fornisce i seguenti risultati:



**Figura 3.44:** Sovratemperature rilevate durante la scarica nelle 3 diverse condizioni di raffreddamento

Dalle curve è evidente uno sviluppo di calore molto più limitato rispetto alla prima cella testata, con sovratemperatures di 21°C, 18°C e 16°C rispettivamente in condizioni adiabatiche, con ventilazione dei soli contatti e con ventilazione di metà corpo cella. Se l'assunzione fatta in termini di stress equivalente sulle celle si rivelasse corretta e la temperatura di partenza del pacco batterie prima della gara fosse sotto i 39°C, sarebbe possibile terminare la prova di endurance senza l'ausilio di un sistema di raffreddamento, in quanto la temperatura resterebbe comunque sotto i 60°C indicati dal regolamento. La scelta di realizzare il contenitore in alluminio è un ulteriore ausilio nel mantenere contenute le temperature, in quanto contribuisce con la sua capacità termica.

### 3.4.5 Assemblaggio dell'accumulatore

Il contenitore in alluminio è stato disegnato mediante software CAD (seguendo gli spessori indicati dal regolamento per le varie sezioni) e fatto realizzare tramite taglio laser, piegatura e saldatura di lamiera da parte di una ditta partner specializzata.



**Figura 3.45:** Scatola dell'accumulatore in lamiera di alluminio saldata

Le celle sono organizzate in 8 moduli, 6 formati da 18 coppie di celle e 2 da 17 coppie, messi in serie per formare una configurazione 142s2p.

Nei moduli le celle sono affiancate in verticale, con i contatti connessi superiormente tramite busbars in alluminio (figura 3.46). Queste sono avvitate su una piastra di supporto in materiale isolante e mantengono premuti tra loro i contatti delle celle realizzando il parallelo. Le busbars stesse, invece, realizzano la connessione serie tra coppie di celle successive.





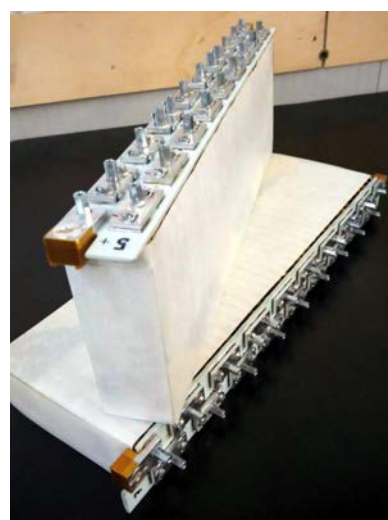
**Figura 3.46:** Modulo assemblato con busbars fissate sulla relativa piastra di supporto isolante

I supporti sono realizzati in un materiale composito di fibra di vetro in una matrice di resina ritardante di fiamma. Durante la fase di laminazione, dei dadi M3 sono annegati nel composito in posizioni precise (corrispondenti alle posizioni delle busbars) e la piastra così ottenuta (figura 3.47) è successivamente divisa nelle piastre di supporto tramite taglio ad acqua. I contatti delle celle attraversano apposite fessure dalla parte inferiore del supporto e vengono piegati sulla faccia superiore, contro la quale vengono premuti dalle busbars. Queste sono tenute in posizione da viti M3 a testa esagonale che si avvitano sui dadi laminati nei supporti. Linguette di sicurezza prevengono allentamenti indesiderati delle viti.

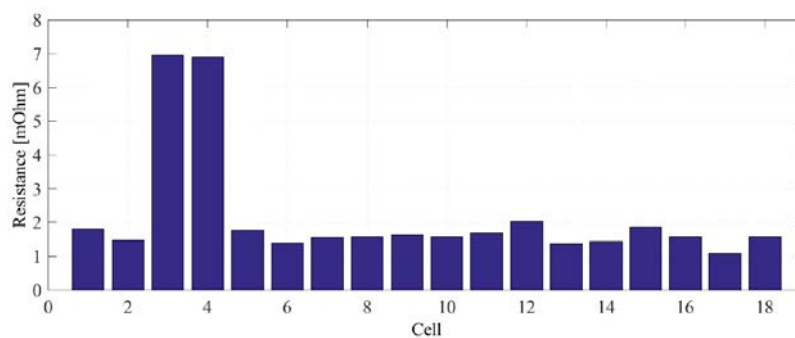
I moduli assemblati sono rivestiti in Nomex, che li isola dal case in alluminio (figura 3.48). Intercapedini che possono permettere movimenti non voluti dei moduli sono riempiti con schiume ritardanti di fiamma.



**Figura 3.47:** Piastra con dadi laminati pronta per essere tagliata nelle varie piastre di supporto



**Figura 3.48:** Moduli assemblati rivestiti in Nomex

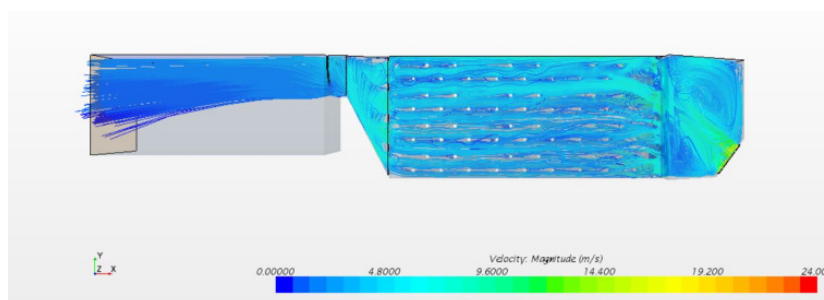


**Figura 3.49:** Resistenze di contatto rilevate sul segmento 2

I segmenti vengono assemblati manualmente, pertanto la consistenza del risultato dipende dall'operatore. Per verificare la qualità dell'assemblaggio viene effettuata una misura della resistenza di uscita delle celle tramite una prova a carico. Se la misura è portata a termine rapidamente e con correnti modeste, la variazione di tensione da vuoto a carico si può attribuire tutta alla somma della resistenza interna della cella e della resistenza di contatto fra i terminali della stessa e le relative busbars. Risultati di una prova simile sono riportati in figura 3.49, che riporta le resistenze di uscita rilevate al segmento 2, estraendo una corrente di 25 A per un tempo di 1 s. Risultano chiaramente anomale le resistenze relative alla terza e alla quarta coppia di celle, situazione che indica un assemblaggio non affidabile.

### 3.4.6 Raffreddamento

Delle aperture sul contenitore all'altezza delle busbars permettono il passaggio del flusso d'aria di raffreddamento, forzato da una ventola connessa al case tramite un condotto opportunamente sagomato (figura 3.64). In questo modo, si realizzano condizioni di raffreddamento simili a quelle a quelle indicate nella curva (2) di figura 3.44. Uno studio CFD (figura 3.50) è stato realizzato per verificare la distribuzione dei flussi d'aria e individuare il punto più critico in termini di raffreddamento. Questo viene monitorato come da regolamento.



**Figura 3.50:** Analisi CFD dei flussi d'aria all'interno dell'accumulatore

### 3.4.7 Posizionamento

La massa finale dell'accumulatore risulta essere di 51 kg, circa un quarto della massa totale della monoposto. Fondamentale per la dinamica del veicolo è che sia posizionato più in basso possibile per abbassare il baricentro e il più possibile centrale al fine di ridurre il momento di imbardata. Centralmente trova posto il pilota, quindi il pacco batterie viene posizionato nel retro della vettura, separato dalla schiena del pilota da una barriera ignifuga e isolante (firewall). Un posizionamento alternativo potrebbe essere sui lati del veicolo, ma questo complicherebbe di molto la costruzione, implicando di realizzare due contenitori distinti con relativo sdoppiamento di sistemi di sicurezza e connessioni. Dopo l'introduzione dell'obbligo di avere accumulatori rimovibili nel 2014, questa soluzione è stata abbandonata anche dalle poche università che l'avevano sperimentata.

### 3.4.8 Battery Management System (BMS)

Per monitorare le tensioni e le temperature operative, è necessario un sistema di controllo connesso a tutti i contatti delle celle. Esistono molte soluzioni commerciali, ma la maggior parte risulta ingombrante: per una serie di 142 elementi servono altrettanti cavi per rilevare le sole tensioni, altri cavi per i sensori di temperatura e per le varie grandezze da rilevare. Questi cavi sono collegati e fissati tramite connettori, che comportano anch'essi un certo ingombro. La soluzione più compatta si ha utilizzando BMS realizzati con schede distribuite lungo i terminali delle celle. Sebbene ne esistano versioni commerciali, per ridurre al minimo ingombri e connessioni si è scelto di svilupparne uno su misura, con layout adatto a poter essere montato direttamente sulle busbars attraverso viti. In questo modo la lunghezza delle connessioni con le celle è ridotta a zero e l'ingombro, specialmente quello verticale, è minimizzato.

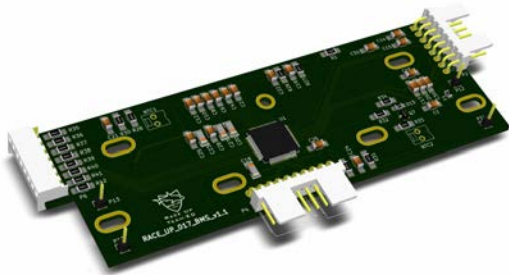


Figura 3.51: Modulo del BMS (slave)

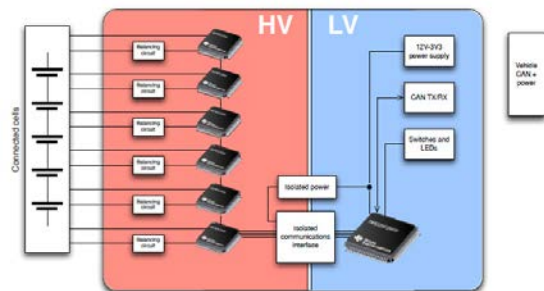
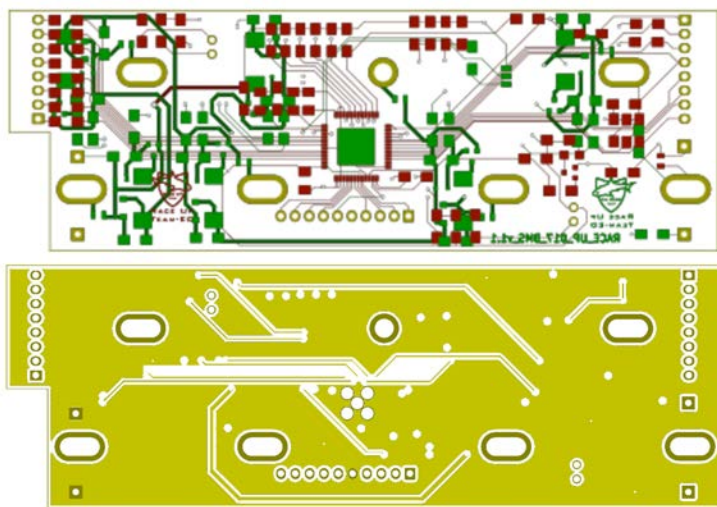


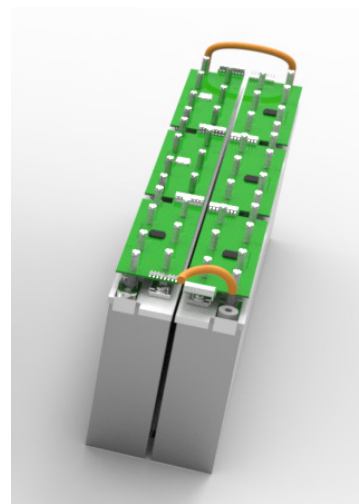
Figura 3.52: Struttura del BMS

Il sistema è basato sul circuito integrato BQ76PL536A di Texas Instruments ed ha struttura modulare: 24 slave connessi in catena rilevano i dati dalle celle e li inviano al master che processa i dati e comunica con la centralina. Alimentazione e comunicazione tra master e slave sono isolate in modo da mantenere la separazione fra i sistemi di alta e bassa tensione. Il circuito integrato si occupa anche della gestione del bilanciamento (passivo) delle celle.

I circuiti stampati dei moduli slave (figura 3.53) sono progettati per essere montati direttamente sopra ai segmenti di celle, fissati alle busbars, senza nessuna connessione cablata tra schede adiacenti. Le resistenze del circuito di bilanciamento sono posizionate sulla faccia inferiore in modo da sfruttare il flusso d'aria di raffreddamento all'interno del pacco batterie. Per i circuiti stampati è stata scelta una struttura a 4 strati con ampi piani di massa negli strati interni. Questo permette di minimizzare la lunghezza delle piste, di ridurre induttanze parassite e crosstalk, diminuendo la suscettibilità alle interferenze elettromagnetiche.



**Figura 3.53:** Struttura del circuito stampato del modulo "slave"



**Figura 3.54:** Schede BMS montate sui moduli

Un software sviluppato appositamente permette di interfacciarsi con il computer e visualizzare lo stato delle celle e i vari parametri, facilitando il processo di debug. Permette inoltre di monitorare la fase di ricarica con riferimenti visivi oltre che numerici (eventuali condizioni di allarme vengono segnalate con colori evidenti nella tabella che rappresenta le celle).

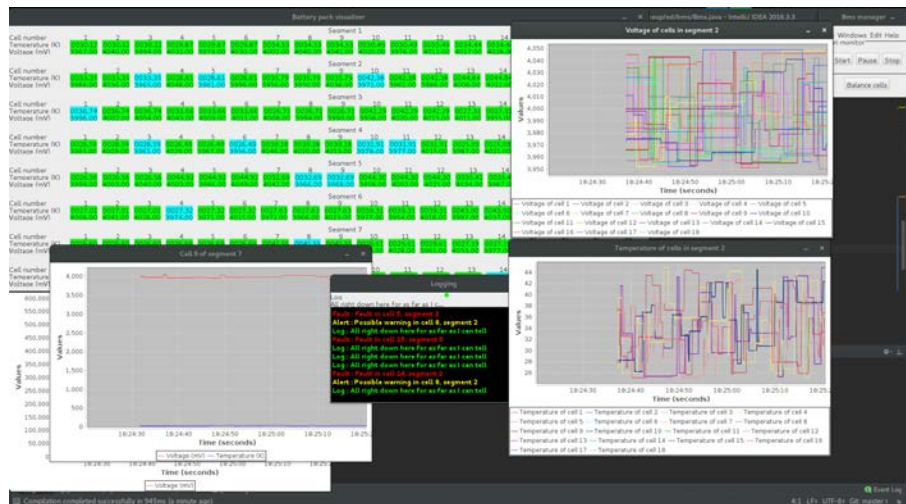


Figura 3.55: Interfaccia grafica del software del BMS

## 3.5 Inverter e controllo dei motori

### 3.5.1 Caratteristiche auspicabili

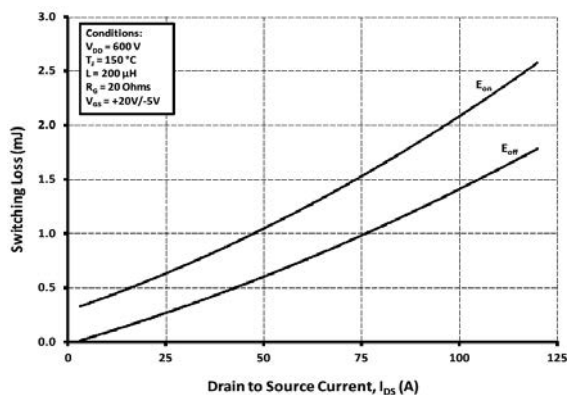
- Leggerezza
- Rendimento elevato, quindi minore calore da smaltire e minore energia necessaria all'accumulatore

### 3.5.2 Requisiti di progetto

- 600 V Tensione massima operativa
- 68 Arms Corrente di fase erogabile per almeno 1.5 s
- 32 kW Potenza erogabile per almeno 4 s continuativi
- Capacità di pilotare carichi a bassa induttanza

### 3.5.3 Scelta degli switch

Vista la necessità di pilotare carichi a bassa induttanza è importante avere una frequenza di commutazione elevata. I prodotti commerciali per la taglia di potenza in esame utilizzano tipicamente IGBT, con frequenze di commutazione intorno agli 8 kHz. Sono dispositivi costosi, ingombranti e relativamente pesanti. Di recente viabilità commerciale è diventata la tecnologia dei MOSFET basati su Carburo di Silicio (SiC) i quali, per via delle basse perdite di commuta-



**Figura 3.56:** Perdite di commutazione degli switch utilizzati

zione, permettono frequenze operative molto più elevate. Per semplificare il design, è stato scelto un modulo di potenza contenente 6 interruttori in un singolo package, il CCS050M12CM2 prodotto da CREE (Figura 3.57), per il quale viene fornita anche una scheda che integra i circuiti di comando dei gate sviluppata appositamente per questa tecnologia di MOSFET (Figura 3.58). Le caratteristiche principali del modulo e della relativa scheda driver sono le seguenti:

#### Modulo a 6 MOSFET CREE CCS050M12CM2

- 1200 V Tensione massima Drain-Source
- 87 A Corrente erogabile continuativa (per MOSFET)
- 250 A Corrente impulsiva massima (per MOSFET)
- 25 mOhm Resistenza Drain-Source a 25°C
- 180 g Massa
- 150°C Temperatura massima di giunzione
- 312 W Potenza dissipabile
- 108x47x17 mm Dimensioni

#### Circuito driver CREE CGD15FB45P:

- 6 Canali
- 2 A corrente media erogabile per canale
- 9 A corrente di picco erogabile per canale
- 150 kHz Frequenza massima di commutazione
- 900 V tensione massima del bus
- Alimentazione isolata

- Montaggio diretto a bassa induttanza per il modulo
- Protezione per sovracorrenti
- Protezione per sovratemperatura



**Figura 3.57:** Modulo a 6 MOSFET CREE CCS050M12CM2



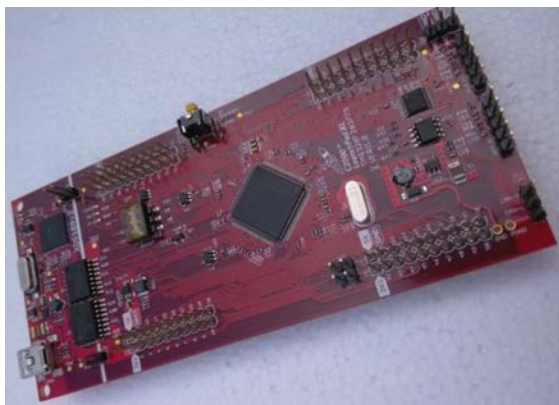
**Figura 3.58:** Scheda driver CREE CGD15FB45P

### 3.5.4 Unità di controllo

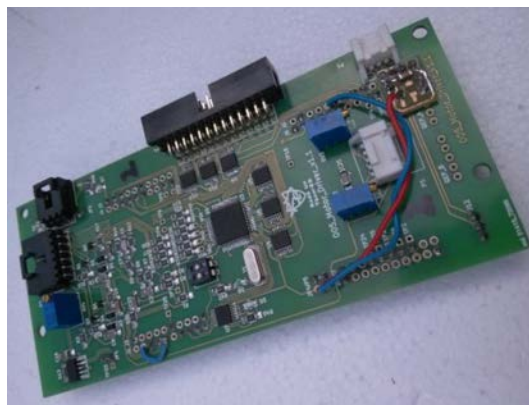
#### Hardware

L'unità centrale dell'azionamento è formata da due schede accoppiate. La prima, detta "motor driver", è un'unità specificamente sviluppata che integra le seguenti funzioni principali:

- Generazione del segnale di eccitazione del resolver
- Acquisizione segnale del resolver e conversione analogico-digitale
- Condizionamento e alimentazione dei sensori di corrente
- Condizionamento dei sensori di temperatura
- Level shifting fra le interfacce



**Figura 3.59:** Circuito di controllo "motor driver"



**Figura 3.60:** Texas Instrumens Launch-Pad F28377S

Essa lavora connessa ad una scheda Texas Instruments (LaunchPad F28377S) basata su microcontrollore Delfino 200 MHz specializzato in operazioni a virgola mobile. Quest'unità riceve i dati relativi a posizione rotorica, tensione e corrente dalla scheda "motor driver" e i riferimenti di coppia e velocità dalla centralina, elabora i dati e invia i segnali logici di comando degli interruttori alla scheda che pilota i MOSFET.

## Software

Il software, scritto in C, implementa:

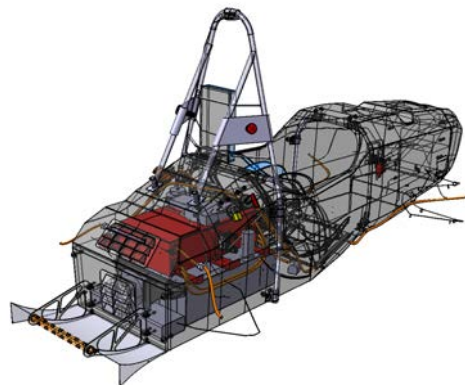
- Controllo a orientamento di campo basato su modulazione vettoriale simmetrica
- Anello di corrente in d-q con controllo proporzionale integrale
- Anello di velocità con controllo proporzionale integrale
- Guadagni programmabili tramite linea CAN
- Log dei parametri funzionali

### 3.5.5 Configurazione meccanica

i 4 inverter sono posizionati a coppie in due scatole in materiale composito, per un ingombro totale di 484 x 272 x 134 mm e un peso di 1.6 kg per unità. Vista la densità equivalente molto bassa, viene scelta come posizione la zona sul retro della vettura, sopra l'accumulatore. In questo modo, il centro di massa del veicolo viene alzato in misura molto contenuta e si minimizza la lunghezza delle connessioni inverter-batteria e inverter-motori posteriori.



**Figura 3.61:** Scatola in materiale composito contenente coppia di inverter



**Figura 3.62:** Posizione degli inverter all'interno della scocca (in rosso)



### 3.5.6 Raffreddamento

Per minimizzare peso ed ingombri, gli inverter sono raffreddati a liquido, con un blocco di alluminio fissato alla base in rame dei moduli di potenza. Tale blocco (figura 3.63) è cavo e al suo interno l'acqua circola in un percorso tortuoso, in modo da aumentarne la turbolenza e migliorare lo scambio termico. Il circuito collega il parallelo degli inverter posteriori in serie al parallelo degli inverter anteriori, successivamente il radiatore, il vaso di espansione e la pompa di circolazione. La dissipazione massima di progetto è di 260 W per modulo. Il radiatore è piazzato all'interno della vettura, all'uscita del convogliatore del flusso d'aria di raffreddamento dell'accumulatore, in modo da avere convezione forzata mediante la ventola già presente (figura 3.64). L'aria è scaricata all'esterno tramite un'apertura circolare sul pannello posteriore della scocca.

Lo sviluppo su misura degli inverter ha portato un risparmio in termini di massa del 75-80% rispetto ad unità commerciali di taglia simile, mentre il miglioramento in termini di ingombri è stato del 25-50%. Per evoluzioni future, si stima di poter ridurre ulteriormente peso e volumi riconfigurando gli inverter in modo da posizionarli in un unico contenitore su misura, realizzato in materiali più leggeri.



**Figura 3.63:** Blocchi di raffreddamento in alluminio



**Figura 3.64:** Integrazione del radiatore

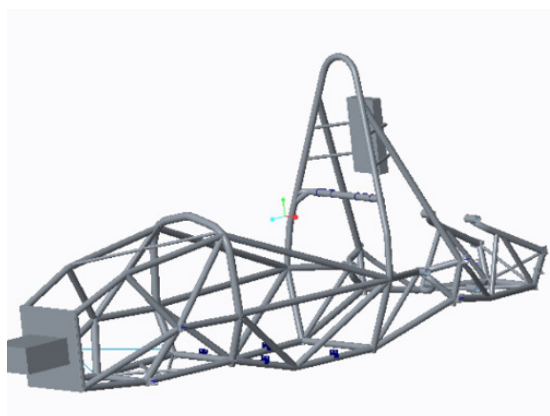
# Capitolo 4

## La monoposto

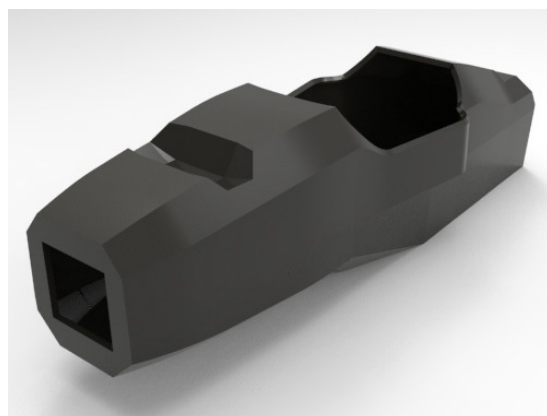
### 4.1 Telaio

Una delle motivazioni principali che ha portato alla scelta di un progetto a due anni è stata lo sviluppo del telaio in composito, più volte ipotizzato per la vettura a combustione, ma sempre accantonato per via degli elevati tempi di sviluppo e costi di produzione.

La monoscocca in composito fornisce vantaggi in termini di prestazioni specifiche rispetto al più semplice telaio a traliccio di tubi in acciaio: maggiore rigidità specifica, quindi minore peso totale e maggiore sicurezza per il pilota vista la struttura completamente chiusa.

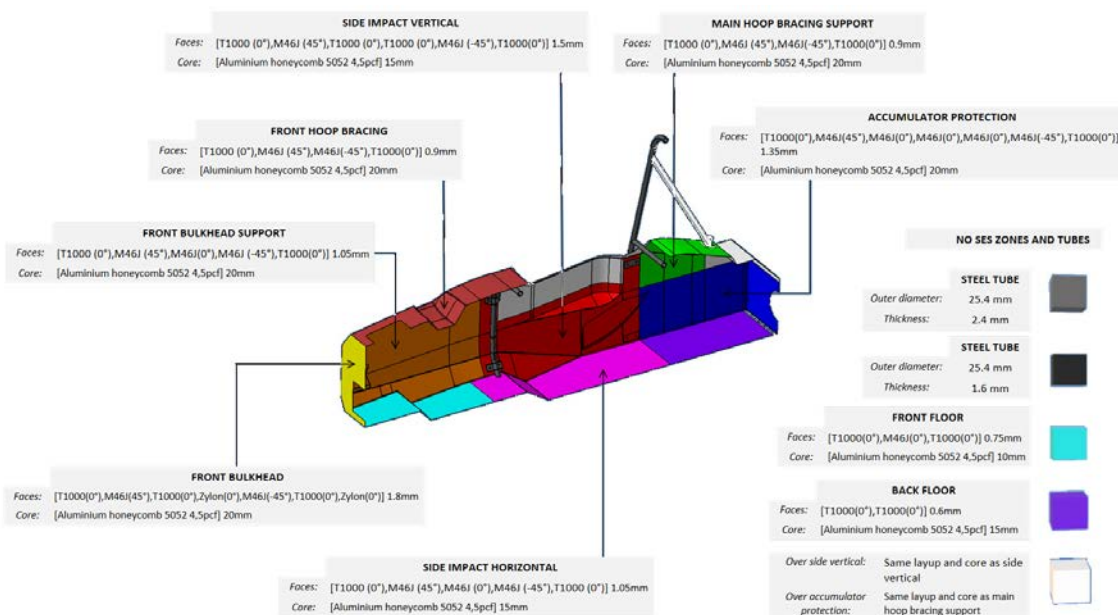


**Figura 4.1:** Telaio a traliccio di tubi in acciaio



**Figura 4.2:** Telaio monoscocca integrale in materiale composito

Nel telaio tubolare la precisione dei punti sospensione dipende molto dall'operatore e dalla qualità delle dime a disposizione durante la saldatura, poiché il processo comporta intrinsecamente tensioni residue e deformazioni termiche. La modalità di produzione del telaio in composito invece permette maggiore precisione nei punti di



**Figura 4.3:** Differenti layup utilizzati nelle zone del telaio

attacco delle sospensioni, i cui fori vengono realizzati a telaio finito mediante macchine a controllo numerico.

Un telaio in composito è costituito tipicamente da una struttura a sandwich, nella quale le due facce esterne, realizzate in materiale laminato (tipicamente fibre di carbonio o aramidiche su matrice di resina epossidica) sono separate da un materiale a bassa densità detto core o nucleo (alveolare in alluminio o Nomex, schiume poliuretaniche, legno di balsa etc). Le figure 4.4 e 4.5 mostrano due pannelli con struttura di questo tipo.

Le proprietà di ogni parte del telaio possono essere ottimizzate a seconda delle esigenze variando la struttura locale del pannello, ad esempio se si vuole una maggiore protezione intorno al pilota o una maggiore resistenza a penetrazione nella zona dell'accumulatore (figura 4.3). Il regolamento formula SAE prescrive determinati valori di rigidità, resistenza, energia assorbita a rottura e resistenza a penetrazione che devono avere le diverse zone della monoscocca. Devono essere preparati e testati dei provini relativi ad ogni tipo di pannello utilizzato, e i risultati dei test devono essere accuratamente documentati e mostrati ai giudici agli eventi.

### 4.1.1 Sviluppo

Non essendoci esperienza pregressa nell'ambito, occorre sviluppare sia i metodi previsionali che i processi produttivi. Il primo passo è stato implementare la teoria

classica della laminazione in MATLAB, in modo da poter prevedere rapidamente valori di rigidità e carichi di rottura per pannelli laminati partendo dalla sequenza delle lamine e dalle caratteristiche dei materiali riportate nelle schede tecniche. Sono stati realizzati e testati dei provini per verificare i risultati del modello teorico, ottenendo un buon accordo tra valori stimati e valori sperimentali. Per misurare la resistenza sono stati effettuati dei test a trazione, per la rigidità dei test di flessione a tre punti (figura 4.4) e per i test a penetrazione è stata realizzata un'attrezzatura su specifiche da regolamento (figura 4.5).



**Figura 4.4:** Pannello con struttura a sandwich durante un test di flessione a 3 punti

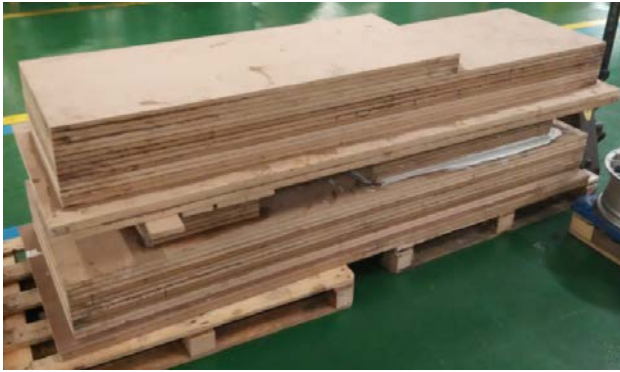


**Figura 4.5:** Provino con struttura a sandwich sottoposto a test a penetrazione

Il modello MATLAB è stato quindi aggiornato implementando la teoria dei pannelli sandwich, modellando la rottura per cedimento a taglio del core e la rottura per cedimento a trazione delle facce. Inizialmente i valori sperimentali differivano parecchio da quelli teorici, con le facce che cedevano ben prima di quanto previsto. Questo ha portato a ipotizzare deformazioni locali nei punti d'appoggio durante il test a flessione a tre punti. Il modello è stato quindi nuovamente aggiornato attraverso formule empiriche che modellizzano i fenomeni di indentazione locale, portandolo quindi a restituire valori in accordo con le misure sperimentali entro un errore del 5%.

### 4.1.2 Produzione

Telai di questo tipo necessitano di un processo produttivo lungo e costoso, sia in termini di materiali che di attrezzature richieste. Un metodo che fornisce risultati ad elevate prestazioni è quello che prevede l'utilizzo di tessuti di fibre preimpregnati con resine epossidiche (prepregs). Essi vengono stesi su uno stampo al quale aderiscono.



**Figura 4.6:** Blocchi grezzi ottenuti da tavole in MDF incollate



**Figura 4.7:** Rivestimento con resina epossidica dei modelli fresati

scono per mezzo di un sacco sottovuoto e portati a temperature e pressioni precise all'interno di un'autoclave. La temperatura avvia il processo di reticolazione della resina che solidifica fissando la forma del manufatto.

Tipicamente si crea un modello con le sembianze precise del componente da realizzare, che viene utilizzato per creare uno stampo con il negativo della forma finale voluta. All'interno di quest'ultimo viene laminato il telaio effettivo, con un processo che può richiedere diversi passaggi.

Per realizzare la struttura a sandwich, viene laminato prima il guscio esterno, successivamente viene steso il core con relativo adesivo per farlo aderire alle lamine e infine vengono stesi sopra al core i tessuti relativi al guscio interno. Queste tre fasi possono essere effettuate in unico passaggio, stendendo i tre strati all'interno dello stampo, applicando un sacco sottovuoto e mettendo il tutto in autoclave. In questo modo tuttavia non si ha molto controllo nella fase di cura e vi possono essere dei movimenti indesiderati dei tessuti e del core a causa della pressione applicata al sacco, che deve essere steso con attenzione in modo da non generare forze sui tessuti ancora "mobili". Eventuali dilatazioni termiche dello stampo possono generare altri spostamenti e tensioni indesiderate.

In alternativa può essere eseguito un processo con tre cicli di cura separati, dove con il primo si realizza solo il guscio esterno, con il secondo si applica il core e con il terzo si aggiunge il guscio interno. Questo implica il reinserimento del telaio in fase di produzione più volte all'interno dello stampo. Questo è fattibile soltanto se esso è realizzato in un materiale a coefficiente di dilatazione molto basso o nullo, poiché le dimensioni che il manufatto assume sono quelle relative alla temperatura di reticolazione della resina. Uno stampo di questo tipo può essere realizzato con il *tooling prepreg*, un tessuto preimpregnato realizzato con fibre di carbonio in grado di dare un coefficiente di dilatazione con la temperatura praticamente nullo.



**Figura 4.8:** Stesura del tooling prepreg sui modelli rivestiti in resina



**Figura 4.9:** Inserimento in autoclave dopo l'applicazione del sacco a vuoto

Nonostante il costo notevolmente superiore, si decise di utilizzare il processo in tre step, in modo da avere migliori garanzie sui risultati. Per fare ciò, il budget è stato concentrato per la maggior parte sugli stampi in carbonio, mentre un metodo economico è stato sviluppato per i modelli. Essi sono realizzati tramite tavole di MDF (Medium Density Fiberboard) preventivamente essiccate e incollate tra loro con resina epossidica attraverso una pressa riscaldata. I blocchi risultanti (figura 4.6) sono poi fresati con macchine a controllo numerico ottenendo la forma finale desiderata per il telaio, divisa in due semimodelli, uno per la parte inferiore e uno per la parte superiore. Dopo la fresatura, la superficie risulta molto porosa e non adatta all'applicazione diretta del tessuto preimpregnato, in quanto resina e agente distaccante verrebbero assorbiti. I modelli sono quindi impermeabilizzati con l'applicazione manuale di resina epossidica (figura 4.7), e la rugosità della superficie viene ridotta manualmente attraverso carta abrasiva fino al raggiungimento di una finitura molto liscia. Il tooling prepreg viene steso sui modelli così realizzati (figura 4.8) e il tutto viene messo in autoclave dopo l'applicazione del sacco sottovuoto (figura 4.9). La temperatura alla quale vengono portati in questa fase è la più bassa che permette la solidificazione della resina, riducendo così al minimo la dilatazione termica del modello.



**Figura 4.10:** Estrazione degli stampi dal modello

Quando gli stampi raggiungono una rigidità adeguata per essere maneggiati in sicurezza, vengono estratti dal modello (figura 4.10) e rimessi in autoclave per un ciclo di post-cura che li porta a raggiungere le massime proprietà meccaniche.

### 4.1.3 Misure

Il telaio è stato quindi realizzato con il processo sopra descritto e misurato su una fresa a 5 assi, durante la fase di realizzazione dei fori per gli attacchi sospensione (figura 4.12). La precisione raggiunta è stata notevole, con una differenza sia trasversale che longitudinale inferiore al millimetro rispetto al disegno CAD.

La rigidità torsionale è stata misurata tramite un apposito banco di test (figura 4.11) restituendo un valore di 4240 Nm/deg, molto vicino al valore atteso dato dalle simulazioni agli elementi finiti.

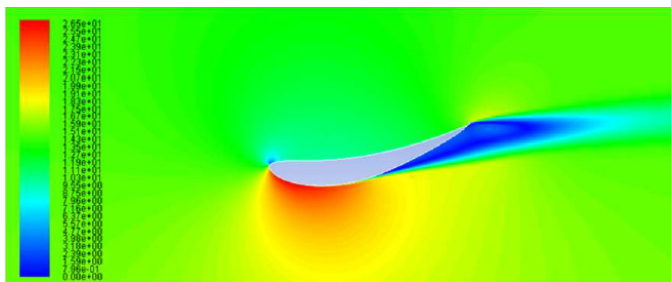


**Figura 4.11:** Banco di prova a torsione

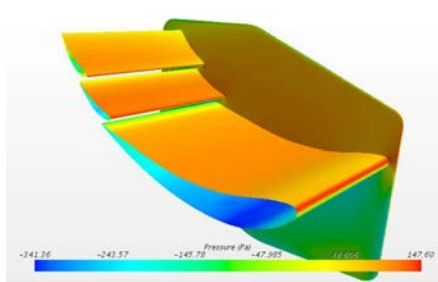
La massa finale della monoscocca è di 23.6 kg.



**Figura 4.12:** Monoscocca in fase di misura su fresa a 5 assi



**Figura 4.13:** Analisi CFD bidimensionale di un profilo alare



**Figura 4.14:** Analisi CFD dell'ala posteriore

## 4.2 Aerodinamica

L'aerodinamica è stata a lungo una componente ignorata nella formula SAE. Le velocità nelle varie parti del circuito tipico sono relativamente basse, e i vantaggi derivanti da appendici aerodinamiche sono stati per decenni giudicati troppo limitati rispetto allo sforzo necessario per sfruttarli. Negli ultimi anni tuttavia, con il crescere del livello della competizione e con la possibilità di accedere più facilmente a potenza computazionale per realizzare simulazioni CFD (Computational Fluid Dynamics) alcune università hanno iniziato a introdurre pacchetti aerodinamici sulle proprie vetture, con risultati non trascurabili.

Le soluzioni tipicamente utilizzate mostrano ali anteriori e posteriori di dimensioni insolitamente elevate, poiché per ottenere un livello di deportanza utile a velocità basse sono necessarie superfici molto estese.

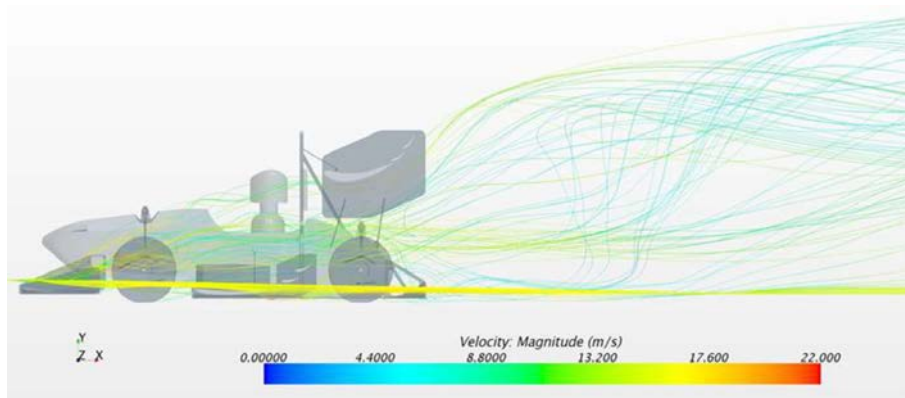
### 4.2.1 Sviluppo

Gli studi per il pacchetto aerodinamico di Origin-e sono iniziati quando la vettura non era ancora definita, pertanto inizialmente sono state fatte delle valutazioni preliminari su varie configurazioni di profili alari, sia con modelli 2D che 3D (figura 4.13).

Quando la forma della vettura è stata delineata, sono state portate a termine delle simulazioni CFD sulla monoposto completa, prima attraverso una geometria semplificata e successivamente attraverso una griglia tridimensionale da 30 milioni di celle (figura 4.15). Le simulazioni sono state effettuate a velocità di 7.5, 15, 22.5, 30 m/s per studiare l'andamento dell'effetto suolo, e i risultati hanno permesso inoltre di capire meglio il comportamento dei flussi d'aria intorno alle ruote. Lo studio è stato portato a termine grazie al supercomputer Galileo del Cinea di Bologna.

Oltre alle ali anteriore e posteriore, il pacchetto aerodinamico proposto comprende pance laterali e fondo a effetto suolo con diffusore (figura 4.16). Essendo il primo





**Figura 4.15:** Analisi CFD tridimensionale della vettura completa

studio di questo tipo e non avendo ancora valori sperimentali sugli effettivi consumi della vettura, è stata scelta una configurazione conservativa, che fornisce alla vettura un'efficienza aerodinamica stimata di 1.94, con una deportanza totale di 290 N a 54 km/h.



**Figura 4.16:** Rendering del pacchetto aerodinamico completo

Questi studi verranno validati sulla macchina esistente, e saranno la base per le evoluzioni successive del pacchetto aerodinamico.

## 4.2.2 Produzione

La maggior parte del budget è stato concentrato sul telaio, quindi per realizzare i profili alari sono stati utilizzati dei processi più economici, creando degli stampi in

fibra di vetro laminati su modelli in poliuretano espanso (figura 4.17). La bassa densità del poliuretano permette una lavorazione rapida in fresa e la movimentazione agevole dei pezzi. Di contro, questo materiale necessita di un trattamento della superficie (estremamente porosa) e di particolare attenzione durante il processo di finitura, a causa della scarsa resistenza meccanica.

Gli stampi in fibra di vetro hanno una notevole dilatazione termica, quindi è stato utilizzato un processo a singola cura, realizzando profili cavi con rinforzi longitudinali interni. Delle centine in alluminio sono incollate alle estremità dei profili tramite adesivo strutturale e su di esse vengono avvitate le viti di fissaggio (figura 4.18).

La massa totale del pacchetto aerodinamico è di 11kg

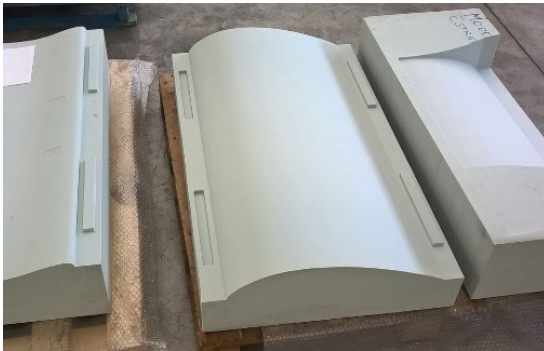


Figura 4.17: Modelli in poliuretano

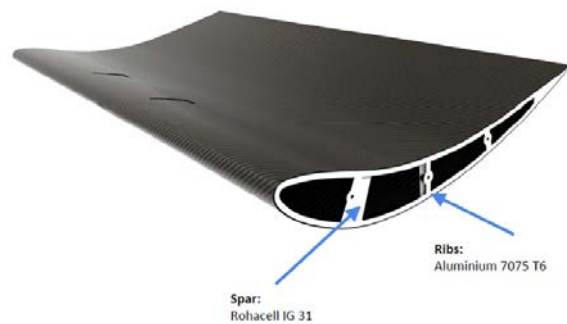


Figura 4.18: Struttura dell'ala posteriore

## 4.3 Sospensioni e freni

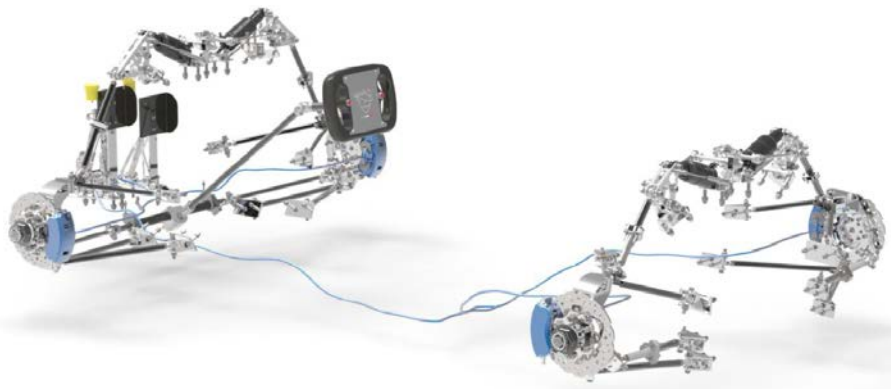


Figura 4.19: Rendering del sistema sospensivo

Le gomme sono le componenti che influenzano in maniera più diretta le prestazioni della vettura. Il sistema sospensivo è sviluppato sulla base degli pneumatici scelti

e un aspetto fondamentale nella loro selezione è quindi la disponibilità di dati e misure. Deciso l'utilizzo di cerchi da 10" per ridurre masse non sospese e inerzia rotazionale, sono state valutate gomme di diversi produttori, tra i quali Avon, Lecont, Continental e Hoosier. Il modello Hoosier 18x7.5 R25B è stato scelto per la maggiore diffusione commerciale, fattore che ha portato nel tempo alla disponibilità di molti dati sperimentali riguardo al comportamento cinematico. Queste gomme hanno inoltre un ottimo compromesso tra prestazioni, peso e durata.

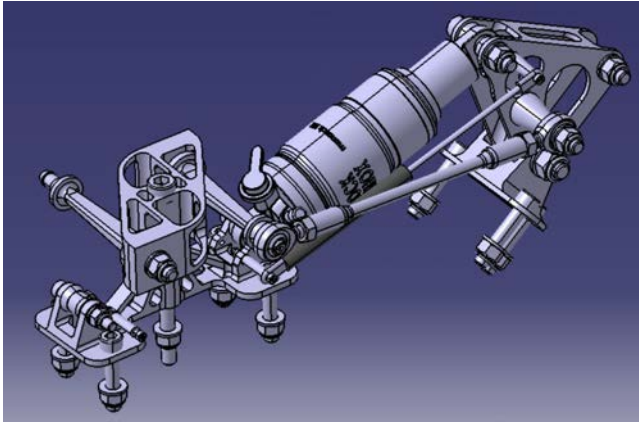
Sono stati scelti una distribuzione pesi 51% posteriore e 49% anteriore ed un passo di 1535 mm, vicino al minimo regolamentare, per ridurre il momento di imbardata e quindi favorire l'agilità del veicolo. La carreggiata anteriore è di 1180 mm e quella posteriore di 1140 mm, per favorire la manovrabilità negli slalom e nelle curve più strette. Questo facilita anche la percezione che il pilota ha delle dimensioni globali del veicolo.

L'obiettivo di progetto della cinematica è stato quello di avere una vettura reattiva. A tal fine sono state fatte le seguenti scelte: fissato un angolo di convergenza di  $0^\circ\text{C}$  per garantire stabilità, scelto un angolo di camber tale da massimizzarne il recupero in curva e tale da assicurare un mechanical trail di 9.6 mm e uno scrub radius anteriore di 25.9 mm. Questo conferisce anche stabilità e maneggevolezza allo sterzo. Gli angoli di king pin e di caster sono stati ridotti al posteriore per rispettare l'altezza da terra.

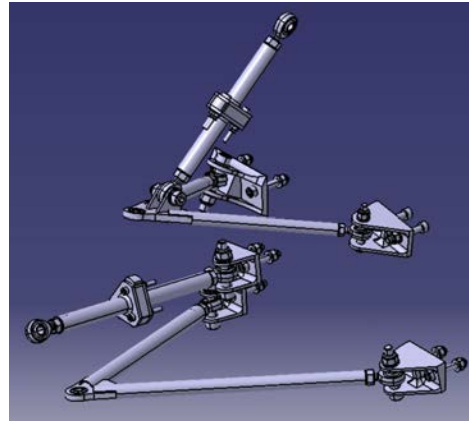
L'altezza dei centri di rollio è stata scelta per assicurare un corretto trasferimento di carico, che permetta di mantenere una buona rigidità a rollio: 74 mm all'anteriore e 86 mm al posteriore. L'altezza dei centri di beccheggio è invece a 141 mm da terra e a 771 mm dietro l'asse frontale, per garantire al pilota una buona maneggevolezza in fase di frenata e di uscita di curva. Si ottengono quindi valori di antidive del 45% e 35% anteriore/posteriore e di antisquat rispettivamente del 10% e 40%.

È stata scelta una configurazione di tipo push-rod sia all'anteriore che al posteriore per semplicità in termini di ingombri, avendo i motori montati direttamente nelle ruote. Il motion ratio è stato impostato a 1.1 per sfruttare l'intera corsa dell'ammortizzatore, rispettando i vincoli regolamentari. Infine il sistema antirollio (figura 4.20) è stato concepito per essere facilmente accessibile ed in modo che la rigidità delle lame fornisca un roll rate di 0.6 deg/g. La geometria di sterzo è stata determinata in base ad un compromesso tra ingombri, angolo di convergenza e di Ackermann.

I triangoli sono realizzati mediante tubi d'acciaio saldati, delle flange permetto-

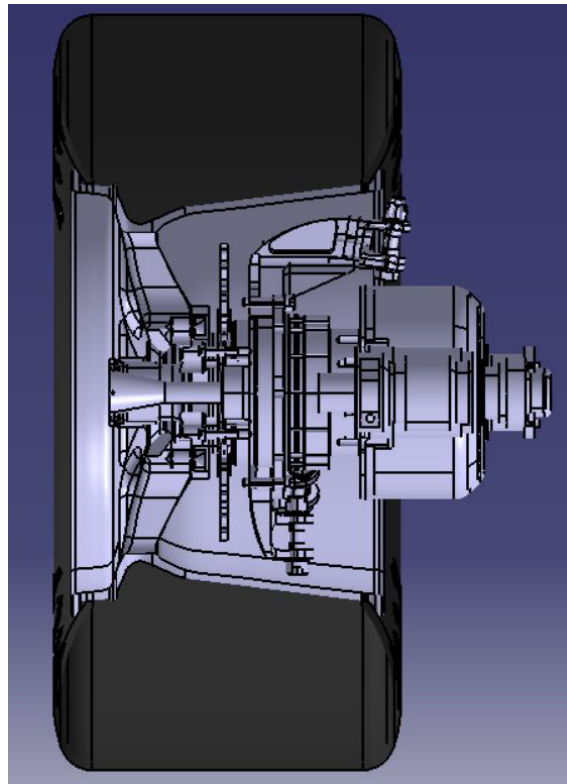


**Figura 4.20:** Da sinistra: gruppo antirollio, ammortizzatore, rocker



**Figura 4.21:** Triangoli e configurazione push-rod

no la regolazione tramite aggiunta di spessori (figura 4.21). Gli attacchi a scocca sono realizzati in alluminio 7075-T6 per asportazione di truciolo tramite macchine a controllo numerico.



**Figura 4.22:** Sezione del gruppo ruota

Diversi sensori sono posizionati sul sistema sospensivo in modo da monitorare le grandezze principali durante la corsa: potenziometri lineari per rilevare la posizione degli ammortizzatori, dello sterzo e dei pedali, accelerometro e giroscopio.

Nella progettazione dell'impianto frenante, il problema principale è stato l'esiguo spazio disponibile all'interno dei cerchi da 10 pollici. Anche le pinze freno più piccole disponibili in commercio avrebbero ridotto eccessivamente il diametro dei dischi, diminuendo la coppia frenante. Delle pinze AP Racing CP4227 sono state quindi modificate per lavorare con solo due pistoncini da un lato (figura 4.23), riducendone ingombro, massa e risolvendo il problema delle perdite nei condotti a cavallo tra le due metà della pinza, situazione sperimentata nella vettura a combustione. Queste componenti infatti sono originariamente pensate per motocicli leggeri e nell'applicazione in esame lavorano in sovraccarico, con una vita risultante molto breve. La pinza è stata pertanto modificata rifacendone una metà, che sigilla i condotti dell'olio e risulta avere la forma di una semplice battuta dove fissare le pastiglie. L'espediente introdotto ha permesso di riutilizzare pinze dismesse, con relativo risparmio economico. Lo svantaggio (non da poco) è la necessità di inserire periodicamente degli spessori dietro le pastiglie fisse man mano che queste si consumano, al fine di evitare l'eccessiva flottanza del disco.



**Figura 4.23:** Rendering della pinza AP Racing CP4227 modificata

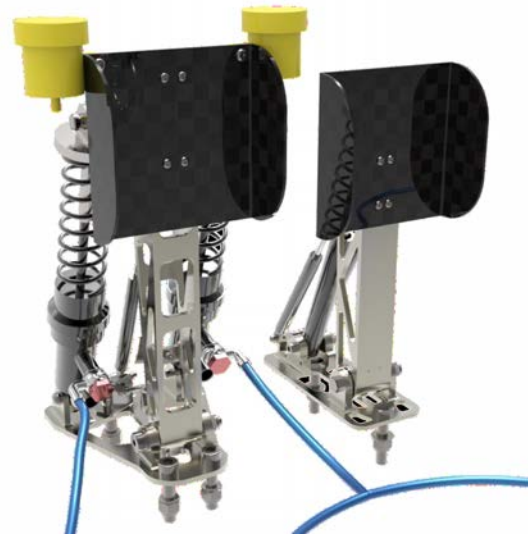
In parallelo è stata quindi sviluppata una pinza su misura con l'obiettivo di avere una componente dal minimo ingombro assiale. Si è tornati alla configurazione a pistoncini contrapposti, riducendone tuttavia la corsa al minimo per limitare l'estensione assiale. Per avere un buon compromesso tra massa, resistenza e rigidità, il materiale scelto è alluminio 7075-T6.

I dischi sono realizzati su misura in acciaio AISI420 ed hanno un diametro di 175 mm e spessore di 4 mm (figura 4.24).

La ripartizione di frenata è stata impostata inizialmente al 50% ed è regolabile su un range di  $\pm 20\%$ . Verrà decisa successivamente in base ai test a vettura completa,



**Figura 4.24:** Pinza progettata e relativo disco freno



**Figura 4.25:** Pedale del freno con relative pompe e acceleratore

in relazione all'equilibrio con la frenata rigenerativa.

La pedaliera (figura 4.25) è regolabile per adattarsi a piloti di altezza diversa. Il pedale del freno attiva una coppia di pompe con cilindri da 14 mm, ritenuti il compromesso ideale tra forza da applicare e corsa del pedale. La prima parte di questa non attiva le pompe, bensì la frenata rigenerativa. Per evitare la sensazione di "pedale a vuoto", delle molle sono inserite per dare un feedback al pilota.

## 4.4 Centralina e controlli



**Figura 4.26:** Volante con display e datalogger integrato

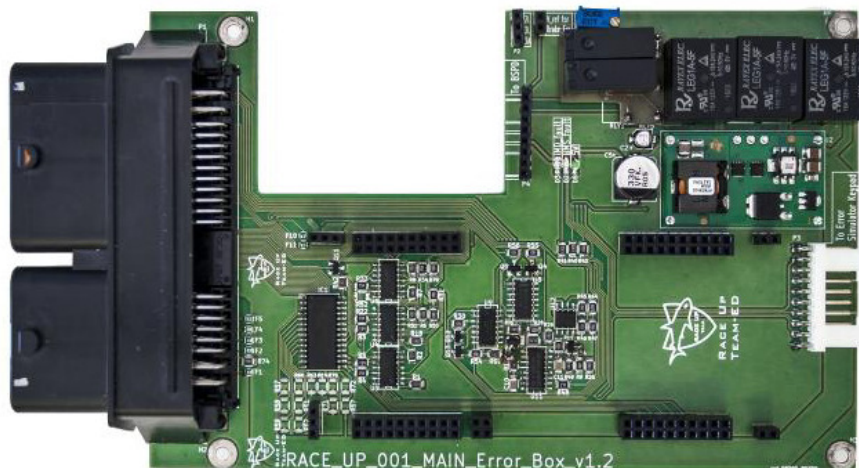
La centralina ha la funzione di raccogliere e processare i segnali dei sensori, acquisire i segnali di freno ed acceleratore, elaborare i dati in base allo stato della vettura e decidere i segnali di coppia da inviare agli inverter che controllano i motori. Deve inoltre gestire tutto il sistema di bassa tensione, rilevando malfunzionamenti e garantendo la sicurezza generale.

L'architettura del sistema di bassa tensione consiste in una rete di unità di controllo dedicate (come ad esempio quelle dei motori o quella del BMS) che comunicano con la centralina via CAN bus. Questa struttura è stata scelta per compartimentare le funzioni e rendere più facili sviluppo e debug. La rete CAN garantisce un'ottima gestione degli errori e permette di aggiungere eventuali nuove unità al sistema senza alterare la struttura già esistente.

Un datalogger all'interno del volante (Figura 4.26) registra i dati dei sensori, che possono essere poi scaricati su un computer rimuovendo il volante.

Il lavoro sugli inverter ha portato ad una certa confidenza con schede a microcontrollore Texas Instruments. Vista l'assenza di unità commerciali economiche da utilizzare come unità centrale, si è optato per uno sviluppo su misura anche di questa componente. Il cuore della centralina è una scheda a microcontrollore LaunchPad F28377S (la stessa utilizzata negli inverter) che integra moduli di comunicazione CAN, SPI e USB, 4 convertitori analogico digitali ad approssimazioni successive (con precisione fino a 16 bit), 12 uscite PWM e 169 GPIO. Questa si inserisce su

scheda madre specificamente sviluppata (figura 4.27) che adatta i segnali dei sensori, gestisce tutte le alimentazioni e interfaccia la scheda LaunchPad con il resto della vettura. Il software è scritto in C partendo da zero, in questo modo si ha una conoscenza molto approfondita del comportamento del sistema.



**Figura 4.27:** Scheda madre dell'unità centrale

Il costo in termini di ore di sviluppo è compensato dal risparmio in termini di costo dell'hardware. Sistemi commerciali adatti all'applicazione arrivano a prezzi di decine di migliaia di euro, mentre la soluzione autosviluppata riduce i costi fino a due ordini di grandezza. Si rammenta che la finalità principale del progetto è la didattica, quindi tale scelta nello sviluppo è la più in linea possibile con la filosofia della competizione.

Per il controllo è stato creato inizialmente un modello fisico-matematico della vettura in MATLAB, da utilizzare come base per lo sviluppo dei controlli e delle funzioni (torque vectoring, controllo di trazione, ABS etc). Il modello è diviso in tre blocchi funzionali: il primo implementa la teoria della dinamica del veicolo, il secondo considera i percorsi di carico a terra attraverso i modelli di sospensioni e gomme, mentre l'ultimo modella i motori e la trasmissione. Le uscite principali sono velocità del veicolo, velocità di imbardata e angolo di assetto, in modo da poter fare un confronto con i valori reali misurabili con sensori e calibrare il modello.





## Capitolo 5

### Partecipazione agli eventi

La vettura, ancora in fase di costruzione, ha partecipato alla Formula Student Germany nel 2016, per avere un primo feedback sulla progettazione.



Figura 5.1: Esposizione del design ai giudici della Formula Student Germany

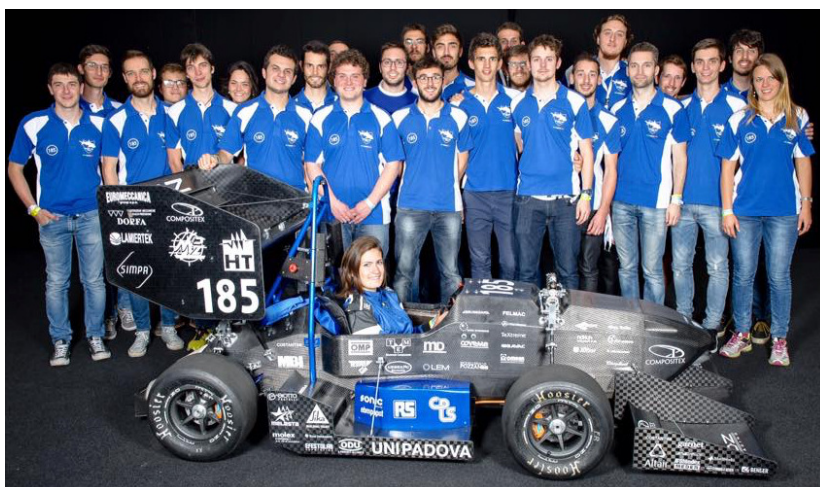


Figura 5.2: Il team 2016 all'evento tedesco

Nel 2017, Origin-e partecipa alla Formula SAE Italy nella classe 3, riscuotendo molto interesse da parte dei giudici e piazzandosi al primo posto nella prova di Engineering Design.



**Figura 5.3:** Illustrazione del progetto del motore alla Formula SAE Italy 2017



**Figura 5.4:** Origin-e alla Formula SAE Italy 2017

# Conclusione

Questo lavoro di tesi descrive il sistema di propulsione a trazione integrale sviluppato per la prima monoposto Formula SAE elettrica dell'Università di Padova.

Sono state illustrate nel dettaglio le soluzioni tecniche adottate, in particolare per quanto riguarda la progettazione e la realizzazione dei motori sincroni, dei quali l'autore si è occupato in prima persona.

La massimizzazione della coppia specifica è stata perseguita adottando la topologia a rotore esterno, un avvolgimento a cave frazionarie e un raffreddamento diretto ad olio. Il ferro di rotore è stato eliminato utilizzando magneti permanenti in configurazione Halbach, migliorando l'induzione magnetica al traferro e riducendo massa ed inerzia rotazionale.

Sono stati costruiti dei prototipi intermedi, il cui processo produttivo viene spiegato sia in termini di miglioramenti che di compromessi.

La versione finale del motore eroga una coppia massima di 50 Nm e presenta una densità di coppia di 18 Nm/kg.

L'elaborato termina con una breve descrizione generale delle altre parti della monoposto, il cui obiettivo è stato il creare una base solida di conoscenze e soluzioni tecniche per il futuro del progetto Formula SAE a Padova.

La vettura ha partecipato alla Formula Student Germany 2016 e alla Formula SAE Italy 2017 nella classe 3. In questo secondo evento si è classificata al primo posto nella prova di Engineering Design.



# Bibliografia

- [1] Pagina ufficiale Formula SAE  
<http://fsaeonline.com/>
- [2] Pagina ufficiale Formula Student Germany  
<https://www.formulastudent.de/>
- [3] Regolamento Formula SAE 2016  
<http://www.fsaeonline.com/content/2015-16%20FSAE%20Rules%20revision%2091714%20kz.pdf>
- [4] Marco Munaro, Nicola Bianchi, and Giovanni Meneghetti, “High Torque Density PM Motor for Racing Applications”, in 2017 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 1-5 Oct. 2017, Cincinnati, US, pp. 5826 - 5833.
- [5] A. M. EL-Refaie, J. P. Alexander, S. Galioto, P. B. Reddy, Kum-Kang Huh, P. de Bock, X. Shen, “Advanced High-Power-Density Interior Permanent Magnet Motor for Traction Applications”, in *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 50, Sept.-Oct. 2014, pp. 3235 - 3248.
- [6] Jian Luo, Cheng Zhao, Ronghai Qu, Lingyun Gu, Xiaobo Zhang, “A comparison of IPM traction machines with different PM materials”, in 2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 15-19 Sept. 2013, Denver, CO, USA.
- [7] Wataru Kakihara, Masatsugu Takemoto, Satoshi Ogasawara, “Rotor structure in 50 kW spoke-type interior permanent magnet synchronous motor with ferrite permanent magnets for automotive applications”, in 2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 15-19 Sept. 2013, Denver, CO, USA.
- [8] P. B. Reddy, A. M. El-Refaie, Kum-Kang Huh, J. K. Tangudu, T. M. Jahns, “Comparison of interior and surface PM machines equipped with fractional-slot concentrated windings for hybrid traction applications”, in 2011 IEEE Energy

- Conversion Congress and Exposition (ECCE), 17-22 Sept. 2011, Phoenix, AZ, USA.
- [9] Patel B. Reddy, T. M. Jahns, Patrick J. McCleer, Theodore. P. Bohn, “Design, analysis and fabrication of a high-performance fractional-slot concentrated winding surface PM machine”, in 2010 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE), 12-16 Sept. 2010, Atlanta, GA, USA.
- [10] H.C. Lovatt, V.S. Ramsden, B.C. Mecrow, “Design of an in-wheel motor for a solar-powered electric vehicle”, in *IEE Proceedings - Electric Power Applications*, Vol. 145, Sep. 1998, pp. 402 - 408.
- [11] Klaus Halbach, “Specialty Magnets”, in 1985 AIP Conference Proceedings, U.S. Summer School on High Energy Particle Accelerators 10 July 1985, Palo Alto, CA.
- [12] Klaus Halbach, “Design of Permanent Multipole Magnets with Oriented Rare Earth Cobalt Material”, in *Nuclear Instruments and Methods*, Vol. 169, 1 February 1980, pp. 1-10.
- [13] Youngki Kim, Shankar Mohan, Jason B. Siegel, Anna G. Stefanopoulou, “Maximum Power Estimation of Lithium-Ion Batteries Accounting for Thermal and Electrical Constraints”, in ASME 2013 Dynamic Systems and Control Conference, Oct. 21-23, 2013, Palo Alto, CA, USA.
- [14] Cree, Inc., “Design Considerations for Designing with Cree SiC Modules Part 1 - Understanding the Effects of Parasitic Inductance”, 2013 Application note.
- [15] Cree, Inc., “Design Considerations for Designing with Cree SiC Modules Part 2 - Techniques for Minimizing Parasitic Inductance”, 2013 Application note.